



Universidad Autónoma de Querétaro
 Facultad de Ingeniería
 Doctorado en Ingeniería

**Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento
 Direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados**

TESIS

Que como parte de los requisitos para obtener el grado de
Doctor en Ingeniería

Presenta:
 Liborio Jesús Bortoni Anzures

Dirigido por:
 Dr. Miguel Martínez Madrid

Codirigida por:
 Dr. Gilberto Herrera Ruíz y Dr. Rodrigo Castañeda Miranda.

SINODALES

Dr. Miguel Martínez Madrid
 Presidente



 Firma

Dr. Gilberto Herrera Ruíz
 Secretario



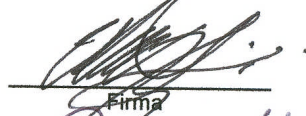
 Firma

Dr. Rodrigo Castañeda Miranda
 Propietario



 Firma

Dr. Daniel Alaníz Lumbreras
 Propietario




 Firma

Dr. Juan José Méndez Palacios
 Vocal



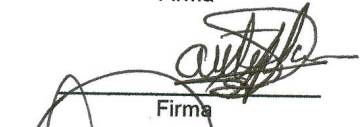
 Firma

Dr. Ibrahim Serroukh Jibari
 Suplente



 Firma

Dr. Saúl Santillán Gutiérrez
 Suplente

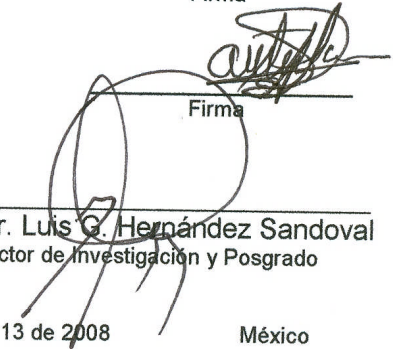


 Firma

Dr. Gilberto Herrera Ruíz
 Director de la Facultad de Ingeniería

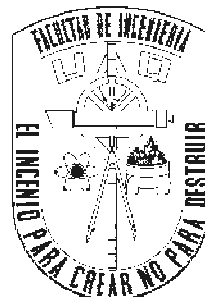


Dr. Luis G. Hernández Sandoval
 Director de Investigación y Posgrado



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE QUERÉTARO

FACULTAD DE INGENIERIA - DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO



Tesis doctoral

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados

Aspirante: M. I. Liborio Jesús Bortoni Anzures

Director de tesis: Dr. Miguel Martínez Madrid
Instituto Mexicano del Transporte

Asesor: Dr. Gilberto Herrera Ruiz
Universidad Autónoma de Querétaro

Asesor: Dr. Rodrigo Castañeda Miranda
Universidad Autónoma de Querétaro

Cuando el semirremolque contiene al menos un par de ejes rígidos, en el momento en el que el tractor sigue una trayectoria curva, las ruedas traseras del semirremolque sólo consiguen desplazarse diagonalmente sobre el pavimento, esto provoca un desgaste acelerado de los neumáticos y que el eje trasero tenga un desfase con respecto a la trayectoria del tractor, afectando así su estabilidad.

Esta condición es inherente a este tipo de vehículos, dadas sus dimensiones geométricas, su propio peso y el de su carga, resultando en una pobre maniobrabilidad, daño a pavimentos y un potencial riesgo de accidente al invadir carriles adyacentes.

En este trabajo se presenta una propuesta modelada y experimental de un sistema automático de dirección forzada mecatrónica, implementada en un vehículo experimental basado en una revisión bibliográfica del estado del arte de las distintas alternativas tecnológicas que mejoran el desempeño direccional de vehículos articulados.

Palabras clave: vehículos articulados, dirección automática, lógica difusa, semirremolque.

When a truck pull a semitrailer containing a couple of rigid axels along a curved trajectory; the semi-trailer fails to follow the truck trajectory, and the back wheels of the semi-trailer are forced to slip slantingly on the pavement. This causes rapid tire wear, besides the off-tracking, thus affecting it's overall stability.

This condition is inherent to these type of vehicles. Given the geometric dimensions of the vehicle, coupled with the weight of its load results in poor maneuverability, excessive tire wear, damage to pavement and greater potential for accidents when invading adjacent lanes, due to lack of vehicle control.

This document demonstrates the tests results a modeling and experimental proposal of a mechatronic forced-steering automatic system. It was implemented in an experimental vehicle based on a bibliographical revision of the state of the art in alternative technological solutions that improve the directional performance of articulate vehicles.

Key words: articulated vehicles, automatic steering, fuzzy logic, semitrailer.

AGRADECIMIENTOS

Primeramente debo agradecer a mi país, que a través del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología me brindó la oportunidad de realizar los estudios de maestría y doctorado, así mismo a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Querétaro y al Instituto Mexicano del Transporte por el apoyo brindado como institución ya que no sería posible mencionar de manera personal a todos aquellos que intervinieron de alguna manera para la conclusión de mis estudios.

Así mismo a mis asesores y maestros, y de manera especial al Dr. Miguel Martínez Madrid y al Dr. Gilberto Herrera Ruíz por su guía y apoyo más allá de lo concerniente a la dirección de esta tesis y durante el estudio de mi doctorado, más como la de un buen amigo, lo que siempre valoraré.

A mis padres por su cariño y amor incondicional, así como sus invaluable enseñanzas.

Y a mi abuelo, el Ing. Carlos Anzures Ruiz por la responsabilidad y fuerza que siempre me inculcó y que su recuerdo me inspira.

Resumen	i
Abstract	ii
Agradecimientos	iii
Índice	iv
Índice de figuras	vi
Capítulo 1. Introducción	1
1.1 Marco teórico	
1.2 Antecedentes	
1.3 Objetivos	
1.4 Hipótesis	
Capítulo 2. Generalidades	14
2.1 Estabilidad direccional	
2.2 Medidas de desempeño	
2.3 Daño a pavimentos	
2.4 Tecnologías para ejes direccionales	
Capítulo 3. Equipo de medición	30
3.1 Tarjeta de adquisición de datos	
3.2 Software de captura	
3.3 Sensores	
Capítulo 4. Instrumentación de vehículos articulados	41
4.1 Vehículos de prueba	
4.2 Localización de los sensores	
4.3 Sensor de dirección	
4.4 Sensor de articulación	
4.5 Medición de velocidad en neumáticos	
Capítulo 5. Formulación experimental	48
5.1 Antecedentes	
5.2 Desarrollo de la ecuación	
5.3 Control mediante lógica difusa	

Capítulo 6. Experimentación	59
6.1 Maniobras estandarizadas	
6.2 Maniobras no estandarizadas	
6.3 Locación de las pruebas	
Capítulo 7. Análisis de resultados	67
7.1 Tratamiento de los datos	
7.2 Sincronización de lecturas	
7.3 Resultados de las pruebas	
Capítulo 8. Semirremolque experimental	82
8.1 Diseño y construcción	
8.2 Recorridos de prueba	
8.3 Resultados	
8.4 Discusión	
Capítulo 9. Ecuación de control	93
9.1 Introducción	
9.2 Consideraciones	
9.3 Desarrollo de la ecuación	
Capítulo 10. Conclusiones	101
Referencias	103
Apéndice	
A. Formato de captura de datos	109
B. Resultados de pruebas Coca-Cola	112
C. Resultados de pruebas Egoba	116
D. Programa SIGES	123
E. Programa de interpolación	128
F. Programa de conversión	130
G. Tesis dirigidas	131
H. Publicaciones	134

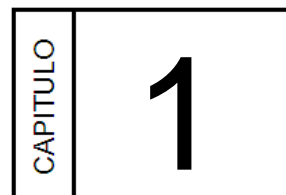
INDICE DE FIGURAS

Fig.	Descripción	Página
1.1	Tráfico de carga en México en millones de toneladas.	2
1.2	Centro instantáneo de rotación.	4
1.3	Curva de error en un sistema de dirección en disposición de cuadrilátero articulado.	5
1.4	Geometría de giro de un vehículo con dos ejes en rígidos.	6
1.5	Desviación de rodadura en un giro estacionario de un vehículo de 2 ejes.	6
1.6	Desviación de rodadas es un giro estacionario de un vehículo articulado tractor-semirremolque.	7
1.7	Trayectoria polar de un tractor-semirremolque en el periodo transitorio de giro.	8
1.8	Vehículo experimental Trackaxle.	10
1.9	Vehículo experimental de la Universidad de Cambridge.	11
1.10	Trayectoria esperada en un tractor y un semirremolque con eje directriz.	12
2.1	Modelo de vuelco de vehículo con suspensión elástica.	15
2.2	Base utilizada para los modelos matemáticos Vehículo-Suelo.	21
2.3	Prueba realizada por la Universidad de Cambridge.	22
2.4	Daño a pavimentos rígidos por tipo de vehículo.	13
2.5	Daño a pavimentos flexibles por tipo de vehículo.	13
2.6	Eje auto virable con perno rey adelantado.	27
2.7	Eje auto virable con perno rey alineado.	28
2.8	Eje auto virable tipo torna mesa.	28
2.9	Eje auto virable tipo paralelogramo, retráctil con elevación automática en reversa.	29
2.10	Eje auto virable tipo paralelogramo, retráctil con elevación automática en reversa y con equipo de auto centrado.	29
3.1	Micro-controlador PIC 16C745.	31
3.2	Diagrama del circuito CODIPA 2.	32
3.3	Vistas del equipo de captura por USB.	33
3.4	Programa USB-CAP.	34
3.5	Algoritmo del programa USB-CAP.	34
3.6	Programa de captura de señal de GPS.	35
3.7	Vista de trayectoria en el GPS Utility.	36
3.8	Vista del transductor 157-11103.	36
3.9	Mapa de satélites orbitando el planeta.	37
3.10	Receptor Garmin GPS 18.	39
3.11	Ubicación geográfico de algunos atributos del INIT 2007 en el estado de Querétaro	40
4.1	Camioneta – remolque instrumentado.	42
4.2	Vehículo T3S4R4.	43
4.3	Vehículo T3S2.	44
4.4	Vehículo T3S2 con semi-remolque tipo cama baja.	44
4.5	Instrumentación de un vehículo articulado.	45
4.6	Montaje del sensor para medición de ángulo en la rueda directriz.	46
4.7	Montaje del sensor para medición del ángulo de la articulación de vehículo.	47
4.8	Sensores de velocidad.	47

5.1	Geometría de un vehículo articulado durante un giro estacionario.	49
5.2	Trackaxle. Relación entre ángulo de articulación y ángulo en la dirección del semirremolque.	50
5.3	Vista trasera del remolque Trackaxle.	50
5.4	Relación entre ángulo de articulación y ángulo en la dirección del semirremolque propuesto por la Universidad de Cambridge (arreglada).	51
5.5	Vehículo experimental de la Universidad de Cambridge.	52
5.6	Modelo del vehículo experimental.	53
5.7	Programa DataFit.	53
5.8	Angulo en la articulación contra ángulo en ejes direccionales del semirremolque para minimizar el despiste.	54
5.9	Función de membresía del ángulo de articulación.	56
5.10	Función de membresía de la velocidad.	56
5.11	Respuesta del sistema en función de la velocidad.	56
5.12	Función de membresía de la velocidad.	57
5.13	Función de membresía del error.	57
5.14	Diagrama de bloques del control mediante lógica difusa.	58
5.15	Programa de adquisición con resultados del sistema de control.	58
6.1	Giro estacionario en baja y alta velocidad.	60
6.2	Giro transitorio.	61
6.3	Giro estacionario de velocidad variable y giro variable a velocidad constante.	61
6.4	Maniobra de rebase.	62
6.5	Maniobra de tránsito urbano.	62
6.6	Maniobra tipo slalom.	63
6.7	Maniobra de estacionamiento.	63
6.8	Maniobra de freno de emergencia.	64
6.9	Instituto Mexicano del Transporte.	65
6.10	Industria Envasadora de Querétaro.	65
6.11	Transportadora Egoba.	66
6.12	Retornos en la Av. 5 de Febrero.	66
7.1	Simulación de la generación de puntos de rastreo da GPS.	69
7.2	Primera parte del algoritmo de interpolación.	70
7.3	Segunda parte del algoritmo de interpolación.	71
7.4	Tercera parte del algoritmo de interpolación.	72
7.5	Algoritmo del programa de conversión y sincronización.	74
7.6	Maniobra de giro estacionario.	75
7.7	Maniobra tipo slalom.	75
7.8	Valores angulares en articulación y ruedas directrices.	76
7.9	Maniobra de retorno.	77
7.10	Velocidad durante la maniobra.	77
7.11	Valores angulares en articulación y ruedas directrices.	78
7.12	Vehículo de prueba en recorrido por carretera.	78
7.13	Valores angulares en articulación y ruedas directrices.	79
7.14	Trayectoria del vehículo durante retorno.	79
7.15	Vistas aéreas de los retornos en la Av. 5 de Feb., en los que se circuló durante la prueba.	80
7.16	Valores angulares en articulación y ruedas directrices.	80
7.17	Trayectoria del vehículo durante el segundo retorno.	81
7.18	Valores angulares en articulación y ruedas directrices.	81
8.1	Vistas del vehículo articulado experimental.	83
8.2	Dimensiones del vehículo experimental.	84

8.3	Eje direccional en el semirremolque.	85
8.4	Preparación e instrumentación del vehículo.	86
8.5	Programas ejecutados simultáneamente durante las pruebas.	87
8.6	Maniobras de slalom, giro estacionario y transitorio.	88
8.7	Locación de las pruebas.	89
8.8	Maniobras realizadas.	89
9.1	Giro en los neumáticos del semirremolque en giros cerrados.	95
9.2	Relación entre ángulo en articulación y ángulo en el sistema directriz del semirremolque para minimizar el ancho de vía.	95
9.3	Modelo del vehículo experimental.	96
9.4	Maniobra de giro transitorio con eje fijo en el semirremolque.	97
9.5	Maniobra de giro transitorio con eje direccional en el semirremolque.	97
9.6	Maniobra de giro estacionario (a) con eje fijo y (b) con eje direccional en el semirremolque.	97
9.7	Maniobra tipo slalom con eje fijo y con control direccional en el semirremolque.	98
9.8	Velocidad angular complementaria para el ejemplo de maniobras de slalom. La línea sólida representa al semirremolque y la punteada a la camioneta.	99

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



A nivel mundial, y en especial en México, el un medio ampliamente empleado para el transporte de mercancías es por carretera (figura 1.1) y en ella uno de los vehículos más rentables dada su relación carga/costo de operación es el tractor-semirremolque, por tanto ampliamente usado, pero sus dimensiones y características le infieren algunas desventajas, tales como una mala maniobrabilidad, desgaste prematuro de neumáticos, daños a la infraestructura carretera y un potencial riesgo de accidente cuando el vehículo llega a invadir algún carril adyacente al intentar circular por curvas cerradas o carreteras angostas.

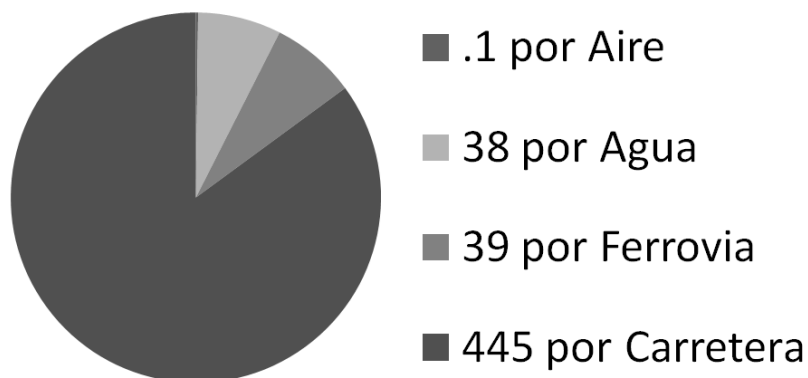


Figura 1.1 – Tráfico de carga en México en millones de toneladas. (Estadísticas del Transporte en América del Norte 2008. Instituto Mexicano del Transporte).

Es por ello que de manera permanente se buscan alternativas tecnológicas que permitan mejorar las características operativas de estos vehículos y consecuentemente contribuir a tener un sistema de transporte por carretera más eficiente y seguro.

Empresas fabricantes de este tipo de vehículos han desarrollado sistemas prototipo de apoyo tales como el caso de Volvo o Freightliner que disponen de equipos que monitorean la distancia con otros vehículos, o que ejercen control sobre el sistema de frenos para prevenir vuelcos e incluso mediante reconocimiento de imágenes alertar en el caso de invasión de carril.

Instituciones de investigación y universidades han considerado la construcción de carreteras inteligentes en conjunto con vehículos robot, donde de manera autónoma el vehículo será capaz de seguir trayectorias pre-definidas, como en el caso del proyecto California PATH de la Universidad de Berkeley donde ya se han realizado pruebas con diferentes vehículos prototipo.

Por otro lado, una alternativa tecnológica para elevar la rentabilidad del transporte carretero ha consistido en la incorporación de una mayor cantidad de ejes en los

vehículos, tratando de incrementar la carga útil transportada al tiempo de mantener niveles determinados por cuanto al peso que cada uno de los ejes, a través de los neumáticos ejerce sobre el pavimento. Aunque la incorporación de estos ejes también conlleva efectos negativos: Por un lado, la separación de los ejes está ligada al efecto potencial de los vehículos sobre los pavimentos, y por el otro lado el incremento en el número de ejes también provocará un decremento de las capacidades de maniobrabilidad del vehículo, de tal suerte que el beneficio de una mayor carga permitida se ve empañado por los posibles daños a pavimentos, y riesgos de accidente, además de la consecuente disminución en la maniobrabilidad del vehículo.

Considerando esto, se han propuesto además diferentes configuraciones en cuanto a estos ejes incorporados, como ejes retráctiles, auto-virables, o comandados, así como carreteras inteligentes con arreglos de sensores y sistemas de apoyo a los operadores.

En esta tesis se presenta una revisión de literatura respecto a los diversos diseños de ejes direccionales en semirremolques, así como la propuesta de un modelo de sistema de dirección forzada, controlado por un sistema electro-mecánico automático basado en un algoritmo de lógica difusa.

También se muestra una comparación del comportamiento dinámico-geométrico del sistema propuesto en contraste con un vehículo articulado de ejes tándem, en un vehículo experimental, a través de un programa de pruebas estandarizadas para este fin.

Aportando resultados de pruebas físicas de maniobrabilidad con vehículos en diferentes configuraciones y que complementan las publicaciones basadas en pruebas en simulador. Y una estructura de control diferente a los ya probados por otros investigadores.

1.1 Marco teórico

La dinámica lateral de un vehículo, está definida por un sistema de dirección que responda a las acciones ejercidas por el conductor y fuerzas externas ejercidas por el medio, tales como el viento, condiciones del camino, entre otros (Aparicio 1995).

A baja velocidad, la trayectoria del vehículo queda definida por la orientación de las ruedas directrices en función de la posición del volante.

La geometría de la dirección debe permitir que durante el giro exista un deslizamiento mínimo entre el neumático y el suelo, de manera que los neumáticos rueden en torno a un centro instantáneo de rotación común (O en la figura 1.2).

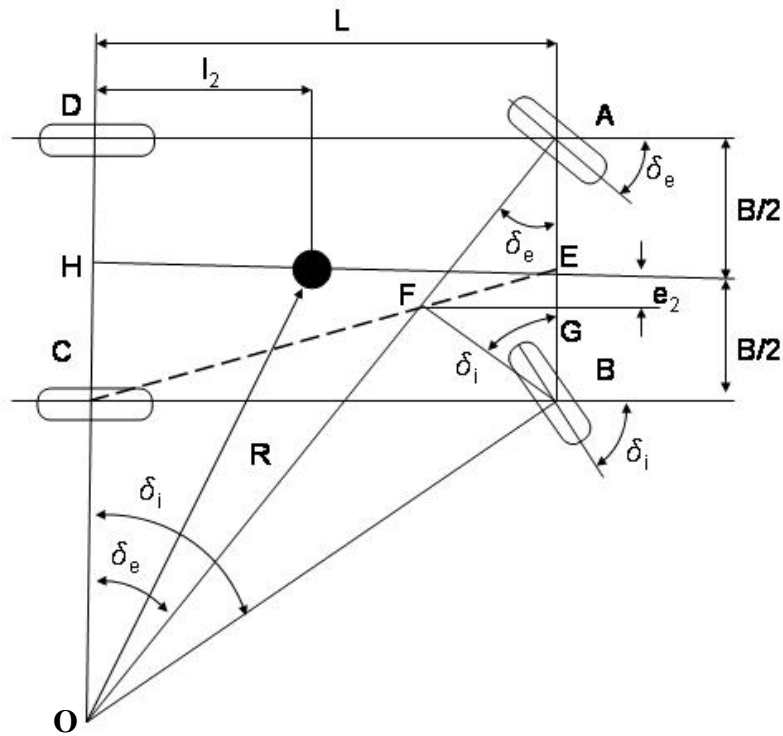


Figura 1.2 - Centro instantáneo de rotación (Aparicio 1995).

De la figura 1.2 se obtiene:

$$\text{Cot } \delta_i = \frac{\overline{OC}}{L} \quad (1)$$

$$\text{Cot } \delta_e = \frac{\overline{OC} + B}{L} \quad (2)$$

$$\text{Cot } \delta_e - \text{Cot } \delta_i = \frac{B}{L} \quad (3)$$

Esta relación se conoce como condición de Ackerman para la geometría de la dirección, donde cualquier pareja de ángulos δ_i y δ_e cumplirá la condición de Ackerman, si las rectas que contengan a los puntos A y B, forman respectivamente ángulos δ_i y δ_e con la recta AB y con los sentidos expresados en la figura 1.2, se cortarán en puntos de la recta que une el centro de proyección de

la rueda interior trasera (C) con el punto medio de la proyección del eje geométrico delantero.

Para diferentes giros δ_i de la rueda interior es posible definir geoméricamente los giros de la rueda exterior y con estos valores determinar correspondientes puntos F, al unirlos dibujan una curva, a medida que se separa de la línea EC, indica un error respecto a la geometría de Ackerman y, por tanto, un deslizamiento mayor o menor entre los neumáticos y el suelo. A esta línea se le denomina “curva de error”.

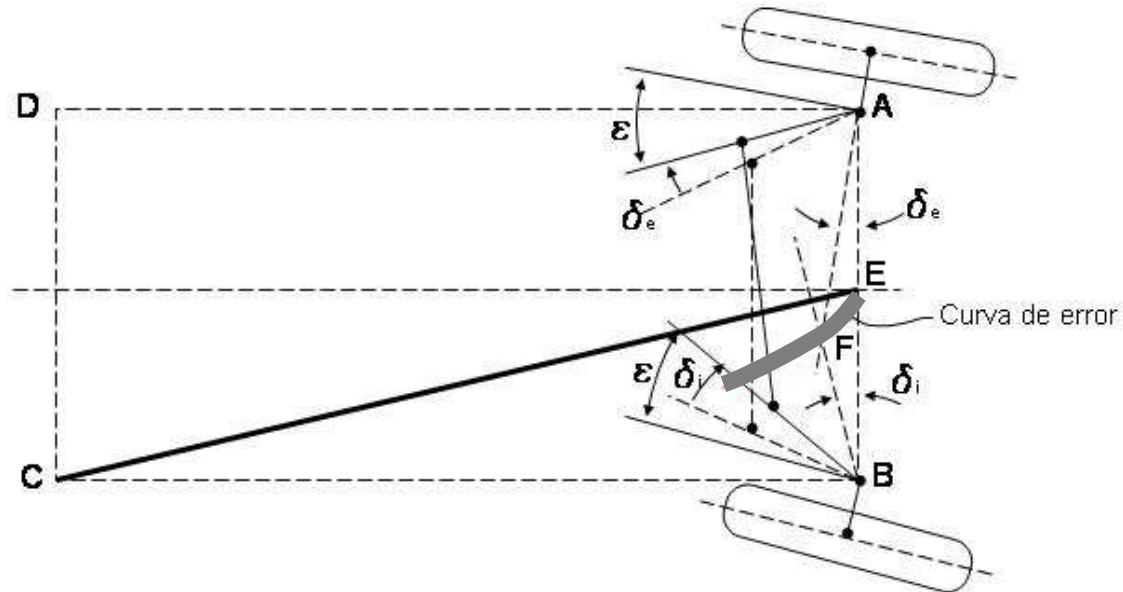


Figura 1.3 – Curva de error en un sistema de dirección en disposición de cuadrilátero articulado (Aparicio 1995).

El error de la dirección se verá modificado por la flexibilidad de la dirección, al ser sometida a diferentes cargas dinámicas del vehículo. Teniendo en cuenta la figura 1.3 es posible establecer una relación entre δ_i y δ_e .

$$\text{Sen}(\varepsilon - \delta_e) + \text{Sen}(\varepsilon - \delta_i) = \frac{B}{b} - \sqrt{\left(\frac{B}{b} - 2 \text{Sen } \varepsilon\right)^2 - (\text{Cos } (\varepsilon - \delta_e) - \text{Cos } (\varepsilon - \delta_i))^2} \quad (4)$$

El radio de de la trayectoria de deduce de la figura 1.2 Quedando la siguiente expresión:

$$R = \sqrt{l_2^2 + \overline{OH}^2} = \sqrt{l_2^2 + (L \text{ Cot } \delta_i + B/2)^2} \quad (5)$$

En un vehículo dotado con más de dos ejes, y uno solo es directriz, es imposible obtener giros en donde no se presente el deslizamiento lateral de los neumáticos respecto al suelo. En la figura 1.4 se ilustran los esfuerzos en los ejes tándem, el centro instantáneo de rodado se situará en un punto equidistante de ambos ejes.

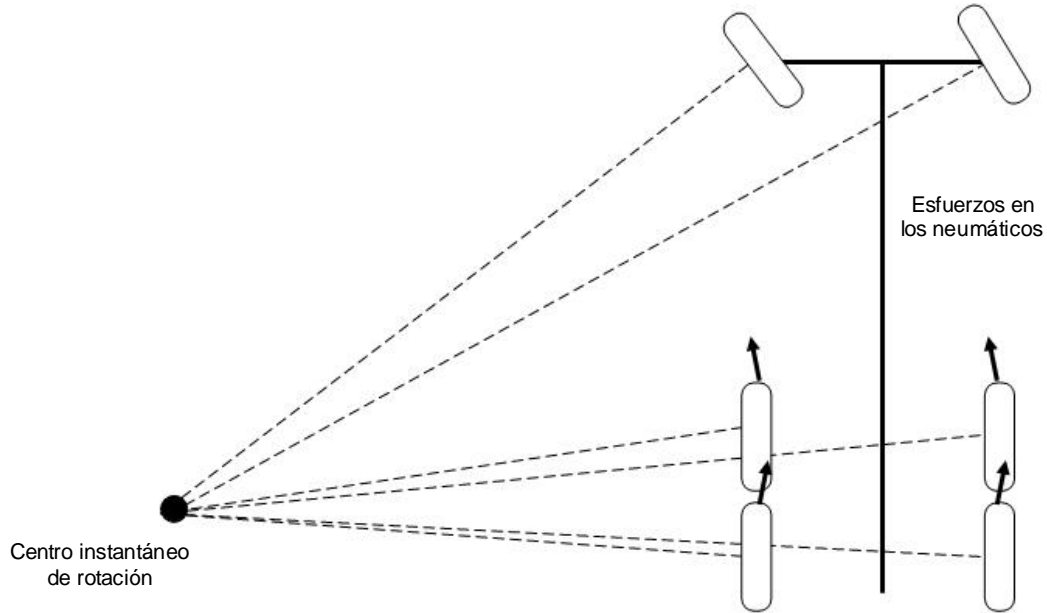


Figura 1.4 – Geometría de giro de un vehículo con dos ejes en rígidos (Aparicio 1995).

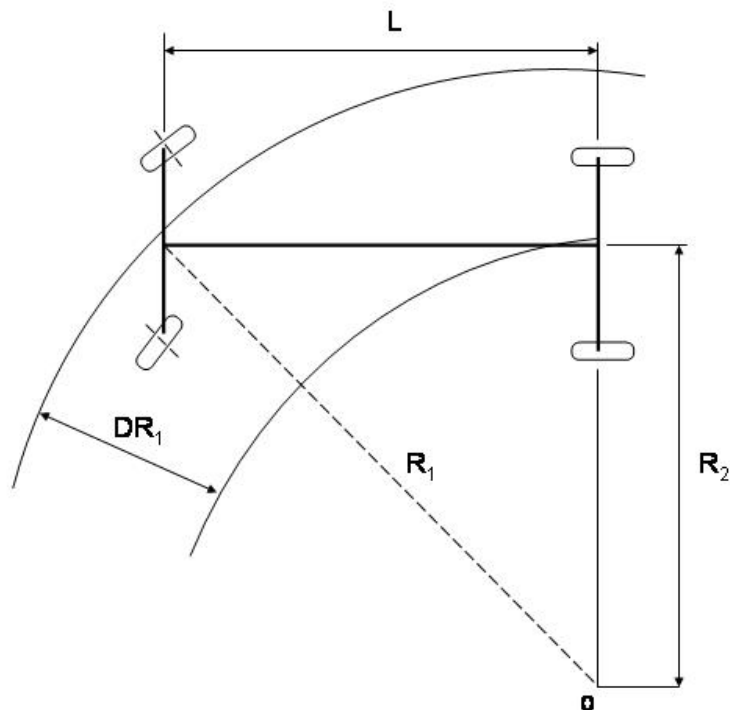


Figura 1.5 – Desviación de rodada (DR_1) en un vehículo de 2 ejes durante un giro estacionario (Aparicio 1995).

Cuando un vehículo en movimiento a baja velocidad mantiene constante el ángulo de la dirección, adquiere su condición estacionaria, de modo que todos sus ejes describen trayectorias de radios constantes aunque cada uno de estos ejes describa un radio distinto. A la diferencia entre el radio mayor y el radio menor de los ejes del vehículo durante un giro estacionario, se le llama “desviación de rodada”. Esta condición se muestra para un vehículo de dos ejes en la figura 1.5 y en la Figura 1.6 para un vehículo articulado.

La desviación de rodadura se calcula con la siguiente expresión:

$$DR_1 = R_1 - R_2 = R_1 - \sqrt{R_1^2 - L_1^2} \quad (6)$$

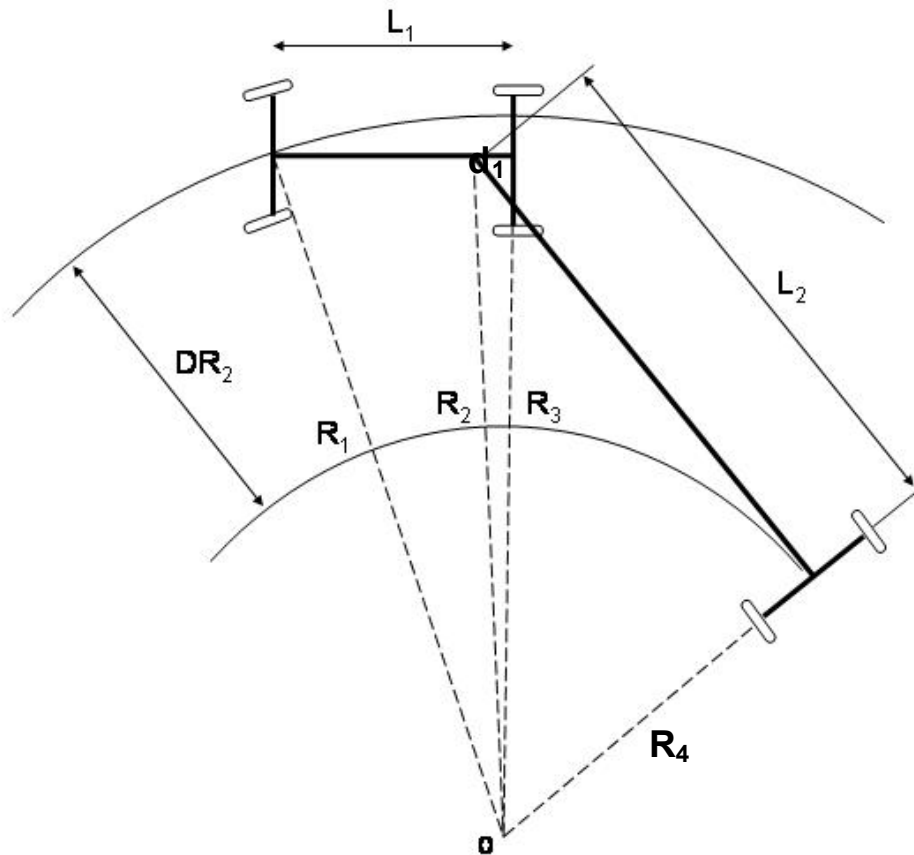


Figura 1.6 – Desviación de rodadura durante el giro estacionario de un vehículo articulado tractor-semirremolque (Aparicio 1995).

$$DR_2 = R_1 - R_4 = R_1 - \sqrt{R_1^2 - L_1^2 + d_1^2 - L_2^2} \quad (7)$$

Cuando el vehículo está circulando en una carretera, tenemos “desviaciones transitorias de rodada” al cambiar la dirección de la trayectoria de la unidad. En el caso de un vehículo tractor – semirremolque la desviación entre una trayectoria recta, que cambia a una curva, hasta llegar al punto de giro estacionario, quedaría representado de la siguiente manera:

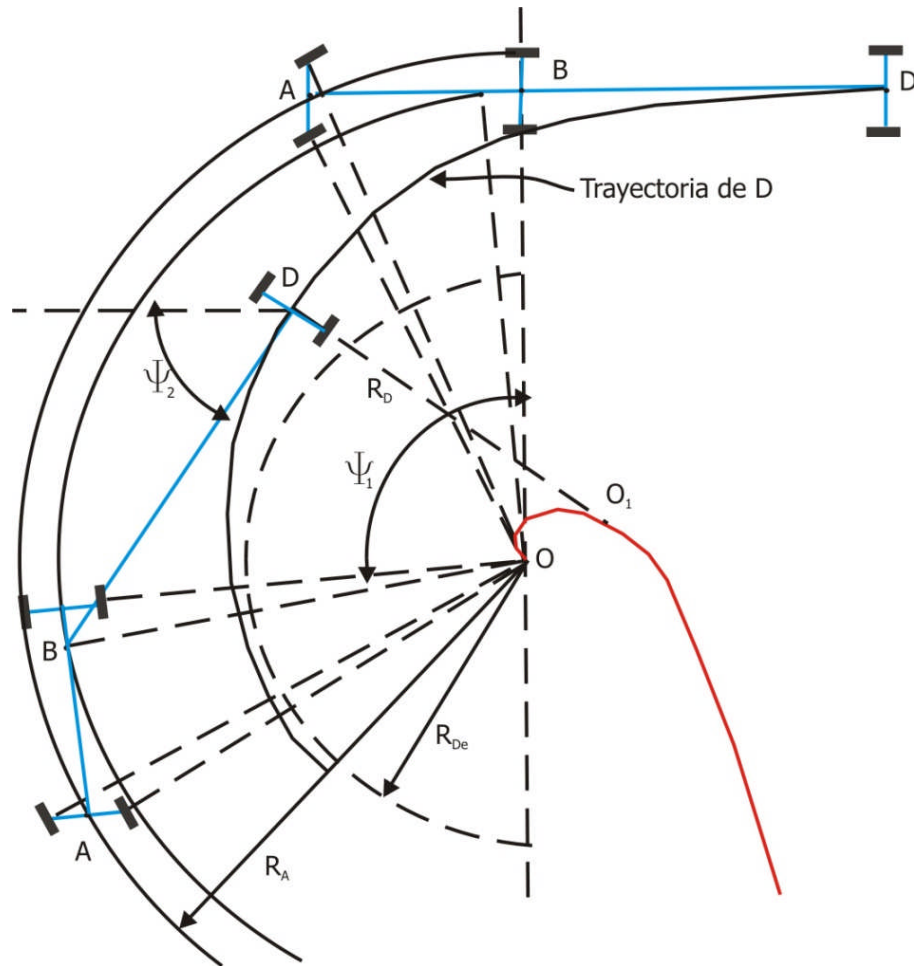


Figura 1.7 – Trayectoria polar de un tractor-semirremolque en el periodo transitorio de giro (Aparicio 1995).

Y el radio de giro queda expresado como: $R_D = L_2 / \tan(\Psi_1 - \Psi_2 + \varphi)$ (8)

1.2 Antecedentes

En 1963 F. Jindra presenta un trabajo en Estados Unidos en el que estudia la maniobrabilidad de los vehículos articulados e identifica el “despiste” (off-tracking) o desviación de rodado entre los ejes del tractor y los del semirremolque como el principal elemento representativo de la maniobrabilidad de estos vehículos.

Guillespi y. Winkler de la Universidad de Michigan estudiaron las características de la respuesta direccional de diferentes configuraciones de vehículos pesados de carga en 1977.

El-Gindy en 1987 publica en Canadá diversos modelos de simulación para predecir el comportamiento direccional de diferentes configuraciones de vehículos articulados. También a finales de la década de los 80's se planteó la incorporación de ejes auto direccionales, como una forma de incrementar el numero de ejes en el semirremolque minimizando el decremento de maniobrabilidad. (Guillemette,1988). En ese mismo año Brace publica un artículo sobre el beneficio del uso de este tipo de ejes en semirremolques de 2 ejes.

Para 1989 LeBlanc en conjunto con El-Gindy presentan resultados de sus experimentos sobre llevar a la práctica este tipo de ejes, demostrando el beneficio de su uso, aunque no en la misma proporción que la sugerida por la teoría. Así mismo, también en 1989, Aurell advirtió de la influencia del uso de estos ejes en la estabilidad dinámica del vehículo.

En la década de los noventa se realizaron diversos trabajos que permitieron un mejor entendimiento del comportamiento geométrico y dinámico de los vehículos articulados, entre estos están los estudios de equipo Batelle en 1995 del departamento de transporte de Estados Unidos acerca los pesos y dimensiones de los vehículos de carga.

Cole y Cebon de la Universidad de Cambridge publicaron resultados sobre la interacción entre los vehículos articulados y el pavimento, y el daño que en él se produce, a partir de in camino instrumentado por donde se desplazaron diferentes vehículos, caracterizando sus efectos en diferentes tipos de pavimentos.

Concerniente al establecimiento de procedimientos y maniobras de prueba se publicaron diversos trabajos, como los de Aurell y Winkler en 1995 sobre la estabilidad lateral: El-Gindy quien propone un grupo de medidas de desempeño direccional; Chee W. y M. Tomizuka trabajan sobre la prueba de cambio de carril para aplicaciones de autopistas inteligentes; mientras que Ma W.y H. Peng se centraron en los umbrales de vuelvo y el efecto guillotina en situaciones de pérdida de estabilidad.

En el área de modelado se pueden citar los trabajos de Chen C. y M. Tomizuka de la Universidad de Berkeley, así como los trabajos de seguimiento de trayectorias de Sampei para los vehículos articulados, de Lukowski para vehículos con ejes direccionales y finalmente Sankar y Vallurupalli, sobre ejes auto direccionales y de dirección forzada.

También durante esta década se hicieron publicaciones relacionadas al diseño geométrico de carreteras y el efecto en el tráfico de los vehículos articulados de carga, tales como Sanderson en Canadá y Rachel de Brasil, ambos en 1995.

A partir del 2000, se siguieron publicando trabajos sobre modelado, como los de Jujnovich en Inglaterra, Widberg y Dahlberg en España, Louca en Estados Unidos, De Pont en Sudáfrica. Estudios dinámicos como los de Ahmadian de Virginia Tech, y los auspiciados por la Oficina Federal de Seguridad en Carreteras de Estados Unidos.

Billing en Canadá, Chinni en Estados Unidos, y Sampson en Inglaterra se enfocaron en diseño y aplicación de pruebas de performance de las diferentes combinaciones vehiculares, mientras Coleman en Australia profundiza en el uso de ejes auto virables.

En el área de modelos de simulación, algunas de las aportaciones más importantes son los desarrollados por el Instituto del Transporte de Pennsylvania, que comercializa los siguientes programas:

TRUCKSIM – modelado no lineal de neumáticos para simular los efectos en suspensiones y sistemas de dirección.

YAW/ROLL – predice la respuesta en dirección y vuelco en vehículos articulados.

FASE 4 SIMULATOR – simula efectos de frenado y dirección a partir de un modelo de 71 grados de libertad.

SIMPLIFIED OFF-TRACKING – simula el despiste a baja velocidad en giro estacionario.

Por otra parte el modelo más ampliamente usado es el desarrollado por el Instituto de Investigación en Transporte de la Universidad de Michigan, (UMTRI) del cual actualmente se esta desarrollando una versión con 21 grados de libertad y 91 variables de estado. Este mismo instituto lleva a cabo trabajos de investigación en el área de dinámica vehicular, vehículos inteligentes, seguridad en vehículos pesados, simulación y modelado de conducción entre otros.

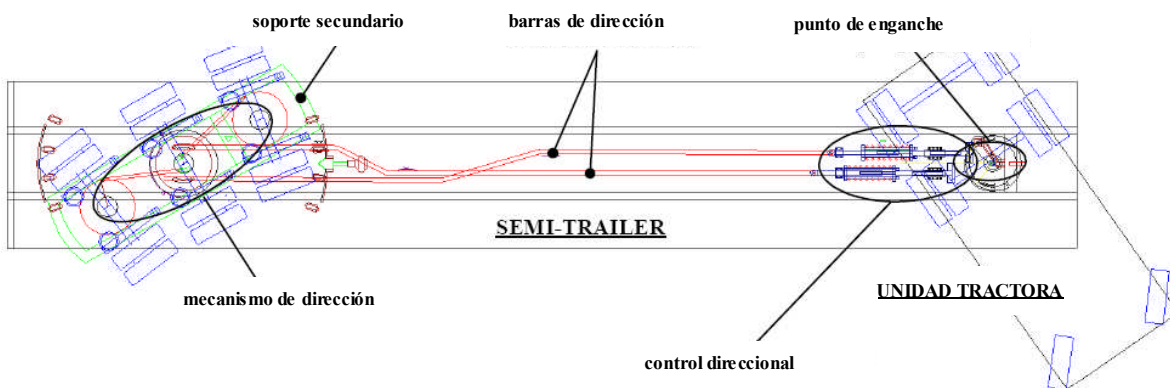


Figura 1.8 – Vehículo experimental Trackaxle (Prem, 2001).

A nivel prototipo, en el año 2000 la empresa australiana Gayat presenta la propuesta Trackaxle, que incorpora un chasis dirijible en el semirremolque, y que se controla direccionalmente en función del ángulo en el acoplamiento mecánico del semirremolque con el tractor (figura 1.8) (Prem, 2001).

El Consorcio de Dinámica Vehicular de Cambridge desarrolla actualmente trabajos privados en el área de vehículos controlados por computadora, dirección activa para vehículos articulados, estabilidad antivuelco y estrategias de ABS para vehículos articulados. El CVDC construyó un prototipo para probar dichos sistemas (figura 1.9) (A.B.D., 2005).



Figura 1.9 – Vehículo experimental de la Universidad de Cambridge (A.B.D., 2005).

Otras instituciones que realizan trabajos en estas mismas líneas de investigación son el National Road Transport Commission (Australia), Centre for Surface transportation technology, del National Research Council of Canada, y también universidades como la Universidad de Concordia y Laval en Canadá, la Universidad Nacional de Ciencia y Tecnología en Pingtung, Taiwán, la Universidad Berkeley y Virginia Tech

En 2005 con el apoyo de la Universidad Autónoma de Querétaro y el Instituto Mexicano del Transporte, se inicia el desarrollo de un sistema automático de dirección forzada para vehículos articulados que similarmente a los prototipos actuales, se basa fundamentalmente en el ángulo en la articulación entre el semirremolque y el tractor, pero incorporando otros factores, tales como la velocidad del vehículo, dirección del tractor, cambios marginales y transitorios en los sistemas de dirección, lo cual constituye un sistema de control, inteligente y autónomo que representa una ventaja competitiva respecto a otros prototipos. Se

muestra el desarrollo del sistema de adquisición de datos y las pruebas realizadas en un semirremolque experimental para validar el modelo de control propuesto.

1.3 Objetivos

Establecer la viabilidad tecnológica del desarrollo de un modelo teórico-practico para dotar a los semirremolques con un sistema direccional, que mejore la estabilidad del vehículo y optimice las condiciones de seguridad al transitar por nuestras redes carreteras.

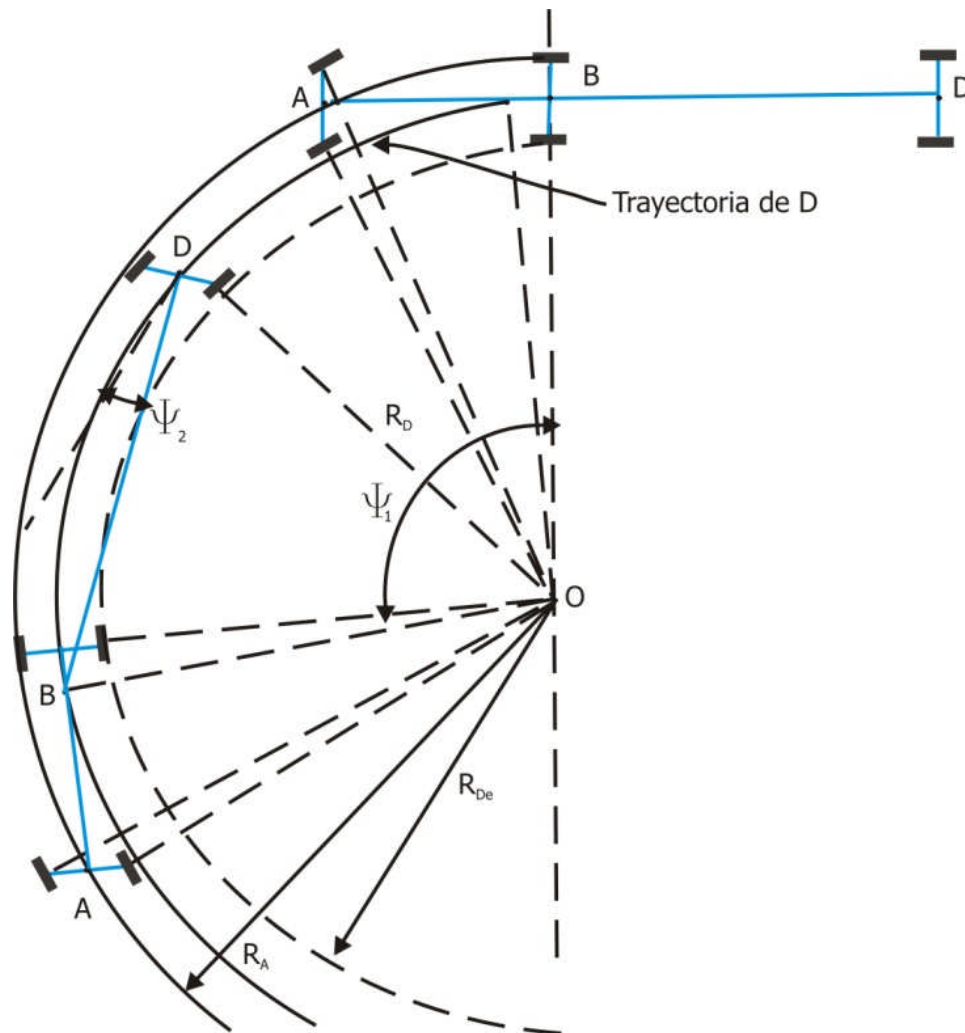


Figura 1.10 – Trayectoria esperada en un tractor - semirremolque con eje directriz (Bortoni 2005).

En la figura 1.10 se muestra la trayectoria del vehículo articulado propuesto, dotado con dirección comandada en el semirremolque durante un giro transitorio. Al comparar esta imagen con la figura 1.7, es evidente la reducción de la

desviación de rodadura entre el eje A y el D, consiguiendo así mismo disminuir el ancho de vía y los esfuerzos laterales en los neumáticos del semirremolque.

1.4 Hipótesis fundamentales

Mediante la incorporación de un sistema direccional inteligente en el semirremolque de un vehículo articulado se pueden mejorar las condiciones de maniobrabilidad sin incurrir en un deterioro en su estabilidad.

Un sistema de control mediante lógica difusa puede contener todos los parámetros de control necesarios de un sistema experto que supere la eficiencia de otros sistemas mecánicos.

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



2.1 Estabilidad direccional

La estabilidad direccional se refiere a la capacidad del vehículo de resistirse al vuelco, y en el caso de vehículos articulados de carga, esta condición representa un riesgo importante de accidentes como consecuencia de su elevado centro de gravedad (Aparicio, 1995).

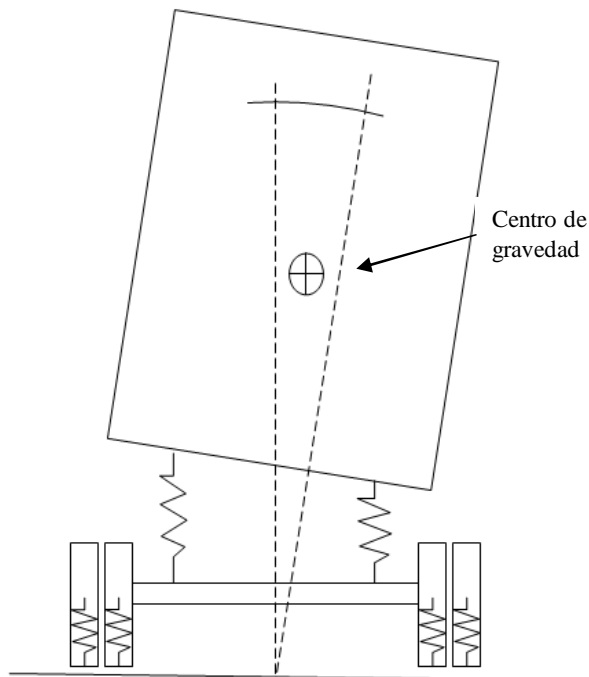


Figura 2.1 - Modelo de vuelco de vehículo con suspensión elástica (Aparicio 1995).

En un vehículo cada eje soporta una cierta masa y dispone de una suspensión que otorga una rigidez de balanceo distinta en cada uno de estos ejes, siendo distintas también las alturas correspondientes de los centros de balanceo, dependiendo de la distribución de la carga, o si esta es sólida o líquida.

Un vehículo tractor-semirremolque supone una rigidez de balanceo de cada eje, que va de menor a mayor desde el eje directriz del tractor, hasta el último eje del semirremolque. Esto implica que el último eje del semirremolque es el que determina el riesgo de vuelco y donde las modificaciones por cuanto al régimen de carga tienen mayor efecto.

Los factores que determinan la estabilidad lateral del vehículo (Aparicio, 1995) son:

- Balanceo de la masa suspendida
- Deformaciones causadas por la fuerza lateral
- Deformaciones causadas por las fuerzas longitudinales
- Deformaciones causadas por los pares de auto alineación
- Deformaciones causadas por las cargas verticales dinámicas
- Ángulo de caída del neumático
- Par de balanceo y su distribución en los diferentes ejes
- Esfuerzos longitudinales
- Pares auto-alienantes
- Distribución en los ejes de la masa suspendida
- Distribución en los ejes de la masa no suspendida
- Posición del centro de gravedad
- Batalla
- Centros de balanceo
- Distribución de los pares de balanceo
- Coeficientes de guiado por balanceo
- Rigidez de la dirección
- Rigidez de deriva
- Rigidez de caída
- Propiedades del par de auto alineación
- Características aerodinámicas

Estos factores se refieren a las características físicas del vehículo, y la reacción de este a los esfuerzos y deformaciones que ocurren durante el desplazamiento, así como su cantidad y tipo carga,

2.2 Medidas de desempeño

Mediante las medidas de desempeño se puede evaluar el comportamiento vial de los vehículos articulados de carga provistos de uno o más ejes en la unidad remolcada. Existen distintas medidas de desempeño tales como:

- Geométricas de baja velocidad
- Geométricas a alta velocidad
- Estabilidad direccional y lateral
- Efecto sobre el pavimento
- Eficiencia energética
- Desgaste de las llantas
- Situaciones extremas

En el caso de las situaciones de prueba se usan métodos de prueba normalizados para evaluar las perturbaciones como son: cambio de velocidad, frenado y cambio de dirección.

También se analiza las medidas de desempeño respecto a los efectos que se ejerce sobre el pavimento al realizar maniobras direccionales.

En cuanto a la rigidez de las llantas y la suspensión, no son afectadas cuando se opera a baja velocidad, a mayor velocidad (80 Km/h) la rigidez y el amortiguamiento de los componentes del vehículo definen la respuesta general del mismo.

2.2.1 Medidas de desempeño geométrico a baja velocidad

Este tipo de desempeño se refiere a la invasión a espacios adyacentes del camino por parte de los ejes o carrocería de los vehículos durante maniobras a baja velocidad.

2.2.1.1 Despiste a baja velocidad (DBV)

De acuerdo con Billing (2003) la magnitud de despiste se define como el desplazamiento interior de la huella del último remolque respecto de la trayectoria del eje delantero del tractor, al ejecutarse una vuelta derecha de 90°. Existen reglas de la forma en que debe ejecutarse la maniobra de acuerdo al radio de la curva; de acuerdo con Billing, el despiste no debe ser mayor a 6m en una curva de radio de 11m, lo cual no resulta conveniente en curvas demasiado cerradas.

2.2.1.2 Ancho total del barrido (ATB)

Según Coleman & Sweatman (2002), el ATB es el desplazamiento lateral máximo entre la trayectoria de la esquina exterior delantera del vehículo o unidad vehicular, y el filo delantero exterior de la rueda direccional exterior delantera de la unidad durante una vuelta en un radio pequeño a baja velocidad.

2.2.1.3 Ancho del barrido en círculo a baja velocidad

Fue descrito por Jujnovich & Cebon (2002) como el ancho máximo de la trayectoria barrida mientras se realiza una maniobra en círculo.

2.2.1.4 Barrido frontal (BF)

Coleman & Sweatman (2002), lo consideran como la desviación máxima entre la trayectoria de la esquina delantera exterior del vehículo o unidad vehicular remolcada la orilla delantera exterior de la rueda variable exterior delantera del tractor.

2.2.1.5 Barrido de la Zaga (BZ)

Se define como la máxima distancia lateral de la parte trasera del vehículo que se desplaza por fuera de la trayectoria de la rueda delantera, es decir con respecto al tractor.

La definición de Billing lo explica como el monto de intrusión de cualquier esquina lateral izquierda del vehículo en el carril de la izquierda de aquel ocupado por el vehículo durante la realización de una maniobra a la derecha. Empleando ejes virables tenderá a aumentar este barrido de la zaga.

2.2.2 Medias de desempeño geométrico alta velocidad

Este tipo de medidas de desempeño se refieren a las desviaciones de la trayectoria entre el tractor y el remolque, al realizar maniobras a una velocidad mayor de 80 Km/h.

2.2.2.1 Despiste a alta velocidad (DAV)

Coleman & Sweatman mencionan que el despiste a alta velocidad es la cantidad de espacio de carretera adicional usado por la combinación vehicular en una maniobra evasiva. Esta maniobra de cambio de carril se realiza a una velocidad de 90Km/h, también se emplea otra medida de desempeño conocida como high-speed off-tracking (despiste a alta velocidad), que se define como la medida en la cual las últimas llantas del vehículo se desplazan fuera de las llantas de la unidad de arrastre, en una vuelta a radio constante.

2.2.2.2 Cambio de carril a alta velocidad (Billing, 2003)

Billing considera esta medida como un indicador del potencial del vehículo para invadir al carril adyacente, o para sufrir una volcadura al golpear una barrera u obstáculo, indicando que esta medida cuantifica la oscilación direccional (YAW) en una perturbación direccional rápida. También menciona que el despiste no debe ser mayor a 0.8m, norma SAE (Society of Automotive Engineers) sobre la prueba de cambio de carril que existió hasta septiembre del 2000, misma que fue sustituida ese mismo año por la ISO14791-2000 (road vehicles). Dicho procedimiento establece una longitud para el cambio de carril de 61m., con una aceleración pico 1.15g (NRTC, 2000) siendo el desplazamiento lateral de 1.46m.

2.2.3 Medidas de desempeño en estabilidad direccional y lateral

Describe las medidas de desempeño relacionadas con la propensión del vehículo al ser inestable, ya sea direccional caracterizado por la ocurrencia de trompos o inestabilidad lateral que se caracteriza por volcadura.

2.2.3.1 Estabilidad lateral estática

Es una característica básica de los vehículos para establecer la tendencia básica a la volcadura, en donde la aceleración lateral es necesaria para que se produzca la volcadura, donde la aceleración se expresa en términos de la gravedad (g). De acuerdo a Jujnovich & Cebon.

$$ELE = \frac{v^2}{R} \quad (9)$$

Donde v es la velocidad y R es el radio de la curva

De acuerdo con Luo (2005) se describe como la inmunidad del vehículo para volcarse durante una vuelta en estado permanente, también como la aceleración lateral máxima antes que el vehículo tienda a la volcadura. Esto se caracteriza cuando las llantas de un costado del camión pierden contacto con el pavimento con excepción del eje direccional. Existe un valor mínimo para este desempeño el cual es de 0.35. Para medir este valor se somete al vehículo a una vuelta a alta velocidad en estado permanente se realiza a una velocidad de 100 km/h y el ángulo de dirección del volante incrementa a razón de 2° hasta alcanzar la volcadura, en este momento que se toma el valor de la aceleración lateral.

Coleman y Sweatman (2002) indican que el límite de estabilidad al balanceo es una propiedad crítica, mencionándola como aceleración lateral para producir la volcadura; ésta ocurre cuando todas las llantas de un lado se despegan del pavimento al alcanzarse una aceleración lateral igual o mayor al límite de volcadura del vehículo

2.2.3.2 Cociente de la transferencia lateral de la carga (CTLC)

Las alteraciones de los valores de las cargas en las ruedas sobre el pavimento al realizar maniobras direccionales se conocen como transferencia lateral de carga, la magnitud de ésta proporciona una medida para la tendencia a la volcadura y se mide de la siguiente manera:

$$CTLC = \left| \frac{F_{Zi} - F_{Zd}}{F_z} \right| \quad (10)$$

Donde F_{zi} es la suma de todas las fuerzas en las llantas del lado izquierdo; F_{zd} es la suma de las fuerzas del lado derecho, F_z la suma de las fuerzas de las cargas sobre el pavimento. Cuando el valor del CTLC se aproxima a la unidad significa que las fuerzas sobre el pavimento se concentran sobre uno de los extremos de los ejes señalando que uno de los extremos ha perdido contacto con la superficie del pavimento, lo cual genera la volcadura, dando un valor máximo del CTLC de 0.6.

Luo señala que la inmunidad de los vehículos para volcarse se relaciona con la transferencia de la carga de las llantas interiores hacia las exteriores, por lo que representa una herramienta efectiva para evaluar la estabilidad dinámica del vehículo.

Para Billing el cociente de transferencia de carga es el cambio fraccional de carga entre los lados izquierdo y derecho durante la realización de una maniobra evasiva. Esta medida señala qué tanto se acercó el vehículo a levantar todas las llantas de un lado.

2.2.3.3 Amplificación de la Zaga (AZ)

Luo menciona que las perturbaciones direccionales rápidas son mayores en los últimos cuerpos vehiculares, respecto a aquella de los cuerpos del frente, estando representada por aceleraciones y desplazamientos de mayor magnitud en tales unidades traseras. Se señala que un grado mayor de amplificación implica mayor probabilidad de volcadura del remolque y tal amplificación no debería exceder un valor de 2.2, el cual se obtuvo al realizar maniobras estandarizadas llevadas a cabo de 100km/h y una aceleración lateral de 0.15 g en el centro del eje delantero del tractor por un periodo de 3 segundos.

Coleman y Sweatman definen la amplificación de la zaga como el cociente de la aceleración lateral en el centro de gravedad de la última unidad, entre aquella aceleración del punto correspondiente de la unidad de arrastre, al llevar a cabo una maniobra dinámica a una frecuencia dada. Se indica que la oscilación direccional produce mayor movimiento en la unidad posterior que la unidad de arrastre. Entonces la amplificación de la zaga expresa la combinación vehicular a desarrollar aceleraciones laterales más altas en las unidades traseras, de esta manera la amplificación de la zaga expresa la cantidad de espacio adicional del camino que es usado por el vehículo durante una maniobra evasiva.

2.3 Daño a pavimentos

Los daños a pavimentos son producidos en su gran mayoría por la interacción de los distintos ejes en vehículos pesados, los espacios entre sus ejes y las diferentes cargas. Estos daños generalmente no son perceptibles inmediatamente,

solo con el transcurso del tiempo los daños son evidentes sobre los caminos. Además un aspecto importante son las distintas combinaciones vehiculares, esto es, los distintos tipos de tractor y las diferentes características de las cajas, plataformas, tanques, etc. y principalmente el número de ejes, por la interacción de estos sobre el camino.

Por otra parte el diseño de la suspensión, juega un papel importante en cuanto mayor o menor será el efecto sobre el camino. Hoy en día la suspensión de aire es la más empleada para proteger la carga de las vibraciones dinámicas transmitidas desde los neumáticos. El peso de la carga transportada se reparte en todas las ruedas en cada uno de los ejes, en proporciones que dependerán de la distancia entre ellos y con respecto a la quinta rueda. Cabe mencionar que una combinación vehicular que produzca menor daño al pavimento, también sufrirá un menor desgaste de sus neumáticos.

D. J. Cole y D. Cebon de la Universidad de Cambridge se basaron en la modelación matemática que se hizo con base en la vibración producida por la dinámica del vehículo, convirtiéndola en un rango de frecuencia de 0.1 a 20 Hz. Estas pruebas fueron hechas con 40 combinaciones de tractores con semirremolques.

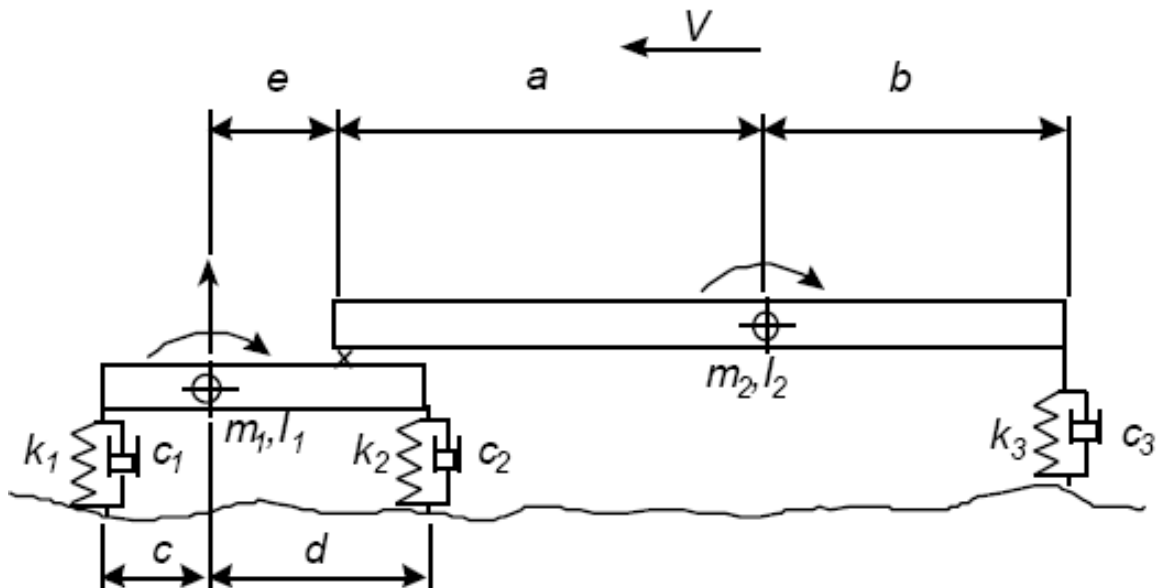


Figura 2.2 - Base utilizada para los modelos matemáticos Vehículo-Suelo (Cole 1996).

La modelación se hizo a partir de un tractor con dos ejes y la caja con sólo uno, a partir de éste se pueden agregar más ejes y dimensiones, solo se consideran tres grados de libertad, dándole a cada variación un determinado porcentaje de trabajo sobre el camino, tal como se ilustra en la figura 2.2.

Se llegó a la conclusión que con la mejor combinación de tractor con el semirremolque indicado se tendrá una mejor relación con el camino, obteniendo menor desgaste para este último, además de menor desgaste de los neumáticos.

David Cebon (Universidad de Cambridge en Inglaterra) en una de sus investigaciones, instrumentó un camino y con ello se midieron las fuerzas, el desgaste sobre el mismo, además de lo importante de una buena suspensión y una carga distribuida. Mostrado en la figura 2.3.

La influencia de daño sobre el pavimento depende de su rigidez o su flexibilidad, pero también influye la temperatura u otras condiciones ambientales para la buena condición de manejo. El material utilizado en el camino va de acuerdo a su entorno, dependiendo del ambiente donde se encuentre el camino. El daño se puede evitar de alguna forma por medio del uso de concreto, por la mayor resistencia que éste proporciona.

Las pruebas se hicieron en distintas velocidades y frecuencias. Se tuvieron cuatro consideraciones en la estática de camino: peso en bruto del vehículo, número de ejes, distancia entre ellos y las condiciones de contacto de los neumáticos. Las cuatro condiciones anteriores permiten determinar la estática de las fuerzas de los neumáticos.

En las siguientes figuras 2.4 y 2.5 se aprecian las distintas combinaciones de tractores con sus semirremolques, y los daños ocasionados al camino por cada uno de ellos. Por la parte de la instrumentación es muy relevante la precisión de las medidas, ya que conlleva la repetitividad, linealidad y una buena resolución.

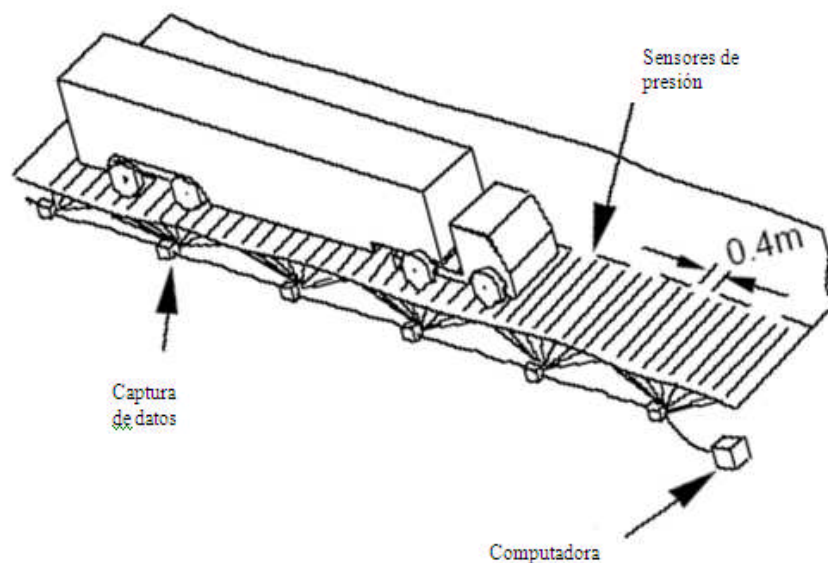


Figura 2.3. Prueba realizada por la Universidad de Cambridge (Cole 1996).

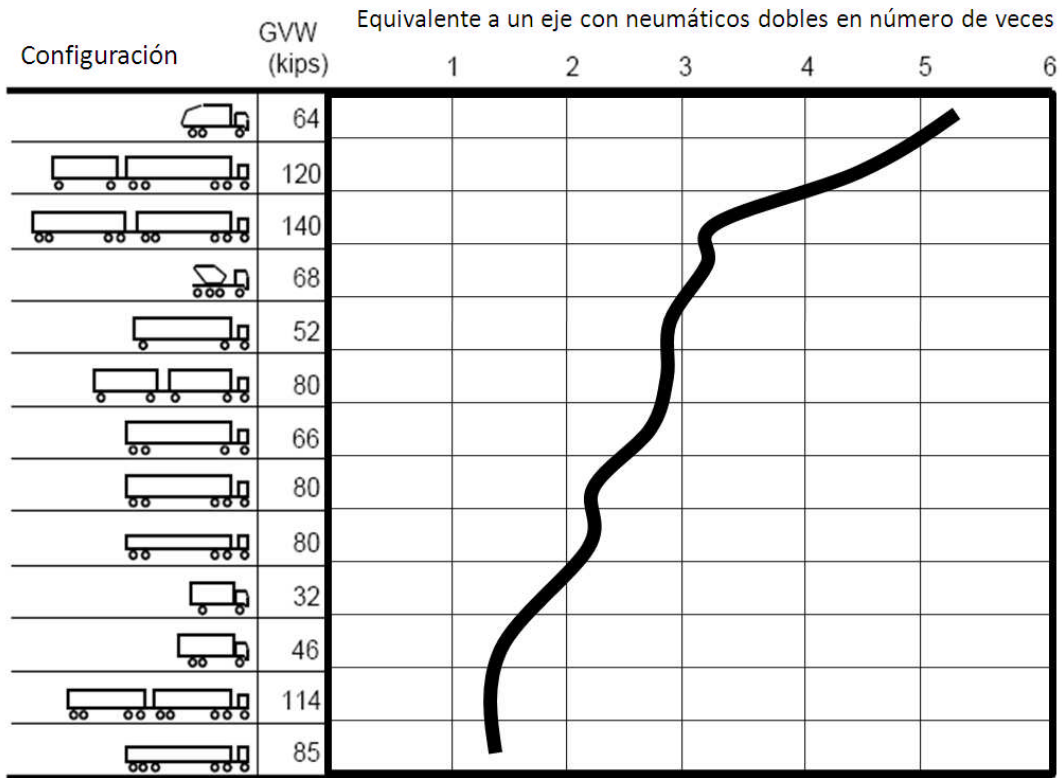


Figura 2.4.- Daño a pavimentos rígidos por tipo de vehículo (Cole 1996).

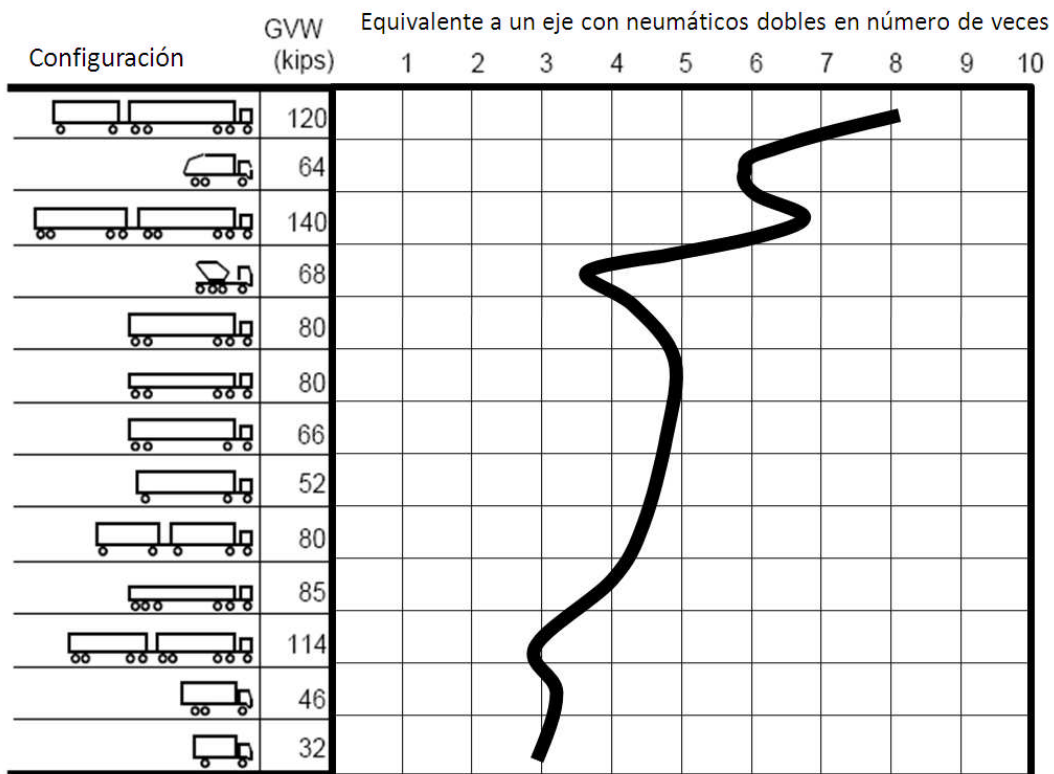


Figura 2.5 – Daño a pavimentos flexibles por tipo de vehículo (Cole 1996).

Esta es la forma de las mediciones, todo un camino perfectamente instrumentado, con cables piezoeléctricos, sensores de velocidad, sensores angulares y laterales, registrando todas las mediciones en una PC. La magnitud de las medidas dependerá de la superficie del camino y de la velocidad del vehículo además de la suspensión y propiedades de los neumáticos.

Teniendo todas los resultados podemos entender que si se sobrepasa el nivel de resistencia de cualquier camino, comenzará la deformación del mismo, sólo tendrá que transcurrir un cierto tiempo para que ésta se comience a mostrar, al transcurrir más tiempo la resistencia será nula y el daño será irreversible en el camino.

2.4 Tecnologías para ejes direccionales

A continuación se presenta una revisión de las tecnologías comerciales de construcción de los ejes virables en combinaciones vehiculares, incluyendo una descripción de los sistemas de dirección en general.

2.4.1 Sistemas de dirección

De acuerdo con Billing (2003), existen tres tipos de sistemas de dirección:

- Dirección comandada
- Dirección forzada o articulada; y
- Autodirección

2.4.1.1 Dirección comandada

Para facilitar la descripción de este sistema, es conveniente señalar que el eje delantero de la mayoría de vehículos usa un sistema de dirección del tipo comandado.

En este sistema, el conductor del vehículo gira el volante de la dirección, generando una especie de orden para que el sistema de movimiento respectivo oriente a las ruedas del eje en forma proporcional al giro dado al volante. Este orden o comando se transfiere por lo general mediante un eslabonamiento mecánico o sistema hidráulico, que se encarga de efectuar la orientación deseada de las ruedas. El comando controla el ángulo de dirección entre las ruedas y el eje longitudinal del vehículo, lo cual crea una fuerza que mueve al vehículo hacia la dirección deseada de desplazamiento.

2.4.1.2 Dirección forzada

Este sistema de dirección usa por lo común un mecanismo para orientar al eje o *boggie* del semirremolque o remolque, en proporción directa al ángulo de la articulación entre el vehículo de arrastre o tractor, y la unidad vehicular a la cual está sujeto el eje o *boggie*.

De esta manera, el ángulo de la articulación y el mecanismo respectivo, controlan la orientación de las ruedas de la unidad arrastrada, y ayudan a ésta a realizar la maniobra direccional.

Es importante notar que la orientación de las ruedas en un sistema de dirección forzada, permanece constante durante una vuelta en estado permanente, en donde las ruedas generan las fuerzas laterales que pueden contribuir a darle estabilidad lateral/direccional al vehículo.

2.4.1.3 Eje autovirable

Un eje autovirable cambia de orientación únicamente en respuesta a las fuerzas laterales que se desarrollan entre las llantas y el camino, no existiendo acoplamiento alguno con el vehículo, y careciendo en general de cualquier forma de control.

El eje autovirable requiere una combinación de arrastre, rigidez y de amortiguamiento para seguir fielmente la trayectoria deseada, esto es, sin deslizamientos o corrimientos.

El arrastre (*trail*) es la distancia longitudinal entre el eje de rotación del sistema de la dirección y el centro del área de contacto de la llanta. Este arrastre se compone del arrastre mecánico y del arrastre neumático.

El arrastre mecánico es la distancia física longitudinal entre el eje de giro de la dirección y el centro del árbol del eje; el arrastre neumático es la distancia del centro del área de contacto de la llanta y el centro del árbol del eje. Este arrastre neumático está en función de la velocidad de avance del vehículo.

Con objeto de disminuir los efectos negativos del potencial des-balanceo de las fuerzas de frenado de las ruedas a ambos extremos del eje, los ejes autovirables cuentan por lo común con un dispositivo o sistema que proporciona una fuerza restauradora para regresar al eje a la posición central.

Antes de orientarse de acuerdo a la dirección del vehículo, las fuerzas laterales en los neumáticos de los ejes autovirables deben vencer la fricción llanta-pavimento, y posteriormente deberán también vencer la resistencia del sistema de auto-centrado.

La fricción y la rigidez en el sistema de dirección, e incluso el amortiguamiento provisto en algunos sistemas contribuyen, de la misma manera, a darle estabilidad al sistema autovirable. Las llantas en este eje no poseen control alguno y se orientan libremente, siguiendo la dirección de desplazamiento del remolque, como una función de las resistencias internas del sistema de autodirección.

Al respecto, se reconoce que un problema con estos ejes autovirables es que la fuerza lateral desarrollada en ellos puede llegar a ser tan pequeña, que la contribución de estos ejes a la estabilidad lateral-direccional del vehículo se ve limitada a la resistencia que el mecanismo de auto-centrado pueda presentar.

En caso de que las ruedas en ambos extremos de un eje sean montadas de manera individual, esto es, cada una con su perno rey, se debe emplear un mecanismo rótula-biela (*tie rod*), para asegurar la coordinación de la orientación de las ruedas en ambos extremos, proveyendo así la geometría direccional requerida.

De acuerdo con la reglamentación de la provincia de Ontario, la definición legal de un eje autovirable incluye lo siguiente (Billing, 2003):

“... en el que las ruedas pueden articularse en respuesta a las fuerzas generadas entre las llantas y el camino, o a través de mecanismos que operen de manera independiente al operador de la unidad...”

2.4.2 Tecnologías para ejes autovirables

Nuevamente, según Billing (2003), son tres los tipos de ejes de autodirección más importantes:

- Perno rey adelantado
- Perno rey alineado
- Torna mesa

2.4.2.1 Eje autovirable con perno rey adelantado

El eje autovirable con perno rey adelantado tiene un perno rey cuya orientación nominal es la vertical, el cual se coloca normalmente entre 0.15 y 0.2 m por delante del árbol del eje, como se muestra en la fig. 2.6. Esta figura sólo representa el arreglo general del sistema, y no entra en detalles por cuanto el mecanismo de auto-centrado, las partes de la suspensión y los candados para el bloqueo del eje.

El arrastre mecánico en este tipo de eje es por lo común suficiente para darle estabilidad al mecanismo, esto es, para que no presente corrimientos o desviaciones riesgosas de la trayectoria.

Sin embargo, el perno rey puede desviarse de la orientación vertical como resultado de:

- 1) cambios en la altura de trabajo del eje autovirable;
- 2) cambios en el ángulo de la plataforma del semirremolque, los cuales se presentan al usarse estos ejes en tractores con diferentes alturas de la quinta rueda; y
- (3) deflexiones de los diversos componentes por efecto de la carga, que incluyen las suspensiones del tractor y semirremolque, así como los respectivos bastidores

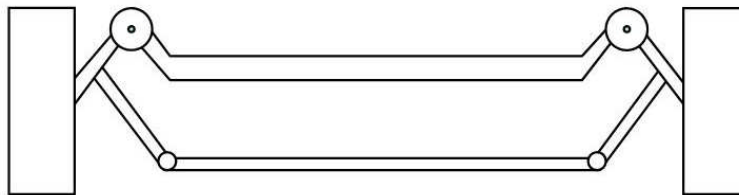


Figura 2.6 - Eje auto virable con perno rey adelantado (Romero 2005).

Se reconoce, sin embargo, que usar suspensiones de aire tanto en el tractor como en la unidad arrastrada, reduce considerablemente la variación de la altura de la suspensión por efecto de la carga, de tal suerte que estos ejes auto virables pueden montarse en una suspensión de aire la cual cuenta con un brazo de arrastre.

2.4.2.2 Eje auto-direccional con perno de rey alineado

Este eje autovirable posee un perno rey inclinado, el cual se encuentra en línea con el árbol del eje, como se muestra en la figura 2.7. Al igual que en el caso de la figura 2.6. Con objeto de darle claridad a la representación gráfica mostrada en dicha figura, no se incluyen en ella algunos detalles por cuanto a la suspensión y seguros de giro. Este eje es esencialmente similar al eje direccional delantero de un camión no articulado de dos ejes, distinguiéndose por emplear un ángulo de inclinación mayor, con objeto de incrementar el arrastre y asegurar la estabilidad direccional dinámica.

La estabilidad de este tipo de eje depende de manera crítica del ángulo de inclinación del perno rey, el cual puede variar por los efectos descritos anteriormente.

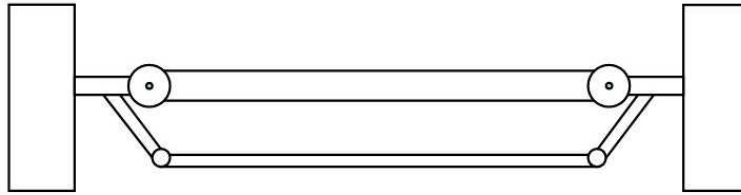


Figura 2.7 - Eje auto virable con perno rey alineado (Romero 2005).

De esta forma, una suspensión de aire con un brazo de arrastre simple, no siempre proporciona el suficiente control de la inclinación del perno rey para asegurar una estabilidad direccional. Como resultado de esta situación, este tipo de eje auto virable se instala por lo común con un mecanismo de brazo paralelo, el cual fija al ángulo de inclinación del perno rey con relación al bastidor del vehículo, como se muestra en la figura 2.7.

2.4.2.3 Eje auto direccional tipo torna mesa

El eje auto virable del tipo torna mesa o pivotado consiste simplemente en montar un eje rígido por debajo de un torna mesa automotriz, como se muestra en la figura 2.8.

El eje se coloca por lo común entre 0.3 y 0.38 m por detrás del centro de la torna mesa, con objeto de proveer el arrastre mecánico necesario para darle estabilidad dinámica al desplazamiento. Este tipo de torna mesa se ha empleado en algunos *dollies* o patines del tipo C.

Sin embargo, su uso no es práctico en semirremolques del tipo plataforma, ya que el espesor de la torna mesa ocupará parte del espacio requerido para darle la carrera a la suspensión. Por lo tanto, el uso de este tipo de ejes es viable en semirremolques del tipo caja (*van*).

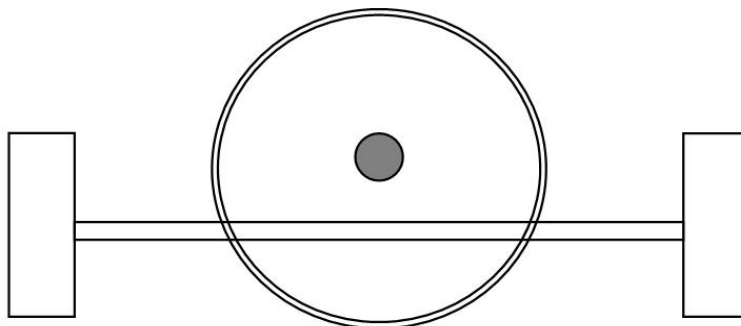


Figura 2.8 - Eje auto virable tipo torna mesa (Romero 2005).

La distancia que va desde del centro de la rueda al centro de giro de la torna mesa, es considerablemente mayor que la distancia del perno rey a los centros de las llantas de los ejes auto virables con perno rey adelantado. Esta condición tiene el efecto de exagerar la acción direccional, en situaciones en las que se presenta un desbalance de las fuerzas de frenado en las llantas izquierdas y derechas de los ejes.

2.4.2.3.1 Arreglos de llantas duales y mecanismo de retorno al centro

Cualquiera de los tres ejes auto virables descritos puede emplearse con llantas sencillas o duales, y pueden incorporar mecanismos de auto centrado del eje, o estar equipados con dispositivos para incrementar la estabilidad direccional dinámica.

Asimismo, estos ejes pueden estar provistos con seguros para inmovilizarlos bajo ciertas condiciones de operación (en reversa o a velocidades elevadas)

Las figuras 2.9 y 2.10 muestran dos modelos comerciales de eje auto virable, que incorporan sendas características especiales. Mientras que ambos son retráctiles, el de la figura 2.9 incorpora un mecanismo de auto centrado, y el de la figura 2.10 incorpora amortiguadores.

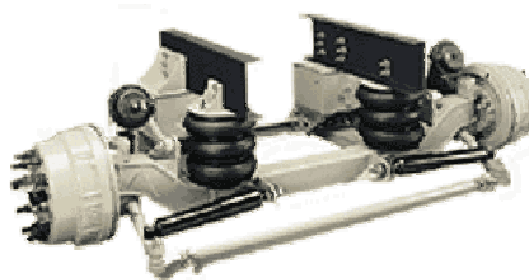


Figura 2.9 - Eje auto virable tipo paralelogramo, retráctil con elevación automática en reversa (Romero 2005).

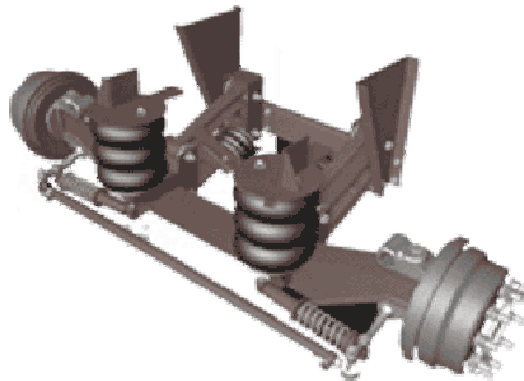
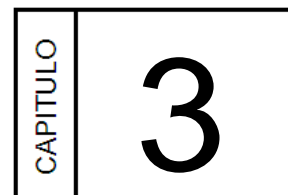


Figura 2.10. Eje auto virable tipo paralelogramo, retráctil con elevación automática en reversa y con equipo de auto centrado (Romero 2005).

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



El equipo de adquisición se refiere a los dispositivos que convierten las señales generadas desde los sensores como resultado de la dinámica vehicular y que sirven de interface de comunicación con el equipo de cómputo, en este capítulo se describe la tarjeta de captura diseñada y el software para su operación.

Así mismo se describe el programa empleado para procesar las señales desde el receptor del Sistema de Posicionamiento Global (GPS).

3.1 Tarjeta de adquisición de datos

En el mercado se ofertan una importante gama de equipos de adquisición, pero para este proyecto se consideró conveniente diseñar un equipo que fuese suficientemente compacto, robusto y económico para poder ser embarcado en el vehículo.

El primer diseño de tarjeta de adquisición se basó en el puerto paralelo, pero para poder contar con un número mayor de canales de entrada y salida, además de facilitar su integración con el resto de los componentes en el sistema operativo Windows XP, se optó por diseñar un dispositivo específico para los puertos tipo Universal Serial Bus (USB).

El elemento principal del dispositivo es el micro-controlador CMOS PIC16C745 de Microchip, que cuenta con interface para puerto USB. Dispone de 5 canales de 8 bits que pueden ser configurados como entrada o salida; en este caso se programaron cuatro como entradas analógicas, y el quinto canal se dividió en una entrada y una salida digital de 4 bits.

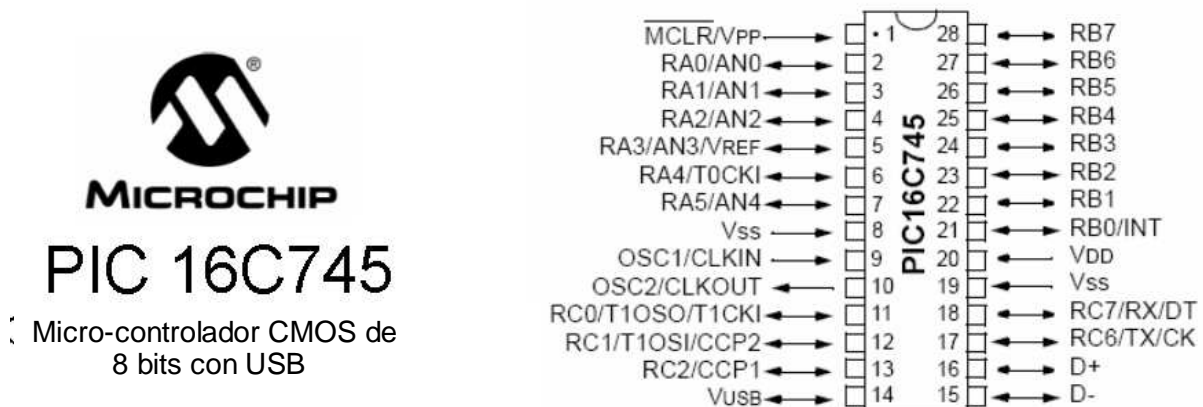


Figura 3.1 – Micro-controlador PIC 16C745 (Microchip).

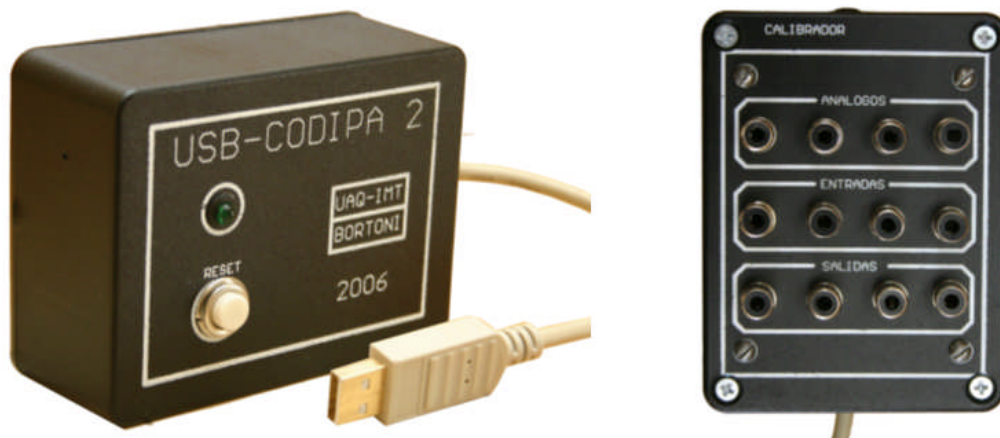


Figura 3.3 – Vistas del equipo de captura por USB (Bortoni 2007).

3.2 Software de captura

3.2.1 Captura de las señales de los sensores

La tarjeta de captura se conecta a través del puerto USB de una PC con sistema operativo Windows XP, la tarjeta es identificada como un Dispositivo de Interface Humana (HID) y se requiere un controlador para activar la tarjeta, en este caso se desarrollo uno específico para el dispositivo, llamado mCHID.dll.

Los programas se desarrollaron en Visual Studio. Net 2005 de Microsoft y debido a la naturaleza de programación del lenguaje orientado a objetos, en lugar de listar el programa desarrollado se explicara su operación con un diagrama de bloques en la figura 3.5.

El programa es llamado USB-CAP, e inicia la captura cuando es activado por el usuario, generando de manera automática un nombre de archivo basado en la fecha y hora de inicio para facilitar su identificación.

El sistema es capaz de generar 26,000 lecturas por segundo (esta velocidad se obtuvo en una portátil con procesador Pentium Celeron de 1.4 Mhz), lo cual supera las necesidades de este proyecto, así que se incorporó un control de velocidad de 10 posiciones para poder seleccionar el número de lecturas, que puede ser reducido hasta a 2,600 lecturas por segundo (reduciendo consecuentemente el tamaño de los archivos generados).

El programa se mantuvo lo más sencillo posible para no entorpecer el proceso de captura y grabado de los datos directamente al disco, evitando el uso de memorias intermedias, puesto que la velocidad no era una restricción en este caso y para hacerlo más confiable. Este programa fue desarrollado en conjunto con Mauricio Pavón de Altivo Café.

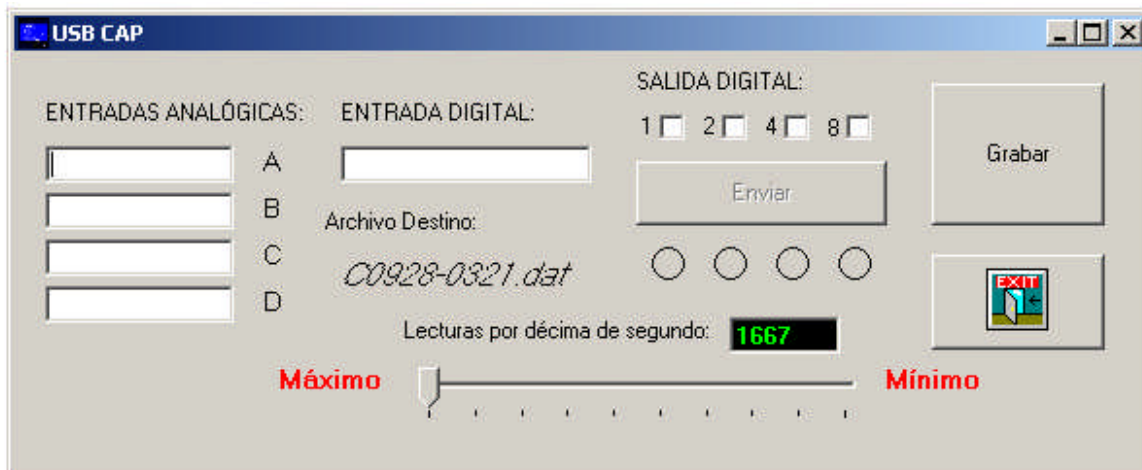


Figura 3.4 – Programa USB-CAP (Bortoni 2007).

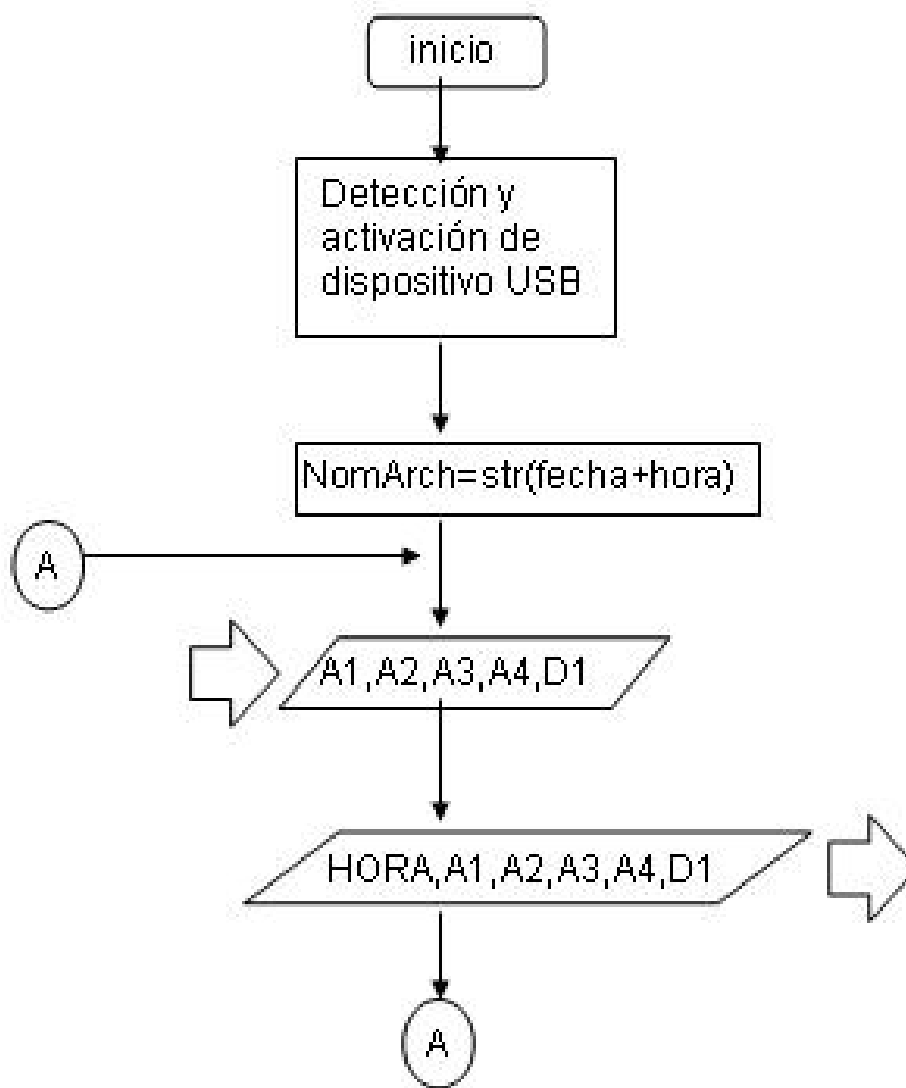


Figura 3.5 – Algoritmo del programa USB-CAP (Bortoni 2007).

El programa y el driver ocupan sólo 400 Kilo bytes, pero se requiere una cantidad importante de espacio disponible en disco duro para la captura de datos, que a su máxima capacidad puede llegar a requerir de 50 Mega bytes por minuto.

La figura 3.5 muestra el diagrama de flujo del programa de captura de datos, incluye una pequeña subrutina de auto-generación de nombres de archivo, basada en la fecha y hora de la petición de grabación y posteriormente, simplemente registra en disco toda la información proveniente de la interfaz USB. Es importante señalar que para el funcionamiento del sistema es necesario que los códigos de identificación programados en el micro procesador coincidan con el del driver HID y con el software de captura.

Lo que significa que estos programas sólo funcionan con esta tarjeta, pero a su vez esto permite la operación de diversos dispositivos simultáneamente sin interferencias.

3.2.2 Programa para procesar las señales del receptor GPS

La mayoría de los programas para los sistemas de posicionamiento global están orientados a operar como auxiliares de navegación. Dentro de las opciones comerciales se optó por el GPS Utility en su versión 4.15.7 debido a su capacidad de generación de mapas de trayectorias y su manejo de datos. (Fig. 3.6).

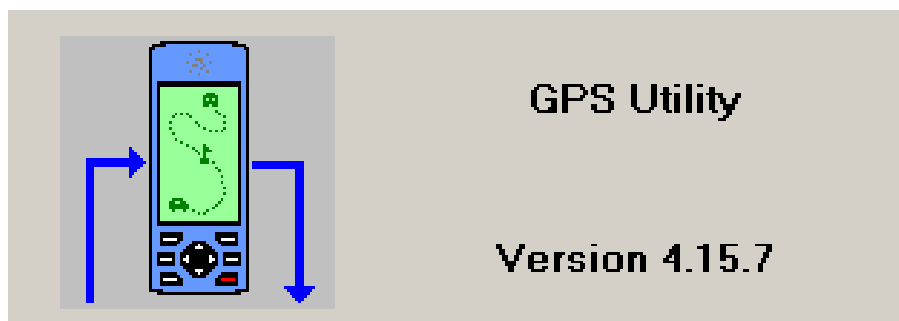


Figura 3.6 – Programa de captura de señal de GPS (GPS Utility).

Este programa tiene capacidad de operar en tiempo real, lo que en este caso es necesario por el tipo de receptor empleado (Garmin USB 18). Dispone de algoritmos de corrección de errores y permite sincronizar las lecturas con mapas digitales, además de incluir un amplio espectro de configuraciones y ajustes que facilitan la adecuación de la información.

Este programa además calcula dirección y velocidad a partir de los valores de longitud y latitud leídos desde el receptor.



Figura 3.7 – Vista de trayectoria en el programa GPS Utility (Bortoni 2007)

3.3 Sensores

3.3.1 Posición angular

Se emplearon potenciómetros rotatorios como transductores de posición angular marca Vishay tipo 157-11103 Spectral de $10\text{ K}\Omega$ que partiendo del voltaje de referencia de 5 volts proveniente del puerto USB de la computadora y en función de la posición angular en la que se encuentran, generan una variación de voltaje que posteriormente es convertida a un valor digital de 8 bits en la tarjeta de captura (Fig. 3.8). Estos transductores tienen, según el fabricante, un rango de operación de $340^\circ \pm 4^\circ$, con una desviación de linealidad que en ningún momento supera un 0.25% y con un error de repetitividad inferior al 0.01% del voltaje de referencia.



Figura 3.8 – Vista del transductor 157-11103 (Vishay).

3.3.2 Sistema de posicionamiento global

La tecnología del GPS es un sistema de navegación global basado en la referencia de un sistema de veinticuatro satélites, que se mueven en órbitas geostacionarias alrededor de la tierra en una altitud de 19.31 kilómetros (12 millas). La tecnología del GPS captura una combinación de tres o más ondas satelitales transmitidas a un receptor que, basado en estas ondas, efectúa los cálculos para triangular la posición del receptor del GPS respecto a la tierra.

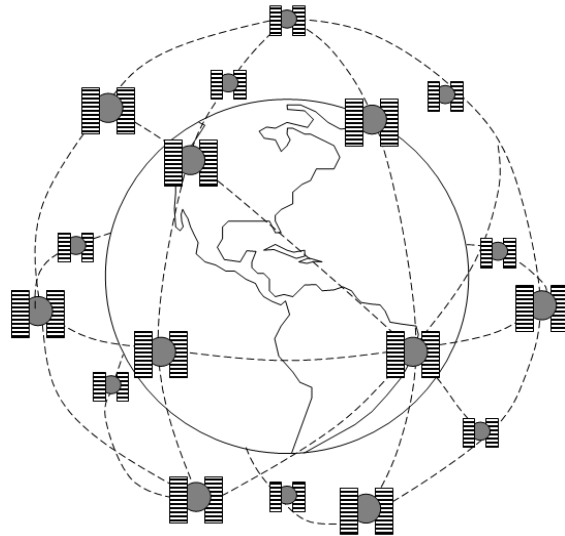


Figura 3.9. Mapa de satélites orbitando el planeta (Bortoni 2007).

Los satélites fueron construidos por el Departamento de Defensa de Estados Unidos (DOD) con un costo de \$12 mil millones y previsto sobre todo para usos militares, pero puesto a disposición del uso civil en los años 80. El DOD maneja y controla las dos docenas de satélites que componen el sistema. El sistema incluye tres satélites de reserva. El gobierno de Estados Unidos ha nombrado oficialmente este sistema basado en los satélites NAVSTAR.

Inicialmente, las señales de los satélites del GPS contuvieron los errores al azar, conocidos como disponibilidad selectiva (SA) con el objetivo de deteriorar la precisión de los receptores y dificultar un posible uso contra los Estados Unidos. El gobierno inhabilitó el SA en mayo de 2000, permitiendo la transmisión apropiada de estas señales basadas en los satélites para el uso público. En el 2003, se consiguió incrementar la exactitud del sistema al extender las áreas de cobertura de la señal satelital (WAAS). Desde la tierra, los datos se han corregido y estos se recogen de estaciones a través de los Estados Unidos y a un satélite geostacionario, que en cada vuelta transmite los datos de nuevo a un receptor WAAS para recalibrar. Estos datos permiten al sistema GPS una exactitud de la posición del rango de tres metros en un 95% del tiempo. El GPS diferencial (DGPS) es una extensión del GPS que utiliza los radiofaros (land-based beacons)

para transmitir correcciones basadas en los satélites de la posición al receptor de DGPS. Las estaciones de DGPS re-calculan el efecto de los errores al azar, retrasan las irregularidades de la ionosfera y de la troposfera, etc., y pueden mejorar la exactitud de la posición entre a 1 y 3 metros. Las unidades DGPS requieren de una antena de receptor adicional para tener acceso a las señales de corrección.

Los satélites del sistema GPS transmite dos señales de radio de baja potencia, denominadas L1 y L2. El GPS civil utiliza la frecuencia L1 de 1575.42 MHz en la banda de frecuencia. Las señales viajan por la línea de la vista, significando que pasarán a través de las nubes, el cristal y el plástico pero no pasarán a través de la mayoría de los objetos sólidos tales como edificios y montañas. Una señal del GPS contiene tres diversas partes de información un código. El código (pseudorandom) es simplemente un código de identificación, que identifica qué satélite está transmitiendo la información. Los datos del calendario astronómico indican al receptor del GPS la posición donde cada satélite del GPS debe estar en cualquier momento del día. Cada satélite transmite los datos del calendario astronómico que demuestran la información orbital para ese satélite y para cada otro satélite en el sistema. Los datos del Almanac, que es transmitida constantemente por cada satélite, contienen la información importante sobre el estado de la fecha y de la hora basadas en los satélites actuales. Esta parte de la señal es esencial para determinar una posición.

Los factores que pueden degradar la señal del GPS y afectar su exactitud incluyen:

- La ionosfera y la troposfera. Que retrasa la señal basada en los satélites, esta se retarda mientras que pasa a través de la atmósfera. El sistema del GPS utiliza un modelo incorporado que calcula una cantidad media de retraso para corregir parcialmente para este tipo de error.
- Señal multidireccional. Esto ocurre cuando la señal del GPS se refleja de objetos tales como edificios altos o superficies grandes de roca antes de que alcance el receptor. Esto aumenta el periodo del recorrido de la señal, causando errores.
- Errores del reloj receptor. Este reloj incorporado a un receptor no es tan exacto como los relojes atómicos a bordo de los satélites del GPS. Por lo tanto, puede tener errores muy leves de la sincronización.
- Errores orbitales. También conocidos como errores del calendario astronómico, éstas son inexactitudes del satélite divulgando la localización.
- Número de los satélites visibles. Mientras mayor sea el número de satélites que el receptor puede captar, se tendrá una mayor exactitud. Sin embargo éstos pueden perderse bloqueados por edificios, el terreno, interferencia electrónica, o a veces incluso el follaje denso, causando errores de la posición o imposibilitando la posición. Las unidades del GPS no trabajarán típicamente bajo el agua o subterráneamente.

- Geometría del satélite y las sombras. Esto refiere a la posición relativa de los satélites en cualquier hora dada. La geometría basada en los satélites ideal existe cuando los satélites están situados a los ángulos amplios en relación con la tierra. La geometría pobre resulta cuando los satélites están situados en una línea o sobrepuestos en el ángulo de transmisión.
- Degradación intencional de la señal basada en los satélites. La disponibilidad selectiva (SA) es una degradación intencional de la señal impuesta por el departamento de defensa de los EU. El SA fue pensado para evitar que los adversarios militares usaran las señales altamente exactas del GPS. Esta degradación se eliminó en el año 2000.

Para la recepción de la señal del sistema de posicionamiento global se empleó una antena Garmin GPS18 con conexión directa al puerto USB. Esta antena cuenta con 12 receptores integrados en una construcción compacta. El sistema tiene una velocidad de operación de 2 Hz.



Figura 3.10 – Receptor Garmin GPS 18 (Garmin).

Por su parte, la Unidad de Sistemas de Información Geoespacial del Instituto Mexicano del Transporte en coordinación con la Dirección General de Planeación y los 31 Centros SCT de la Secretaría de Comunicaciones y Transportes (SCT) llevó a cabo el levantamiento del Inventario Nacional Georreferenciado de Infraestructura para el Transporte (INIT), en que se localiza la infraestructura, atributos asociados, características y condiciones de la misma, mediante el registro directo en campo con el uso del Sistema de Posicionamiento Global (GPS), para incorporarla en forma de Sistema de Información Geográfica (SIG) a las actividades operativas del sector.

En la figura 3.11 se muestra una de las aplicaciones desarrolladas en el instituto para el uso de esta información.

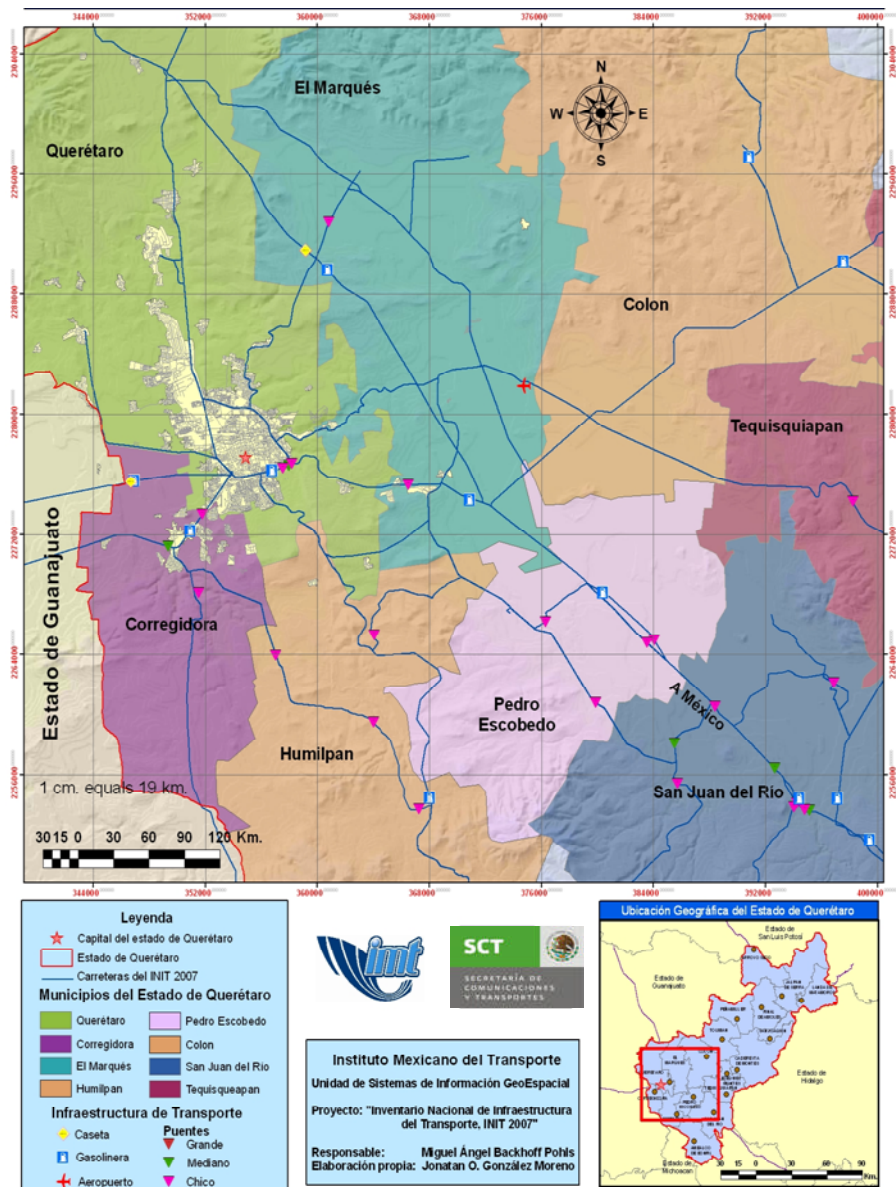


Figura 3.11 – Ubicación geográfico de algunos atributos del INIT 2007 en el estado de Querétaro (Backhoff 2008).

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



INSTRUMENTACION DE VEHICULOS ARTICULADOS

En este capítulo se muestran las diferentes combinaciones vehiculares en las que el sistema fue probado y el conjunto de sensores empleados para medir su comportamiento dinámico direccional.

4.1 Vehículos de prueba

Se realizaron pruebas de instrumentación con cuatro diferentes combinaciones vehiculares, las primeras pruebas se realizaron en una pickup y remolque pertenecientes al Instituto Mexicano del Transporte, que se instrumentó con la primera versión del CODIPA (Convertidor Digital de Posición Angular) y un juego de 3 receptores de GPS.

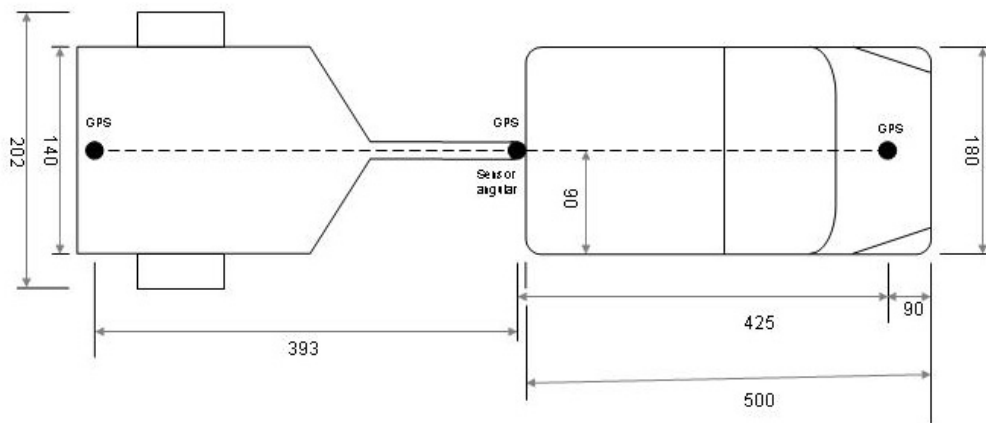


Figura 4.1 - Camioneta – remolque instrumentado (Bortoni 2006).

Como resultado de estas pruebas se concluyó que el sistema era operacional, pero no era práctico el usar dos equipos de cómputo en la adquisición de datos. Por otra parte, se considero conveniente el disponer de un mayor número de canales de entrada.

Empleando un receptor de GPS y el equipo CODIPA se instrumentó un vehículo T3S2R2 (Figura 4.2) y uno T3S2 (Figura 4.3) facilitados por la Planta Envasadora Querétaro (Coca Cola). Las limitaciones de la primera versión del equipo fueron evidentes, principalmente que se requería capturar más información, como el ángulo de la ruedas direccionales del tractor y en el caso del vehículo con doble remolque, medir ambos puntos de articulación.

Otra limitante del sistema CODIPA original fue en cuestión de demanda de energía, el uso de una computadora con puerto paralelo y corriendo en Windows 98 para la adquisición de datos, y el uso de un receptor de GPS que demandaba un equipo con puerto USB y Windows XP, resultó en un elevado consumo de energía, el cual no podía entregar el toma corriente de la cabina del tractor. Esto incentivó el diseño de un equipo de segunda generación, el CODIPA 2.

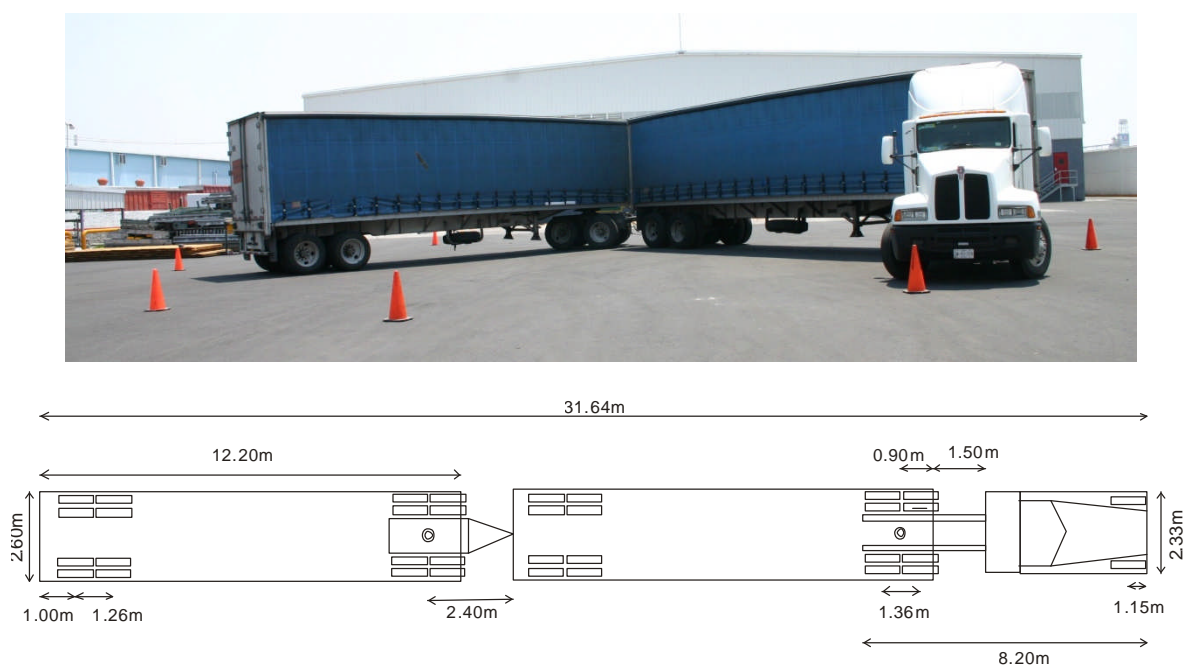


Figura 4.2 - Vehículo T3S4R4 (Bortoni 2006).

En las pruebas con el vehículo T3S2 y T3S2R2 se realizó un programa de maniobras publicadas por otras instituciones (donde los resultados publicados fueron generados por programas de simulación), para poder comparar resultados. Además se demostró el hecho de que sin demeritar la importancia de resultados de simulación, la instrumentación de un vehículo real es diferente por varias razones, como la destreza del conductor, y las características físicas del vehículo y del pavimento.

De cualquier forma, a pesar de las diferencias entre simulación y un vehículo real, los resultados fueron congruentes.

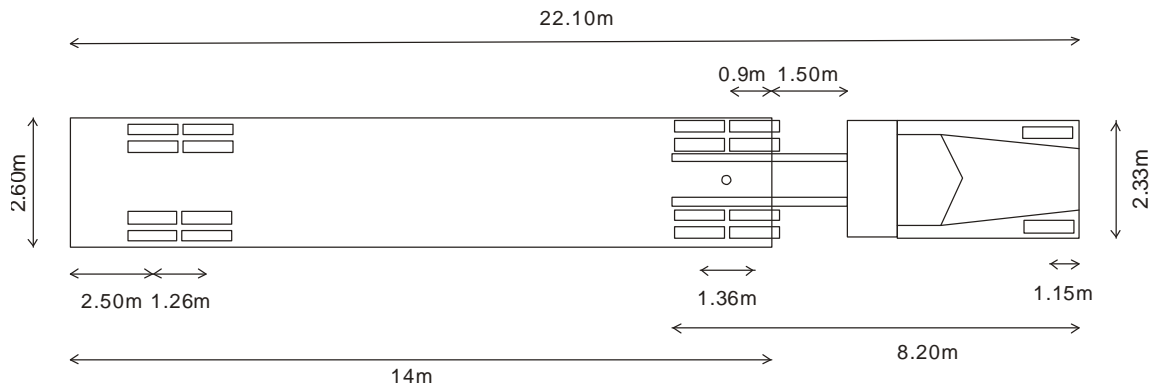


Figura 4.3 - Vehículo T3S2 (Bortoni 2006).

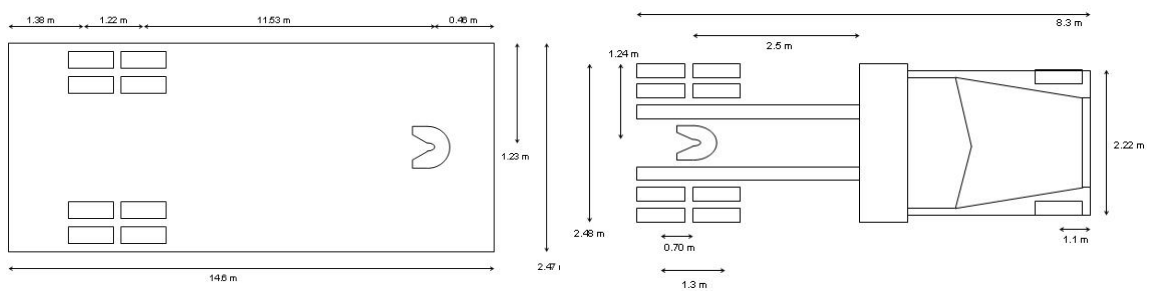


Figura 4.4 - Vehículo T3S2 con semirremolque tipo cama baja (Bortoni 2007).

Con el apoyo de José Luis Muñiz y Ricardo Júnior Rangel (Tesisistas), se realizaron pruebas con el equipo CODIPA2 en un vehículo T3S2 (figura 4.4) facilitado por transportadora Egoba, así mismo la mayoría de las pruebas se realizó dentro de las instalaciones de la misma empresa.

4.2 Localización de sensores

A continuación se describen la serie de sensores y equipo empleados para la instrumentación del tractor-semirremolque, tal y como se puede observar en la figura 4.5, así como su calibración y validación (instalados para el recorrido de prueba con el vehículo de Transportadora Egoba).

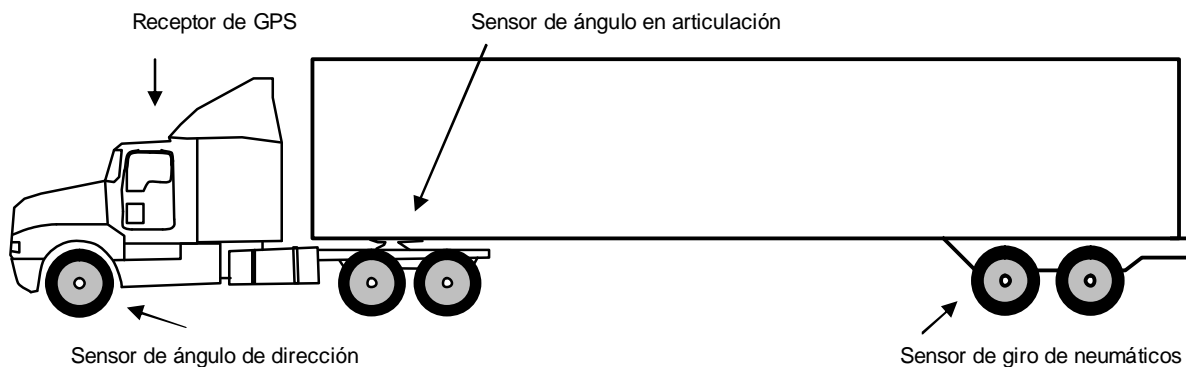


Figura 4.5 - Instrumentación de un vehículo articulado (Bortoni 2006).

4.3 Sensor de dirección

En un tracto camión el sistema de dirección tiene un rango de movimiento en las ruedas directrices de 65°, comandadas desde el volante que tiene una libertad de giro de cuatro y media vueltas entre el tope derecho y el izquierdo.

La dirección en este tipo de vehículos es asistida hidráulicamente, y la columna de dirección se conecta con un sinfín desde el cual se controla la dirección de las ruedas. Es en este sinfín donde se instaló el sensor rotatorio y que relacionó su lectura para cada ángulo del rango de operación del sistema de dirección.

El sensor consiste en un potenciómetro rotatorio lineal de cinco kilo omhs que varía un voltaje de referencia de 5 volts proveniente de la propia computadora, la acción sobre el potenciómetro produce variaciones de voltaje que se registran mediante la tarjeta de captura.

Los valores registrados no son directamente el valor angular o un voltaje, el sistema trabaja en una escala de valores de un byte, lo que significa que

posteriormente estos valores tendrán que ser convertidos a su correspondiente en grados.

En la figura 4.6 pueden verse dos perspectivas del sinfín con el sensor instalado en el eje del brazo actuador de la dirección.

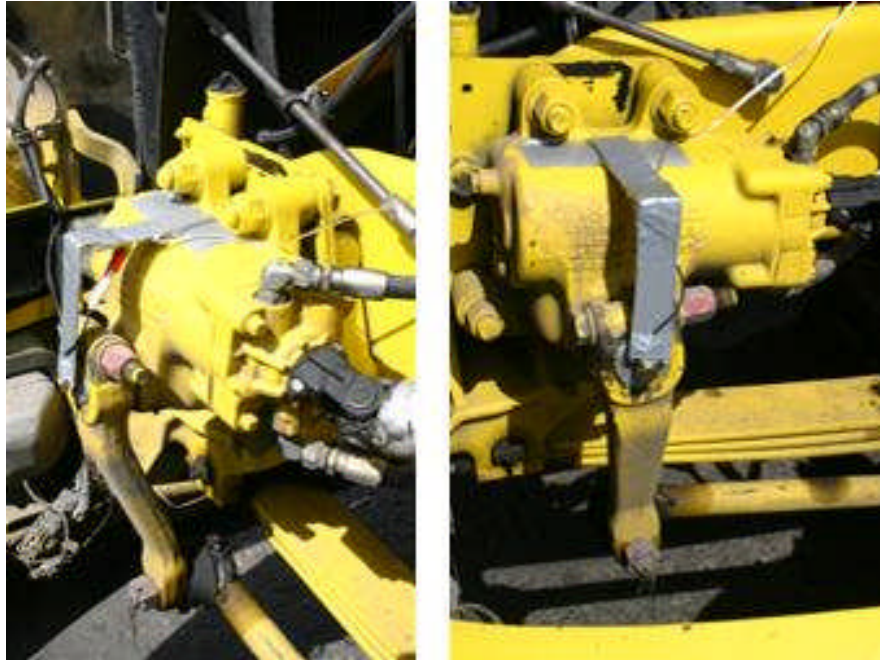


Figura 4.6 - Montaje del sensor para medición de ángulo en la rueda directriz (Bortoni 2007).

4.4 Sensor de articulación

Para el caso de la medición del ángulo entre el tractor y el semirremolque también se empleó un sensor basado en un potenciómetro rotatorio lineal de $5\text{ K}\Omega$, igual al empleado en la medición del ángulo en las ruedas directrices.

Pero en este caso el sensor se monta alineado con la quinta rueda (el punto de articulación entre el tractor y el semirremolque) fijo en el semirremolque y unido al tractor mediante un brazo telescópico. El funcionamiento es igual al anteriormente descrito, en que la tarjeta de captura graba las variaciones de voltaje resultantes de los movimientos en el sensor.

4.5 Medición de velocidad en neumáticos

Para realizar una medida complementaria de la velocidad y con el fin de dimensionar las diferencias de velocidad entre las ruedas izquierdas y derechas durante maniobras de giro se instalaron dos interruptores que generarían un pulso por cada giro que diese cada una de las ruedas.



Figura 4.7 - Montaje del sensor para medición del ángulo de la articulación de vehículo (Bortoni 2007).

Su instalación requirió fijar un apéndice en la llanta que hiciese contacto con el interruptor al girar la rueda. La acción sobre el interruptor genera un pulso, el cual es registrado por la tarjeta de captura por una de las entradas digitales. Cada uno de estos pulsos indica que el neumático dio un giro completo, así que multiplicándolo por su perímetro es posible calcular la velocidad y distancias recorridas tanto por la parte interna como externa del vehículo.



Figura 4.8 - Sensores de velocidad (Bortoni 2007).

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



FORMULACIÓN EXPERIMENTAL

Partiendo de ecuaciones publicadas en la literatura, tomando las experiencias de otros vehículos experimentales y los resultados de la experimentación con vehículos instrumentados, en este trabajo, se desarrolló una fórmula de control para el futuro vehículo experimental.

5.1 Antecedentes

Geoméricamente, cuando un vehículo realiza un giro estacionario tiene un comportamiento descrito por las ecuaciones de Ackerman, tal y como se muestra en la figura 5.1. El centro de giro señalado como **O** depende de la distancia entre ejes del tractor y del semirremolque, y DR_2 representa el despiste o desviación máxima de rodadura entre los ejes.

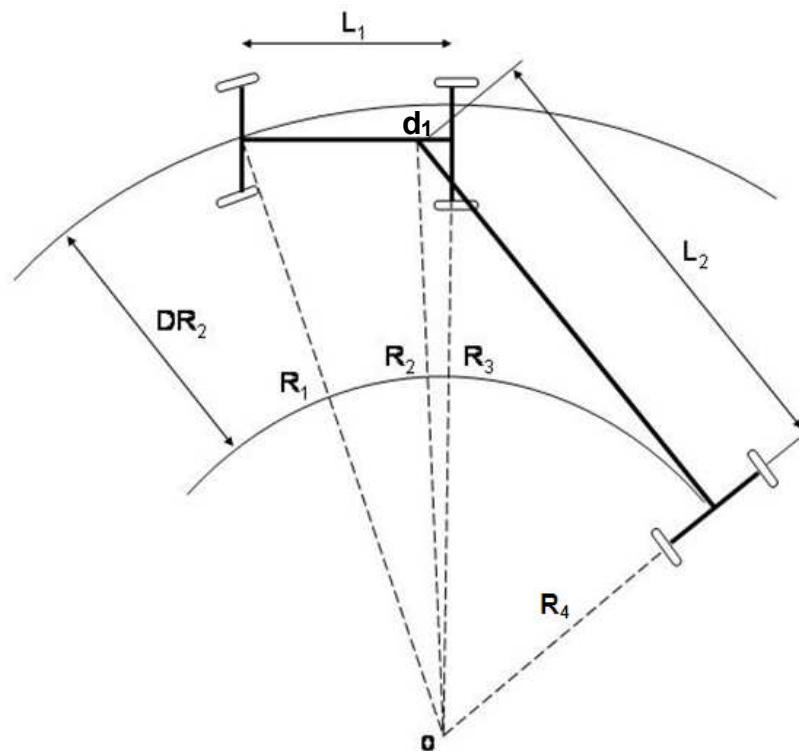


Figura 5.1 – Geometría de un vehículo articulado durante un giro estacionario (Aparicio 1995).

Para poder reducir este despiste se han propuesto distintos arreglos de ejes direccionales en el semirremolque y en el caso de ejes de dirección forzada, la que proporciona un mejor desempeño general, se encontraron dos prototipos:

a) En el año 2000 la empresa australiana GAYAT PTY LTD presentó un prototipo llamado Track axle, un vehículo tractor-semirremolque que además de estar unido por el cople en la quinta rueda, tiene un arreglo de pistones hidráulicos que conectan al tractor con los ejes en el semirremolque, mismos que están montados en una estructura que permite su articulación (Prem 2001).

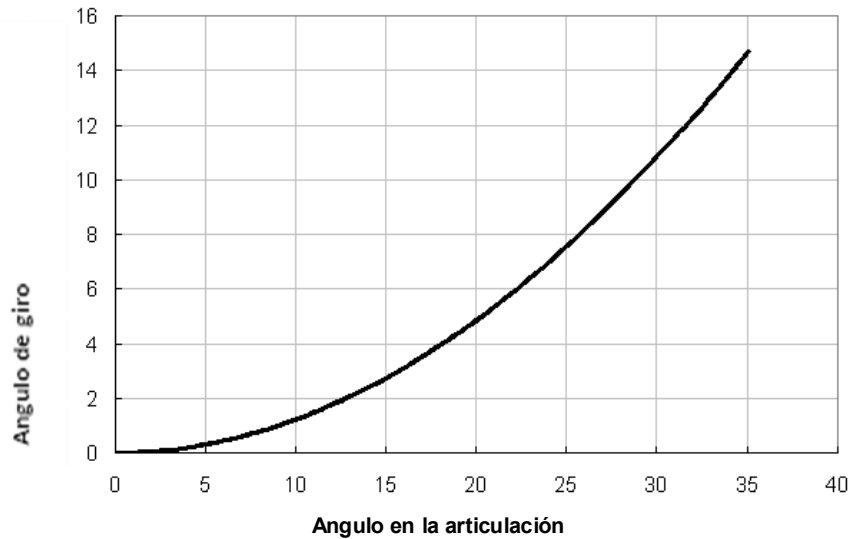


Figura 5.2 – Track axle. Relación entre ángulo de articulación y ángulo en la dirección del semirremolque (Prem 2001).

Propiamente, el sistema no actúa modificando un ángulo en los neumáticos, sino que cada eje completo es girado a un ángulo distinto, correspondiente a la distancia de este con respecto al cople de unión.

La respuesta del sistema depende únicamente de la posición angular entre el tractor y el semirremolque, tal como se muestra en la figura 5.2. Este sistema mejora el control direccional a baja velocidad, sin embargo el problema de un sistema con respuesta directa es que a velocidades moderadas o altas, el sistema puede llegar a provocar condiciones de inestabilidad. La figura 5.3 muestra una foto del remolque.



Figura 5.3 – Vista trasera del remolque Trackaxle (Prem 2001).

b) Hacia el 2002, Brian Jujnovich de la Universidad de Cambridge presentó una ecuación de control con un comportamiento trigonométrico distinto al modelo australiano. Esta ecuación es de carácter más general y considera ángulos en las ruedas del semirremolque que minimicen el despiste.

$$\delta_m = \tan^{-1}\left(\frac{d \cdot \sin \Gamma}{b \cdot \cos \Gamma - a}\right) \quad (11)$$

$$\delta_r = \tan^{-1}(2 \cdot \tan(\delta_m)) \quad (12)$$

En estas ecuaciones Γ representa el ángulo entre el tractor y el semirremolque, δ_m se refiere al ángulo de las ruedas del eje medio y δ_r al ángulo de las ruedas en el último eje, a es la distancia entre la quinta rueda y el último eje del tractor, b la distancia entre la quinta rueda y el primer eje en el semirremolque y d es la distancia entre ejes en el semirremolque.

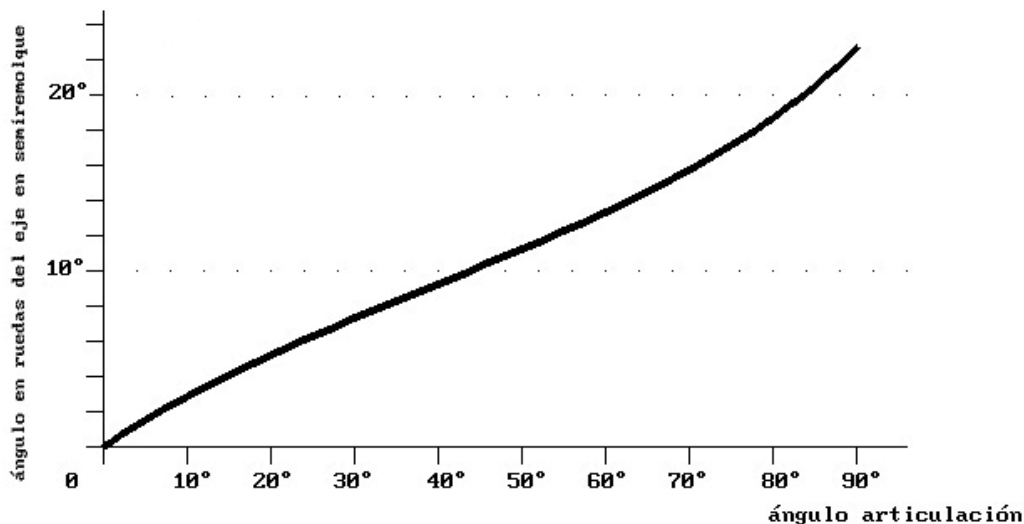


Figura 5.4 - Relación entre ángulo de articulación y ángulo en la dirección del semirremolque propuesto por la Universidad de Cambridge (Jujnovich 2002).

Esta ecuación no es en realidad aplicable pues es discontinua y tal como advierte el propio autor, solo funciona para ángulos pequeños en la articulación, sin embargo se presenta en la figura 5.4 una versión arreglada para una mejor comprensión del modelo. Y en la figura 5.5 se muestra una fotografía del vehículo prototipo construido en 2005 por la Universidad de Cambridge.

Este vehículo utiliza un sistema de control electrónico y está diseñado para poder configurarse bajo diferentes esquemas de control direccional. Actualmente continúan trabajando en este vehículo, pero ahora enfocados en un sistema de suspensión inteligente que contrarreste los problemas de inestabilidad ocasionados por el control direccional.



Figura 5.5 – Vehículo experimental de la Universidad de Cambridge (Jujnovich 2002).

5.2 Desarrollo de la ecuación de control

Partiendo de las ecuaciones de Ackerman (ecuaciones 7 y 8) y que se representan de manera gráfica en la figura 5.1, se calculó de manera geométrica, el ángulo que al menos en teoría al ser aplicados en el eje del semirremolque, minimizarían la desviación de rodadura y que consecuentemente también el ancho de vía para cada radio de curva definido (procedimiento análogo al seguido por la Universidad de Cambridge).

Pero se consideraron los resultados de los recorridos instrumentados en diferentes combinaciones vehiculares (figuras 4.2, 4.3 y 4.4) para ajustar los cálculos, corrigiendo los ángulos en la articulación resultante en maniobras de diferentes radios de curva, para de esta manera incluir las características físicas del vehículo que afectan su maniobrabilidad.

También, la experiencia de los recorridos en diferentes vehículos permitió definir un límite mínimo, para restringir la operación del sistema, (parámetro no incluido en prototipos previos). Esto quiere decir que hay valores en el ángulo de la articulación del vehículo que se presentan durante la conducción normal en línea recta, mientras se hacen pequeñas correcciones de dirección, y que no requieren de una respuesta en el control direccional del semirremolque. De esta manera se reduce el riesgo de pérdida de estabilidad del vehículo por oscilación del sistema.

Este límite quedó definido en los 4° , al conjuntar estas consideraciones con los cálculos anteriores se definió un comportamiento buscado en el sistema, este comportamiento se planteó en forma de un sistema de ecuaciones, para así poder

aplicar técnicas de regresión y encontrar la ecuación que siguiera el comportamiento esperado para un modelo de vehículo representado en la fig. 5.6.

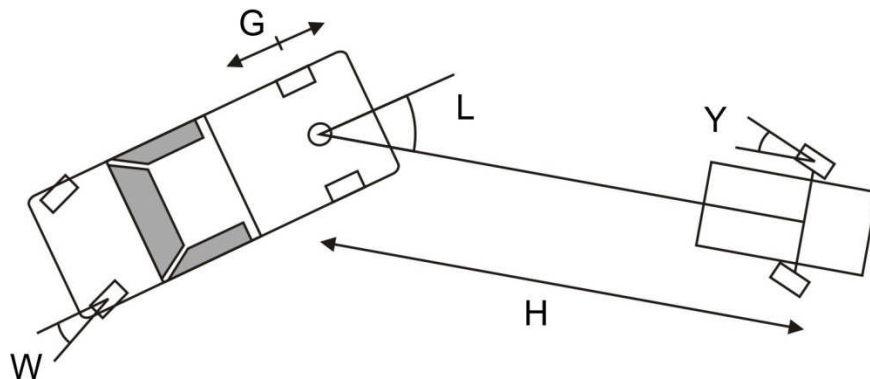


Figura 5.6 – Modelo del vehículo experimental (Bortoni 2008).

Para resolver el sistema de ecuaciones se empleó el programa Data Fit, éste realiza ajustes de 300 diferentes modelos de ecuaciones y a partir de éstas se tomó la que mejor se ajustó al comportamiento requerido. Y para facilitar la aplicación del sistema a diferentes vehículos, se plantearon dos ecuaciones, una que responde a las características dimensionales del vehículo (ecuación 13) y que denominada factor dimensional, y la segunda ecuación que relaciona estas características dimensionales con el ángulo en la articulación para calcular el ángulo (Y en la figura 5.6) en las ruedas del semirremolque (ecuación 14).



Figura 5.7 – Programa Data Fit (DataFit).

$$X = \exp(-1.370004G + 0.099728H + 0.833331J - 1.102983) \quad (13)$$

donde G = es la distancia entre la quinta rueda y el eje trasero del tractor
 H = es la distancia entre la quinta rueda y el último eje en el semirremolque
 J = distancia entre ejes del semirremolque

$$Y = (1.368541)10^{-9}LX^6 - (3.861332)10^{-8}LX^5 + (4.077465)10^{-5}LX^4 - 0.001960LX^3 + 0.040588LX^2 - 0.021642LX - 0.076995 \quad (14)$$

donde L = es el ángulo en la articulación

La relación entre el ángulo en la articulación y el ángulo necesario en las ruedas del semirremolque para corregir el despiste bajo estas condiciones puede apreciarse gráficamente en la figura 5.8.

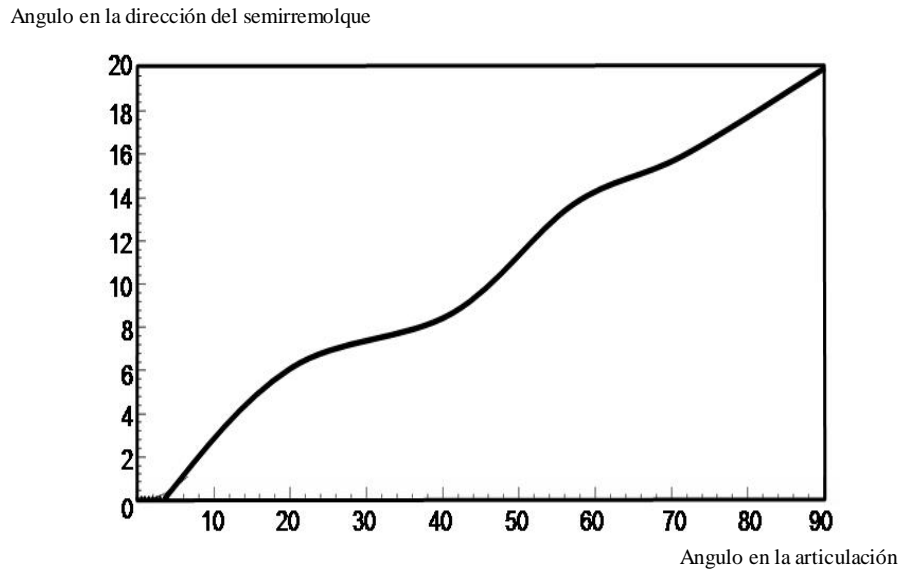


Figura. 5.8 - Ángulo en la articulación contra ángulo en ejes direccionales del semirremolque para minimizar el despiste (valores en grados), (Bortoni 2007).

5.3 Control mediante lógica difusa

En la década de los sesentas, el Dr. Lotfi Zadeh de la Universidad de Berkeley propone una extensión de los conceptos de la lógica booleana, para incluir términos como “parcialmente cierto”, “totalmente cierto” y “totalmente falso”. Con esto se pretendió acercarse más a la lógica del razonamiento humano, que puede tomar decisiones con información abstracta, sin valores numéricos precisos (Kaehler, 1998).

Fue hasta 1973 cuando esta lógica se aplicó como una metodología de control que puede operar eficientemente aún basándose en información de entrada ambigua, imprecisa, con ruido o incluso con información faltante.

En la toma de una decisión aplicando lógica difusa se considera, además del parámetro objetivo, una evaluación del error y la relación de cambio de ese error, el ejemplo más común para explicarlo es, el de en el caso de querer controlar la temperatura de salida de agua por un grifo, variando las llaves del agua fría y caliente. Conociendo la temperatura deseada y error, considerando la temperatura actual, se podrá actuar sobre las llaves si conocemos el efecto de variar cada una de ellas (la relación de cambio del error), aquí aplicadas en forma de grados en la posición de apertura de las llaves.

En la literatura se enlistan las 5 razones más importantes para aplicar la técnica de control mediante lógica difusa:

- 1) El sistema es muy robusto, por su capacidad de operar con valores imprecisos, cuando se presenta ruido en la información y por su capacidad de operar con importantes variaciones en la información de entrada.
- 2) Como sus reglas de operación son definidas por el usuario, es relativamente sencillo efectuar modificaciones o actualizaciones para alterar el desempeño del sistema.
- 3) La capacidad de trabajar con imprecisiones, los sistemas pueden diseñarse a muy bajo costo, los sensores y controles pueden ser muy sencillos.
- 4) La configuración basada en reglas permite establecer fácilmente sistemas con un número importante de entradas y salidas.
- 5) La lógica difusa puede operar con sistemas no-lineales sin necesidad de complejos análisis matemáticos.

El primer paso para la implementación de un control mediante lógica difusa es definir los objetivos de control y los criterios, en este caso el objetivo de control es el ángulo de dirección en el eje del semirremolque.

Después, como paso dos, se deben definir las relaciones entre entradas y salidas del sistema. En este caso, la salida es el ángulo a aplicar en los neumáticos del eje en el semirremolque.

Como entrada se tiene el ángulo en la articulación del vehículo, definida por la ecuación previamente definida (14) y para minimizar los riesgos de inestabilidad vehicular se incorpora la velocidad del vehículo y su implicación se reflejará permitiendo que el sistema actúe libremente a velocidades bajas velocidades y conforme esta velocidad se incrementa, la respuesta del sistema se atenuará, hasta el punto de nulificarse en altas velocidades.

En cuarto lugar se crean las funciones de membresía para definir las reglas de operación, planteadas en forma de variables lingüísticas. Para el caso del ángulo en la articulación del vehículo quedo definida la función de membresía tal como se muestra en la figura 5.9.

La función de membresía es la representación gráfica de la magnitud de participación de cada entrada, asocia cada entrada que se procesa con una influencia de esta en el sistema, define el traslape entre entradas y determina la respuesta de salida del sistema en forma de un set de salida. Posteriormente esta respuesta debe “des-difusificarse” para aplicar las ecuaciones de control relacionadas para cada salida del sistema.

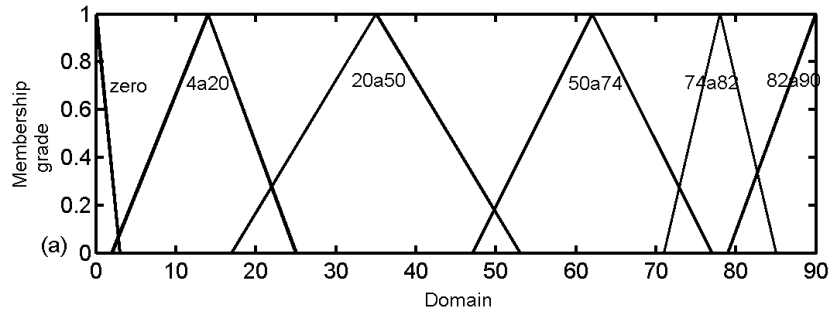


Figura. 5.9 – Función de membresía del ángulo de articulación (Bortoni 2007).

La función de membresía para la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5.10, donde se definieron los dominios para cuatro rangos de velocidad vehicular distintos. A velocidades inferiores a 20 Km/h (Low) el sistema actúa según la ecuación de control, mientras que a velocidades medias (middle) y media-altas (middlehigh) se tienen diferentes curvas de control para atenuar la respuesta del sistema y para velocidades superiores a los 60 Km/h el sistema anulará por completo la respuesta del sistema (figura 5.11).

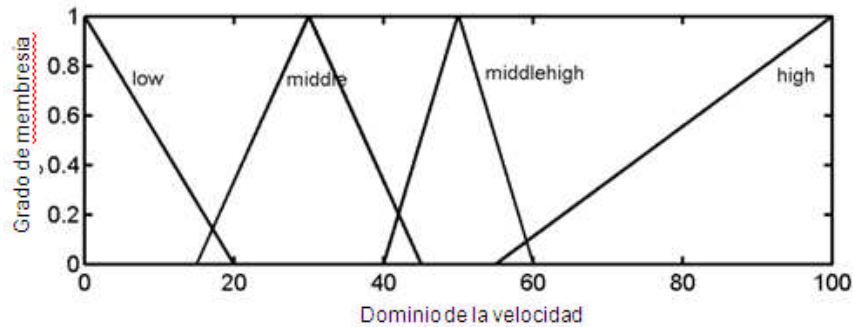


Figura. 5.10 – Función de membresía de la velocidad (Bortoni 2007).

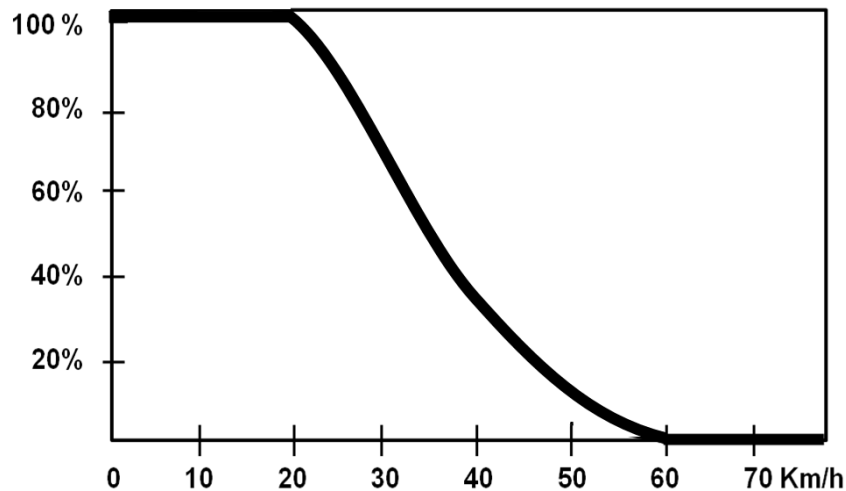


Figura. 5.11 – Respuesta del sistema en función de la velocidad (Bortoni 2007).

La velocidad del vehículo también es considerada en el segundo control difuso, el control del sistema mecánico que actúa sobre la dirección de los neumáticos en el semirremolque. En este caso, para bajas velocidades, el sistema efectuará las correcciones en la dirección de manera inmediata y rápida, pero pasando de una velocidad de 20 kilómetros por hora y de manera inversamente proporcional al incremento en la velocidad del vehículo, se reducirá la velocidad de respuesta del sistema.

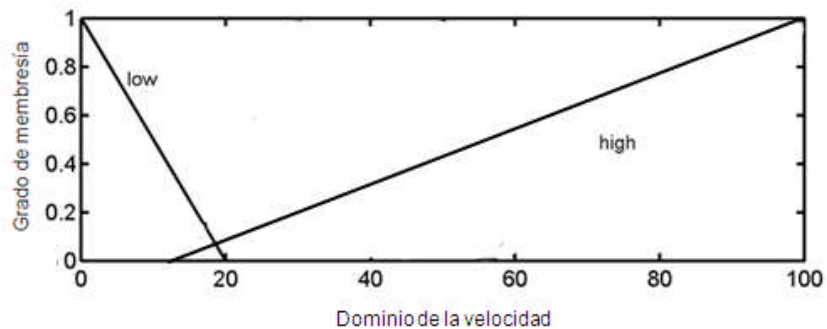


Figura 5.12 – Función de membresía de la velocidad (Bortoni 2007).

Esto evitará que se realicen correcciones en la dirección de una manera que pongan en riesgo la estabilidad del vehículo. Por motivos de seguridad, el comportamiento del sistema en función de la velocidad del vehículo no ha sido validado, y se configuró con ayuda de los conductores expertos que participaron en las pruebas con vehículos instrumentados. Finalmente la función de membresía del error se ilustra en la figura 5.13.

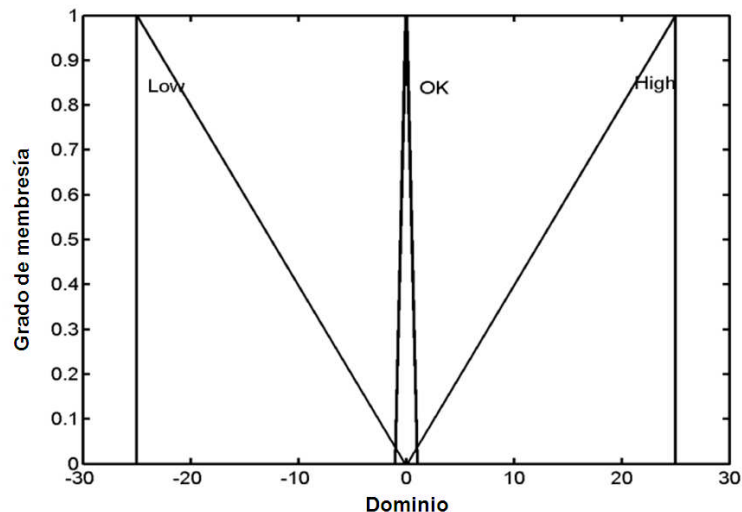


Figura 5.13 – Función de membresía del error (Bortoni 2007).

La función del control difuso en el sistema de dirección además de ejercer el control sobre el sistema de dirección, es la de compensar las características físicas del vehículo, así como el tipo de camino sobre el que se conduce, todos factores

que afectan a la maniobrabilidad del vehículo, y que al menos en términos generales, deberían ser compensadas por el sistema.

El quinto paso para la integración de un control difuso es desarrollar las rutinas de pre y post procesamiento. Siendo en este caso aplicadas mediante software (desarrollado para esta aplicación), y representadas en el diagrama de bloques en la figura 5.14 y en forma de programa en la figura 5.15.

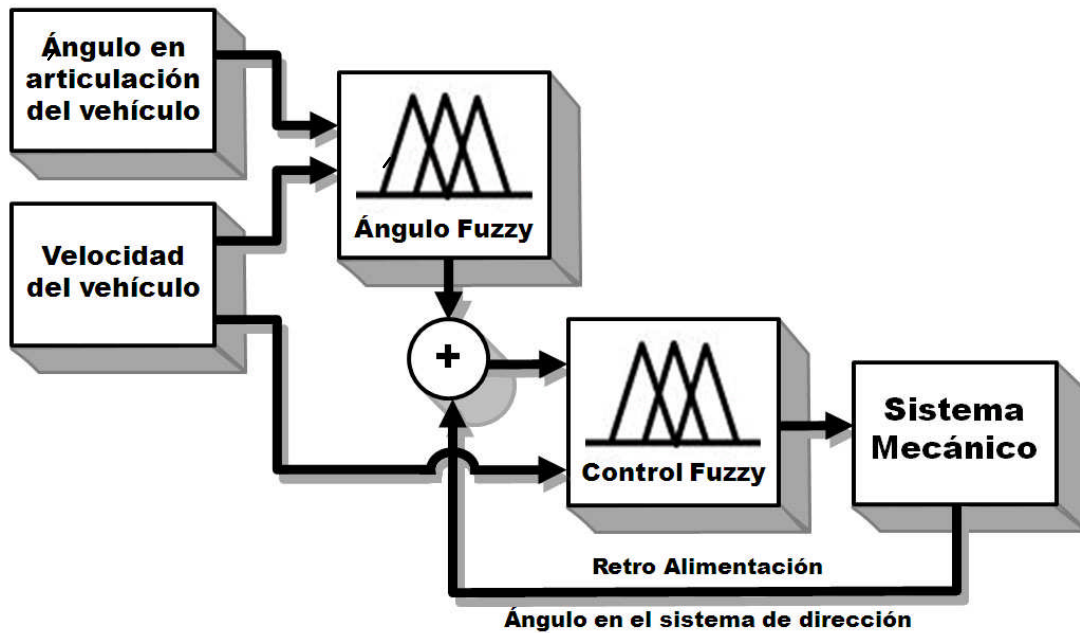


Figura. 5.14 - Diagrama de bloques del control mediante lógica difusa (Bortoni 2007).

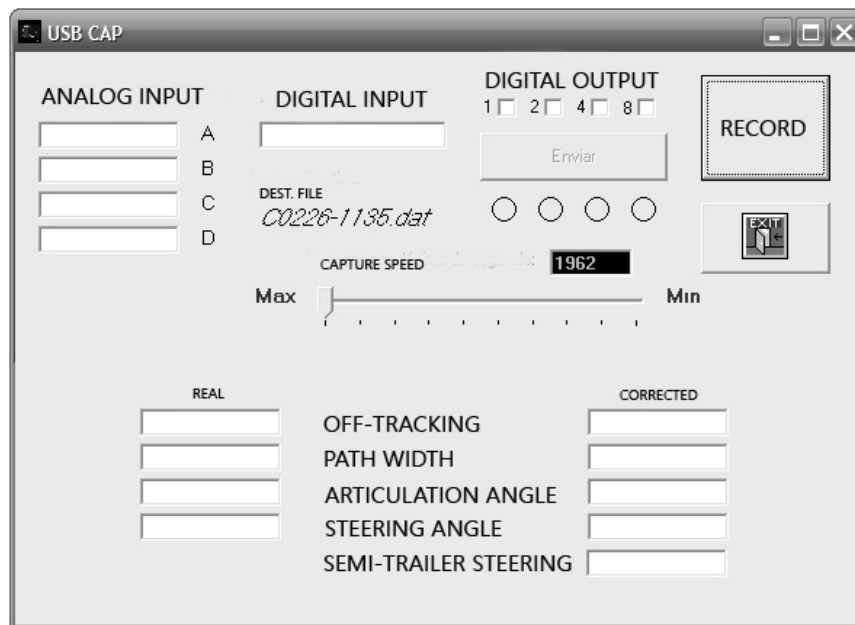


Figura 5.15 – Programa de adquisición con resultados del sistema de control (Bortoni 2007).

Finalmente, como paso número seis, el sistema debe ser probado para evaluar sus resultados y ajustar las reglas de las funciones de membresía. Estas pruebas se realizarán sobre el semirremolque experimental.

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



Para poder evaluar el comportamiento del vehículo y validar los modelos computados es necesario realizar una serie de maniobras controladas. Generalmente se realizan una serie de maniobras estandarizadas que aunque difieren un poco de autor en autor son comúnmente empleadas.

En este trabajo se proporcionan una serie de maniobras arbitrarias, que por su propia naturaleza, no están documentadas en otras instituciones con las que se comparan, pero permite hacer un uso más extenso del programa y modelado propuesto y presentar resultados sobre maniobras relacionadas con la circulación cotidiana.

6.1 Maniobras estandarizadas

6.1.1 Giro estacionario

El giro estacionario se produce cuando el vehículo mantiene una trayectoria y velocidad constantes hasta que forma un círculo dentro del cual puede permanecer mientras mantenga constantes su dirección y velocidad.

En este caso se optó por un radio de 11.25 metros a 10 Km/h y otro de 393 metros de radio a 80 Km/h, principalmente porque en la literatura se encuentran resultados para estas maniobras.

El objetivo principal de este tipo de maniobras es conocer el despiste máximo que presenta el vehículo en conducción normal hacia delante.

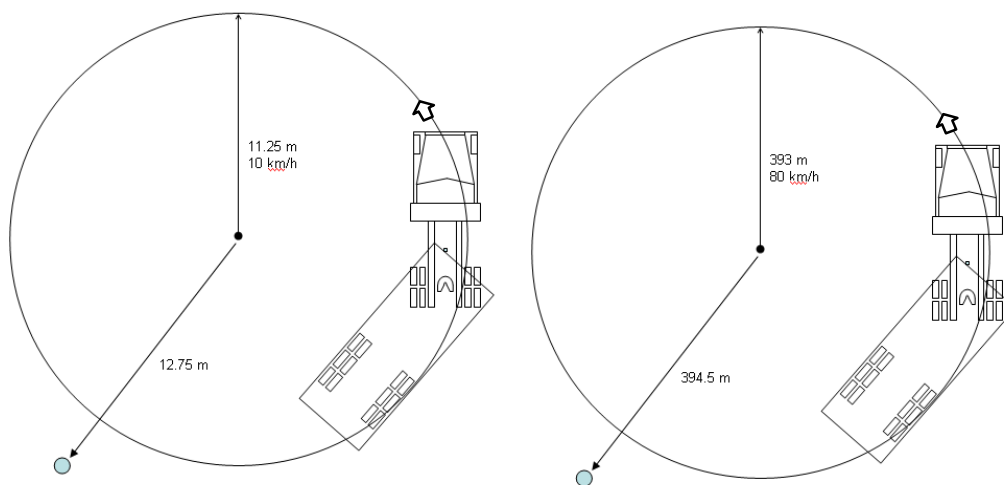


Figura 6.1 - Giro estacionario en baja y alta velocidad (Bortoni 2006).

6.1.2 Giro J

También llamado giro transitorio, se presenta cuando el vehículo estando alineados tractor y semirremolque inicia la ejecución de un giro a 90° en un radio de 11.25 metros a una velocidad constante de 10 Km/h.

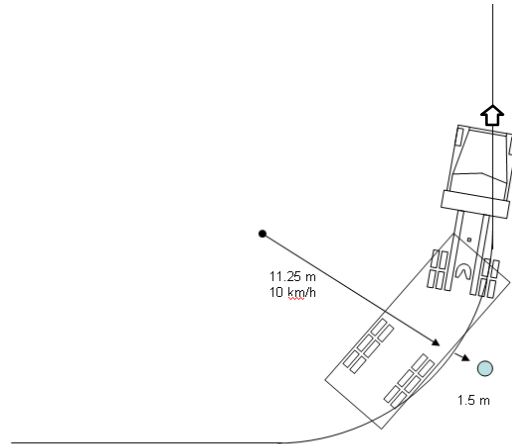


Figura 6.2 - Giro transitorio (Bortoni 2006).

Esta maniobra esta diseñada para conocer el ancho de vía mínimo para la circulación del vehículo en zonas urbanas.

6.1.3 Diagramas de manejo

Para los diagramas de manejo se realizan dos maniobras independientes que básicamente son similares al giro estacionario de baja velocidad, pero en estos casos se mantienen fijas algunas características, mientras que una de ellas se varía de manera controlada, en uno de los casos se varía la velocidad y en otro variando el ángulo de la dirección.

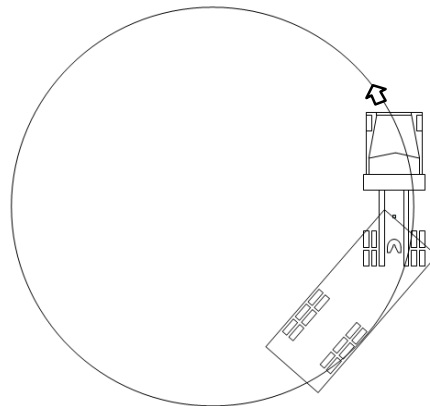


Figura 6.3 - Giro estacionario de velocidad variable y giro variable a velocidad constante (Bortoni 2006).

Esta maniobra esta orientada principalmente a caracterizar el comportamiento de los diferentes cuerpos del vehículo.

6.1.4 Rebase

Esta maniobra se realiza en una carretera a una velocidad de 80 Km/h manteniendo una línea recta y se efectúa un cambio de carril rápido (en un espacio de 20 metros) y 60 metros más adelante se realiza la misma maniobra en sentido contrario, para volver al carril original y seguir en línea recta. (Ésta maniobra se basa en el procedimiento SAE J2179).



Figura 6.4 - Maniobra de rebase (SAE J2179).

6.2 Maniobras no estandarizadas

6.2.1 Transito urbano

Se trata de una maniobra igual al giro transitorio, solo que bajo condiciones más cercanas a la realidad, es decir, que el giro se hace considerando el obstáculo de las esquinas, tal como sucedería al realizar la maniobra en una intersección angosta.

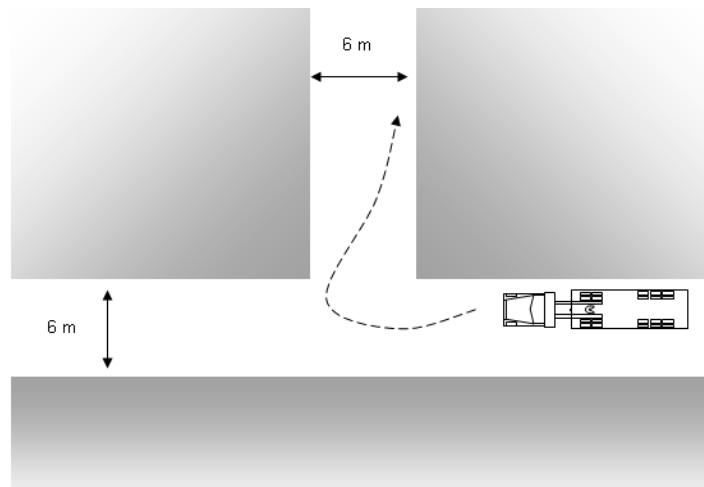


Figura 6.5 - Maniobra de transito urbano (Bortoni 2006).

6.2.2 Slalom

En esta maniobra se realizan una serie de giros transitorios que conforman un circuito, el cual se realiza a baja velocidad (10 Km/h).

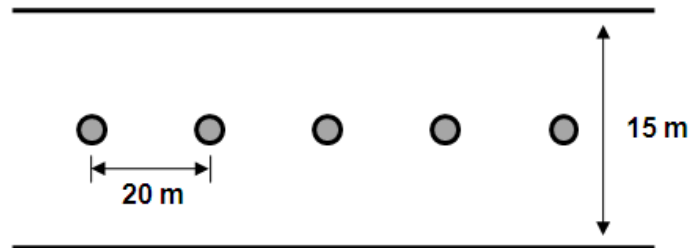


Figura 6.6. Maniobra tipo slalom (Bortoni 2006).

6.2.3 Estacionamiento

Esta maniobra intenta duplicar un caso común donde el vehículo se encuentra de frente al andén y debe reorientarse en la misma posición pero invertido 180°. Esta maniobra se realiza a discreción del operador.

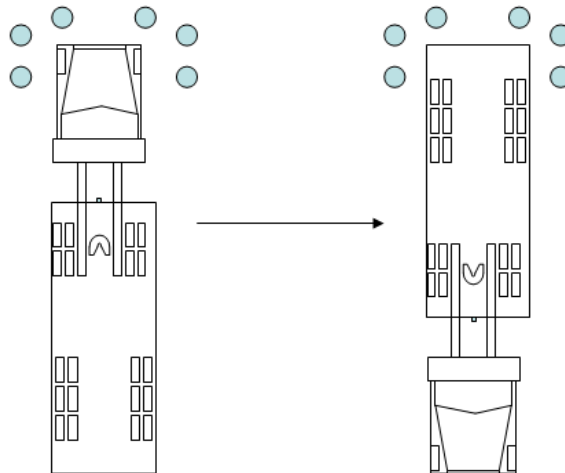


Figura 6.7 - Maniobra de estacionamiento (Bortoni 2006).

6.2.4 Frenado

En la maniobra de frenado se intenta reproducir el fenómeno cierre de tijera o jackknife, donde durante un frenado de emergencia el peso de la caja rebasa la capacidad de fricción de los neumáticos y la caja derrapa hasta que adelanta al

tractor. (Esta maniobra sólo se realizará si se cuenta con un conductor con la suficiente experiencia y el espacio apropiado).

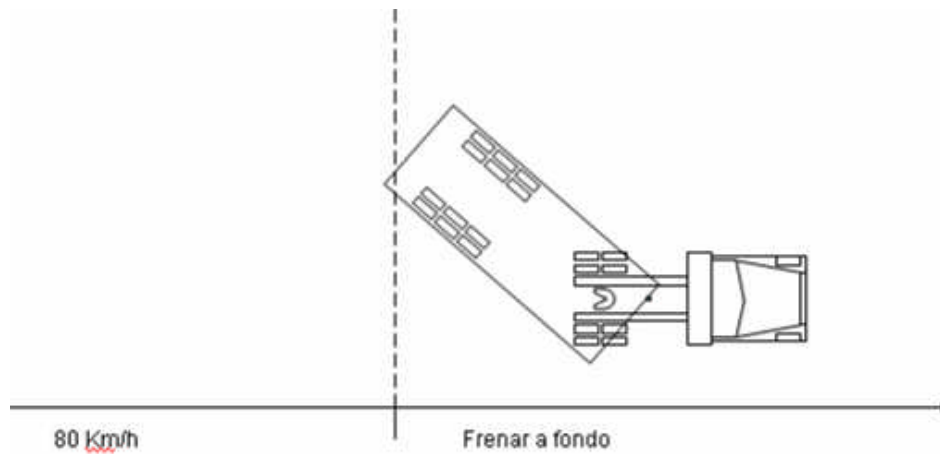


Figura 6.8 - Maniobra de freno de emergencia (Bortoni 2006).

6.3 Locación de las pruebas

Para la realización de estas pruebas es necesario disponer de un patio de maniobras uniforme de al menos 50 por 200 metros y en el caso de las maniobras de alta velocidad, el uso de secciones de carreteras rectas de 2 carriles, sin tráfico.

Se realizaron pruebas en 3 ocasiones con vehículos articulados, utilizando las propias instalaciones de las instituciones y empresas que facilitaron dichos vehículos:

- 1- Instituto Mexicano del Transporte
- 2- Industria Envasadora de Querétaro S.A. de C.V.
- 3- Transportadora Egoba S. A.



Figura 6.9. Instituto Mexicano del Transporte (Fotografías aéreas obtenidas desde Google earth).



Figura 6.10 - Industria Envasadora de Querétaro (Google Earth).



Figura 6.11 - Transportadora Egoba (Google Earth).

Así como secciones de carretera donde se realizaron las maniobras de rebase y retorno. Como las mostradas en la figura 6.12.



Figura 6.12 - Retornos en la avenida 5 de Febrero (Google Earth).

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



El sistema de captura genera una cantidad importante de información que debe concentrarse y convertirse a escalas que puedan interpretarse. En este capítulo se describen los procesos por los que se procesa la información para este fin.

En el apéndice A se listan fracciones de los archivos capturados desde el receptor de GPS, y la tarjeta de captura, así como parte de los archivos resultantes del tratamiento de los datos.

7.1 Tratamiento de los datos

En primer lugar está el caso del registro de la señal del receptor GPS, que debido a las especificaciones de la unidad de captura (receptor Garmin GPS-USB-18) genera dos registros por segundo.

Esta frecuencia de operación es más recomendable para uso en velocidades del orden de los 10 o 20 km/h, pero para velocidades superiores, sería conveniente disponer de un equipo con mayor frecuencia de operación.

Este tipo de receptores ya se encuentran disponibles en el mercado internacional, pero aún son de un costo muy elevado. Así que se optó por emplear un método de interpolación, que si bien tiene un margen de error, permite incrementar el número de puntos de referencia GPS de 2 por segundo a 10 por segundo.

7.1.2 Interpolación

Se empleó el “Polinomio de interpolación de Lagrange” principalmente por su característica de funcionar aun cuando los espacios a interpolar no sean proporcionales.

El método consiste en pasar por un polinomio de grado (N-1) por los (N) puntos correspondientes a los valores tabulados X_i , Y_i

La fórmula general de un polinomio de n-ésimo orden es:

$$f(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 \dots a_nx^n \quad (15)$$

Y la ecuación del polinomio se representa por:

$$F_n(x) = \sum_{i=0}^n L_i(x) \cdot f(x_i) \quad (16)$$

En donde

$$L_i(x) = \frac{(x-x_1)(x-x_2) \dots (x-x_{i-1})(x-x_{i+1}) \dots (x-x_n)}{(x_i-x_1)(x_i-x_2) \dots (x_i-x_{i-1})(x_i-x_{i+1}) \dots (x_i-x_n)} \prod_{j=0, j \neq i}^m \left(\frac{x-x_j}{x_i-x_j} \right) \quad (17)$$

El receptor proporciona lecturas cada medio segundo y el programa genera puntos de rastreo adicionales para completar una lectura por cada décima de segundo (misma frecuencia empleada por el sistema de captura de los valores angulares).

En las figuras 6.1 a 6.3 se muestra el algoritmo que aplica recurrentemente el Polinomio de interpolación de Lagrange. Este algoritmo toma 3 valores reales previos y tres posteriores de los puntos a calcular, es decir, no se emplean valores interpolados en el proceso para evitar un error recurrente. El programa es una adaptación del programa desarrollado en 1992.

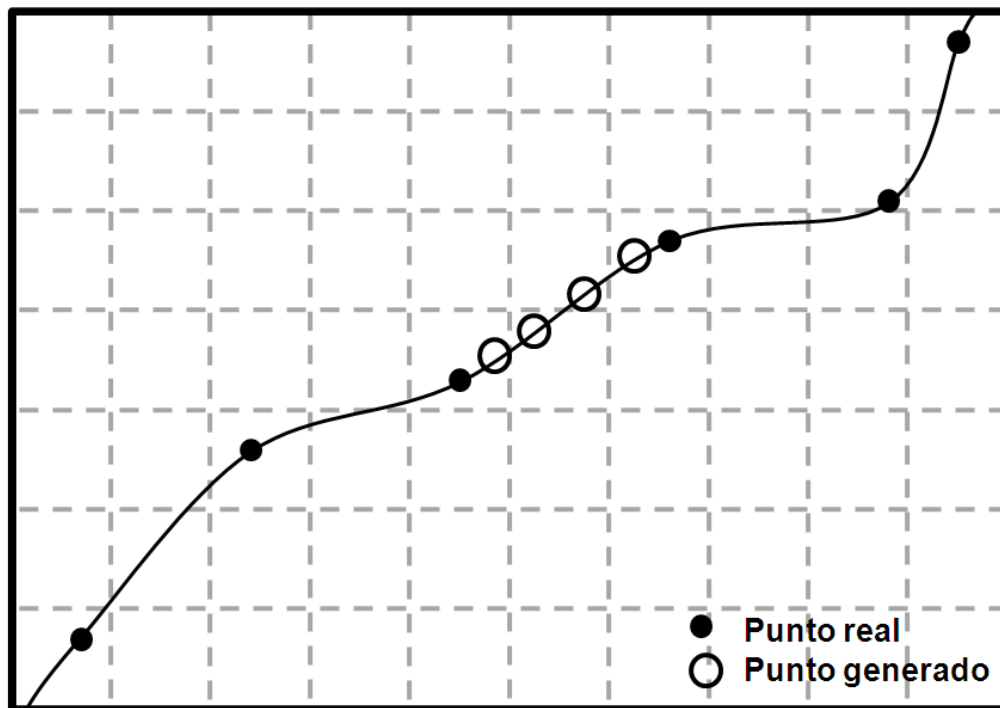


Figura 7.1 – Simulación de la generación de puntos de rastreo de GPS (Bortoni 2006).

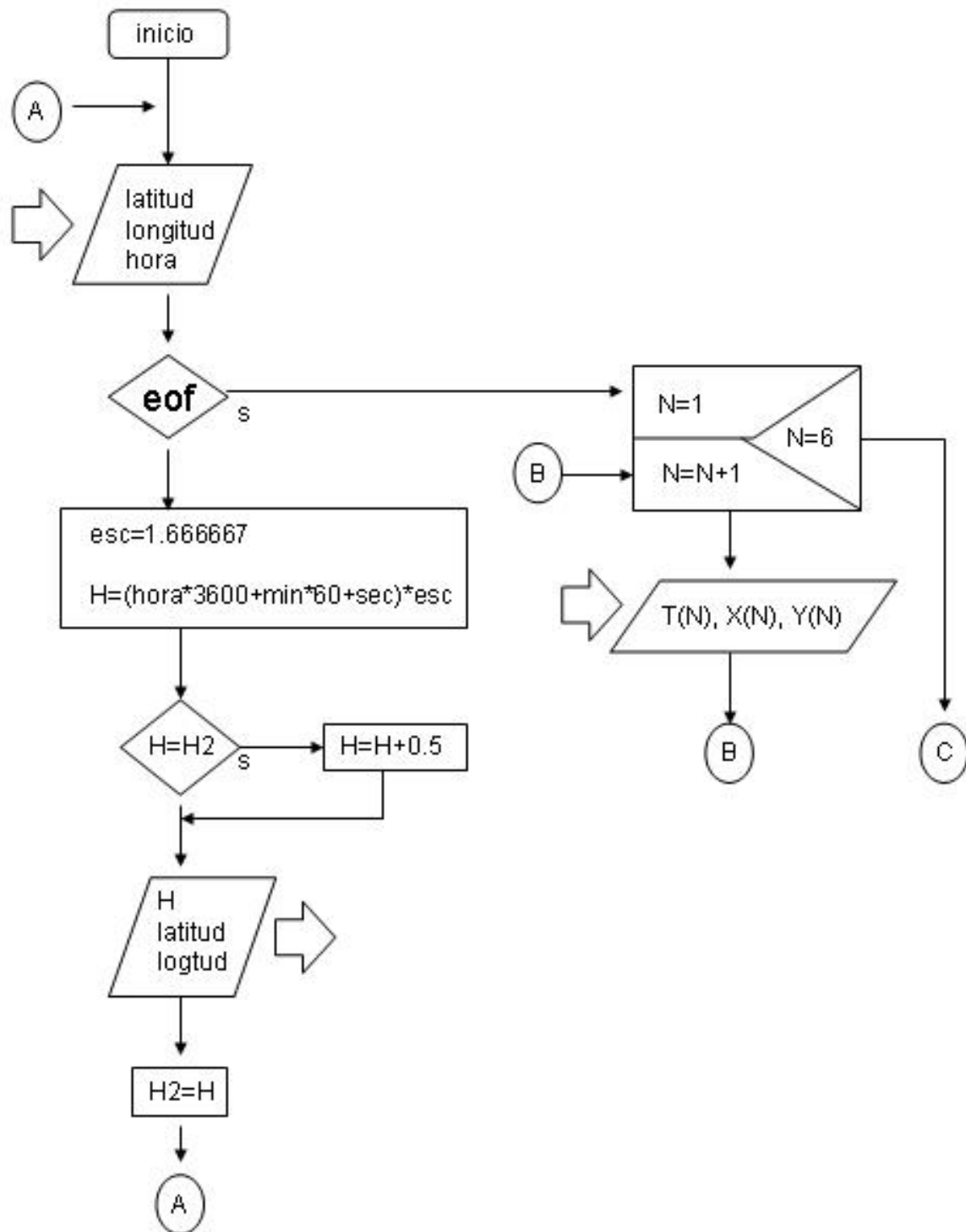


Figura 7.2 - Primera parte del algoritmo de interpolación (Bortoni 2006).

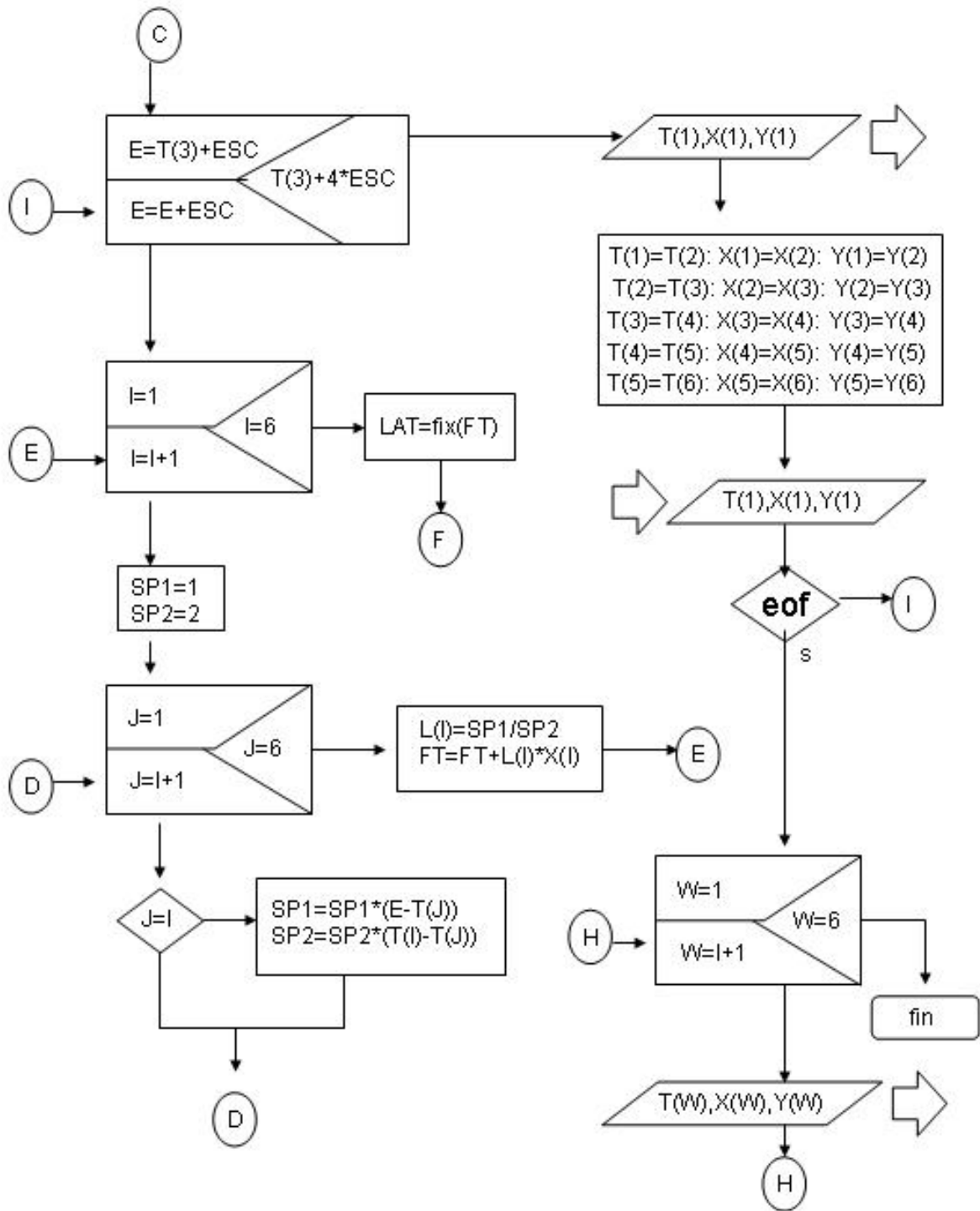


Figura 7.3 - Segunda parte del algoritmo de interpolación (Bortoni 2006).

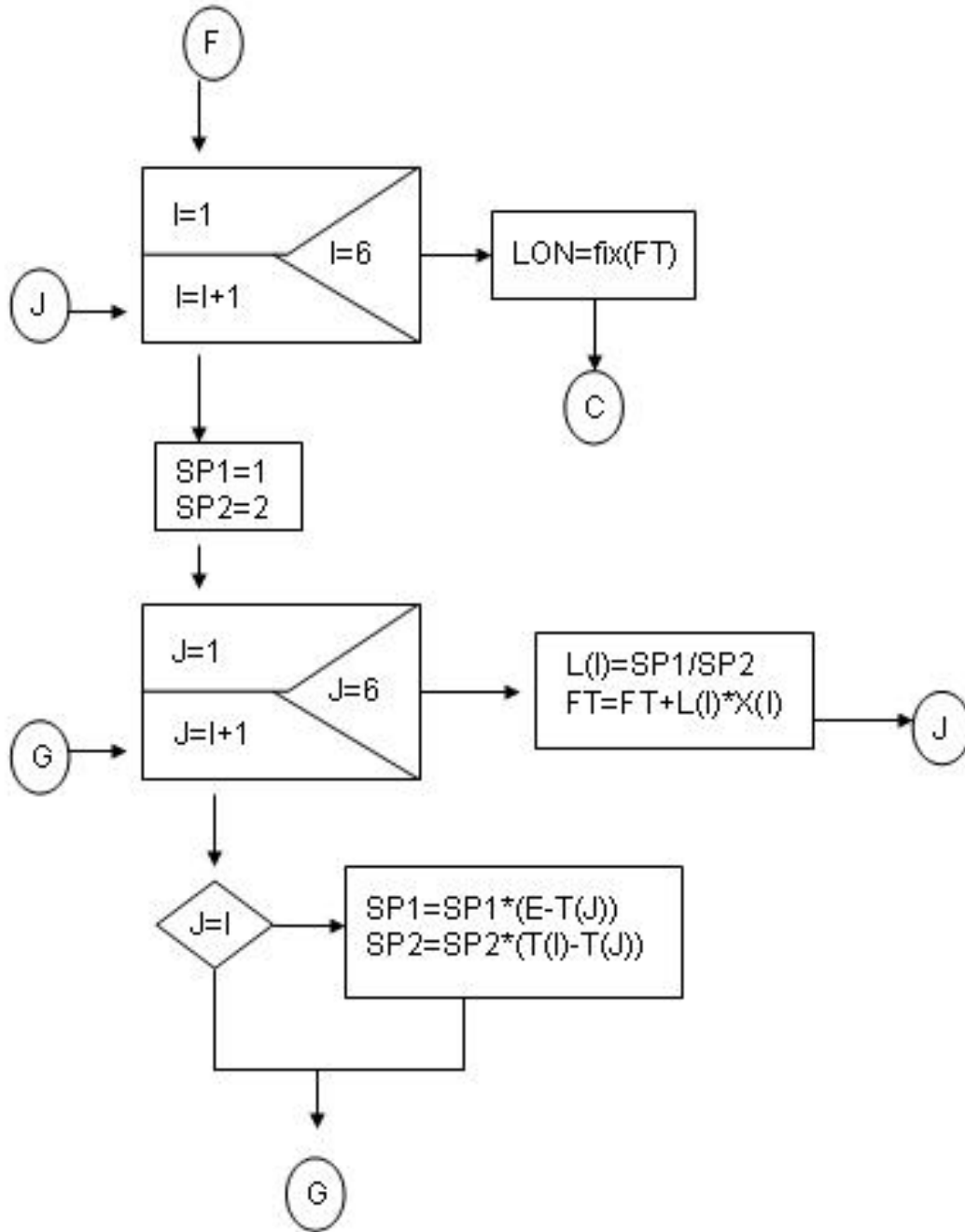


Figura 7.4 - Tercera parte del algoritmo de interpolación (Bortoni 2006).

7.1.3 Conversión de lecturas

Antes de poder interpretar los resultados es indispensable convertir los valores capturados a sus equivalentes relacionados con el objeto de estudio. Las entradas de la tarjeta de captura tienen una escala de valores que van del 0 a 255.

En el caso de la posición angular, estos posibles 255 valores se reparten en 180° que son el rango de operación del sensor, lo que representa un paso de 0.7058° . De manera similar ocurre con el ángulo en las ruedas directrices en el que la constante de conversión es de 0.2352.

Se promedian todos los valores que se suceden en cada décima de segundo y posteriormente se convierten según su constante.

Para el caso de la velocidad, cada vez que el neumático completa un giro, genera un pulso, así que se suman los pulsos medidos por cada décima de segundo y posteriormente multiplicados por el diámetro del neumático se calcula su velocidad.

El algoritmo se muestra en la figura 7.4. Dicho algoritmo abarca las funciones de conversión y sincronización de lecturas (la cual se explica a continuación).

7.2 Sincronización de lecturas

La sincronización se realiza con base en el registro de tiempo en cada archivo, el programa combina los registros de GPS, los valores interpolados y los valores convertidos de la captura desde el USB-CAP, y finalmente se seleccionan los rangos de lecturas correspondientes a cada maniobra para su análisis de manera individual.

7.3 Resultados de las pruebas

En esta sección se ilustrarán algunos de los resultados más relevantes producto de los recorridos de prueba.

7.3.1 Giro estacionario

Esta maniobra se realizó dentro de las instalaciones de Transportadora Egoba, describiendo una trayectoria circular de 25 metros de diámetro, a una velocidad constante promedio de 5 km/h. Las ruedas directrices mantuvieron un ángulo constante de 14° , resultando en un ángulo en la articulación de 80° , un ancho de vía de 8.65 m. y en un despiste de 5.65 m (figura 7.6).

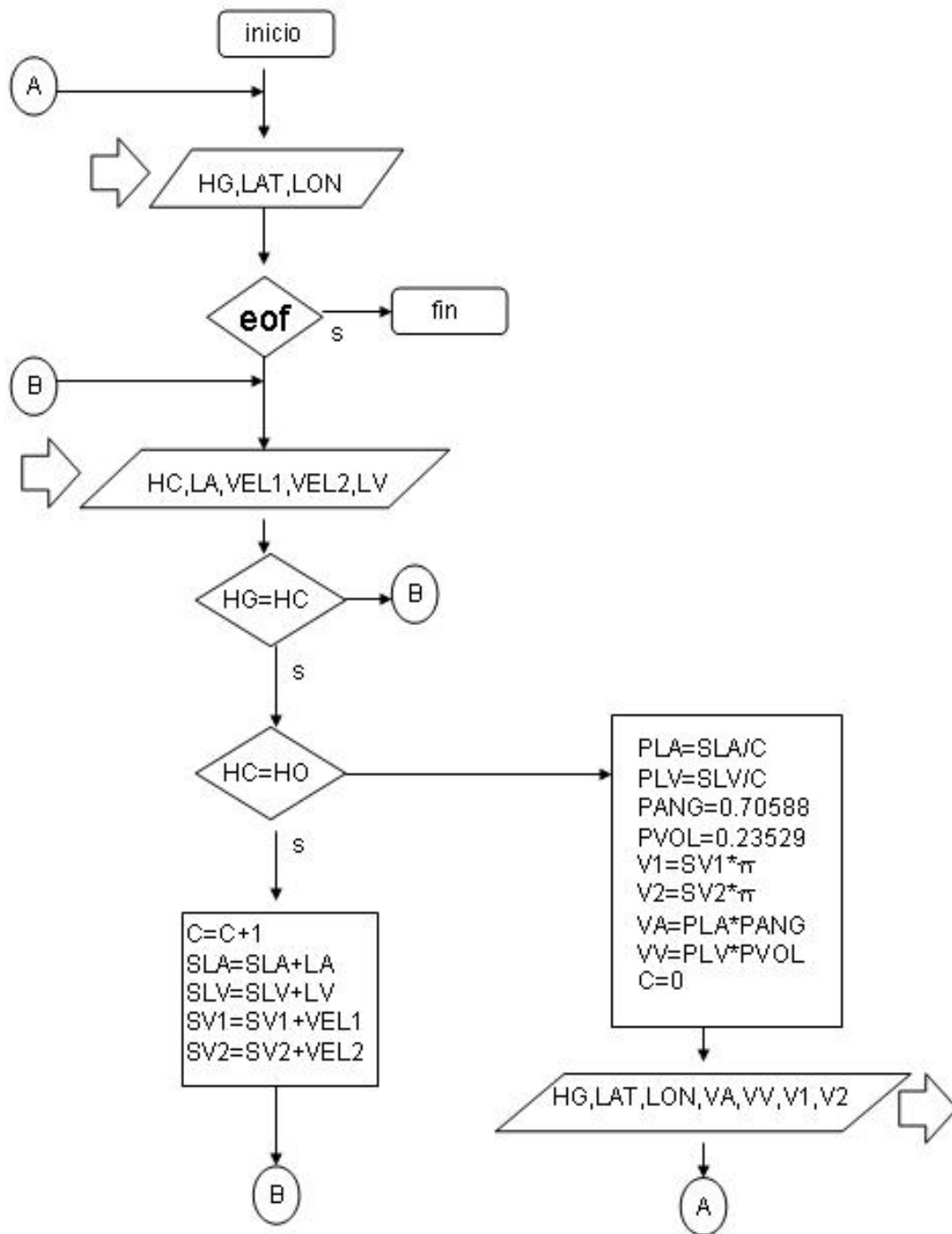


Figura 7.5 - Algoritmo del programa de conversión y sincronización (Bortoni 2006).

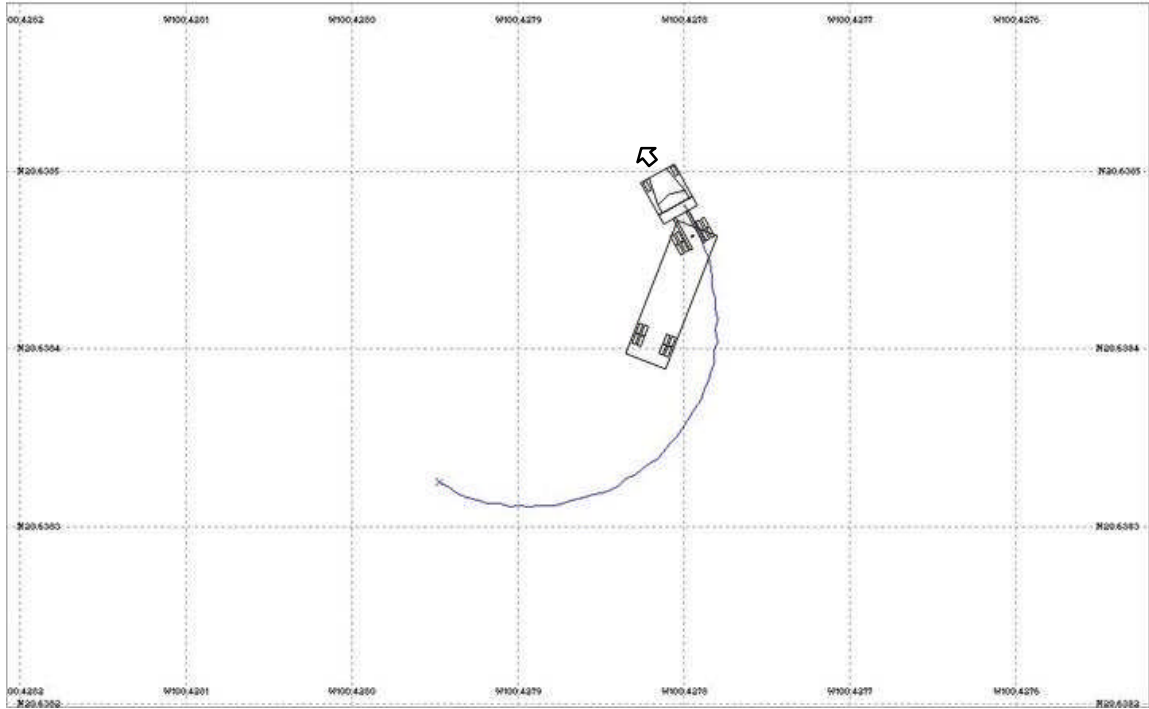


Figura 7.6 - Maniobra de giro estacionario (Bortoni 2007).

7.3.2 Maniobra tipo slalom

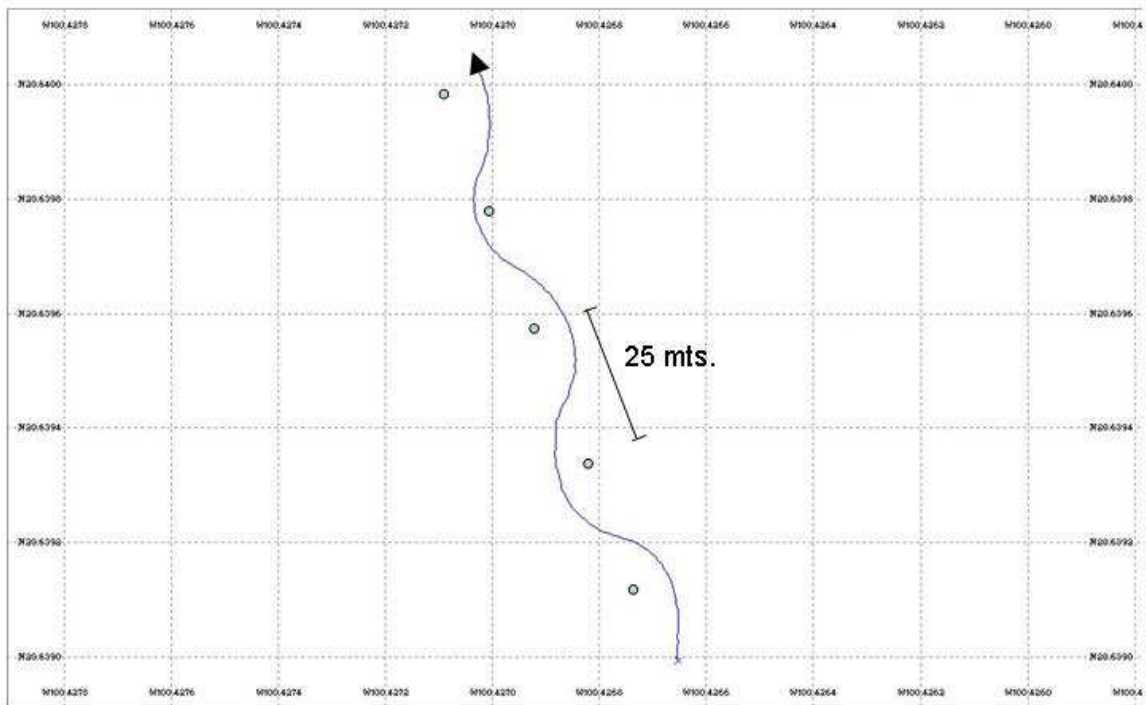


Figura 7.7 - Maniobra tipo slalom (Bortoni 2007).

Esta maniobra se realizó también dentro de las instalaciones del transportista, colocando una serie de 5 conos de señalización en línea recta cada 25 metros. El vehículo pasa junto a ellos alternado de lado respecto a la línea central a una velocidad promedio constante de 10 km/h presentando un ancho de vía máximo de 5.8 mts (figura 7.7).

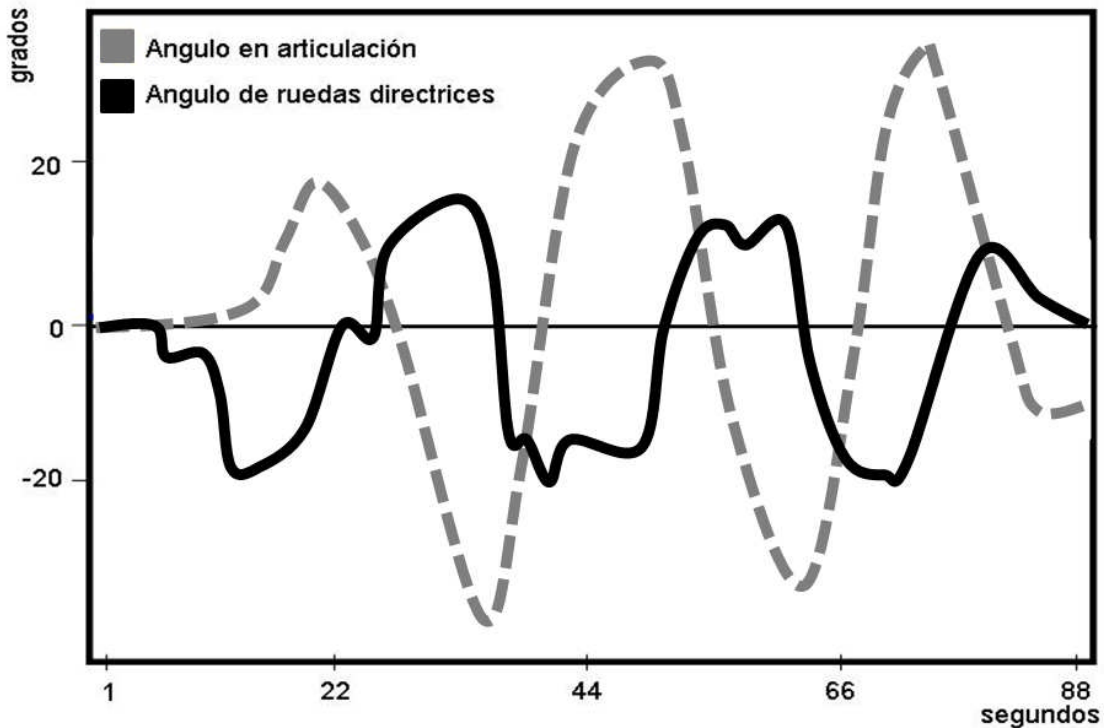


Figura 7.8 - Valores angulares en articulación y ruedas directrices (Bortoni 2007).

En la figura 7.8 puede observarse la relación entre el ángulo de las ruedas directrices y el ángulo que el semirremolque tendrá unos segundos después, con una respuesta inversa y de mayor magnitud.

7.3.3 Maniobra de retorno

Esta maniobra se realizó posterior al recorrido tipo slalom para volver a realizarlo en sentido inverso, se realizó un giro transitorio de 90° y después en reversa hasta que fue posible librar los otros contenedores que se encontraban estacionados en el lugar y bloqueaban el paso. Se produjo un ancho de vía máximo de 6.75 m (figura 7.9, 7.10 y 7.11).

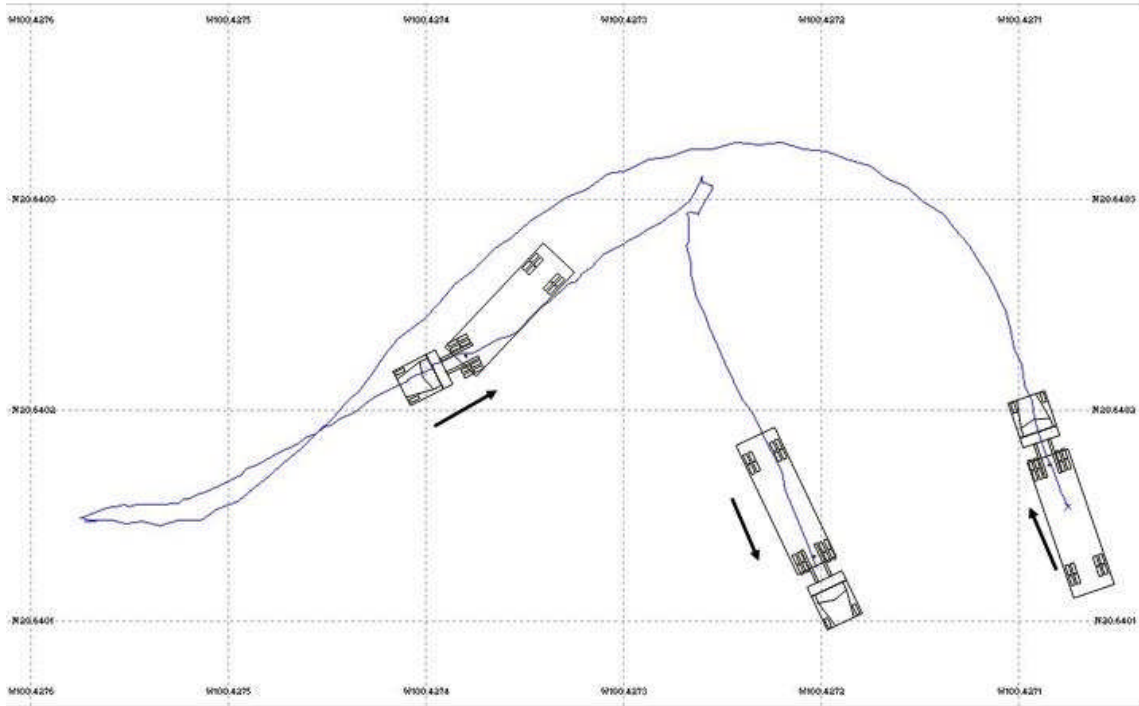


Figura 7.9 - Maniobra de retorno (Bortoni 2007).

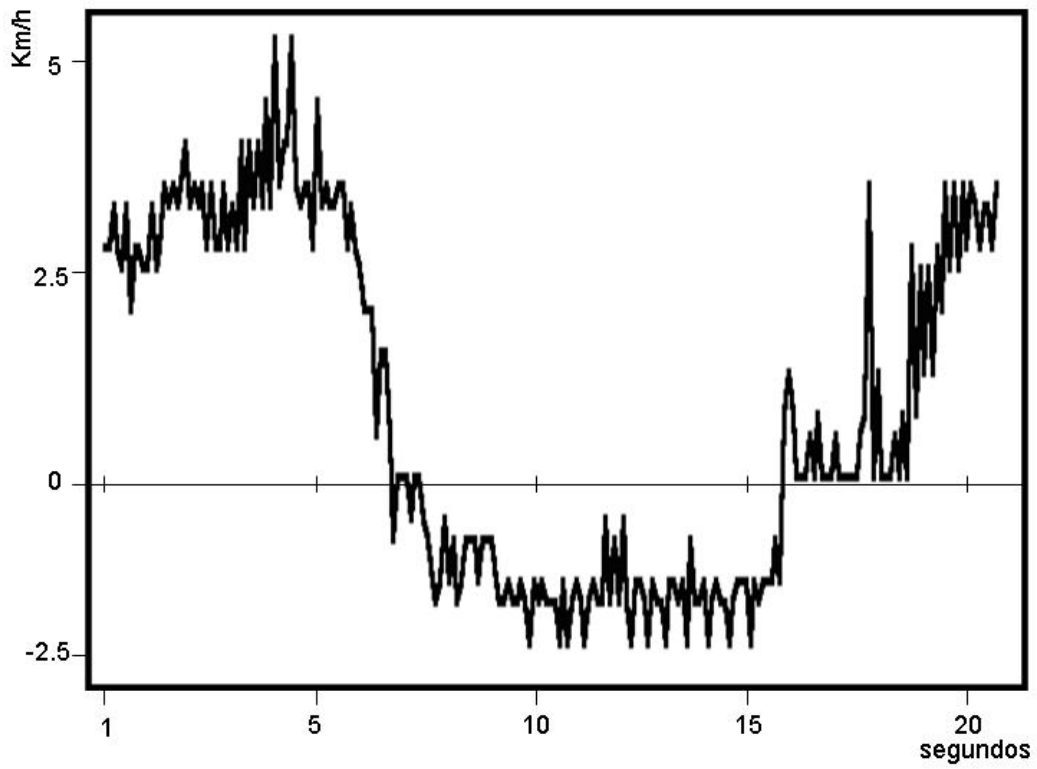


Figura 7.10 - Velocidad durante la maniobra (Bortoni 2007).

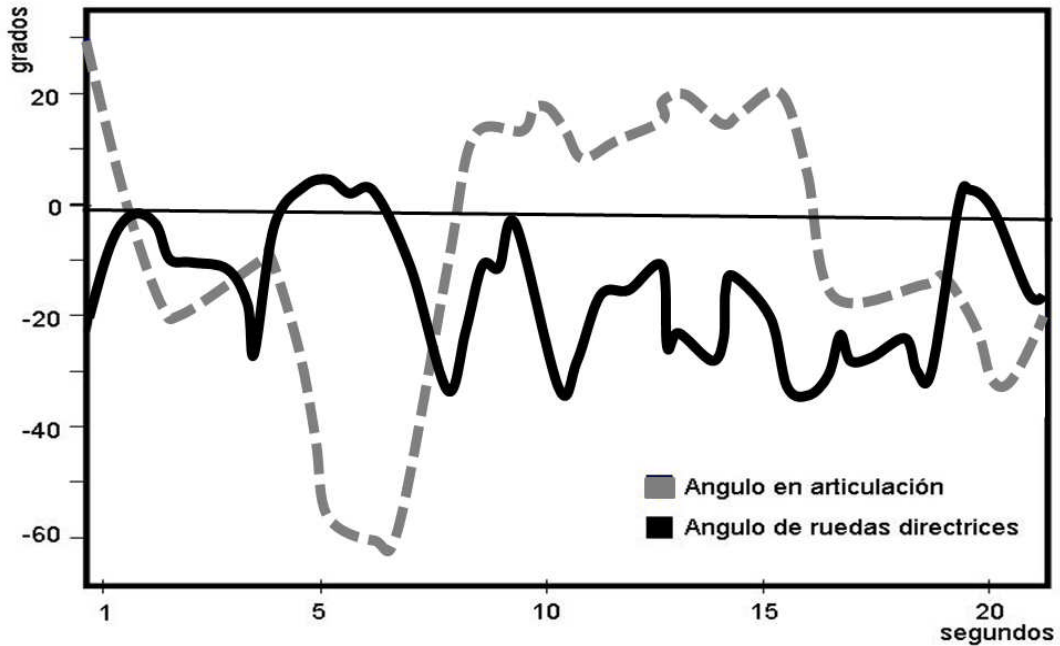


Figura 7.11 - Valores angulares en articulación y ruedas directrices (Bortoni 2007).

Esta maniobra fue realizada a entera discreción del conductor y es un ejemplo de maniobra en la que puede ilustrarse la pericia y percepción del conductor.

7.3.4 Maniobra de rebase

Esta maniobra se realizó en la carretera Querétaro-San Luis Potosí, manteniendo una velocidad constante de 80 km/h. Requirió un ancho de vía de 4.4 metros, lo cual supera el ancho del carril, lo que implicó invasión del carril adyacente.



Figura 7.12 - Vehículo de prueba en recorrido por carretera (Bortoni 2007).

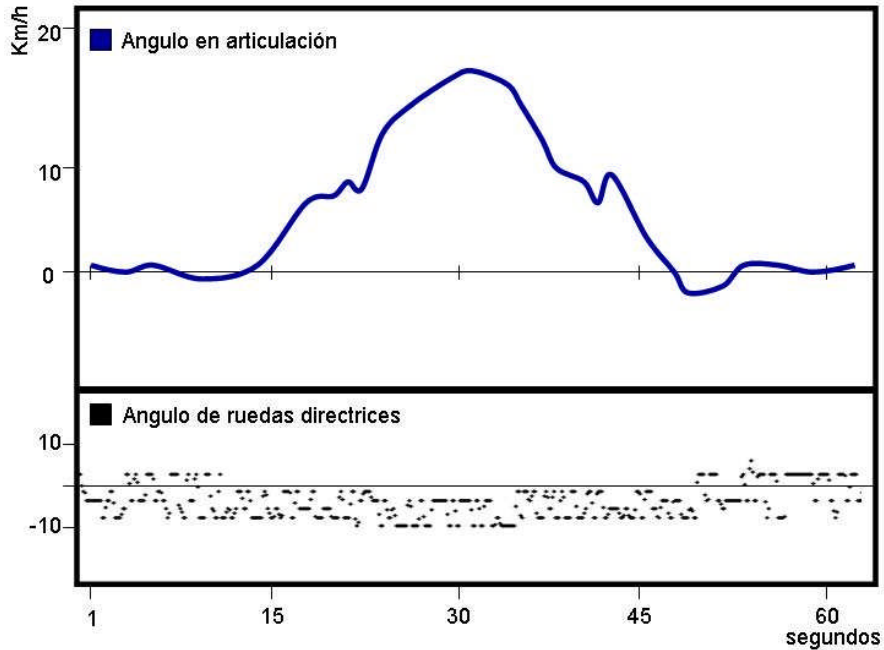


Figura 7.13 - Valores angulares en articulación y ruedas directrices (Bortoni 2007).

7.2.5 Maniobra de retorno norte

Al finalizar la maniobra de rebase, se tomó el retorno en el km 21 a una velocidad promedio constante de 40 km/h.

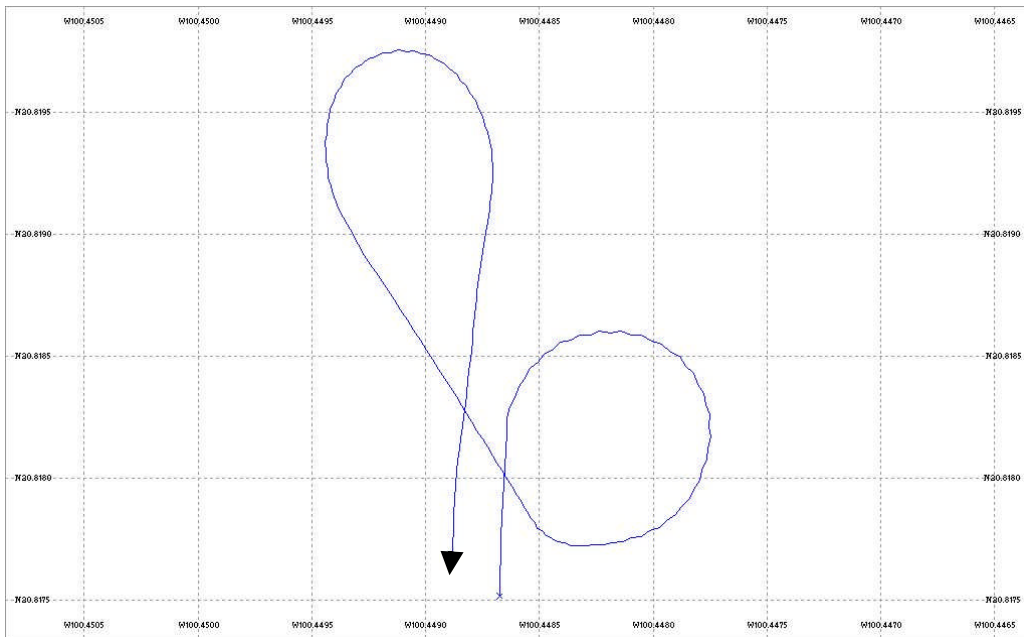


Figura 7.14 - Trayectoria del vehículo durante retorno (Bortoni 2007).



Figura 7.15 - Vistas aéreas de los retornos en la Av. 5 de Feb., en los que se circuló durante la prueba (Google Earth).

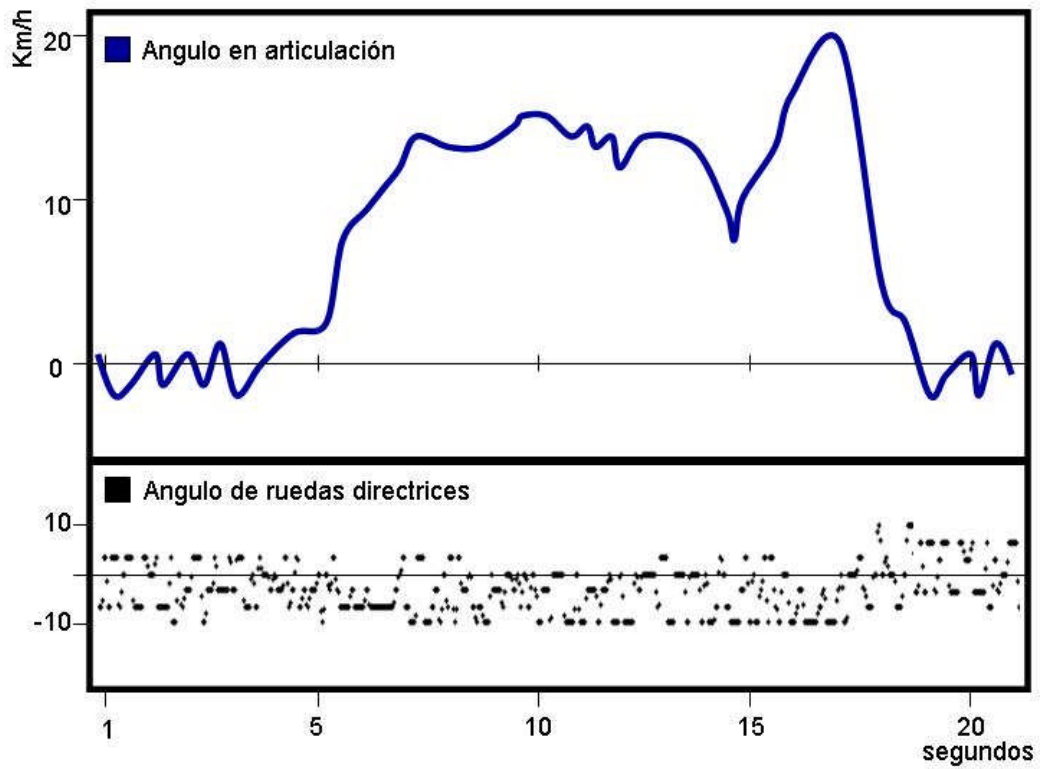


Figura 7.16 - Valores angulares en articulación y ruedas directrices (Bortoni 2007).

7.3.6 Maniobra de retorno sur

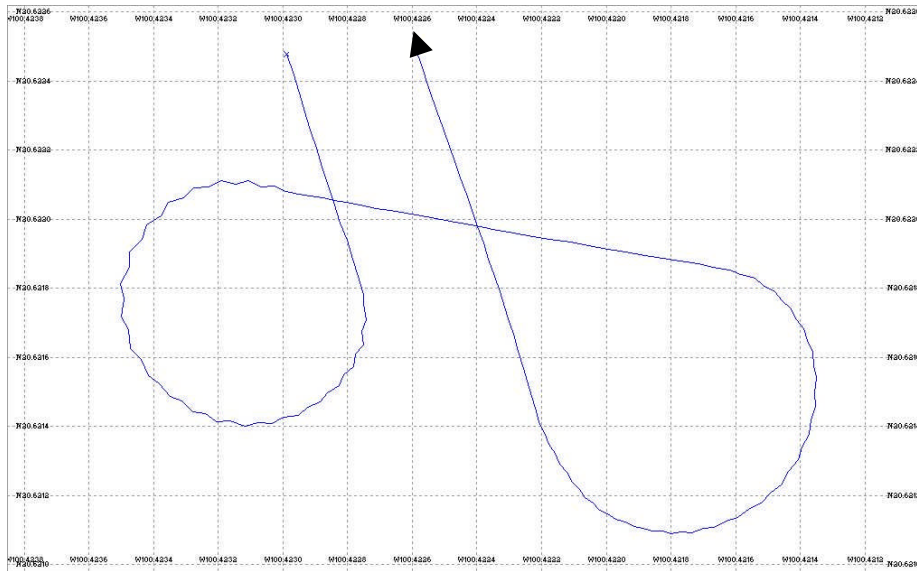


Figura 7.17 - Trayectoria del vehículo durante el segundo retorno (Bortoni 2007).

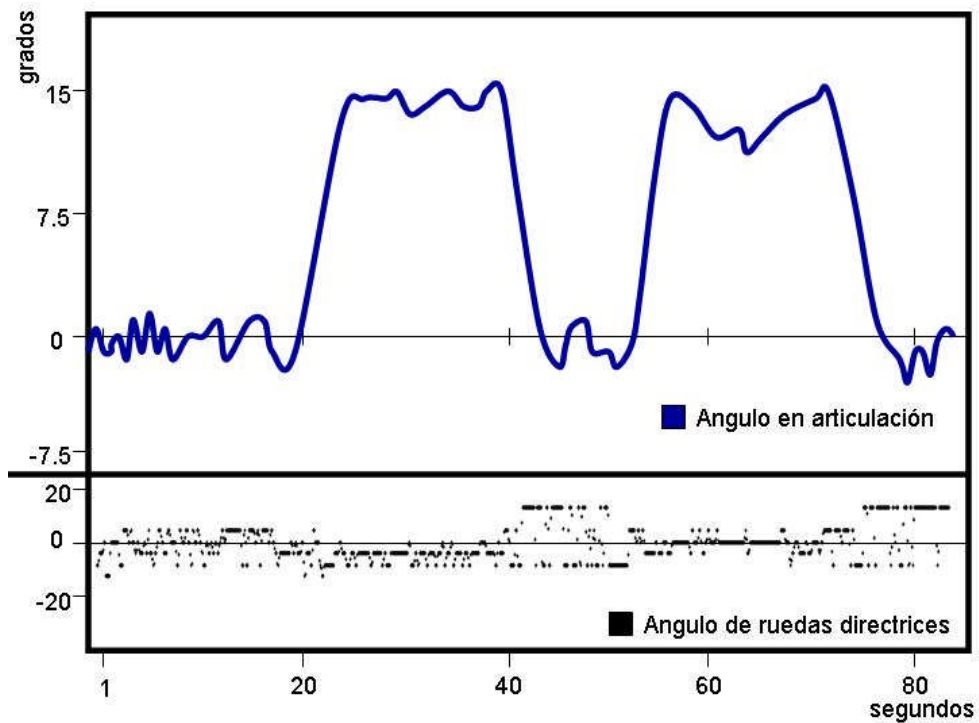
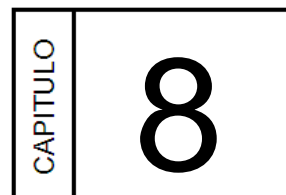


Figura 7.18 - Valores angulares en articulación y ruedas directrices (Bortoni 2007).

De igual manera, y para regresar a las instalaciones del transportista, tomamos el retorno a la altura del entronque con el boulevard Bernardo Quintana. Durante esta maniobra se requirió un ancho de vía 4.2 metros, en este caso ese ancho estaba disponible, pero implicó usar todo el ancho del camino.

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



SEMIREMOLQUE EXPERIMENTAL

Con el objetivo de comprobar los beneficios esperados del sistema y ajustar el modelo, gracias a el apoyo del Instituto Mexicano del Transporte, se construyó un remolque experimental que permitiera modificar sus características dimensionales y emplear diferentes regímenes de dirección, a una escala que permitiera ser operado desde una camioneta, pero sin perder los efectos dinámicos del vehículo que pretende emular.

8.1 Diseño y construcción

El objetivo principal del semirremolque fue el de poder probar los efectos del control direccional bajo diferentes configuraciones geométricas, lo que representaría un costo muy elevado si se pretendiera realizar en un vehículo a escala real. Los parámetros configurables son:

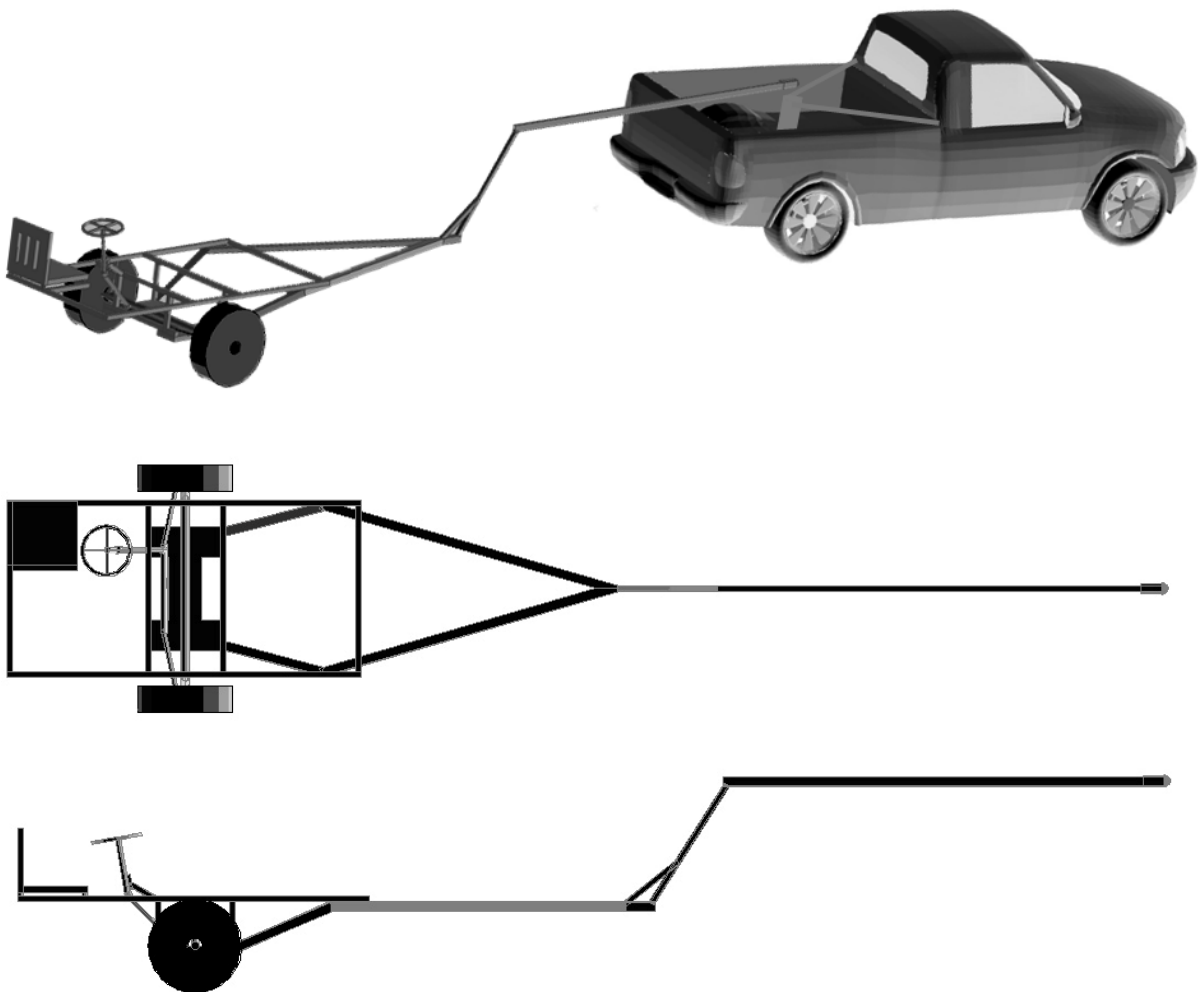


Figura 8.1 - Vistas del vehículo articulado experimental (Bortoni 2007).

8.1.1 Distancia entre la quinta rueda y el eje de la unidad tractora

En 2003 Dahlberg publicó un artículo respecto a la importancia de esta medida, ya que adelantando o atrasando el punto de articulación en el tractor provoca inestabilidad y pérdida de control direccional en altas velocidades. Sus resultados son producto de simulación en un modelo simplificado tipo bicicleta.

En el caso del semirremolque experimental, el soporte permite reconfigurarse para modificar su posición; en estas pruebas se adelantó y retrasó 50 centímetros respecto al eje trasero de la camioneta.

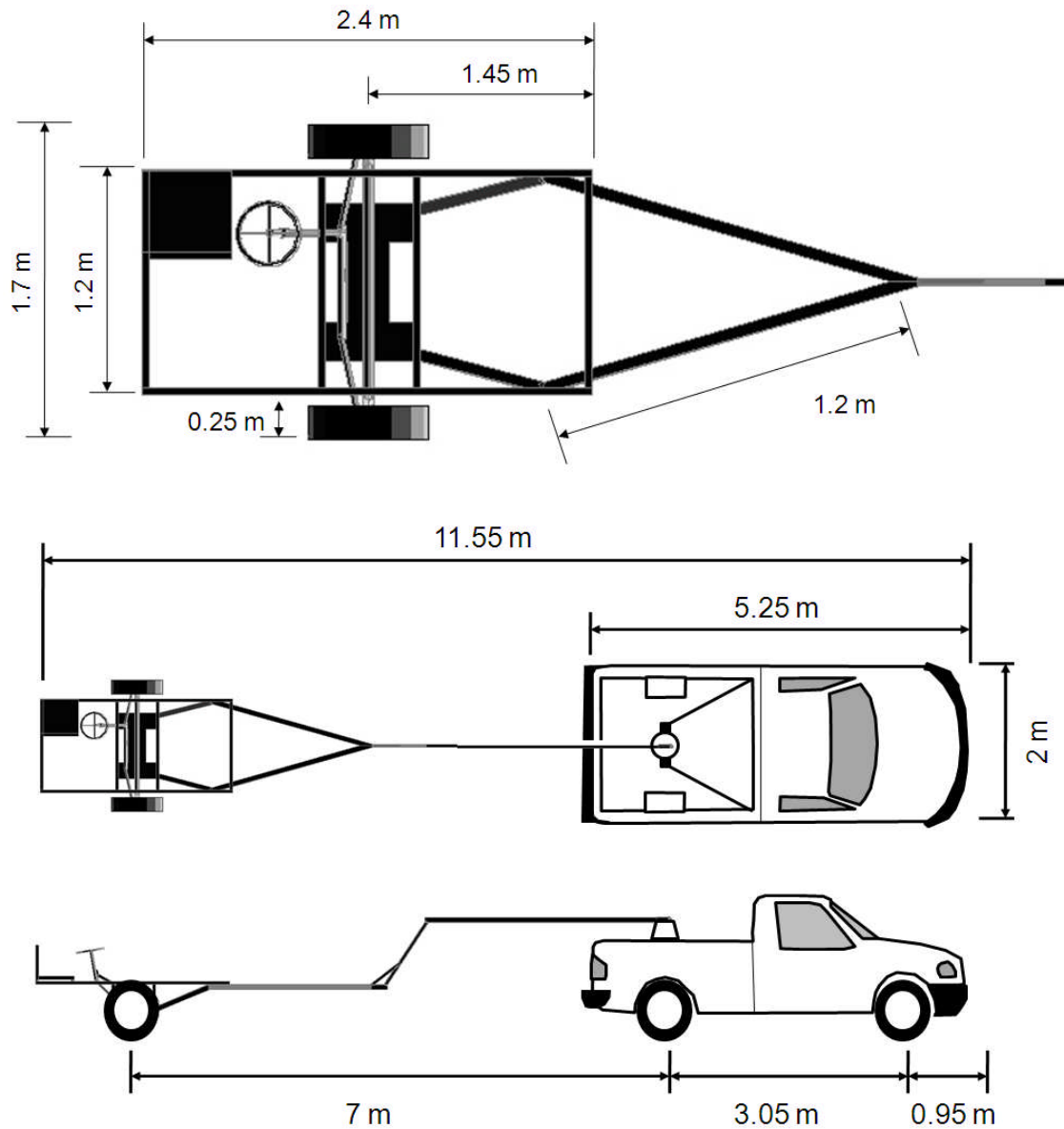


Figura 8.2 – Dimensiones del vehículo experimental (Bortoni 2007).

8.1.2 Distancia entre la quinta rueda y el eje del semirremolque

Este consiste en probar el efecto de la longitud de semirremolque, que permite acortar o extender un brazo de unión en la proporción que sea necesaria. En el programa de pruebas realizado no se incluyó modificaciones en este parámetro, pero se incluirá en futuros estudios.

8.1.3 Control direccional en el eje del semirremolque

Este es el factor más importante considerado en este estudio, ya que permite comparar no solo la diferencia entre fijo o con control direccional, sino probar diferentes algoritmos de control sobre esta dirección. Actualmente el control lo ejerce una persona, pero al integrar el sistema definitivo, este control se ejercerá de manera electrónica.



Figura 8.3 – Eje direccional en el semirremolque (Bortoni 2008).

8.2 Recorridos de prueba

8.2.1 Preparación del vehículo

Para la realización de estas pruebas se instrumentó el vehículo con el sistema Convertidor Digital de Posición Angular (CODIPA), registrando los valores angulares de la dirección del vehículo tractor, el ángulo en el punto de articulación con el semirremolque y el ángulo en la dirección del eje en el semirremolque.

Además por parte del departamento de Ingeniería Vehicular del IMT se instalaron sensores, acelerómetros y un giroscopio para monitorear el comportamiento dinámico del vehículo durante las pruebas y comparar los resultados con el sistema CODIPA. A continuación se listan los parámetros medidos en la camioneta y el semirremolque:

- Camioneta:

Medición del ángulo de la dirección, ángulo de la articulación entre la camioneta y el semirremolque, aceleración lateral, aceleración de giro, aceleración vertical, alabeo e inclinación. Posición en el Sistema de Posicionamiento Global, velocidad del vehículo.

- Semirremolque:

Ángulo en la dirección, velocidad, aceleración lateral, inclinación.



Figura 8.4 – Preparación e instrumentación del vehículo (Bortoni 2008).

En la figura 8.5 se muestra los programas en ejecución durante las pruebas:

Lab View - Registra las señales de los acelererómetros, inclinómetros, velocidad en la quinta rueda y el ángulo en la dirección de la camioneta.

GPS Utility – Registra la trayectoria del vehículo a través del receptor del Sistema de Posicionamiento Global.

USB CAP – Adquiere los ángulos en la articulación del vehículo, en la dirección del semirremolque y en la quinta rueda.

GyroView – Graba las señales del giroscopio instalado en la camioneta.

WebCam – Muestra la imagen en tiempo real del camino frente a la camioneta.

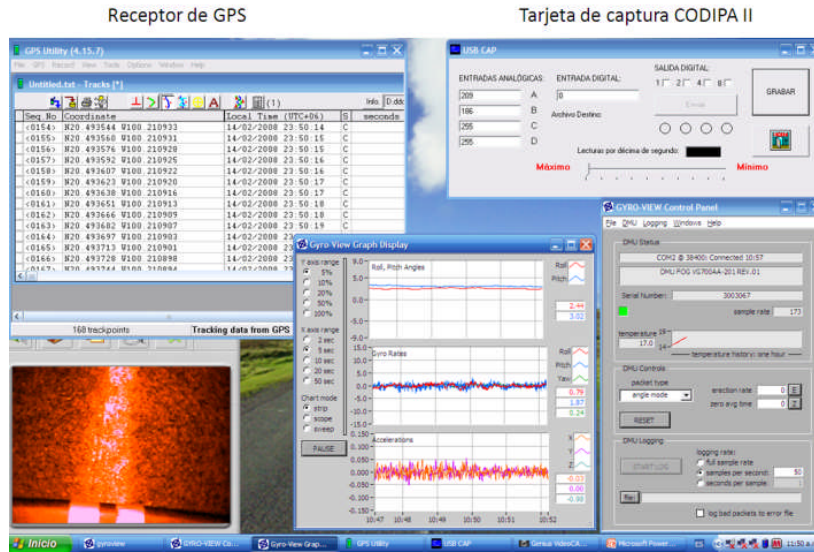


Imagen de video-guía

Giroscopio y acelerómetros triaciales en el tractor

Programa Lab View y la señal de los acelerómetros e inclinó-metros

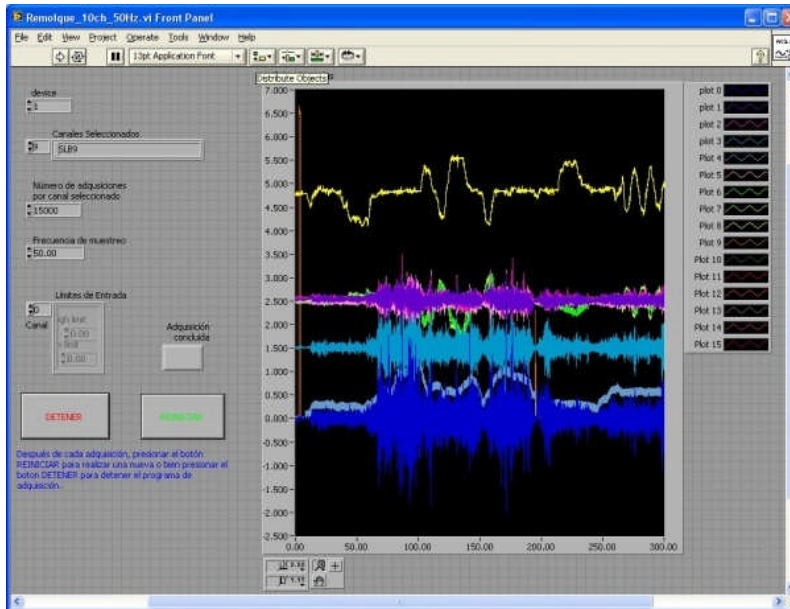


Figura 8.5 – Programas ejecutados simultáneamente durante las pruebas (Bortoni 2008).

Estos programas se ejecutaron en 2 computadoras, por lo que en ambos equipos se implementó un interruptor de sincronía para posterior correlación de los registros.

8.2.2 Programa de pruebas

Se eligieron las dos maniobras más empleadas para la evaluación de la maniobrabilidad en vehículos articulados, el giro estacionario y el giro transitorio, además de la maniobra que se propone, el slalom, compuesta de varios giros transitorios pero a una velocidad ligeramente superior.

Tanto en el giro estacionario como en el transitorio se realizaron radios de 11.25, 9.5 y 8 metros, en sentido izquierdo y derecho, con dirección fija y móvil en el semirremolque, además de modificar la localización del cople entre la camioneta y el semirremolque. La maniobra tipo slalom se realizó colocando los obstáculos a 15 metros y a 10 metros.

Considerando todas las variables en cada una de las tres pruebas, el programa completo fue constituido por 94 maniobras diferentes, éstas se realizaron en las instalaciones del IMT (figuras 8.7 y 8.8).



Figura 8.6 – Maniobras de slalom, giro estacionario y transitorio (Bortoni 2008).



Figura 8.7 – Locación de las pruebas (Bortoni 2008).

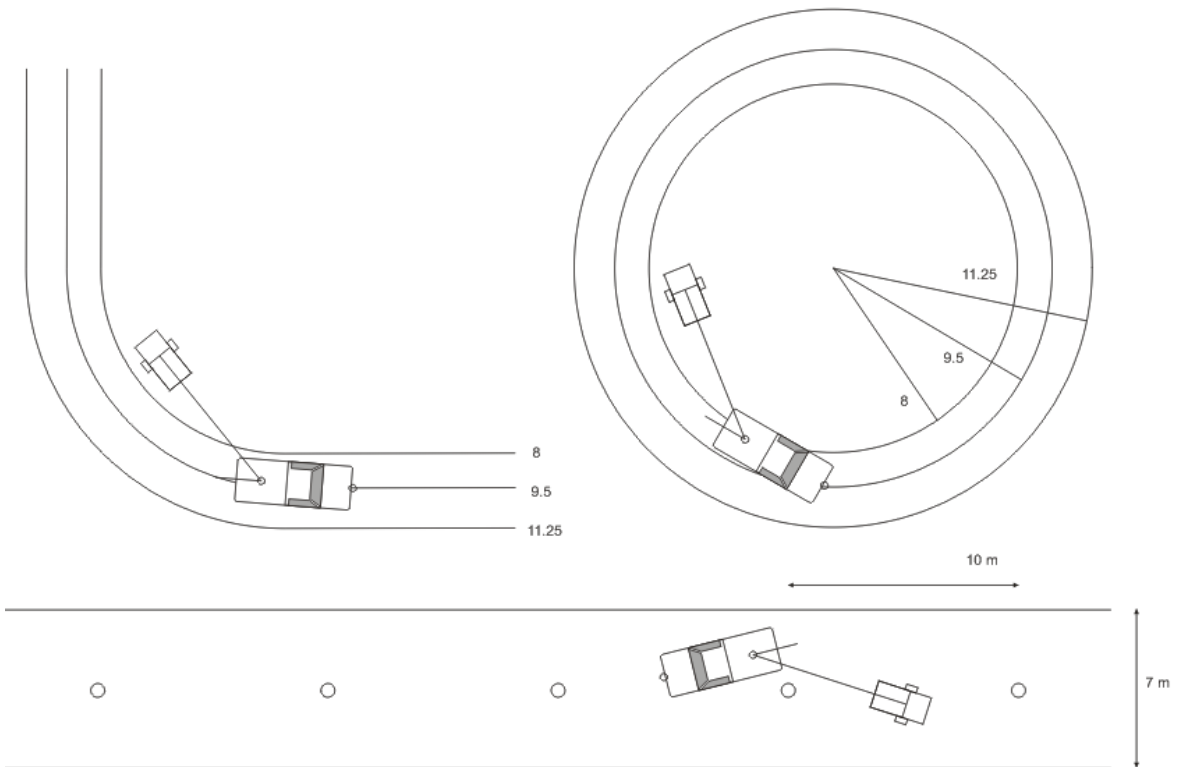


Figura 8.8 – Maniobras realizadas (Bortoni 2008).

8.3 Resultados

- Giro estacionario.

Radio	Cople	Dirección	Angulo artic	Despiste	Ancho vía
11.25	Adel	Fija	39.5	1.51	2.931
		Móvil	24	0	2
	Norm	Fija	47	2.39	3.93
		Móvil	28	0.1	2
	Atra	Fija	52	2.95	4.58
		Móvil	31	0.42	2.1
9.5	Adel	Fija	53.7	2.47	4.02
		Móvil	30.6	0	2
	Norm	Fija	64	3.6	5.32
		Móvil	36	0.32	2
	Atra	Fija	74.8	4.66	6.5
		Móvil	42.1	1.1	2.4
8	Adel	Fija	90	5.6	8.5
		Móvil	58.5	2.56	4.1
	Norm	Fija	90	5.6	8.5
		Móvil	65	3.28	4.95
	Atra	Fija	90	5.6	8.5
		Móvil	73.2	4.13	5.9

Tabla 8.1 – Mediciones en maniobra de giro estacionario.

- Giro transitorio.

Radio	Cople	Dirección	Angulo artic	Despiste	Ancho vía
11.25	Adel	Fija	28.5	1.87	3.3
		Móvil	14.4	0	2
	Norm	Fija	34	2.5	4.06
		Móvil	16	0	2
	Atra	Fija	40.8	3.26	4.9
		Móvil	18.2	0.63	2.1
9.5	Adel	Fija	34	2.27	3.8
		Móvil	18	0.36	2.4
	Norm	Fija	40	2.95	4.58
		Móvil	22	0.85	2.17
	Atra	Fija	52	4.21	6
		Móvil	29	1.69	3.13
8	Adel	Fija	47	3.17	4.83
		Móvil	25	0.61	2.1
	Norm	Fija	59	4.4	6.23
		Móvil	30	1.21	2.58
	Atra	Fija	69	5.28	7.23
		Móvil	43	2.73	4.32

Tabla 8.2 – Mediciones en maniobra de giro transitorio.

En las tablas 8.1 y 8.2 se presentan los resultados de manera condensada, donde la columna de Radio señala el radio en el que fue realizado dicha curva, la columna de Cople se refiere a la posición de la quinta rueda respecto a el eje de tracción de la camioneta, Y que se indica como normal, cuando el acoplamiento se realizó sobre el eje y adelantado o retrasado es cuando el cople se desplazo 0.50 m. hacia delante o atrás del eje.

La columna de dirección se refiere a la condición de eje fijo o con dirección móvil en el semirremolque, posteriormente se enlista el valor máximo angular alcanzado en el punto de articulación durante la maniobra, y finalmente con este valor y las condiciones de la maniobra, se calculan el despiste y el ancho de vía máximos.

- Slalom.

Obstac	Cople	Dirección	Angulo artic
15	Adel	Fija	
		Móvil	
	Norm	Fija	33
		Móvil	17.3
	Atra	Fija	37
		Móvil	19.7
10	Adel	Fija	37.6
		Móvil	19
	Norm	Fija	42
		Móvil	21
	Atra	Fija	54
		Móvil	25.2

Tabla 8.3 – Mediciones en maniobra de slalom.

Análogamente, en el caso de la maniobra tipo slalom se listan las características de la maniobra, en este caso, la distancia entre obstáculos y la ubicación de el punto de acoplamiento, la configuración del control direccional y el valor máximo que alcanzo el ángulo en la articulación durante la maniobra. En este caso no se calcula el despiste y ancho de vía dado que no hay una trayectoria definida.

8.4 Discusión

En la literatura se pueden encontrar varios autores que han publicado resultados sobre la maniobrabilidad de vehículos articulados, pero sus resultados provienen de programas de simulación, en términos generales, cumplen con su función, la de comparar la maniobrabilidad entre diferentes vehículos.

Sin embargo, entre las maniobras en simulador y en vehículos reales presentan grandes diferencias. Debido a que un conductor no puede realizar la misma trayectoria que el simulador, resultante de una ecuación. En un vehículo real la

percepción del conductor tiene gran importancia. En las pruebas, a pesar de contar con una cámara guía en la camioneta, y que gracias a ella el eje delantero de la camioneta siguió eficientemente la trayectoria, no es así en el eje trasero, aún y cuando se incluyera una segunda cámara en la parte posterior del vehículo, sería muy complicado lograr un comportamiento similar al seguido en los simuladores.

Esto no resta importancia a los resultados de simulación, pero hace patente la necesidad de pruebas sobre vehículos instrumentados si se quiere llegar a un entendimiento de la dinámica de un vehículo articulado.

Por ejemplo, el simple hecho de realizar la maniobra hacia la izquierda o derecha tiene diferencias, puesto que la perspectiva del operador es distinta, en promedio, efectuar la maniobra por la izquierda resulta en un incremento de hasta un 20% en despiste y ancho de vía.

La ubicación del punto de acoplamiento entre la camioneta y el semirremolque también tiene una influencia significativa, adelantando 50 cm se mejora la maniobrabilidad en un 15%, mientras que al retrasarlo 50 cm. se deteriora en un 13%. Sin embargo, estas pruebas se realizaron a baja velocidad, y Dahlberg advirtió en su publicación que modificaciones en este punto provocarían el riesgo de pérdida de estabilidad, por lo que antes de incorporar una modificación de este tipo convendría realizar más pruebas.

Por otra parte, queda ampliamente demostrado que la incorporación de control direccional en el semirremolque puede tener un impacto promedio del 50% en mejora de maniobrabilidad (los ejes autodireccionales manejan una mejora de un 25% según Billing).

En un trabajo futuro, podría modificarse el remolque para incorporar un segundo o tercer eje que puedan ser fijos, direccionales o retractiles.

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



9.1 Introducción

En el capítulo 5 se explicó el desarrollo de la ecuación de control para el sistema de dirección en el semirremolque a partir de las ecuaciones de Ackerman y las pruebas en vehículos articulados. Pero los ángulos calculados con esta ecuación debían ajustarse a las características del semirremolque.

El ángulo real que minimice la desviación de rodadas y el ancho de vía durante trayectorias curvas, estará afectado principalmente por:

- Deformaciones causadas por la fuerza lateral
- Deformaciones causadas por las fuerzas longitudinales
- Deformaciones causadas por los pares de auto alineación
- Ángulo de caída del neumático
- Batalla
- Rigidez de la dirección
- Rigidez de deriva

Utilizando el semirremolque experimental fue posible no sólo ajustar la ecuación de control (ajustando características como la posición de la quinta rueda y batalla), sino probar diferentes algoritmos de control, tales como una modalidad de seguimiento o predictivo, contrastados contra los resultados con el eje fijo.

9.2 Consideraciones

Primeramente se modifica en el modelo la capacidad de respuesta del sistema direccional, en los cálculos previos se consideró una capacidad de giro de los neumáticos del orden de 20° positivos o negativos, tal como fue citado en la literatura, mientras el semirremolque experimental tiene capacidad de más / menos 30 grados.

Otra característica a modificar se refiere al comportamiento ante ángulos en articulación cercanos o superiores a los 90 grados. En la literatura se considera una respuesta gradual creciente en el ángulo de la dirección del semirremolque según crece el ángulo en la articulación (un comportamiento análogo ocurre en los ejes auto-direccionales).

Pero durante las pruebas se encontró que cuando el vehículo realiza una trayectoria curva de radio reducido alcanza su límite de maniobrabilidad cuando el radio respecto al centro de giro es cercano a la dimensión de la batalla del semirremolque. Bajo esta condición se encontró que los ángulos en la dirección no tienen ningún efecto para la reducción de la desviación de rodadas, pero incrementan el deslizamiento de los neumáticos, por tanto es conveniente llevar a

la dirección en el semirremolque a su estado nulo, y permitir que las ruedas giren en sentidos encontrados, minimizando el deslizamiento (figura 9.1).

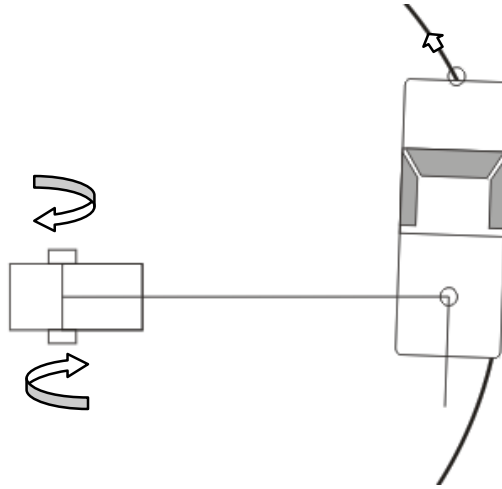


Figura 9.1 – Giro en los neumáticos del semirremolque en giros cerrados (Bortoni 2008).

9.3 Desarrollo de la ecuación

Durante maniobras controladas utilizando el vehículo experimental se obtuvieron los ángulos en las ruedas direccionales en el semirremolque que minimizan la desviación de rodadura para cada ángulo en la articulación del vehículo. Combinando estos resultados con los parámetros de control predictivo seleccionados, se definió el comportamiento que debería seguir la ecuación de control (figura 9.2).

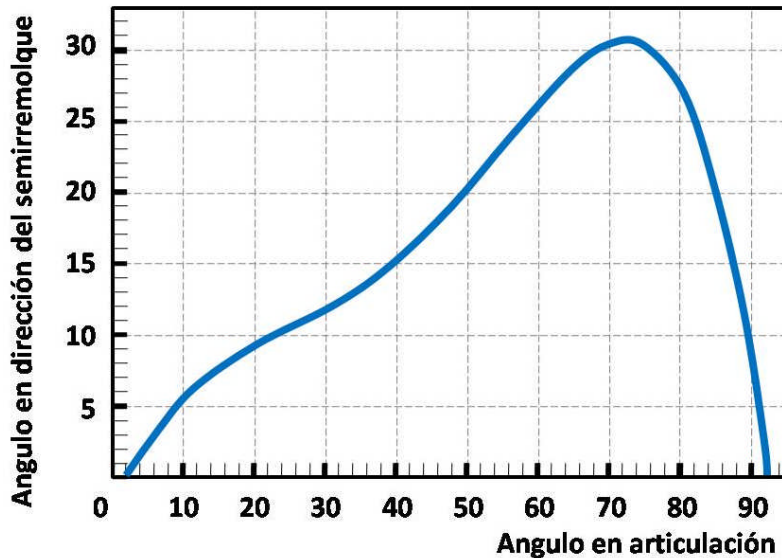


Figura 9.2 – Relación entre ángulo en articulación y ángulo en el sistema directriz del semirremolque para minimizar el ancho de vía (Bortoni 2008).

Nuevamente aplicando las técnicas de regresión se generó la ecuación que mejor se ajustaba al comportamiento definido (programa Data Fit). Las ecuaciones de control generadas para el sistema (ilustrado en la figura 9.3) quedan definidas como:

$$\text{Factor dimensional } x = \exp(-1.370004G + 0.099728H + 0.833331J - 1.102983) \quad (18)$$

Donde G = es la distancia entre la quinta rueda y el eje trasero del tractor

H = es la distancia entre la quinta rueda y el último eje en el semirremolque

J = distancia entre ejes del semirremolque

El valor en el ángulo de dirección en el semirremolque se obtiene de:

$$Y = -3.36E-07 LX^5 + 9.3698E-06 LX^4 + 1.4672E-03 LX^3 - 7.2697E-02 LX^2 + 1.5551 LX - 1.9183 \quad (19)$$

Donde L = es el ángulo en la articulación

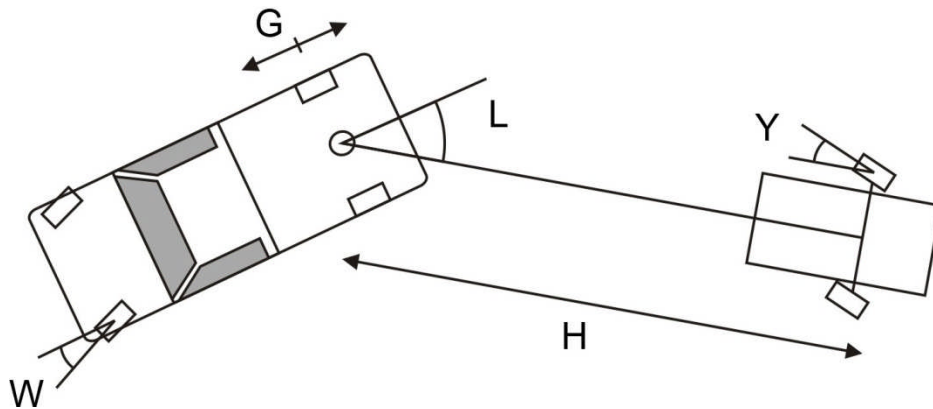


Figura 9.3 – Modelo del vehículo experimental (Bortoni 2008).

El comportamiento del semirremolque es congruente con los resultados en la literatura para el prototipo de Cambridge y el Track axle, de igual manera que con el modelo propuesto previamente, solo que éste se actualizó para adaptarlo a las características físicas del remolque experimental.

En las figuras 9.4 y 9.5 se pueden comparar las respuestas del semirremolque con eje fijo y al aplicar el control direccional, para el caso de un giro transitorio. Durante el radio de 9.5 m. el ángulo de la articulación llegó hasta los 42° con el eje fijo, mientras que mediante un sistema predictivo, este ángulo se redujo un 50%.

En las fotos en las figuras 9.4 y 9.5 puede apreciarse que, con la camioneta siguiendo la misma trayectoria para el caso del eje fijo, el semirremolque se acerca a una corta distancia de la acera, mientras que con el eje direccional se cuenta con un espacio considerable.

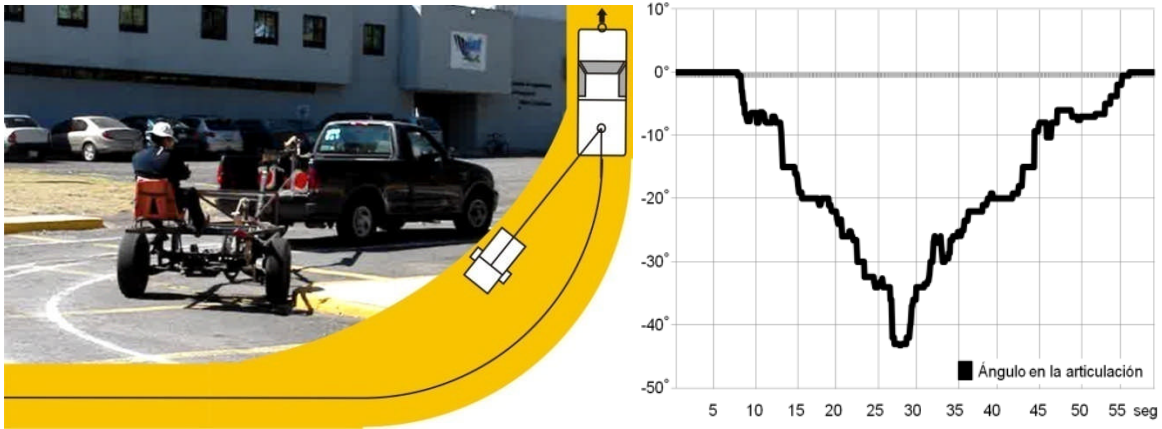


Figura 9.4 – Maniobra de giro transitorio con eje fijo en el semirremolque (Bortoni 2008).

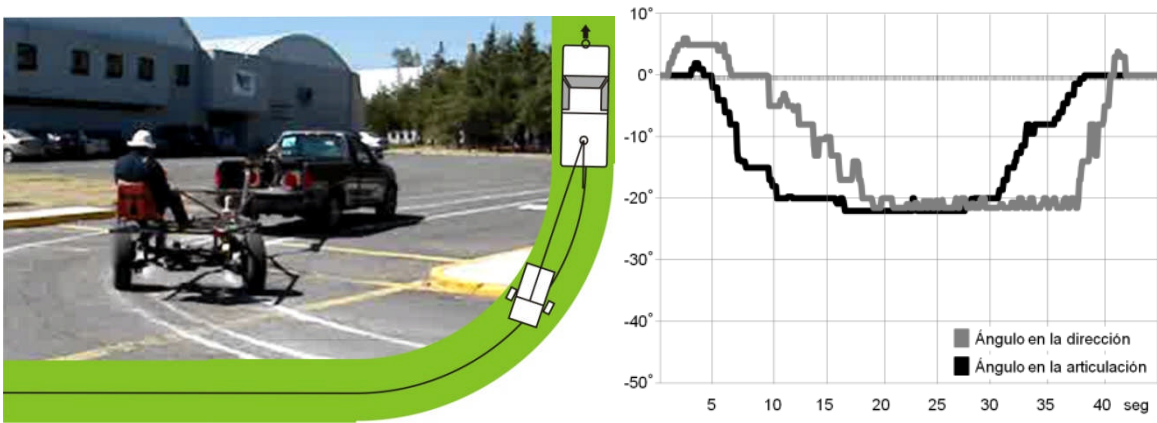


Figura 9.5 – Maniobra de giro transitorio con eje direccional en el semirremolque (Bortoni 2008).

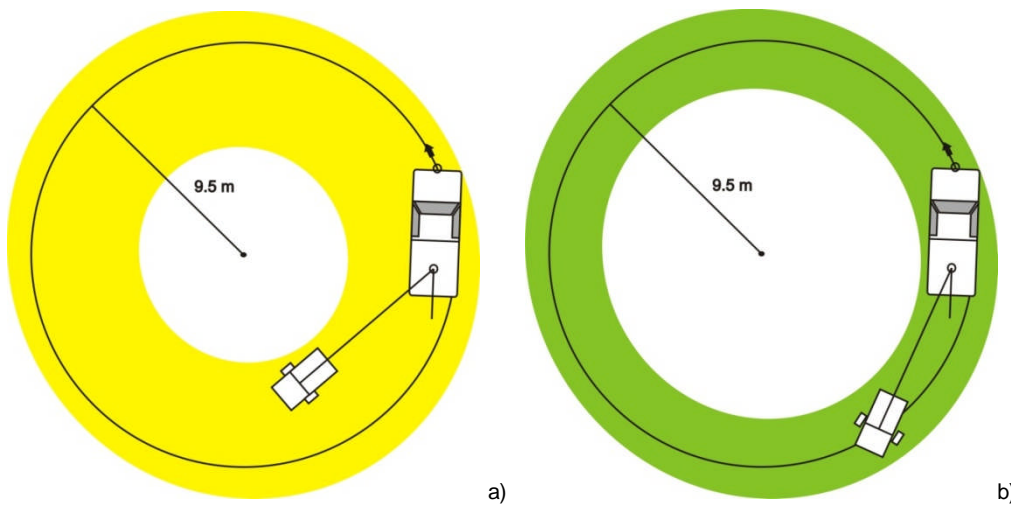


Figura 9.6 – Maniobra de giro estacionario (a) con eje fijo y (b) con eje direccional en el semirremolque (Bortoni 2008).

De la misma manera, en la representación gráfica de la figura 9.6 se ilustra la reducción en el ancho de vía requerido para efectuar un giro estacionario de 9.5 m. llegando a 5.3 metros para el eje fijo y de 2.3 m. para el caso de usar el control direccional.

En la maniobra tipo slalom se propone el empleo del indicador “ancho de maniobra” como medida de comparación, esto sería el espacio en exceso al ubicar el vehículo a cada lado de la línea de obstáculos, lo que representaría que un vehículo altamente maniobrable requerirá menos espacio a cada lado del obstáculo para librarlo.

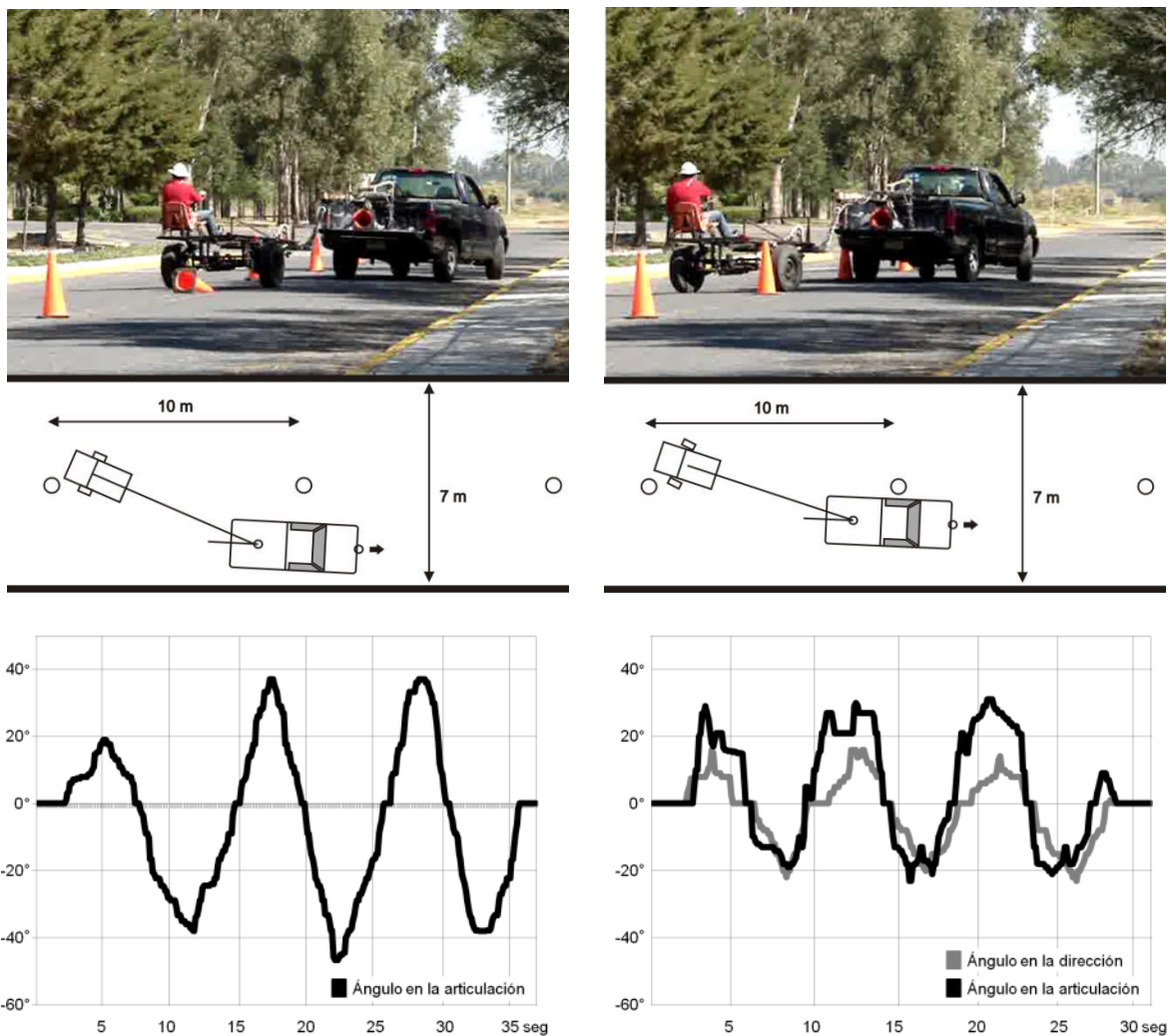


Figura 9.7 – Maniobra tipo slalom con eje fijo y con control direccional en el semirremolque (Bortoni 2008).

Como en el caso de las pruebas realizadas, con una distancia entre obstáculos de 10 metros, el vehículo con eje fijo en el semirremolque requirió de un ancho de 7

metros (todo el espacio que se tenía disponible en el lugar donde se realizó), por tanto el ancho de maniobra sería de 3.12 metros (7 metros de ancho total, menos 2 veces en ancho del vehículo).

Esta medida abarca el espacio de maniobra a cada lado del obstáculo, con la intención de reflejar características relativas al propio vehículo, la percepción del conductor, así como su pericia (lo que significa que la respuesta en maniobras a la izquierda o a la derecha podrían ser distintos, lo que de hecho sucedió en las pruebas realizadas).

Cuando se dispuso del eje con control direccional, este ancho de maniobra se redujo a escasos 0.6 metros. En la figura 9.7 pueden apreciarse vistas del vehículo efectuando la maniobra con eje fijo en el semirremolque (izquierda) y con eje direccional a la derecha. Cuando el conductor pasaba el obstáculo de ese mismo lado, éste lograba pasar con un mínimo de espacio, mientras que al realizarse del lado contrario, este espacio era considerablemente mayor.

En las gráficas en la figura 9.7 puede apreciarse que al emplear el control direccional, los ángulos máximos en la articulación del vehículo llegaron hasta los 22° , mientras que con el eje fijo este mismo ángulo llegó prácticamente hasta los 50° (la línea en color azul representa el ángulo en la articulación y la línea en rojo representa el ángulo en la dirección del semirremolque).

Lo que puede interpretarse como que el vehículo con control direccional requirió de giros menos pronunciados y consecuentemente menos espacio para maniobrar. De manera análoga, considerando las lecturas de aceleración lateral en el semirremolque y en la camioneta, para esta misma maniobra de slalom (figura 9.8) puede observarse como la aceleración en el semirremolque se incrementa, mientras que ligeramente disminuye en la unidad tractora, tendiendo a igualarse.

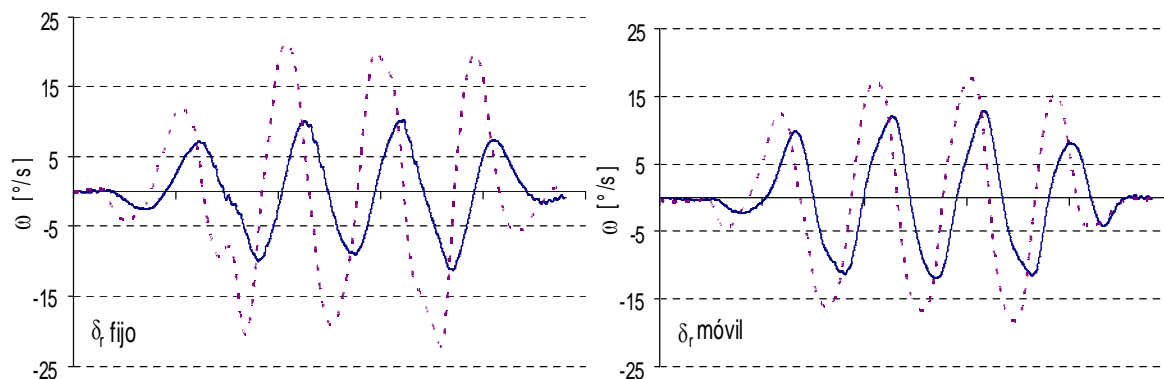


Figura 9.8 Velocidad angular complementaria para el ejemplo de maniobras de slalom. La línea sólida representa al semirremolque y la punteada a la camioneta (Bortoni 2008).

Lo cual implica que el desplazamiento fue más uniforme, con ángulos relativos entre los cuerpos (ángulo de articulación) menores y consecuentemente un menor espacio de maniobra.

Finalmente al comparar con los resultados publicados para los prototipos de Australia e Inglaterra para un giro de 90° con un radio de 11.25 mts. a una velocidad inferior a los 10 km/h, en condiciones similares se tiene que:

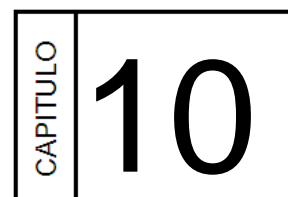
Ejes del semirremolque	Ancho de vía respecto a un semirremolque con ejes fijos
Auto-direccionales	94.2%
Trackaxle	91.8%
Cambridge	88.4%
UAQ-IMT	70.1%

Tabla 9.1 – Comparación del ancho de vía en diferentes configuraciones vehiculares durante una maniobra de giro transitorio. (*Jujnovich 2002, ** Prem 2001).

La tabla 9.1 ilustra el beneficio de incorporar los diferentes sistemas de control direccional, y es presentado en porcentajes debido a que aún y cuando se realizo la misma maniobra en todos los casos, el tipo de tractor, el número de ejes en el tractor y semirremolque, así como el uso o no, de neumáticos duales, factores que tienen efecto sobre los resultados.

Entonces dicho porcentaje representa el ancho de vía requerido al ser comparado respecto a cada uno de los mismos vehículos durante la misma maniobra con ejes fijos.

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados



Los vehículos pesados, particularmente las combinaciones articuladas, poseen una baja maniobrabilidad debido a sus grandes dimensiones y el peso del vehículo así como el su carga. Las unidades remolcadas demandan de mayores ajustes en la dirección de la unidad tractora para su alineamiento. La introducción de ejes virables en estas unidades es una alternativa en estudio para incrementar la eficiencia en la maniobrabilidad de estos vehículos.

Las pruebas preliminares y las pruebas realizadas con el semirremolque experimental mostraron que en su modalidad actual de eje direccionalmente fijo en el seguimiento de trayectorias curvas, el ángulo de articulación es mayor que el ángulo de orientación de las ruedas direccionales del vehículo tractor. En contraparte, en la modalidad de eje virable, el ángulo de articulación fue similar que el de la dirección en la camioneta. La primera modalidad involucra una mayor invasión de la zona interna a la curva, mientras que la segunda la reduce.

El uso de un semirremolque experimental instrumentado para determinar el efecto del des-alineamiento y la invasión de espacios durante maniobras a baja velocidad, muestra ser una alternativa para mejorar la productividad de las combinaciones articuladas de carga.

El protocolo de control implementado en un sistema de lógica difusa prueba ser eficiente a nivel experimental, aún y cuando no se realizaron pruebas en alta velocidad por motivos de seguridad.

Dentro de esta misma línea de investigación, como trabajo futuro se plantea el análisis en el remolque experimental del efecto de usar neumáticos duales, múltiples ejes, ejes retráctiles, distintos regímenes de carga, o combinaciones vehiculares mayores como tractor-semirremolque-remolque. Además de realizar maniobras a altas velocidades.

Así mismo se podría considerar la futura incorporación de otros sistemas, tales como suspensiones inteligentes (para adaptarse a distintos regímenes de carga) o protocolos de control en frenos ABS para el semirremolque, sistemas para prevención del efecto de tijera en condiciones de maniobra extrema y sistemas antivuelco.

La implementación de este sistema en un semirremolque comercial implicaría una considerable inversión, dadas las necesidades de robustez de los componentes, pero igualmente habrían de contrastarse estas cifras contra la reducción de costos de operación por un menor desgaste de neumáticos, un menor consumo de combustible y el incremento de la seguridad del vehículo.

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento
direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados

Referencias

REFERENCIAS

- Abbott E. and D. Powell. 1999. "Land-vehicle navigation using GPS". Proceedings of the IEEE, Vol. 87, No. 1, IEEE 0018-9219/99. Estados Unidos.
- Alberta Transportation. 2003. "Professional driver's handbook for large trucks, tractor trailers, ambulances, taxis and buses". Canadá. Ed. Think and Drive. 47 págs. disponible en: <http://www.registriesdirect.com/pdf/trucks.pdf> consultado en febrero 2005.
- Ahmadian M. 2003. "Laboratory evaluation of heavy truck dynamics". Advanced Vehicle Dynamics Laboratory. Virginia Tech. SAE paper 03TB-52. Estados Unidos.
- Aparicio F., C. Vera y V. Díaz. 1995. "Teoría de los vehículos automóviles". 2 ed. Universidad Politécnica de Madrid. España. 580 págs. ISBN 84-7484-109-7.
- Anderson R. and D. Bevly. 2002. "Estimation of slip angles using a model based estimator and GPS". Department of Mechanical Engineering. Auburn University. Estados Unidos.
- Anthony Best Dynamics. 2005. "Path Following in articulated vehicle". Application Sheet AN6006. England.
- Aurell, J. and S. Edlund. 1989. "The influence of steered axles on the dynamic stability of heavy vehicles". Sweden. Journal of commercial vehicles. SAE paper 892498.
- Aurell J. and C. B. Winkler. 1995. "Standard test procedures for the lateral stability of heavy vehicle combinations". Road Transport Technology. Volvo Truck Corporation. Sweden.
- Battelle Team. 1995. "Comprehensive truck size and weight study". Federal Highway Administration. U.S. Department of Transportation. Working paper.
- Billing, J. and J. Patten. 2003. "Performance of infrastructure-friendly vehicles". Center for Surface Transportation Technology, National Research Council of Canada. Technical report CSTT-HVC-TR-058. Canadá.
- Billing, J. and J. Patten. 2003. "Test program to assess the dynamic performance of infrastructure-friendly vehicles". Center for Surface Transportation Technology, National Research Council of Canada. Technical report CSTT-HVC-TR-065. Canadá.
- Bortoni, L., M. Martínez, G. Herrera y R. Castañeda. 2007. "On-board instrumentation to assess articulated vehicle maneuverability" SAE Paper 2007-01-4215. From Commercial Vehicle Advancements in braking, steering systems and vehicle stability control affects Special Publication – 2145. ISSN 0148-7191. Estados Unidos.
- Brace, J. and H. Helmut. 1988. "Future applications for self-steering axles when used with 2-axle trailers". Estados Unidos. SAE paper 881864.
- Buckendale L. 1993. "Interaction between heavy vehicles and roads" SP-951, SAE Trans 930001. Cambridge University Engineering Department. England.
- Cai L., A. Rad and W. Chan. 2007. "A genetic fuzzy controller for vehicle automatic steering control". IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 56 No. 2. IEEE 0018-9545. Estados Unidos.
- Chee W. and M. Tomizuka. 1994. "Lane change maneuver for AHS applications" Department of Mechanical Engineering, University of California, Estados Unidos.

- Chen C. and M. Tomizuka. 1995. "Dynamic modeling of articulated vehicles for automated highway systems" Department of Mechanical Engineering, University of California at Berkeley. Proceedings of the American Control Conference. Estados Unidos.
- Chinni J., M. Miller, N. Taylor and W. Greening. 2007. "Tractor-trailer rollover crash test" SAE Paper 2007-01-4255. From Commercial Vehicle Advancements in braking, steering systems and vehicle stability control affects Special Publication – 2145. ISSN 0148-7191. Estados Unidos.
- Cole D. and D. Cebon. 1996. "Influence of tractor-trailer interaction on assessment of road damaging performance". Cambridge University Engineering Department.
- Coleman, D. & Sweatman, P. 2002. "Steerable Axles to improve productivity and access". National Road Transport Commission, ISBN 1 877093 20 3. Australia
- Dahlberg, Erik and J. P. Wideberg. 2003. "Influence of the fifth-wheel location on heavy articulated vehicle handling". 8° International symposium on heavy vehicle weights and dimensions. ISBN 1-920-01730-5. Johannesburg, South Africa.
- Daily, R. and D. M. Bevy. 2004."The use of GPS for vehicle stability control systems". IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 51, No. 2. IEEE 0278-0046/04. Estados Unidos.
- De Pont J. 2003 "Modelling the dynamic wheel forces of the heavy vehicle fleet". 8th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. ISBN 1-920-01730-5. Johannesburg, South Africa.
- El-Gindy M. and J. Wong. 1987. "A comparison of various computer simulation models for predicting the directional responses of articulated vehicles". Vehicle System Dynamics. Pp 249-268. Canada.
- El-Gindy M. 1995. "An overview of performance measures for heavy commercial vehicles in North America". Centre for Surface Transportation Technology. Canada. International Journal of Vehicle Design.
- Federal Office of Road Safety. 2000. "Investigation into the specification of heavy trucks and consequent effect on truck dynamics and drivers". Heavy truck report. 328 págs. Australia. Consultado en: http://www.dotrs.gov.au/transreg/str_truckrpt.htm consultado en enero 2005.
- Feng S. and C. Look. 2002. "Assisted GPS and its impact on navigation in intelligent transportation systems". IEEE 5 th International Conference on Intelligent Transportation Systems. IEEE 0-7803-7389-8/02. Singapore.
- Guillemette, J. 1988."Self-steering axles". Canadá. SAE paper 881867. original no consultado.
- Guillespi T. and C. Winkler. 1977. "On the directional response characteristics of heavy vehicles". Highway Safety Research Institute. University of Michigan. USA. The Dynamics of Vehicles.
- Hingwe, P., J. Wang, M. Tai and M. Tomizuka. 2000. "Lateral control of heavy duty vehicles for automated highway system". University of California. Berkeley. California Path. Report MOU 313.
- Jindra, F, 1963. "Off-tracking of tractor-trailer combinations". Automobile engineer, vol. 53. no. 3, pp. 96-101. original no consultado.

- Jujnovich, B. and D. Cebon. 2002. "Comparative performance of semi-trailer steering systems". Transport Research Group, Cambridge England. 7th International symposium on heavy vehicle weights & dimensions. 20 págs. Netherlands.
- Jujnovich, B. and D. Cebon. 2003. "Validation of a semi-trailer steering model". Transport Research Group, Cambridge England. 8th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. ISBN 1-920-01730-5. Johannesburg, South Africa
- Kaehler, S. "Fuzzy Logic – An introduction" Seattle Robotics Society. Disponible en <http://www.seattlerobotics.org/encoder/mar98/fuz/> Consultado en Marzo 2008. USA, 1998.
- Land Transportation Safety. 2002. "Vehicle dimensions and mass guide to factsheet 13 series". Nueva Zelanda. disponible en: <http://www.itsa.govt.nz/factsheets/13.htm> consultado en enero 2005.
- Leblanc, P., M. El-Gindy and J. Woodrooffe. 1989. "Self-steering axles: theory and practice". Vehicle Dynamics Laboratory, National Research Council Canada. SAE paper 891633.
- Louca L., G. Rideout, J. Stein and G. Hulbert. 2003. "Generating proper dynamic models for truck mobility and handling". Department of Mechanical Engineering. University of Michigan. International Journal of Heavy Vehicle Systems. .
- Lukowski, S. and D. Logan. 1998, The influence of steered axles on the stability and followability of articulated vehicle system. Estados Unidos. SAE paper 981483. original no consultado.
- Luo S. 2005. Relative Performance Analyses of Articulated Vehicles with Multiple Conventional, Lifiable and Self-steering Axles. M.A.Sc thesis. Concordia University. Canada. 189 págs.
- Ma W. and H. Peng. 1998. "Worst-case maneuvers for the roll-over and jackknife of articulated vehicles" Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Michigan Proceedings of the American Control Conference. Philadelphia, Pennsylvania.
- Mendoza A., E. Mayoral, A. Centeno, C. Cuevas y F. Rivera. 2005. "La accidentabilidad del autotransporte de carga en la red carretera federal". Instituto Mexicano del Transporte. México.
- National Imagery and Mapping Agency. 2000. "World geodetic system 1984", Department of defense. NSN 7643-01-402-0347.
- Prem, H. and Ramsay E. 2001. "Performance evaluation of the trackaxle self-steering system". RT Dynamics. Report 11344. Australia
- Quijada, J. 2005. "El perfil del pavimento y el desempeño global dinámico de vehículos articulados". Tesis de ingeniería. Universidad Autónoma de Querétaro. México.
- Rachel M. and J. Widmed. 1995. "Geometric considerations of long combination vehicle maneuvers on road intersections in Brazil". Department of transportation. University of Sao Paulo. Road Transportation Technology vol. 4.
- Romero J. A., M. Martínez, y L. Bortoni. 2004. "Investigación del efecto vial de los ejes virables en vehículos articulados" Instituto Mexicano del Transporte. Publicación Técnica 263. ISSN 0188-7297. México.

- Sampei M., T. Tamura, T. Kobayashi, and N. Shibui. 1995. "Arbitrary path tracking control of articulated vehicles using nonlinear control theory". IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 3, No.1. IEEE 1063-6536/95.
- Sampson, D.2000. "Active roll control of articulated heavy vehicles" Thesis. Churchill College. University of Cambridge.
- Sanderson R. 1995. "Truck impacts on traffic operation and geometric design for two-line two-way roads". Ontario Canada. Truck Safety. Ed. Frank Saccomand. págs. 341-377.
- Sankar, S., S. Rakheja, and A. Piche. 1991. "Directional dynamics of a tractor-semitrailer with self and force steering axles". Estados Unidos. SAE paper 912686.
- Secretaria de Comunicaciones y Transporte. 1994."Reglamento sobre el peso, dimensiones y capacidad de los vehículos de autotransporte que transitan en los caminos y puentes de jurisdicción federal". México. 82 págs.
- Secretaria de Comunicaciones y Transporte. 1984. "Proyecto geométrico carreteras". México, de la serie Normas de servicios técnicos. 53 págs.
- Shade, G. and S. Hamil. 2000. "Vehicle ride analysis of a tractor-trailer". 2000 International Adams user conference. Estados Unidos. disponible en: http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/na/2000/23_International_tractor_trailer.pdf consultado en enero 2005.
- Tanaka K. and T. Kosaki. 1997. "Design of a stable fuzzy controller for an articulated vehicle" IEEE transactions on systems, man, and cybernetics—part b: cybernetics, Vol. 27, No. 3, IEEE 1083–4419/97. Estados Unidos.
- Tsao, J.and Y. Dessouky. 2005. "Automatic steering for conventional truck trailers". Industrial and systems engineering. San Jose State University. Disponible en: <http://www.path.berkeley.edu/PATH/Research/current/safety/5201.html> consultado en febrero 2005.
- U. S. Department of Transportation. 2005. "North American Transportation in figures", Canadá, Estados Unidos y México.
- Vallurupalli, R. 1993. "Directional dynamic analysis of an articulated vehicle with articulation dampers and forced-steering". Ma. Sc. Thesis. Concordia University. Canadá. original no consultado.
- Vázquez D., M. Fabela y M. Martínez. 2004. "Revisión documental sobre la evaluación del comportamiento dinámico de vehículos pesados" Publicación técnica 259. Instituto Mexicano del Transporte. ISSN 0188-7297.
- Widberg J. P. 2004. "Simplified method for evaluation of lateral dynamic behavior of heavy vehicle". Heavy Vehicle Systems. International Journal of Vehicle Design. vol. 11, num. 2. págs. 2-13.
- Wonshik, C. and M. Tomizuka. 2000. "Lane change maneuver for AHS applications". Department of Mechanical Engineering. University of California. USA
- Wu D. and H. Jia. 2003. "Analysis of dynamic lateral response for multi-axle-steering tractor and trailer". Heavy Vehicle Systems. International Journal of Vehicle Design. vol 10. num 4. págs. 281-294.

Modelo mecatrónico novel de un simulador de movimiento
direccional de ejes traseros para vehículos medianos y pesados

Apéndices

Muestra del registro original desde el receptor de GPS

H SOFTWARE NAME & VERSION

I GPSU 4.15 REGISTERED

S DateFormat=dd/mm/yyyy

S Units=M,M

S Precision=H

S SymbolSet=2

H R DATUM

M E WGS 84 100 0.0000000E+00 0.0000000E+00 0 0 0

H COORDINATE SYSTEM

U LAT LON DEG

H TRACK SUMMARY

H Track	Pnts	Date	Time	StopTime	seconds	m	m/s
H	0	26/10/2006	19:26:30	19:26:30	0	0	####.#
H	4	26/10/2006	19:26:31	19:26:49	18	446	24.8
H	2943	26/10/2006	19:26:49	19:51:23	1474	30436	20.6

F	Latitude	Longitude	Date	Time	seconds	m	m/s
T	N20.777835	W100.451282	26/10/2006	19:26:50	0	1	12 12.5
T	N20.777947	W100.451291	26/10/2006	19:26:50	0	1	25 ####.#
T	N20.778059	W100.451299	26/10/2006	19:26:51	0	2	37 12.5
T	N20.778167	W100.451308	26/10/2006	19:26:51	0	2	49 ####.#
T	N20.778277	W100.451316	26/10/2006	19:26:52	0	3	62 12.3
T	N20.778387	W100.451324	26/10/2006	19:26:52	0	3	74 ####.#
T	N20.778498	W100.451332	26/10/2006	19:26:53	0	4	86 12.3
T	N20.778607	W100.451341	26/10/2006	19:26:53	0	4	99 ####.#
T	N20.778717	W100.451350	26/10/2006	19:26:54	0	5	111 12.2
T	N20.778812	W100.451360	26/10/2006	19:26:54	0	5	121 ####.#
T	N20.778916	W100.451368	26/10/2006	19:26:55	0	6	133 11.6
T	N20.779014	W100.451375	26/10/2006	19:26:55	0	6	144 ####.#
T	N20.779117	W100.451383	26/10/2006	19:26:56	0	7	155 11.4
T	N20.779215	W100.451390	26/10/2006	19:26:56	0	7	166 ####.#
T	N20.779316	W100.451397	26/10/2006	19:26:57	0	8	177 11.2
T	N20.779517	W100.451411	26/10/2006	19:26:58	0	9	200 11.3
T	N20.779618	W100.451419	26/10/2006	19:26:58	0	9	211 ####.#
T	N20.779719	W100.451427	26/10/2006	19:26:59	0	10	222 11.3
T	N20.779817	W100.451436	26/10/2006	19:26:59	0	10	233 ####.#
T	N20.779917	W100.451443	26/10/2006	19:27:00	0	11	245 11.2
T	N20.780017	W100.451452	26/10/2006	19:27:00	0	11	256 ####.#
T	N20.780118	W100.451460	26/10/2006	19:27:01	0	12	267 11.2

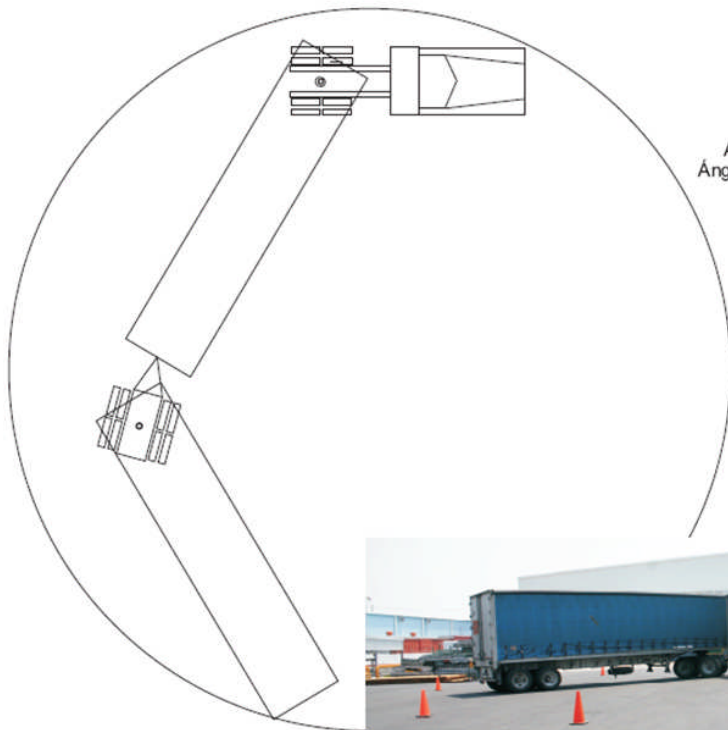
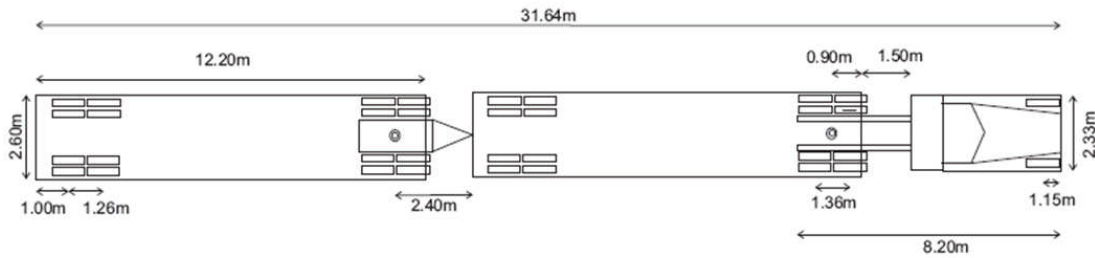
Muestra de la base de datos resultante

Hora, Latitud, Longitud, ángulo articulación, ángulo dirección, pulso izq y pulso der

130657.8,20.638492,100.428080,-39,0,0,0,
130657.9,20.638493,100.428085,-39,0,0,0,
130658.0,20.638490,100.428100,-39,0,0,0,
130658.1,20.638488,100.428070,-39,0,0,0,
130658.2,20.638488,100.428077,-39,0,0,0,
130658.3,20.638489,100.428084,-39,0,0,0,
130658.4,20.638487,100.428075,-39,0,0,0,
130658.5,20.638490,100.428100,-41.15152,0,0,0,
130658.6,20.638485,100.428075,-42,0,0,0,
130658.7,20.638484,100.428074,-42,0,0,0,
130658.8,20.638484,100.428080,-42,0,0,0,
130658.9,20.638482,100.428086,-42,0,0,0,
130659.0,20.638480,100.428100,-39,-1.25,129,0,
130659.1,20.638481,100.428079,-39,-1.25,53,0,
130659.2,20.638478,100.428077,-39.64557,-0.9810126,186,0,
130659.3,20.638477,100.428081,-42,0,0,0,
130659.4,20.638478,100.428085,-42,0,0,0,
130659.5,20.638480,100.428100,-40.26027,0,0,0,
130659.6,20.638471,100.428070,-39,0,0,0,
130659.7,20.638473,100.428077,-39.31915,0,0,0,
130659.8,20.638473,100.428084,-42,0,0,0,
130659.9,20.638469,100.428075,-42,0,0,0,
130700.0,20.638468,100.428075,-42,0,0,0,
130700.1,20.638468,100.428075,-42,0,0,0,
130700.2,20.638468,100.428074,-42,0,0,0,
130700.3,20.638468,100.428080,-42,0,0,0,
130700.4,20.638468,100.428086,-42,0,0,0,
130700.5,20.638470,100.428100,-42,0,0,0,
130700.6,20.638465,100.428079,-42,0,0,0,
130700.7,20.638462,100.428077,-42,0,0,0,
130700.8,20.638461,100.428081,-42,0,0,0,
130700.9,20.638460,100.428085,-42,0,0,0,
130701.0,20.638460,100.428100,-42,0,0,0,
130701.1,20.638455,100.428070,-42,0,0,0,
130701.2,20.638455,100.428077,-42,0,0,0,
130701.3,20.638457,100.428084,-42,0,0,0,
130701.4,20.638454,100.428075,-42,0,0,0,
130701.5,20.638460,100.428100,-43.48215,0,0,0,
130701.6,20.638453,100.428075,-46,0,0,0,
130701.7,20.638451,100.428074,-46,0,0,0,
130701.8,20.638451,100.428080,-42.73215,0,0,0,
130701.9,20.638451,100.428086,-42,0,0,0,
130702.0,20.638450,100.428100,-42,0,0,0,

APENDICE B

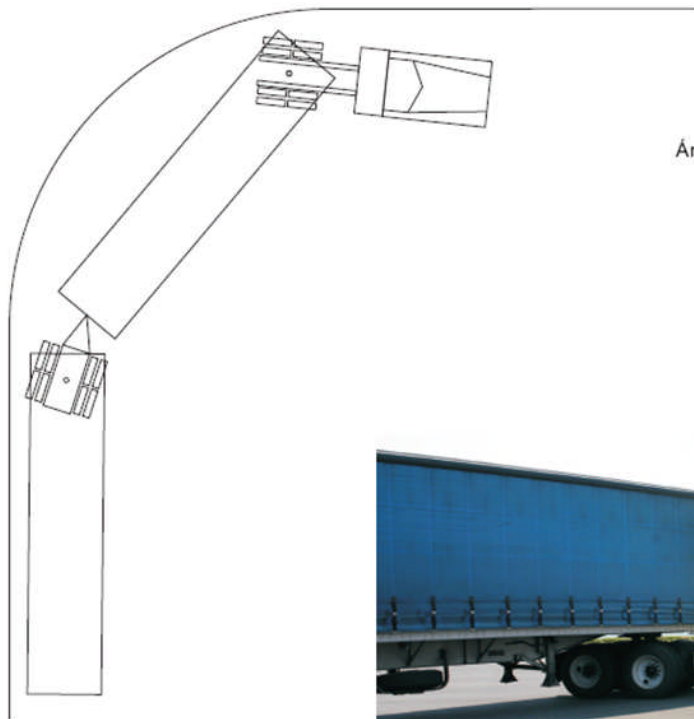
Resultados de los recorridos de prueba en un vehículo T3S2R2 y un T3S2 facilitados por la Embazadora Querétaro.



Giro estacionario
12.5 mts de radio

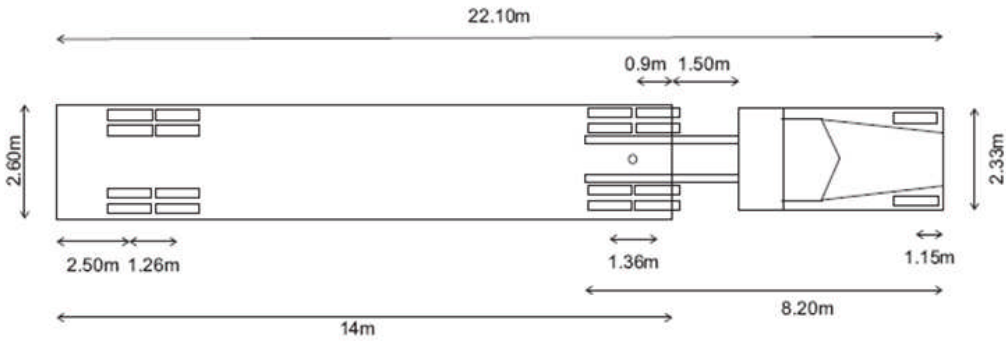
Ángulo tractor-semiremolque: 59.31°
 Ángulo semiremolque-remolque: 61.36°
 Ángulo del remolque: 120.73°
 Ancho de vía: 7.20m
 Barrido de cola: 0.528m
 Despiste: 1.2m

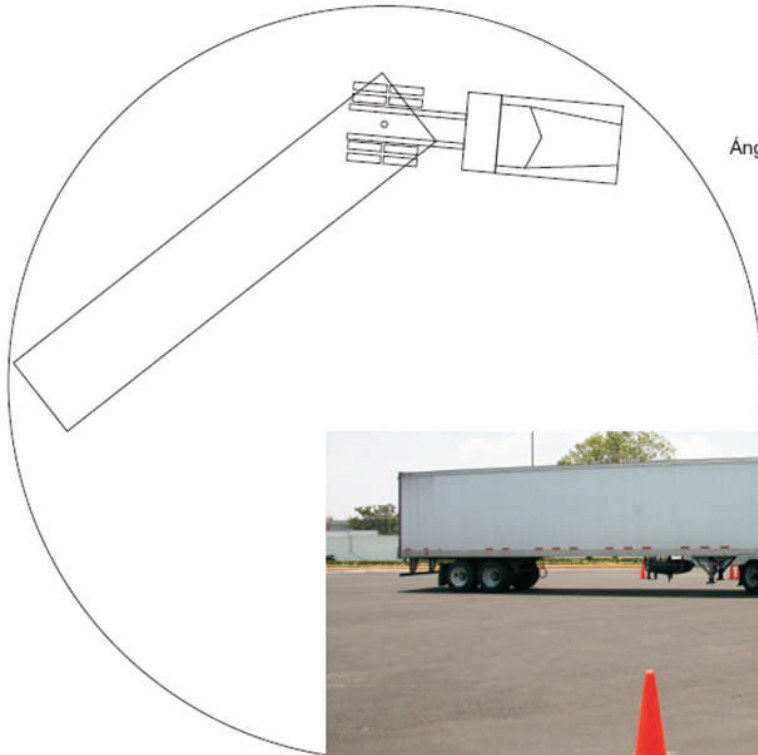




Giro J 12.5 mts de radio

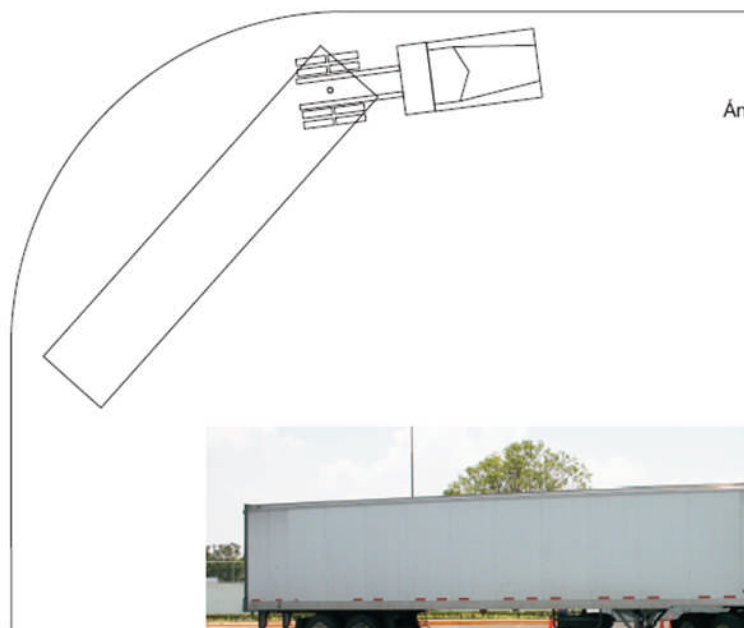
Ángulo tractor-semiremolque: 56.27°
 Ángulo semiremolque-remolque: 39.43°
 Ángulo del remolque: 95.71°
 Ancho de vía: 5.68m
 Barrido de cola: 0.283m
 Despiste: 0.78m





Giro estacionario
11.25 mts de radio

Ángulo tractor-semiremolque: 37.43°
 Ancho de vía: 6.47m
 Barrido de cola: 0.0m
 Despiste: 1.09m

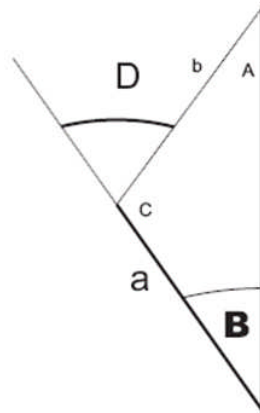
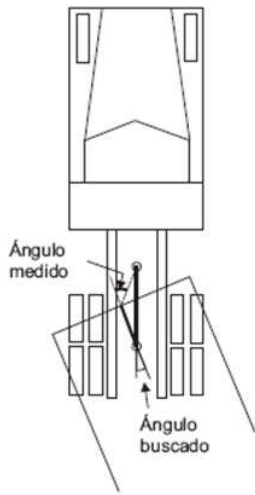


Giro J
11.25 mts de radio

Ángulo tractor-semiremolque: 40.76°
 Ancho de vía: 6.49m
 Barrido de cola: 0.0m
 Despiste: 1.39m



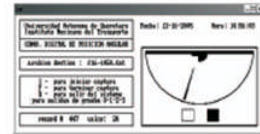
Instrumentación para la medida angular



$C = 180^\circ - D$
 A se obtiene de:
 $c = a \cdot \frac{\sin C}{\sin A}$
 y B resulta de
 $180 - A - C$



Convertidor de posición angular a digital y tarjeta de captura



Software de captura

Pruebas en Transportadora EGOBA



Figura C.1. Vehículo realizando maniobra de giro estacionario.

En este apartado se muestran los resultados de los recorridos instrumentados en el vehículo T3S2 facilitado por transportadora Egoba (Fig C1).

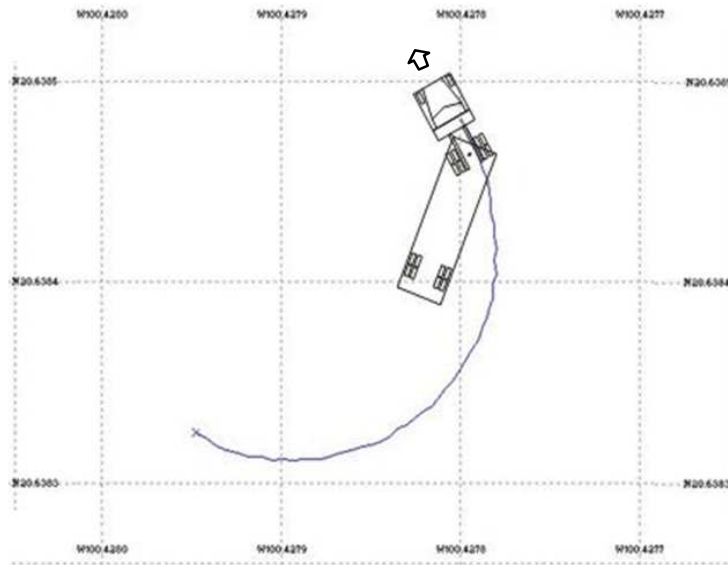


Figura C.2. Maniobra de giro estacionario.

Maniobra tipo slalom

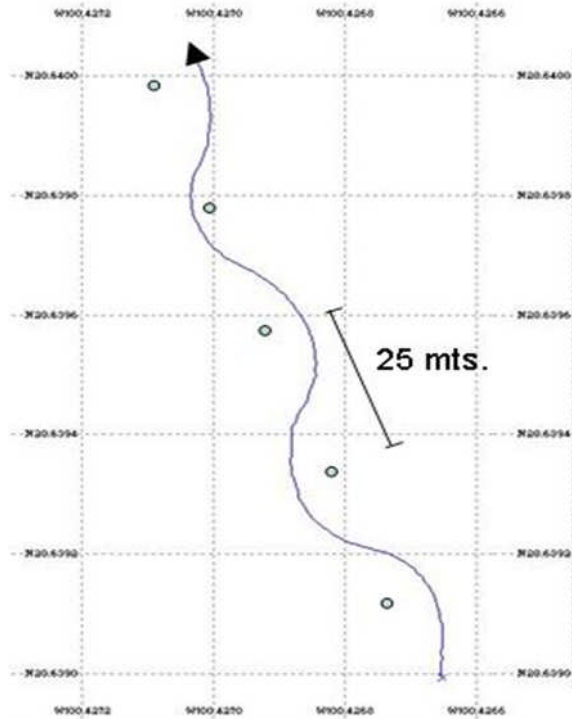


Figura C.3. Maniobra tipo slalom.

Esta maniobra se realizó también dentro de las instalaciones del transportista, colocando una serie de 5 conos de señalización en línea recta cada 25 metros. El vehículo pasa junto a ellos alternado de lado respecto a la línea central a una velocidad promedio constante de 10 km/h presentando un ancho de vía máximo de 5.8 mts.

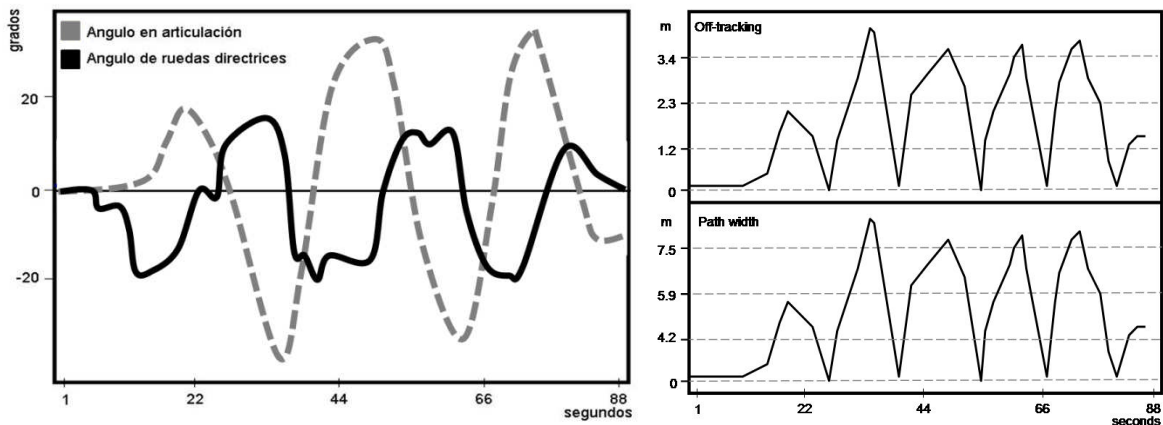


Figura C.4. Valores angulares en articulación y ruedas directrices.

En la figura 6.8 puede observarse la relación entre el ángulo de las ruedas directrices y el ángulo que el semirremolque tendrá unos segundos después, con una respuesta inversa y de mayor magnitud.

Maniobra de retorno

Esta maniobra se realizó posterior al recorrido tipo slalom para volver a realizarlo en sentido inverso, se realizó un giro transitorio de 90° y después en reversa se volvió hasta que fue posible librar los otros contenedores que se encontraban aparcados en el lugar y bloqueaban el paso. Se produjo un ancho de vía máximo de 6.75 mts.

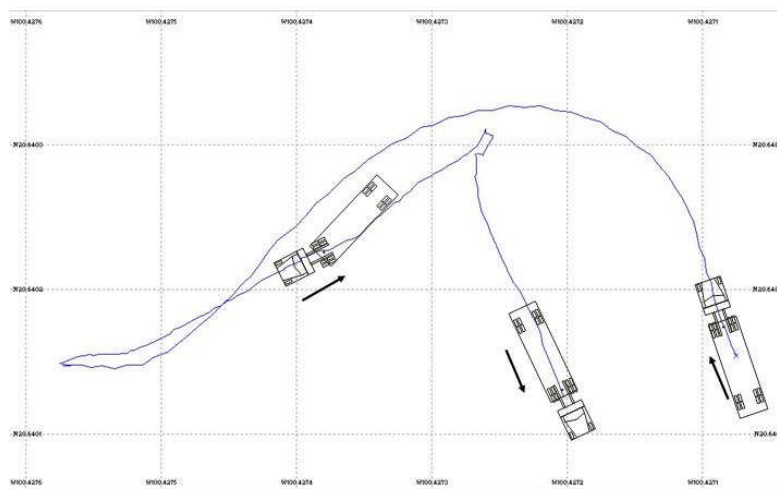


Figura C.5. Maniobra de retorno.

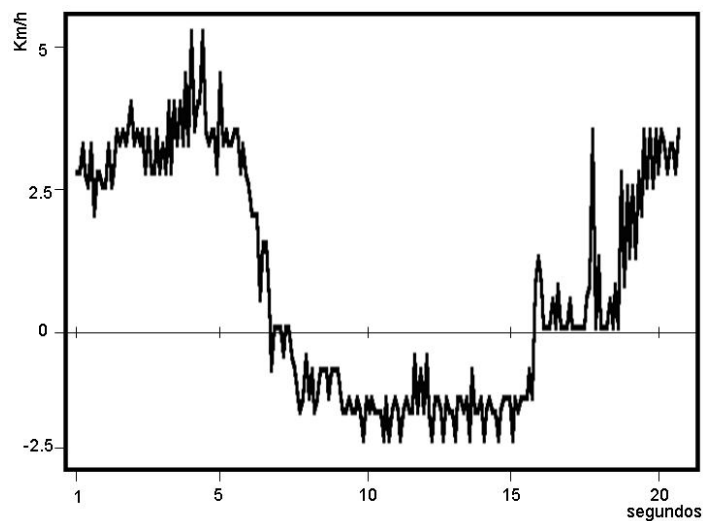


Figura C.6. Velocidad durante la maniobra.

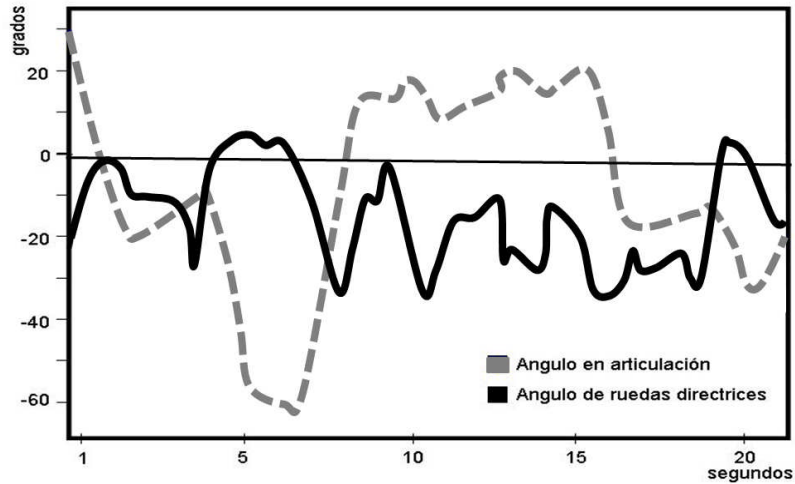


Figura C.7. Valores angulares en articulación y ruedas directrices.

Maniobra de rebase

Esta maniobra se realizó en la carretera Querétaro-San Luis Potosí, manteniendo una velocidad constante de 80 km/h. Requirió un ancho de vía de 4.4 metros, lo cual supera el ancho del carril, lo que implicó invasión del carril adyacente.



Figura C.8. Vehículo de prueba en recorrido por carretera.

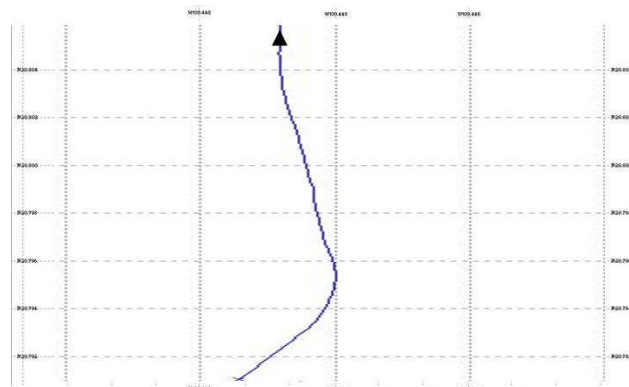


Figura 6.13. Maniobra de rebase.

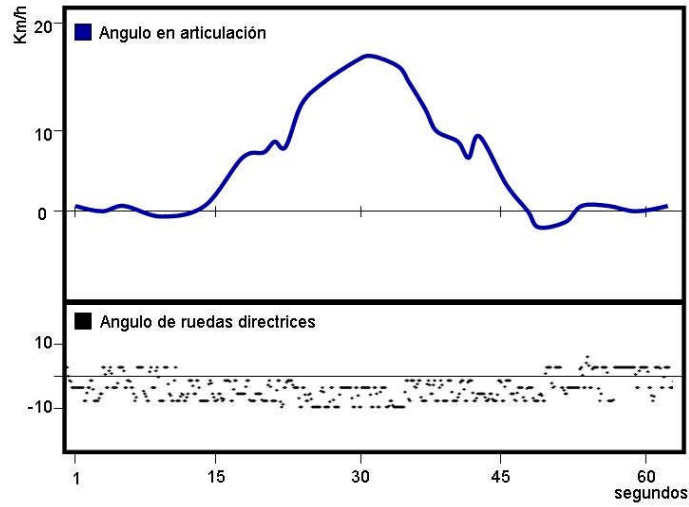


Figura C.9. Valores angulares en articulación y ruedas directrices.

Maniobra de retorno norte

Al finalizar la maniobra de rebase, se tomó un retorno a una velocidad promedio constante de 40 km/h.

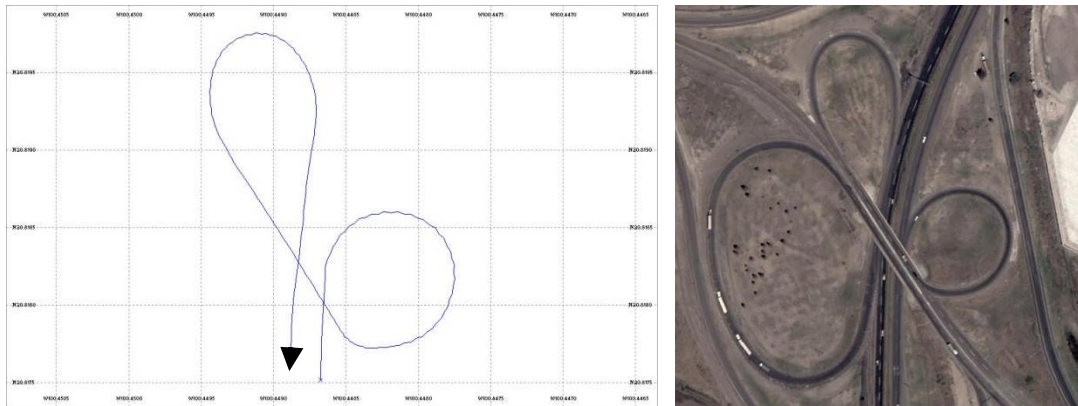


Figura C.10. Trayectoria del vehículo durante retorno.

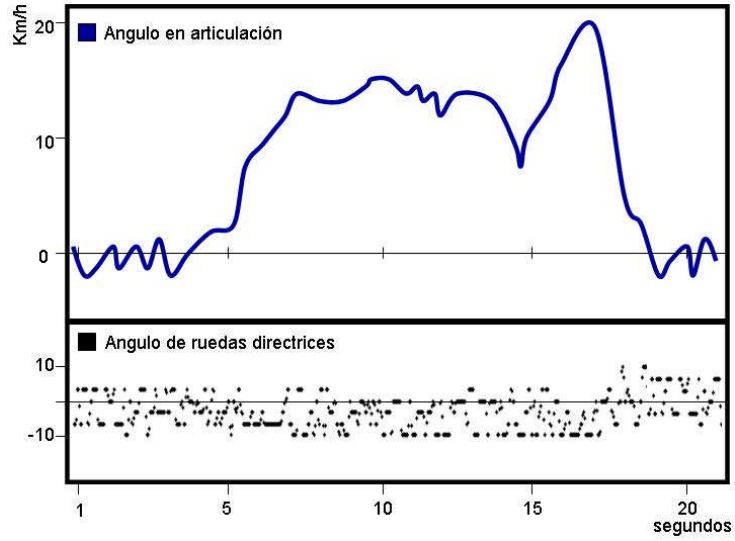


Figura C.12. Valores angulares en articulación y ruedas directrices.

Maniobra de retorno sur

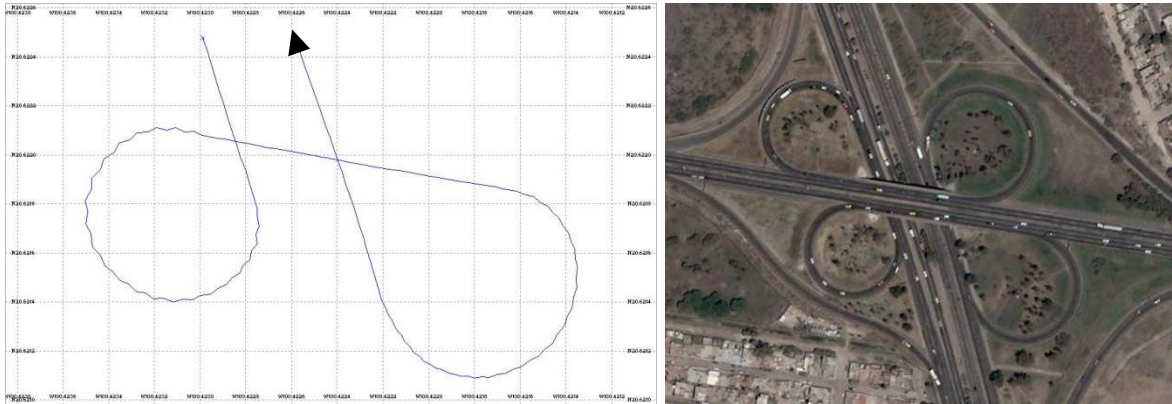


Figura C.13. Trayectoria del vehículo durante el segundo retorno.

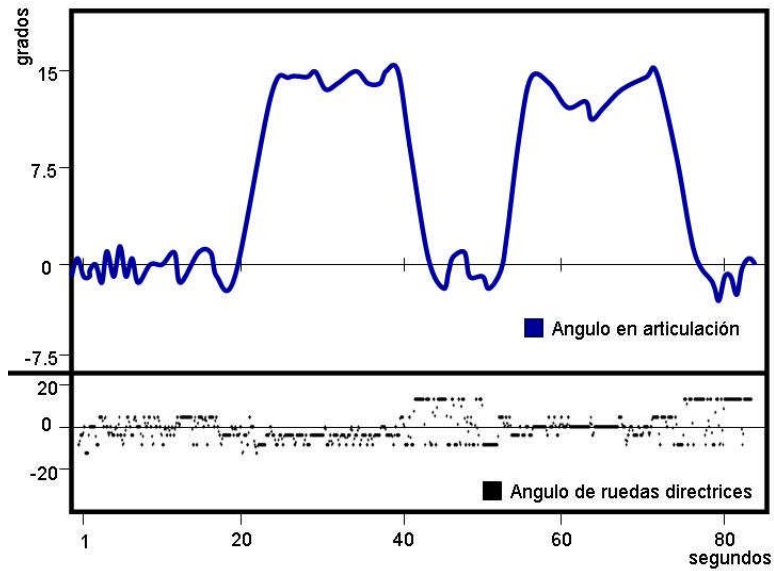
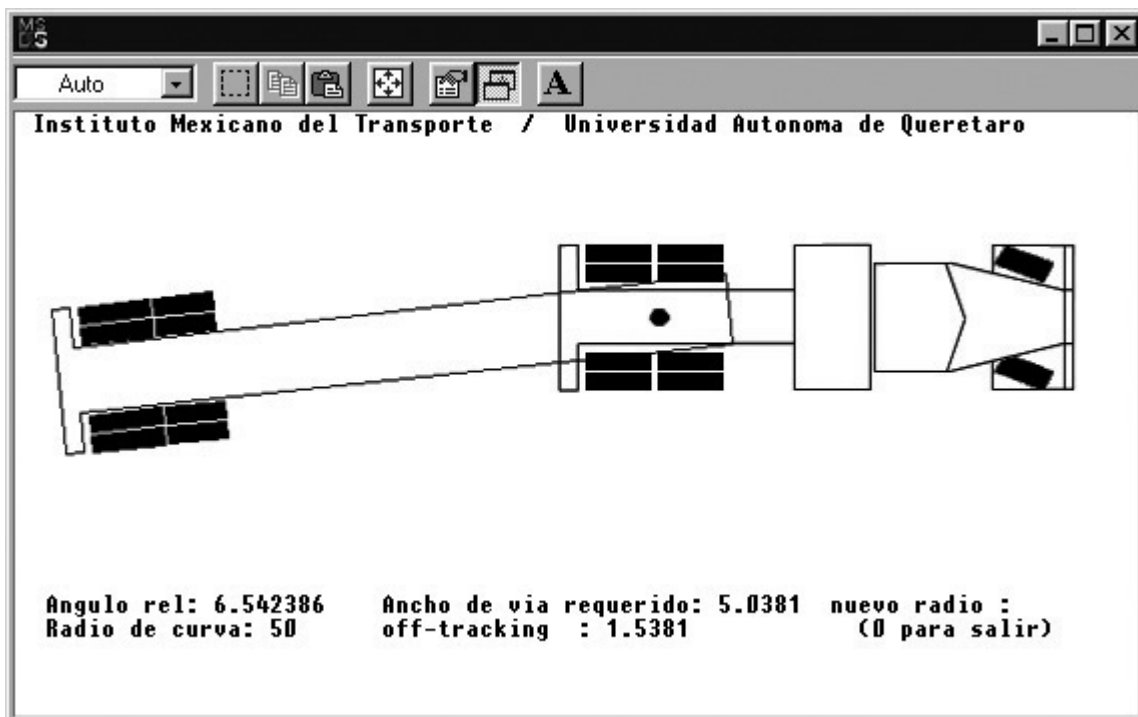


Figura C.14. Valores angulares en articulación y ruedas directrices.

De igual manera, y para regresar a las instalaciones del transportista, tomamos el retorno a la altura del entronque con el boulevard Bernardo Quintana. Durante esta maniobra se requirió un ancho de vía 4.2 metros, en este caso ese ancho estaba disponible, pero implicó usar todo el ancho del camino.



```

1000 A1$="Programa de simulaciøn de giro estacionario
1010 A2$="en vehiculos tractor-semiremolque
1020 SCREEN 9: CLS: KEY OFF
1030 I=0:C=0:L=0:H=0:Z=0:W=0:B=0
1040 ZL=0:WL=0:ZD=70:WD=110
1050 DIM C(15):FOR I=0 TO 15:C(I)=I:NEXT
1060 SWAP C(1),C(4):SWAP C(9),C(12):SWAP C(11),C(14):C(3)=8:C(6)=3
1070 OPEN "siges1.cod" AS 1 LEN=1:FIELD 1,1 AS R$
1080 GET 1,19:C=ASC(R$):GET 1:ZL=C+(ASC(R$)*76)-1
1090 GET 1,23:C=ASC(R$):GET 1:WL=C+(ASC(R$)*155)-1
1100 L=(ZL OR 4):B=119
1110 FOR W=WL TO 0 STEP-1:C=0:FOR Z=0 TO L STEP 2
1120 GET 1,B:I=ASC(R$)
1130 IF Z<ZL THEN H=I\16:PSET(C+ZD,W+WD),C(H)
1140 IF Z+1<ZL THEN H=I MOD 16:PSET(C+ZD+1,W+WD),C(H)
1150 C=C+2:B=B+1
1160 NEXT:NEXT
1170 CLOSE:RESET
1180 LOCATE 2,16:PRINT A1$
1190 LOCATE 3,21:PRINT A2$
1200 I=0:C=0:L=0:H=0:Z=0:W=0:B=0
1210 ZL=0:WL=0:ZD=230:WD=90
1220 OPEN "siges2.cod" AS 1 LEN=1:FIELD 1,1 AS R$
1230 GET 1,19:C=ASC(R$):GET 1:ZL=C+(ASC(R$)*256)-1
1240 GET 1,23:C=ASC(R$):GET 1:WL=C+(ASC(R$)*256)-1
1250 L=(ZL OR 4):B=119
1260 FOR W=WL TO 0 STEP-1:C=0:FOR Z=0 TO L STEP 2
1270 GET 1,B:I=ASC(R$)
1280 IF Z<ZL THEN H=I\16:PSET(C+ZD,W+WD),C(H)
1290 IF Z+1<ZL THEN H=I MOD 16:PSET(C+ZD+1,W+WD),C(H)
1300 C=C+2:B=B+1
1310 NEXT:NEXT
1320 CLOSE:RESET
1330 LINE (110,10)-(473,45),9,B
1340 LOCATE 23,25:COLOR 8:INPUT "[enter] para continuar",C$
1350 COLOR 15
1360 CLS
1370 SCREEN 9
1380 CLS
1390 DIM DIST(60):DIM ANGUL(60):DIM XR(60): DIM YR(60)
1400 AV=3.5
1410 REM RUEDAS DIRECCIONALES
1420 IF A=0 THEN LINE (544,105)-(579,114),4,BF:LINE (544,175)-(579,166),4,BF:GOTO 1530
1430 LINE(550,101)-(575,110),4
1440 LINE(575,110)-(570,120),4
1450 LINE(570,120)-(544,110),4
1460 LINE(544,110)-(550,101),4
1470 PAINT(555,108),4
1480 LINE(550,161)-(575,170),4
1490 LINE(575,170)-(570,180),4
1500 LINE(570,180)-(544,170),4
1510 LINE(544,170)-(550,161),4
1520 PAINT(555,168),4
1530 REM DIBUJO DEL TRACTOR
1540 XT=292:YT=100:CT=9
1550 LINE(XT+20,YT)-(XT+10,YT),CT

```

```

1560 LINE(XT+10,YT)-(XT+10,YT+80),CT
1570 LINE(XT+20,YT+80)-(XT+10,YT+80),CT
1580 LINE(XT+20,YT)-(XT+20,YT+25),CT
1590 LINE(XT+20,YT+80)-(XT+20,YT+55),CT
1600 LINE(XT+20,YT+25)-(XT+140,YT+25),CT
1610 LINE(XT+20,YT+55)-(XT+140,YT+55),CT
1620 LINE(XT+140,YT)-(XT+182,YT+80),CT,B
1630 LINE(XT+185,YT+10)-(XT+225,YT+10),CT
1640 LINE(XT+185,YT+70)-(XT+225,YT+70),CT
1650 LINE(XT+185,YT+10)-(XT+185,YT+70),CT
1660 LINE(XT+225,YT+10)-(XT+290,YT+25),CT
1670 LINE(XT+225,YT+70)-(XT+290,YT+55),CT
1680 LINE(XT+225,YT+10)-(XT+235,YT+40),CT
1690 LINE(XT+225,YT+70)-(XT+235,YT+40),CT
1700 LINE(XT+290,YT+25)-(XT+295,YT+55),CT,B
1710 LINE(XT+290,YT)-(XT+295,YT+80),CT,B
1720 LINE(XT+290,YT)-(XT+250,YT),CT
1730 LINE(XT+290,YT+80)-(XT+250,YT+80),CT
1740 LINE(XT+250,YT)-(XT+250,YT+15),CT
1750 LINE(XT+250,YT+80)-(XT+250,YT+65),CT
1760 LINE(XT+25,YT)-(XT+60,YT+9),CT,BF
1770 LINE(XT+25,YT+11)-(XT+60,YT+20),CT,BF
1780 LINE(XT+25,YT+80)-(XT+60,YT+71),CT,BF
1790 LINE(XT+25,YT+69)-(XT+60,YT+60),CT,BF
1800 LINE(XT+65,YT)-(XT+100,YT+9),CT,BF
1810 LINE(XT+65,YT+11)-(XT+100,YT+20),CT,BF
1820 LINE(XT+65,YT+80)-(XT+100,YT+71),CT,BF
1830 LINE(XT+65,YT+69)-(XT+100,YT+60),CT,BF
1840 REM
1850 REM DIBUJO DEL REMOLQUE segun el ngulo respecto al tractor
1860 REM consideracion del angulo del semirremolque
1870 X=357: Y=140 :REM eje de pin
1880 REM pin
1890 CIRCLE (X,Y),5,4,,,8
1900 PAINT (X,Y),4
1910 REM chasis
1920 CONVRAD=3.1415926536#/180
1930 FOR LECTURA=1 TO 40
1940 READ DIST(LECTURA),ANGUL(LECTURA)
1950 ARAD=(ANGUL(LECTURA)-A)*CONVRAD
1960 XR(LECTURA)=357-DIST(LECTURA)*COS(ARAD)
1970 YR(LECTURA)=140-DIST(LECTURA)*SIN(ARAD)
1980 NEXT
1990 LINE(XR(1),YR(1))-(XR(2),YR(2))
2000 LINE(XR(2),YR(2))-(XR(3),YR(3))
2010 LINE(XR(4),YR(4))-(XR(5),YR(5))
2020 LINE(XR(5),YR(5))-(XR(6),YR(6))
2030 LINE(XR(6),YR(6))-(XR(7),YR(7))
2040 LINE(XR(7),YR(7))-(XR(4),YR(4))
2050 PAINT(XR(4)+2,YR(4)+2)
2060 LINE(XR(8),YR(8))-(XR(9),YR(9))
2070 LINE(XR(9),YR(9))-(XR(10),YR(10))
2080 LINE(XR(10),YR(10))-(XR(11),YR(11))
2090 LINE(XR(11),YR(11))-(XR(8),YR(8))
2100 PAINT(XR(8)+2,YR(8)+2)
2110 LINE(XR(12),YR(12))-(XR(13),YR(13))

```

2120 LINE(XR(13),YR(13))-(XR(14),YR(14))
2130 LINE(XR(14),YR(14))-(XR(15),YR(15))
2140 LINE(XR(15),YR(15))-(XR(12),YR(12))
2150 PAINT(XR(12)+2,YR(12)+2)
2160 LINE(XR(16),YR(16))-(XR(17),YR(17))
2170 LINE(XR(17),YR(17))-(XR(18),YR(18))
2180 LINE(XR(18),YR(18))-(XR(19),YR(19))
2190 LINE(XR(19),YR(19))-(XR(16),YR(16))
2200 PAINT(XR(16)+2,YR(16)+2)
2210 LINE(XR(1),YR(1))-(XR(20),YR(20))
2220 LINE(XR(20),YR(20))-(XR(21),YR(21))
2230 LINE(XR(21),YR(21))-(XR(22),YR(22))
2240 LINE(XR(23),YR(23))-(XR(24),YR(24))
2250 LINE(XR(24),YR(24))-(XR(25),YR(25))
2260 LINE(XR(25),YR(25))-(XR(26),YR(26))
2270 LINE(XR(26),YR(26))-(XR(23),YR(23))
2280 PAINT(XR(23)+2,YR(23)-2)
2290 LINE(XR(27),YR(27))-(XR(28),YR(28))
2300 LINE(XR(28),YR(28))-(XR(29),YR(29))
2310 LINE(XR(29),YR(29))-(XR(30),YR(30))
2320 LINE(XR(30),YR(30))-(XR(27),YR(27))
2330 PAINT(XR(27)+2,YR(27)-2)
2340 LINE(XR(31),YR(31))-(XR(32),YR(32))
2350 LINE(XR(32),YR(32))-(XR(33),YR(33))
2360 LINE(XR(33),YR(33))-(XR(34),YR(34))
2370 LINE(XR(34),YR(34))-(XR(31),YR(31))
2380 PAINT(XR(31)+2,YR(31)-2)
2390 LINE(XR(35),YR(35))-(XR(36),YR(36))
2400 LINE(XR(36),YR(36))-(XR(37),YR(37))
2410 LINE(XR(37),YR(37))-(XR(38),YR(38))
2420 LINE(XR(38),YR(38))-(XR(35),YR(35))
2430 PAINT(XR(35)+2,YR(35)-2)
2440 LINE(XR(39),YR(39))-(XR(3),YR(3))
2450 LINE(XR(40),YR(40))-(XR(22),YR(22))
2460 LINE(XR(40),YR(40))-(XR(39),YR(39))
2470 LINE (8,15)-(578,15),8
2480 REM valores iniciales en el semirremolque
2490 DATA 337.38,6.858
2500 DATA 327.45,7.07
2510 DATA 325.5,3.175
2520 DATA 322.49,7.181
2530 DATA 282.8,8.213
2540 DATA 281.7,6.356
2550 DATA 321.5,5.559
2560 DATA 321.3,5.2
2570 DATA 281.5,5.945
2580 DATA 280.7,4.096
2590 DATA 320.6,3.583
2600 DATA 280.9,8.273
2610 DATA 248.2,9.396
2620 DATA 247.7,2.69
2630 DATA 279.7,6.402
2640 DATA 279.5,5.988
2650 DATA 246.7,6.798
2660 DATA 245.8,4.682
2670 DATA 278.7,4.126

```

2680 DATA 337.38,-6.858
2690 DATA 327.45,-7.07
2700 DATA 325.5,-3.175
2710 DATA 322.49,-7.181
2720 DATA 282.8,-8.213
2730 DATA 281.7,-6.356
2740 DATA 321.5,-5.559
2750 DATA 321.3,-5.2
2760 DATA 281.5,-5.945
2770 DATA 280.7,-4.096
2780 DATA 320.6,-3.583
2790 DATA 280.9,-8.273
2800 DATA 248.2,-9.396
2810 DATA 247,-7.269
2820 DATA 279.7,-6.402
2830 DATA 279.5,-5.988
2840 DATA 246.7,-6.798
2850 DATA 245.8,-4.682
2860 DATA 278.7,-4.126
2870 DATA 43.86,153.3
2880 DATA 43.86,-153.3
2890 LOCATE 1,1:PRINT " Instituto Mexicano del Transporte / Universidad Autonoma de
Queretaro
2900 LOCATE 21,3:PRINT "Angulo rel:";A
2910 IF AV<3.5 THEN AV=3.5
2920 LOCATE 21,27:PRINT "Ancho de via requerido:";AV
2930 LOCATE 22,3:PRINT "Radio de curva:";RC
2940 LOCATE 22,27:PRINT "off-tracking :";AV-3.5
2950 LOCATE 22,61:COLOR 6:PRINT "(0 para salir)":COLOR 15
2960 LOCATE 21,59:COLOR 8:INPUT "nuevo radio :";RC:COLOR 15
2970 LOCATE 21,1:PRINT "
2980 LOCATE 22,1:PRINT "
2990 IF RC=0 THEN 3160
3000 IF RC<26 THEN RC=26:BEEP
3010 REM CALCULOS
3020 PI=3.14159:RADS=PI/2
3030 CAL=2.6+RC-SQR(RC*RC-4.2*4.2+.5*.5-13*13)
3040 AV=(FIX(CAL*10000))/10000
3050 REJE=RC-AV+1.3
3060 DC=SQR(RC*RC+REJE*REJE)
3070 I=SQR((DC*DC-186.64)/2)
3080 P1=(4.2/I)*RADS
3090 A1=ATN(P1/SQR(-P1*P1+1))
3100 P2=(13/I)*RADS
3110 A2=ATN(P2/SQR(-P2*P2+1))
3120 A=PI*(A1+A2)*PI
3130 RESTORE
3140 LINE(5,20)-(590,280),0,BF
3150 GOTO 1410
3160 CLS
3170 LOCATE 8,20:PRINT "Desarrollo: Liborio Bortoni Anzures"
3180 LOCATE 12,32:PRINT "Febrero 2005"
3190 LOCATE 17,19:PRINT "para mas informaciøn: lbortoni@imt.mx"
3200 LOCATE 23,28:COLOR 8:INPUT "[enter] para salir";SAL$
3210 COLOR 15
3220 SYSTEM

```

Programa de interpolación de registros de GPS mediante el algoritmo de Lagrange

```

100 CLS
110 OPEN "ego4.csv" FOR INPUT AS 1
120 OPEN "gps-fix.txt" FOR OUTPUT AS 2
130 INPUT#1,T$,LAT#,LON#
140 IF EOF(1) THEN 290
170 HOR$=MID$(T$,1,2)
180 MIN$=MID$(T$,4,2)
190 SEC$=MID$(T$,7,2)
200 HORA=VAL(HOR$+MIN$+SEC$)
210 IF HOR2=HORA THEN SEC$=SEC$+".5"
220 HOR=VAL(HOR$)*60*60
230 MIN=VAL(MIN$)*60
240 SEC=VAL(SEC$)
245 H=(HOR+MIN+SEC)*1.666667#
250 PRINT#2,H,LAT#,LON#
260 HOR2=HORA
280 GOTO 130
290 CLOSE: CLOSE
1070 DIM T(6): DIM X(6): DIM Y(6): DIM L(6):DIM L2(6)
1090 OPEN "gps-fix.txt" FOR INPUT AS 1
1095 OPEN "gps-int.txt" FOR OUTPUT AS 2
1096 ESC=.1666667#
1100 FOR N=1 TO 6
1110 INPUT#1,T(N),X(N),Y(N)
1120 NEXT
1190 FOR E=T(3)+ESC TO T(3)+4*ESC STEP ESC
1200 FOR I =1 TO 6
1210 SP1=1:SP2=1
1220 FOR J=1 TO 6
1225 IF J=I THEN 1250
1230 SP1=SP1*(E-T(J))
1240 SP2=SP2*(T(I)-T(J))
1250 NEXT J
1260 L(I)=SP1/SP2
1270 FT#=FT#+(L(I)*X(I))
1280 NEXT I
1290 LAT#=FIX(FT#*1000000!)/1000000!
1310 FT#=0
1315 FOR W=1 TO 6: L2(W)=0:L(W)=0:NEXT
1320 FOR I =1 TO 6
1330 SP1=1:SP2=1
1340 FOR J=1 TO 6
1345 IF J=I THEN 1370
1350 SP1=SP1*(E-T(J))
1360 SP2=SP2*(T(I)-T(J))
1370 NEXT J
1380 L2(I)=SP1/SP2
1390 FT#=FT#+(L2(I)*Y(I))

```

```

1400 NEXT I
1410 LON#=FIX(FT#*1000000!)/1000000!
1420 PRINT#2,E,LAT#,LON#
1425 FOR W=1 TO 6: L2(W)=0:L(W)=0:NEXT
1427 FT#=0
1430 NEXT E
5140 PRINT#2,T(1),X(1),Y(1)
5145 T(1)=T(2):X(1)=X(2):Y(1)=Y(2)
5146 T(2)=T(3):X(2)=X(3):Y(2)=Y(3)
5147 T(3)=T(4):X(3)=X(4):Y(3)=Y(4)
5148 T(4)=T(5):X(4)=X(5):Y(4)=Y(5)
5149 T(5)=T(6):X(5)=X(6):Y(5)=Y(6)
5150 INPUT#1,T(6),X(6),Y(6)
5155 IF EOF(1)THEN 9000
5160 GOTO 1190
9000 FOR W=1 TO 6
9010 PRINT#2,T(W),X(W),Y(W)
9020 NEXT
9030 CLOSE
9040 CLOSE
9500 REM recomponer hora
9510 OPEN "gps-int.txt" FOR INPUT AS 1
9520 OPEN "gps-fin.txt" FOR OUTPUT AS 2
9530 INPUT#1,HORA#,LAT#,LON#
9540 IF EOF(1) THEN 9800
9550 T#=HORA#/1.666667#
9560 H1#=T#/60
9570 H=INT(H1#/60)
9580 M=INT(H1#-H*60)
9590 S=CINT((H1#-(H*60)-M)*600)/10
9591 IF M<10 THEN L$="0" ELSE L$=""
9595 IF S<10 THEN C$="0" ELSE C$=""
9596 IF S<1 THEN C$="00"
9600 T$=STR$(H)+L$+STR$(M)+C$+STR$(S)
9605 HF=VAL(T$)
9610 PRINT#2,HF,LAT#,LON#
9620 GOTO 9530
9800 CLOSE:CLOSE
9810 KILL"gps-fix.txt
9820 KILL"gps-int.txt
9900 BEEP:END

```


Programa complemento del sistema CODIPA para conversión de lecturas a valores angulares

```

1000 REM programa de conversion
1003 CLS
1005 REM lectura de escala
1007 PRINT "leyendo escala"
1010 DIM SCAL(255,2)
1020 OPEN "escala.csv" FOR INPUT AS 1
1030 FOR L=0 TO 255
1040 INPUT#1,V,SCAL(L,1),SCAL(L,2)
1050 NEXT
1060 CLOSE 1
2000 REM conversion de escala
2003 PRINT "cambiando a escala"
2005 OPEN "entrada.txt" FOR INPUT AS 2
2007 OPEN "proceso.txt" FOR OUTPUT AS 3
2010 INPUT#2,T$,A,B,C,D,E,F
2020 IF EOF(2) THEN 2080
2030 H=VAL(LEFT$(T$,2))
2040 M=VAL(MID$(T$,4,2))
2050 S=VAL(MID$(T$,7))
2060 PRINT#3,H,M,S,SCAL(A,1),SCAL(C,2)
2070 GOTO 2010
2080 CLOSE:CLOSE:CLOSE
3000 REM saca promedios a la decima
3005 PRINT "promediando"
3010 OPEN "proceso.txt" FOR INPUT AS 1
3015 OPEN "convert.txt" FOR OUTPUT AS 2
3020 INPUT#1,H,M,S,ARTIC,RUED
3025 IF EOF(1) THEN 3130
3030 IF TP=0 THEN TP=S
3035 IF S<TP THEN 3020
3037 IF S>TP THEN 3080
3040 SARTIC=SARTIC+ARTIC
3050 SRUED=SRUED+RUED
3060 CON=CON+1
3070 GOTO 3020
3080 PARTIC=SARTIC/CON
3090 PRUED=SRUED/CON
3100 PRINT#2,H,M,TP,PARTIC,PRUED
3110 SARTIC=0:SRUED=0:CON=0:TP=S
3120 GOTO 3040
3130 CLOSE 4,5
3140 PRINT "fin"
3150 KILL "proceso.txt"

```

Tesis dirigidas

Durante el transcurso del doctorado se dirigió la tesis de tres alumnos de licenciatura:



Tesis: Instrumentación de un vehículo tractor semirremolque para medición de medidas de desempeño y comportamiento dinámico.

Alumnos: José Luis Muñiz Gómez. Expediente 097390
Ricardo Junior Rangel Martínez. Expediente 125384



Tesis: Diseño de semirremolque mecatrónico experimental para análisis de comportamiento dinámico y direccional.

Alumnos: Erandi Barrera Lozano. Expediente 132596

Publicaciones

Autor

Bortoni, L., M. Martínez, G. Herrera y R. Castañeda. 2007. "On-board instrumentation to assess articulated vehicle maneuverability" SAE Paper 2007-01-4215. From Commercial Vehicle Advancements in braking, steering systems and vehicle stability control affects Special Publication – 2145. ISSN 0148-7191. Estados Unidos.

Bortoni, L., D. Gómez, M. Martínez y G. Herrera. 2008. "Fuzzy based controller for automatic steering in heavy vehicle semi-trailers" SAE Paper 2008-01-2701. From Commercial Vehicle Advancements in braking, steering systems and vehicle stability control affects. Estados Unidos.

Bortoni, L., G. Fabela, R. Hernández, M. Martínez y G. Herrera. 2008. "Experimental study of the maneuverability of a testing trailer with a steering axle at low speed maneuvers" SAE Paper 2008-01-2705. From Commercial Vehicle Advancements in braking, steering systems and vehicle stability control affects. Estados Unidos.

Coautor

Romero J. A., M. Martínez, y L. Bortoni. 2004. "Investigación del efecto vial de los ejes virables en vehículos articulados" Instituto Mexicano del Transporte. Publicación Técnica 263. ISSN 0188-7297. México.

**SAE TECHNICAL
PAPER SERIES**

2007-01-4215

On-Board Instrumentation to Assess Articulated Vehicle Maneuverability

Liborio Bortoni-Anzures, Gilberto Herrera-Ruiz and Rodrigo Castañeda-Miranda
Universidad Autónoma de Querétaro

Miguel Martínez-Madrid
Instituto Mexicano del Transporte

**Reprinted From: Commercial Vehicle Advancements in Braking,
Steering Systems and Vehicle Stability Control Affects
(SP-2145)**

ISBN-13 978-0-7680-3679-6



SAE *International*[™]

**Commercial Vehicle Engineering
Congress and Exhibition
Rosemont, Illinois
October 30-November 1, 2007**

400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001 U.S.A. Tel: (724) 776-4841 Fax: (724) 776-0790 Web: www.sae.org

The Engineering Meetings Board has approved this paper for publication. It has successfully completed SAE's peer review process under the supervision of the session organizer. This process requires a minimum of three (3) reviews by industry experts.

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or otherwise, without the prior written permission of SAE.

For permission and licensing requests contact:

SAE Permissions
400 Commonwealth Drive
Warrendale, PA 15096-0001-USA
Email: permissions@sae.org
Tel: 724-772-4028
Fax: 724-776-3036



For multiple print copies contact:

SAE Customer Service
Tel: 877-606-7323 (inside USA and Canada)
Tel: 724-776-4970 (outside USA)
Fax: 724-776-0790
Email: CustomerService@sae.org

ISSN 0148-7191

Copyright © 2007 SAE International

Positions and opinions advanced in this paper are those of the author(s) and not necessarily those of SAE. The author is solely responsible for the content of the paper. A process is available by which discussions will be printed with the paper if it is published in SAE Transactions.

Persons wishing to submit papers to be considered for presentation or publication by SAE should send the manuscript or a 300 word abstract to Secretary, Engineering Meetings Board, SAE.

Printed in USA

On-Board Instrumentation to Assess Articulated Vehicle Maneuverability

Liborio Bortoni-Anzures, Gilberto Herrera-Ruiz, Rodrigo Castañeda-Miranda
Universidad Autónoma de Querétaro

Miguel Martínez-Madrid
Instituto Mexicano del Transporte

Copyright © 2007 SAE International

ABSTRACT

This paper presents an on-board instrumentation to evaluate articulated vehicle maneuvers, using a system that combines a set of sensors and a GPS receiver with custom-made evaluation software. This system allows evaluating vehicle maneuverability and the performance of the truck's driver in real time. Also the performance measures and test maneuvers are briefly described.

INTRODUCTION

Over the past few decades, the population of articulated heavy vehicles has grown considerably, due to low fuel and driver cost per ton of cargo, making this kind of vehicles economically attractive for goods transportation.

Several vehicle configurations are used to maximize the cargo capacities, as semi-trailers with three, four, five or six axles. But even when these multiple-axle semi-trailers enhance the load carrying capacity, the vehicles yield poor maneuverability, rapid tire scrub and wear, interference with flow of traffic at intersections and potential damage to the pavement infrastructure.

In order to improve this condition, different alternatives have been proposed, as the incorporation of retractile, auto-directional or forced direction axles. Each of these configurations affects the handling characteristics of the vehicle.

Various authors have published comparisons between the different vehicular configurations, but mainly consist in simulation results, there is a literature lack on instrumentation and results of actual vehicles; in this work an array of sensors and an acquisition device to study the vehicles directional and dynamic performance characteristics in real-time is presented. The system is compact enough to be carried on-board and has a short set-up time. The study of vehicles in real conditions could offer

valuable information for traffic studies, driver instruction or real time feedback, besides measuring handling performance, and like in this case, without requiring a significant investment.

PERFORMANCE MEASURES

Handling performance is the result of vehicle steering inputs and is determined by the vehicle weights, dimensions and mechanical properties of the tires, suspensions and vehicle frames, weight distribution among axles, as mentioned by Sampson (2000).

A number of performance measures remain to assess the safety performance of the vehicles, particularly with regard to articulated trucks. Field assessment of vehicles under the existing scheme of performance measures represents, however, costly and time-consuming activities due to needed instrumentation and test preparation, (Shade 2000). But by using accessible technology as the Global Positioning System and other simple circuits, it is possible to study the vehicles in real conditions, obtaining valuable information for traffic studies, drivers' instruction, real time feedback, besides measuring the handling performance.

This study considers the performance measures related to geometrical requirements in common maneuvers such as:

LOW SPEED OFF TRACKING (LSOT)

Whenever a vehicle with more than one axle turns, rear wheels fail to precisely follow the path of front wheels. Off tracking measures the maximum distance between the paths of the steering axle and the axle of the most rearward wheels (Battelle Team, 1995).

According to Billing (2003), LSOT is the magnitude of displacement of the last wheel path of the semi-trailer from the path of the front axle when a 90°

radius turn occurs. The LSOT has not been considered a primary safety concern, but it has led to the lost of roadway elements such as guardrail, curbing and lighting fixtures. Another inconvenience occurs when the truck invades the adjacent line, occupying other vehicles space (Battelle Team, 1995).

TOTAL SWEEP PATH WIDTH (TSPW)

Jujnovich & Cebon (2002) describe the “total swept path width” as the maximum width of the swept trajectory in a small radius corner turn at a very slow speed. They also define the “steady state total swept path width” when the vehicle describes a circular, constant radius turn.

TAIL SWING (TS)

When the articulated vehicle makes a turn, the tail of the semi-trailer is displaced outside the trajectory of the front wheel. Billing (2003) calls this phenomenon “rear out swing”, and states that it represents an obstacle to the vehicles at adjacent lane, with possibly of collision.

HIGH SPEED OFF TRACKING (HSOT)

Coleman & Sweatman (2002) define HSOT as the amount of additional road space required for a combined vehicle in an evasive maneuver. They consider the off tracking in a line change at 90 Km/h. The high speed of tracking is also referred by different authors as “transient or dynamic high speed off tracking”. The extension of the off-set is a function of the trailer wheelbase and the speed of the vehicle.

TEST PROGRAM

The Transportation Research Group (Jujnovich & Cebon, 2002) has published results of the UMTRI yaw-roll model for different heavy duty vehicle configurations applying specific trajectories commonly used for maneuverability evaluation.

The importance of simulation results is Invaluable, but also is important in comprehension of articulated vehicle maneuverability the consideration of live maneuvers, basically because in a physical one the driver could find difficult to follow a path in the precise way a simulator does, and also is important to consider that the vehicle maneuver made by the simulator, could be different from the one needed in

a real life situation. As Figure1 shows, a 90° corner turn simulation (Fig. 1a) there are no obstacles, but a real maneuver could be similar to the Figure 1b where the deal will be different.

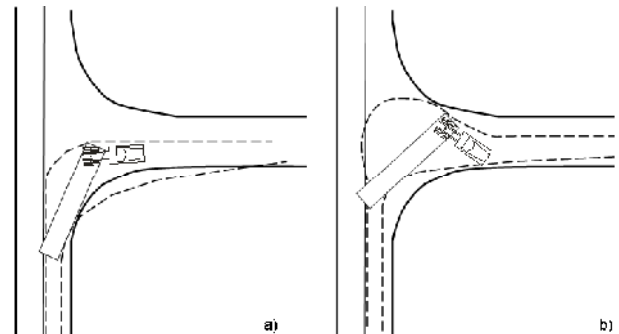


Figure 1 - A corner 90° turn in a simulator (a) and a real-type maneuver (b).

Obstacles of a real condition are not easily considered in mathematical simulation software, but with the proposed system it is possible to record the real trajectory and body behavior for a better maneuverability evaluation.

The acquisition system was installed in a T3S2 Truck semi-trailer, and performed an extensive test program covering standard and non-standard test maneuvers as:

STATIONARY TURN

The vehicle performs a turn with a constant radius of 11.25 m, at a constant speed of 10 km/h until complete circle.

TRANSIENT TURN

This one refers to a 90° turn with an 11.25 m radius at 10 km/h, as an urban corner turn.

LINE CHANGE

In this maneuver the vehicle maintains a constant speed of 80 km/h and performs a line change inside a 20 m distance, this maneuver is described in SAE J2179 proceeding.

SLALOM

This is a proposed one, where the vehicle is forced to alternate a line of obstacles distanced 25 m from each other at a constant speed of 10 km/h.



Figure 2 – Instrumented vehicle and sensor location.

RETURN

The driver makes a 180° change of direction inside the minimum possible space (also a proposed maneuver).

HIGH-WAY RETURN

Several returns are performed at different speeds following the path and characteristics of a high-way.

PROPOSED INSTRUMENTATION

DATA ACQUISITION

The heart of the system is the “digital converter of angular position” (in Spanish CODIPA) It is a custom made USB device with four analog and four digital inputs. The device has a rate of 26 KHz and is based in a CMOS PIC microcontroller. The device is connected to a laptop, both installed inside the vehicle’s cabin; Figure 2 shows the location of the array of sensors and Figure 3 is a picture of the CODIPA device. The development of this unit cost 200 dollars.

ARTICULATION AND STEERING ANGLE TRANSDUCERS

The system uses a rotary potentiometer, varying a regulated reference voltage proportioned by the CODIPA device. The potentiometer is contained in a support that has to be located aligned with the king pin in the case of the vehicle articulation and in the steering mechanism for the steering angle of the truck; this potentiometers have a sensitivity of 0.6°.

SPEED SENSORS

At a wheel of each side of one of the semi-trailer axles was installed a pulse generator to measure inner and outer speeds when the vehicle performs a turn, these sensors consist in an opto-switch and a jagged wheel. It will generate 24 pulses during a complete wheel turn.

GLOBAL POSITIONING SYSTEM RECEIVER

With more than three decades of progress, originally designed for military purposes, the Global Positioning System (GPS) technology is a navigation system based on two dozen satellites that orbit the earth twice a day at an altitude of 19,000 statute kilometers. The GPS receiver captures a combination of three or more satellite-transmitted waves to triangulate a position on earth (latitude, longitude and altitude) on a geocentric coordinate system, such as the world geodetic system 1984 or WGS84 (NIMA 2000).

Once the user's position has been determined, the GPS unit can calculate other information, such as speed, bearing, track and trip distance. In this study, a Garmin GPS18 was used to record vehicle trajectory. The unit cost 110 dollars.

SOFTWARE

The CODIPA device requires a custom-made program to be activated in the Windows XP environment as a HID (Human Interface Device) and to control the recording. This program was developed in Visual Studio.Net. When the start recording option is selected, the program automatically generates a file name with the date and time stamp, therefore this simplifies the

recording of several maneuvers and differentiates them easily (Fig. 4).

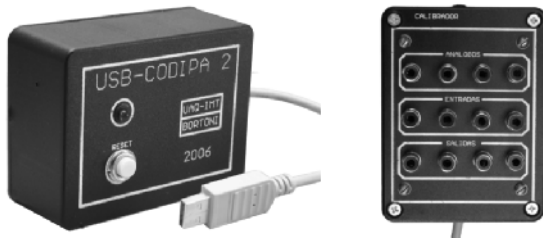


Figure 3 – Data acquisition card (CODIPA).

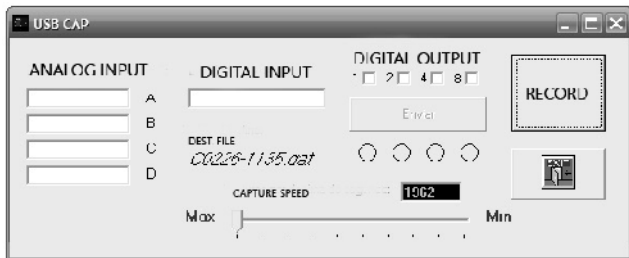


Figure 4 – Data acquisition software.

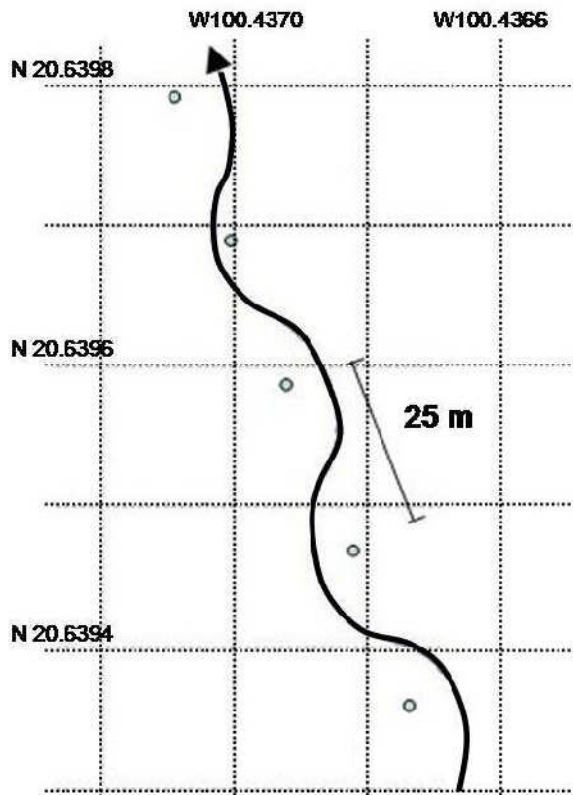


Figure 5 – Slalom maneuver referenced in the global coordinate system.

In the case of the GPS receiver, the proprietary software was used, but since the receiver is a 2Hz one, it was necessary to develop an interpolation program in order to have a better trajectory record, especially at high speeds, in this case a program based in the interpolation polynomial of Lagrange, increasing the rate from 2 to 10Hz.

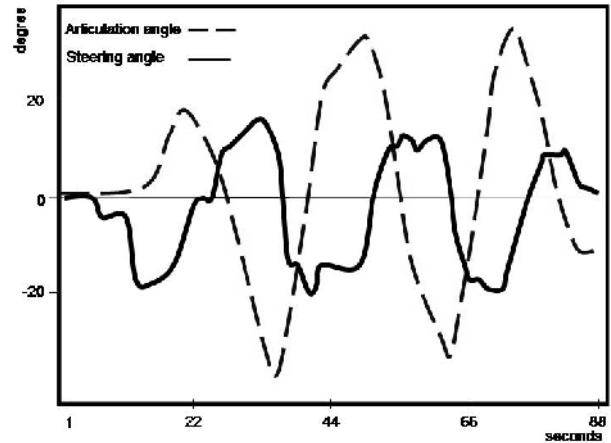


Figure 6 – Steering angle vs articulation angle during the slalom maneuver.

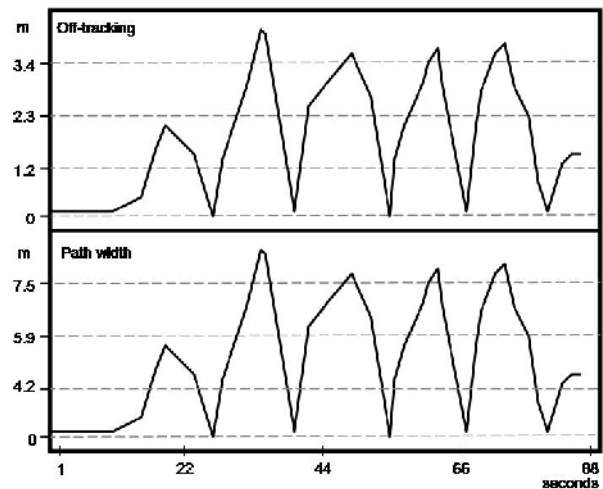


Figure 7 – Off-tracking and path-width during the slalom maneuver.

FIELD TESTS

The installation and calibration of the system is set up by 2 people in less than 2 hours, besides the time needed to prepare the field for the maneuver. This paper presents the slalom maneuver example, which takes the vehicle near its maneuverability limits, and because it is a not recommendable case

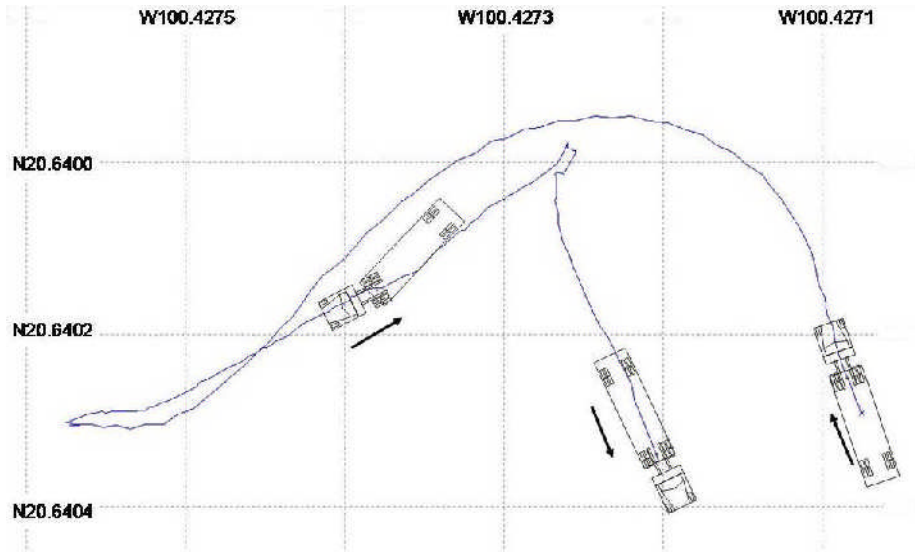


Figure 8 – Direction change maneuver.

to be studied in simulation, since the maneuver performance depends on the driver's perception and expertise.

Figure 5 shows the vehicle's trajectory referenced to the Global Positioning System and the location of the obstacles, as can be seeing, the driver took the first obstacle too open, and gradually started to feel confident and improved his performance, obtaining better results in the second execution of the maneuver. The driver tried to maintain a constant speed of 10 km/h.

The articulation and steering angles are shown in Figure 6. There, it can be notice the rear-ward amplification and the time delay in the semi-trailer response. In Figure 7, the calculated off-tracking and path-width are displayed.

Another example that makes no sense to consider under simulation is the one showed in Figure 8. Where the driver try to return in the same road than he came using the minimum space to change direction.

This maneuver is not a standard one, so the driver was given complete freedom to perform it, and as can be notice, it was a little erratic, but is good example of the driver skills.

Figure 9 is the speed record during the maneuver and the Figure 10 shows the angle in the steering wheel and the articulation angle. This maneuver requires a more detail analysis, but the purpose of this paper is to present the instrumentation operation.

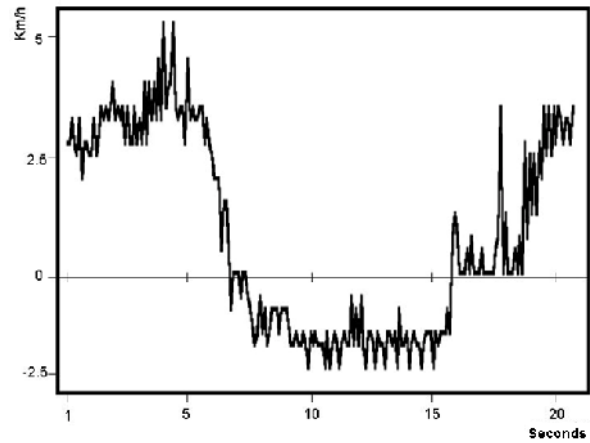


Figure 9 – Vehicular speed during direction change maneuver.

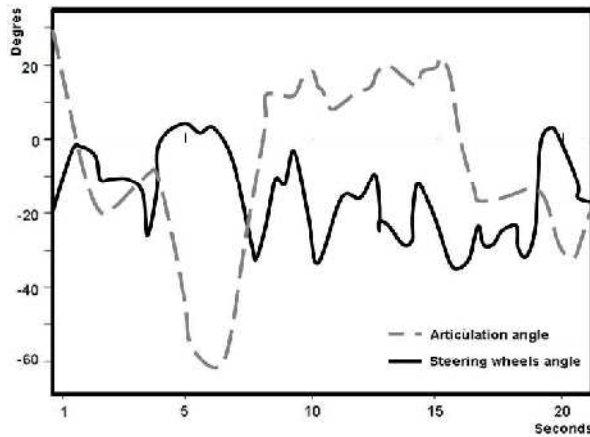


Figure 10 – Steering angle vs articulation angle during direction change maneuver.

A closer look on the results of this two and other maneuvers could be considered for future publications.

ACCURACY

Prior to the maneuvers each installed sensor was calibrated, and after that, a few maneuvers were performed, pausing them arbitrarily to take physical

measures (and to compare numbers with the ones at the acquisition system).

In the case of the angular sensors, the potentiometers have been proven for their lineal response, and the corresponding physical position for every reading (they have 0.6° steps). Fortunately the 26Khz reading rate allows to calculate the position inside the 0.6° step.

The speed is registered by the GPS receiver and the optic sensors (than works as a switch activated every 1/24 of turn in the wheel) and calculates the vehicle movement according to the wheel diameter.

As for the position of the vehicle on the field, at the beginning and conclusion of each maneuver the position is measured to a reference point to adjust any difference with the GPS receiver.

Improvement on the sensors is in order to increase accuracy, and this is a work in progress, but system provide enough information for educational and maneuverability analysis purposes.

CONCLUSION

As the results show, by expending less than 350 dollars it is possible to build a compact system to analyze geometric behavior of articulated vehicles, to compare different vehicular configurations, different driver techniques, or evaluating infrastructures.

The CODIPA system requires short set up time, it is easy to configure and works in real-time. This system has been tested in different articulated vehicles on several maneuvers with positive results.

Even when there is not clear bibliography on the matter, commonly the instrumentation of a vehicle will involve a set of extensometers, accelerometers, odometers and/or gyroscopes, against that, the CODIPA system could be less accurate, but

represents significant reduction in labor, and complexity of the installations.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to acknowledge the following organizations which contributions to this project have been invaluable:

- Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología
- Transportadora Egoba

REFERENCES

1. Battelle Team. (1995) 'Comprehensive truck size and weight study'. Federal Highway Administration. U.S. Department of Transportation. Working paper.
2. Billing, J. R. (2003) 'Performance of infrastructure-friendly vehicles'. Center for Surface Transportation Technology, National Research Council of Canada. Technical report CSTT-HVC-TR-058.
3. Coleman, D. & Sweatman, P. (2002) 'Steerable Axles to improve productivity and access'. Final report. National Road Transport Commission, ISBN 1 877093 20 3.
4. Jujnovich, B. & Cebon D. (2002) 'Comparative performance of semi-trailer steering systems' University of Cambridge. Transportation Research Group. 7th International Symposium on Heavy Vehicle Weights & Dimensions.
5. NIMA – National Imagery and Mapping Agency. (2000) 'World geodetic system 1984' Department of defense. NSN 7643-01-402-0347.
6. Sampson, D.(2000) 'Active roll control of articulated heavy vehicles' Thesis. Churchill College. University of Cambridge.
7. Shade G., S. Hamil. (2000) 'Vehicle ride analysis of a tractor-trailer'. 2000 International Adams user conference. Mechanical Dynamics Inc.

CONTACT

Liborio Bortoni-Anzures at: bortoni@anzures.com

DEFINITIONS, ACRONYMS, ABBREVIATIONS

GPS	Global positioning system
HSOT	High speed off tracking
LSOT	Low speed off tracking
SPW 360	Low-speed circle swept path width
SPW 90	Low-speed corner swept path width
TS	Tail swing
TSPW	Total swept path width
WGS84	World geodetic system 1984

Fuzzy-logic Controller for Automatic Forced-steering in Semi-trailers

Liborio Bortoni-Anzures, Domingo Gómez-Meléndez, Gilberto Herrera-Ruíz
Universidad Autónoma de Querétaro

Miguel Martínez-Madrid
Instituto Mexicano del Transporte

Copyright © 2008SAE International

ABSTRACT

Trucks with semi-trailers are widely used for transportation of goods due their low operation cost, but inherent to these vehicles are some problems such as a poor maneuverability. To minimize the effects of this disadvantage, among other solutions, the incorporation of steerable axles in the semi-trailers has been proposed. This paper presents a steering equation, and a fuzzy-logic controller for a semi-trailer automatic forced-steering system to minimize the off-tracking and the total swept path width, resulting in an improvement of vehicle's maneuverability at low speeds. To accomplish this, the suggested control algorithm considers the articulation angle, and parameters such as vehicle speed and direction. The system was tested on an instrumented experimental semi-trailer during various predetermined test maneuvers.

INTRODUCTION

Articulated vehicles have proven their economic profitability, but as the number of these vehicles grows, it has become evident that there is a substantial need to improve their handling control performance.

Different approaches have been taken into consideration; one important and promising one is related to trajectory matching and lateral control of these heavy vehicles. In this line of work the objective is, in general, to make articulated vehicles able to follow a secure and efficient path; Bolzern [1], El-Gindy [2], Hingwe [3], Sampei [4] and Tsao [5], are a few of researchers who specialize in trajectory matching.

The biggest project in this area is the California Partners for Advanced Transit and Highways (California Paths) [3] where numerous groups of government, public and private institutions are

involved in the development of automated highway systems (AHS).

A different approach is to propose design modifications or the implementation of mechanical components that improve overall vehicular maneuverability performance. Steerable axles on semi-trailers are an option to, not only improve maneuverability, but also to reduce risk of accidents and decrease fuel consumption and tire wear. Further, it may also minimize hazards and damage to roadway infrastructures. Several mechanical configurations have been tested via computer simulation [6], yet few of them are already used as prototypes or are in early commercial stages.

Those mechanisms represent significant benefits for vehicles, but still they need to be improved since some stability problems have been raised. Inside the group of steering axles of a semitrailer, the command-steer system is the most efficient option [7].

In 2000 an Australian company, Gayat Pty. Ltd. [8] and in 2005 the Cambridge Vehicle Dynamics Consortium (Cambridge University) [9] presented full scale prototypes of semitrailers with command steer axles systems, each of them is part of the evolution of this technology.

Moreover, results from the tests carried out for this paper present work on an actual experimental semitrailer. These results also show a control equation with a proposed method of employment for a system of control based on fuzzy-logic that could further advance in command steering technology.

MATERIALS AND METHODS

An experimental semi-trailer was made in order to obtain a better understanding of the articulated vehicles maneuverability performance and the most significant characteristics affecting it.

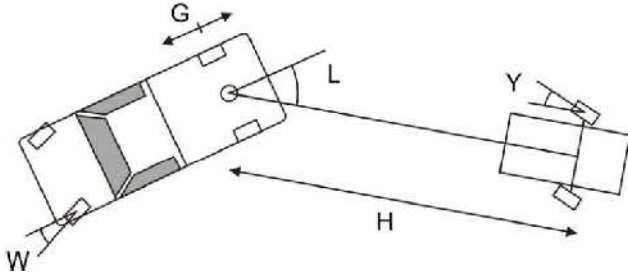


Figure 1 - Experimental vehicle. [10].

Pulled by a pickup truck, this semi-trailer which is shown in Figure 1 incorporates several configurable characteristics such as the location on the fifth wheel (G) in front, on top or in the back from the traction axle. The length of the semi-trailer (H) and an axle in the semi-trailer that is configurable as fixed or steerable, allowing the testing of different control schemes.

Instrumentation

To track the geometric behavior of the vehicle, a GPS receiver was installed on top of the fifth wheel, and angular transducers in the steering wheels of the truck, in the hitch and in the steering wheels of the semi-trailer. This procedure is clearly explained in [11].

Also accurate yaw rate sensors and lateral accelerometers were placed in chassis of the truck and the semi-trailer. Finally a mini camera was installed in the front of the truck pointed toward the ground to guide the driver during specific maneuvers.

The signals were monitored by two portable computers. The sample rate was established in 50 samples per second per channel. This sampling frequency was considered high enough to have a detailed time history of the measurements.

Handling performance

Handling performance is the result of a vehicle's steering inputs determined by the vehicle weights, dimensions, mechanical properties of the tires, suspension, vehicle frames, and weight distribution among the axles [12].

Consequently, a number of performance measures can be compiled to assess the maneuverability performance of the vehicles, particularly with regard to articulated trucks. This study considers the performance measures related to geometrical requirements, as

:

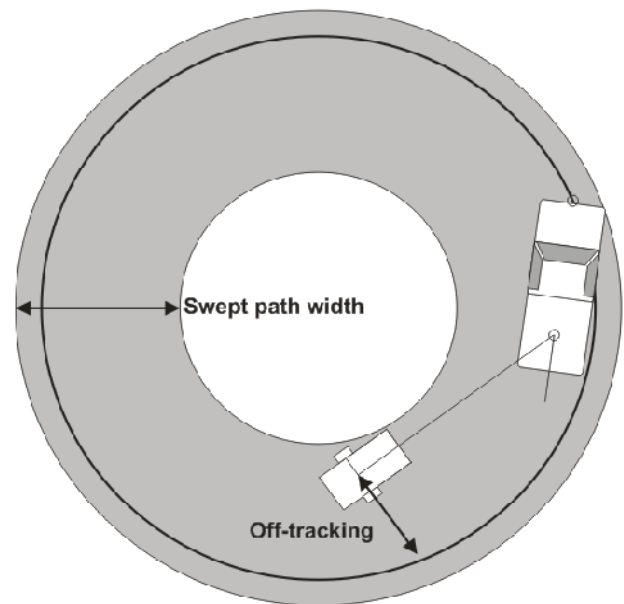


Figure 2 – Off-tracking and swept path width during a stationary turn.

Off-tracking

Whenever a vehicle with more than one axle turns, rear wheels fail to follow the path of front wheels precisely. Off tracking measures the maximum distance between the paths of the steering axle and the axle of the most rearward wheels [13].

Swept path width

Jujnovich [7] describe the “swept path width” as the maximum width of the swept trajectory in a small radius turn. Figure 2 shows both, the off-tracking and swept path width measurements during circular constant radius turns, also called stationary turns.

Test maneuvers

For testing, three different maneuvers were considered: two related to a predetermined defined following path and one slalom type. The first two consisted of a stationary turn and a 90° transient turn, performed at a very low velocity.

These maneuvers were performed under several vehicular configurations to determine the most significant factors involve in the vehicular maneuverability, in [10] are described the maneuvers and their results .

In some cases, the command-steer configuration reaches a 50% improvement , compared with the demands of the vehicle under fixed-axle configuration, by reducing of the off-tracking to zero and path width to the vehicle's width, [10].



Figure 3– Transient turn maneuver

There is a significant amount of literature regarding studies comparing the behavior between fixed axles and steering command ones using simulation models. In most cases it was concluded that by incorporating steering axles important benefits can be obtained such as improving handling capabilities of the vehicle and reduction of tire friction demand, [7, 16].

Test results using an experimental vehicle confirm this, but it also extends the scope of testing beyond most simulation results and illustrates some aspects of the driver's perception on the experimental assessments which affects the maneuver performance.

EQUATION OF CONTROL

During previous tests on full scale vehicles (Figure 4) and from the Ackerman equations, the angle in the semi-trailer axle that would minimize the off-

tracking for each radius turn were geometrically calculated. This defines the general behavior required for the specific semi-trailer dimensional configuration.

After this, by combining the dimensional characteristics of the semi-trailer: the length, fifth wheel location and axle to axle distances and the desired behavior, by using interpolation regression techniques, an equation of control was defined.



Figure 4- Test vehicles used in the definition of the control equation.

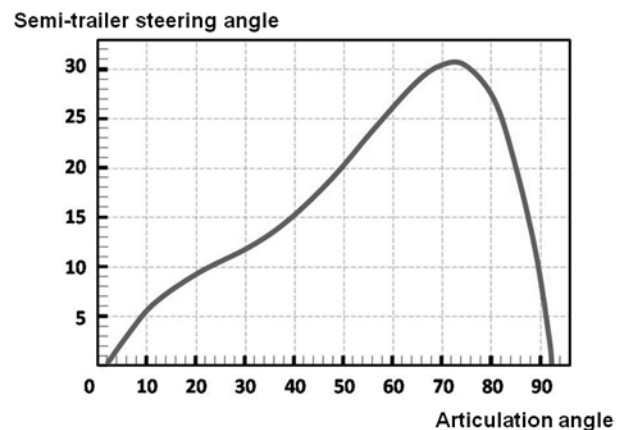


Figure 5- Articulation angle vs. steering angle on semi-trailer axle to minimize off-tracking (values in degrees).

The construction of the experimental semi-trailer was in response to the necessity of fine tuning these equations of control. Letting the system to learn from each time the maneuver was performed under several vehicle configurations.

Figure 5 shows the final curve of desired response in the command steering axle of the semi-trailer in relation to the articulation angle. And the resulting equation of control was defined as:

$$X = \exp(-1.37000G + 0.09972H + 0.83333J - 1.10298) \quad (1)$$

where G = 5th wheel to rear tractor axle distance
 H = 5th wheel pin to last trailer axle distance
 J = Spacing between trailer axles
 * - G , H and L are illustrated in figure 1.

$$Y = -3.3E7 LX^5 + 9.3E6 LX^4 + 1.4E3 LX^3 - 7.2E2 LX^2 + 1.5 LX - 1.9 \quad (2)$$

where L = articulation angle

Factor X in equation 1 refers to the dimensional specification of the semi-trailer G , H , L and Y are all illustrated in Figure 1. In equation 2, L is the articulation on the fifth wheel measured in degrees and Y corresponds to the angle required by the steering axle of the semi-trailer to minimize off-tracking.

FUZZY-LOGIC CONTROL

As well as prior prototypes developed in Australia and England, endow of steering control in the semi-trailer improves maneuverability, but also increases the risk of vehicular instability.

Some source of discrimination has to be incorporated to decide on the magnitude of the system response. And during the test program, there was some experimentation with certain parameters that could minimize potential stability loss.

Vehicle's speed was selected as the trigger parameter, and different behaviors were defined under different velocity conditions, changing from full response to null response as the speed increase, in a proportion showed in Figure 6.

Also the vehicle's speed has an impact on the response speed of the system which means that at very low vehicular speeds, the system will promptly execute angular adjustments, but as vehicle speed increases, these adjustments to the steering wheels will be performed slowly.

Another parameter to be considered is the **marginal angular changes**. This consists of a time delay in the response of the system for changes in the articulation angle in order to prevent undesired oscillations that could occur during fast angle variations for example when the vehicle encounters a road or speed bump. If the angle variation doesn't remain for at least two seconds, the system should ignore it.

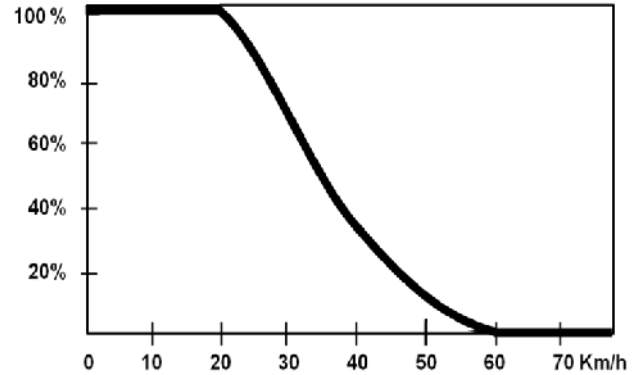


Figure 6 – Response in the system based in vehicular velocity.

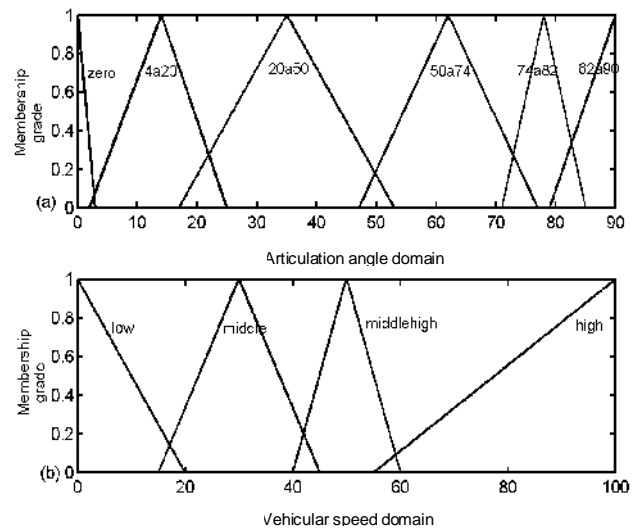


Figure 7 - Membership functions: (a) Articulation angle and (b) Vehicle speed.

And finally all this considerations will be affected by weight carried in the semitrailer, due this and the multivariable and non-linear nature of the system, an intelligent control technique was required, taking into consideration fuzzy logic which is part of artificial intelligence techniques and is an attractive and well-established approach to solving control problems [14].

Fuzzy logic provides a methodology to represent, manipulate and implement expert heuristic knowledge for controlling a system. Also, with a fuzzy controller, robustness and low cost are inherent to each development [15].

The set of fuzzy rules to develop the control system for each variable were obtained and fine tuned during the test rides of the experimental semi-trailer.

Figure 7 shows the example of two membership groups: (a) articulation angle, with six linguistic variables to represent all the angle values: Zero, 4a20, 20a50, 50a74, 74a82 and 82a90; as an example 4a20 means that the value is between 4 and 20 degrees, considering zero degrees when the tractor and the semi-trailer are aligned or in angles between 0 and 4°.

In Figure 7b vehicular speed, with four linguistic variables: low, middle, middle-high, and high, both articulation angle and vehicular speed will be used to feed the fuzzy angle estimator in order to calculate the angle of the steering axles.

This calculated angle is then compared with the current steering wheels angle to determine the corrections that should be applied to the steering mechanism (block diagram illustrated in Figure 8).

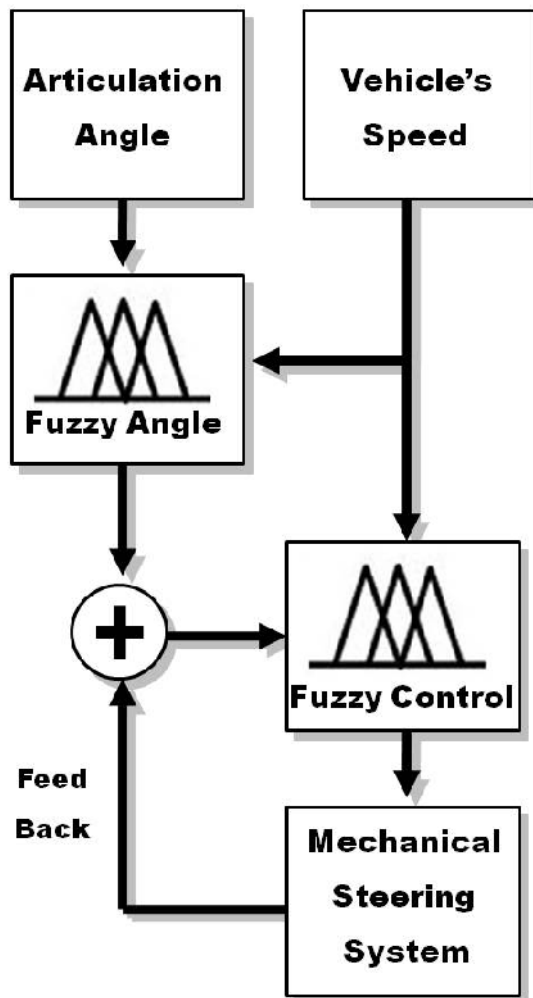


Figure 8 - Fuzzy-controller block diagram.

The corrections made by the fuzzy mechanical control are then compared cyclically retro-feeding the system to avoid over-steer. Figure 9 shows the membership functions group belonging to the error variable of the fuzzy control module, with “low”, “ok” and “high” as linguistic variables, to deal with the vehicular specific characteristics, such as: deformations caused by the lateral forces, deformations caused by the longitudinal forces, deformations caused by the auto-alignment forces, semi-trailer length, rigidity of the steering mechanism and drift rigidity of the tires.

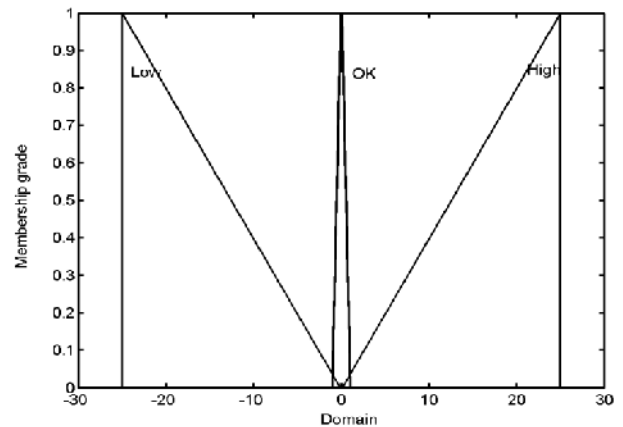


Figure 9 - Error membership function.

CONCLUSION

Heavy articulated vehicles are used world-wide, as one of the most feasible solutions for freight. Due to the length dimensions and weight they encounter poor maneuverability.

The handling of this kind of such vehicles can be greatly improved by using steering axles in the semi-trailer to reduce the required road surface necessary to perform a turn maneuver placing less demand on lateral tire efforts and consequently decreasing the risk of losing vehicular directional control, not to mention the reduction of tire wear and scrub. Likewise, by reducing lateral tire friction, the damage to road infrastructures will be minimized.

Fuzzy control represents a useful tool in dealing with non-linear systems. The controller approach presented in this paper is an alternative to solve some of the problems related to command steering in semi-trailers without detriment to the improved maneuverability provided from this type of systems.

The growing demand in freight transportation systems will soon require more efficient vehicles that are more secure and intelligent, as well as environmentally friendly. IE: Will not cause damage the road infrastructures. In the years to come these varied demands will lead to the implementation of new technologies and designs.

ACKNOWLEDGMENTS

This research was sponsored by Consejo Nacional de Ciencia, Tecnología, Universidad Autónoma de Querétaro and the Instituto Mexicano del Transporte.

REFERENCES

- [1] Bolzern P. and A. Locatelli "A comparative study of different solutions to the path-tracking problem of an articulated vehicle" Politecnico di Milano. IEEE international conference on control applications. UK 2002.
- [2] El-Gindy "A comparison of various computer simulation models for predicting the directional responses of articulated vehicles" Vehicle System Dynamics. Pp 249-268. Canada 1987.
- [3] Hingwe P., J. Wang, M. Tai and M. Tomizuka "Lateral control of heavy duty vehicles for automated highway system: Experimental study on a tractor semi-trailer" University of California, Berkeley, USA 2000.
- [4] Sampei M., T. Tamura, T. Kobayashi and N. Shibui "Arbitrary path tracking control of articulated vehicles using nonlinear control theory" IEEE transactions on control systems technology, vol. 3, no. 1, 1995.
- [5] Tsao J., Y. Dessouky, K. Rangavajhula, J. Zeta and L. Zhou "Automatic Steering For Conventional Truck Trailers" San Jose State University, California PATH Research Report USA 2006.
- [6] Sankar S., S. Rakheja and A. Piche. "Directional dynamics of a tractor-semitrailer with self- and forced-steering axles" Concave Research Centre. Concordia University. Canada. 1991.
- [7] Jujnovich B. and D. Cebon, "Comparative performance of semi-trailer steering systems", 7th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. University of Cambridge, UK. 2002. Available: www.cvdc.org.
- [8] Prem H. and E. Ramsay "Performance evaluation of the Trackaxle self-steering system" RTDynamics. Australia 2001.
- [9] Neads S. "Path following in articulated vehicle" Antony Best Dynamics. UK 2006.
- [10] Bortoni L., M. Fabela, R. Hernández, G. Herrera, M. Martínez. "Experimental study of the maneuverability of a testing trailer with a steering axle at low speed maneuvers". SAE paper 2008-01-2705. USA.
- [11] Bortoni L., M. Martínez, G. Herrera & R. Castañeda. "On-Board Instrumentation to Assess Articulated Vehicle Maneuverability". SAE paper 2007-01-4215 included in Commercial Vehicle Advancements in Braking, Steering Systems and Vehicle Stability Control Affects. ISBN Number: 978-0-7680-1970-4. USA 2007.
- [12] Sampson D., "Active roll control of articulated heavy vehicles" . Churchill College. University of Cambridge. UK. 2000.
- [13] Battelle Team. "Comprehensive truck size and weight study". Federal Highway Administration. U.S. Department of Transportation. 1995.
- [14] Lee C. C. "Fuzzy logic in control systems: fuzzy logic controller" (parts I and II). Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, 20, 404–432. 1990.
- [15] Passino M. "Fuzzy Control. Department of Electrical engineering", Addison-Wesley, Longman Inc, California, USA. 1998.
- [16] Billing, J. and J. Patten. 2003. "Performance of infrastructure-friendly vehicles". Center for Surface Transportation Technology, National Research Council of Canada. Technical report CSTT-HVC-TR-058. Canadá.

CONTACT

Liborio Bortoni-Anzures at: bortoni@nzures.com

Experimental Study of the Maneuverability of a Testing Trailer with a Steering Axle at Low Speed Maneuvers

Liborio Bortoni-Anzures, Gilberto Herrera-Ruiz
Universidad Autónoma de Querétaro

Manuel J. Fabela-Gallegos, Ricardo Hernandez-Jimenez, Miguel Martinez-Madrid
Instituto Mexicano del Transporte

Copyright © 2008SAE International

ABSTRACT

The tractor-trailer combination is one of the articulated vehicular configurations for road cargo transportation most widely used. Due to the length of these articulated vehicles and the coupling geometrical characteristics, they undergo poor maneuverability. In order to obtain a better understanding of the maneuverability, this paper deals with an experimental one-axle semi-trailer coupled to a light duty pickup truck being used to perform some low speed maneuvers. These test maneuvers include stationary and transient turns, as well as slalom type ones, performed while the semi-trailer axle is set directionally straight or steerable. During each maneuver condition, parameters as planar articulation angle, tractor and trailer yaw rates, and the correspondent steering angles were measured. The resulting path and the swept surface required for the maneuvers are used as indicators of the benefits of incorporating a steerable axle to minimize off-tracking, and consequently improve the vehicle's maneuverability.

INTRODUCTION

Road transportation of goods and passengers plays a very important role in the progress of the economy of a country. In the area of cargo transportation, the population of articulated heavy vehicles has grown considerably over the past few decades. One of the main reasons why these kind of vehicles are economically attractive, is the low fuel and driver cost per ton of cargo.

From the several combinations of articulated vehicles, the tractor-trailer combination is one of the most widely used. This combination consists on a traction unit pulling a cargo container unit called semi-trailer, which shares with the tractor part of the vertical load transmitted through the coupling mechanism. This coupling consists of a fifth wheel, placed on the rear axles of the tractor, and a king pin located under the frontal part of the semi-

trailer. This connection allows a free angular movement around the vertical axis in the articulation point.

Typically, besides the traction ability, the directional one is also proper for the tractor unit, forcing the semi-trailer to follow the directional changes of the tractor. Due to the long dimensions and weights, and as a directional response of the semi-trailer, during the following of curvilinear paths, it can invade lateral spaces (off-tracking) and increase the consumption of energy during the aligning process to the path's tractor. In this way, a poor maneuverability for these articulated combinations is reflected, producing rapid tire scrub and wear, interference with flow of traffic at intersections, and potential damage to the pavement infrastructure, among others.

To reduce the off-tracking and other negative effects on tires and pavement, different alternatives have been proposed to improve tractor-trailer maneuverability. Some examples include the incorporation of retractile, auto-steered or forced steering axles. Also, some mechanical adaptations have been implemented to make one of the semi-trailer's axles steerable, but in general there is a lack of available information related to instrumentation for experimental assessments on this topic. Thus, there are not enough studies about maneuvers at very low velocity, such as those required in small spaces.

In order to reach a better understanding of the parameters involved in the practice maneuverability behavior for an articulated vehicle, a study was directed using an instrumented experimental semi-trailer. As enhanced features, the semi-trailer has only one axle, which is configurable as steerable or directionally straight. As a traction unit, a light duty pickup truck is used and also it is complimentary instrumented to relate both tractor and semi-trailer behaviors while some maneuvers are performed. The results of this study are on the way to the future application of automatic devices on commanded steerable axles for semi-trailers, and for improving the articulated vehicles maneuverability.

SOME BACKGROUND

Maneuverability refers to the ability of changing the movement or direction of a moving vehicle. Long vehicular articulated combinations frequently undergo poor maneuverability, requiring wide surfaces and some mechanisms to assist them in the directional changes.

In the 1800's there were published the well known steering equations to explain the maneuverability characteristics of articulated vehicles, [1]. In more recent times, several researchers have been concerned about the necessity of increasing the efficiency and sustainability, due to the impact of this kind of vehicles on road traffic, infrastructure and profitability.

In the United States, in the middle of the twentieth century it was identified the rolling deviation between the tractor and semi-trailer axles as a main representative factor of the maneuverability of articulated vehicles, denominated "off-tracking", [2]. This concept later motivated other important research focused on the understanding of this phenomenon and its related geometric consequences, like total swept path, tail swing or path width, [3]. Following these reports, the use of semitrailers endowed with self-steering axles to improve handling characteristics of articulated vehicles was proposed, [4], and some improvement was obtained from other studies, [5, 6, 7], as well as some questioning about the effect on the transport effectiveness and safety, [8]. So, this resulted in studies concerned to vehicle-pavement interaction and its consequent damage to road infrastructure, [9]. Last of the ninety years, the works were extended to the performance measures for lateral stability in articulated vehicles, [10, 11, 12], still other research has enhanced knowledge and understanding of the effects of losing lateral stability, [13].

Form the beginning of the 21th century, the number of studies related to dynamic behavior and performance of commercial vehicles have grown, involving a great number of research organizations and world wide governments. In several countries, there are currently studies conducted in different transport topics in order to attain a better transportation fleet. Thus, performance comparisons of different vehicular configurations have been published, but mainly consist of simulation results, [14, 15, 16, 17].

Recently Mexico, has begun to focus studies on a proposed Fuzzy-logic controlled forced-steering axle for semi-trailers, up to date, as most of the research results on maneuverability refer mainly to simulation programs, it was proposed like a starting step, the use of a simplified experimental one-axle semi-trailer to be coupled to a pick-up truck. As a main feature of the semi-trailer is the steering ability, where the axle can be set fixed (directionally straight) or steerable, last condition manually commanded. This semi-trailer is used to perform some low velocity maneuvers, while parameters as the steering angles of semi-trailer and

traction unit, as well as the articulation angle, are measured.

EXPERIMENTAL SEMI-TRAILER

ADAPTATION

As a steering one-axle unit, for the fabrication of the experimental semi-trailer, it was used the frontal part and the steering mechanism and axle of an automobile chassis. The structure was adapted adding a long bar to connect the structure to the pick-up truck. Besides, it was placed a seat to support an operator for commanding the steered axle through a steering wheel. The experimental semi-trailer and the resulting vehicular configuration are showed in Figure 1, while the schematic dimensions are shown in Figure 2.



Figure 1. Experimental semi-trailer, alone and coupled to the pick-up.

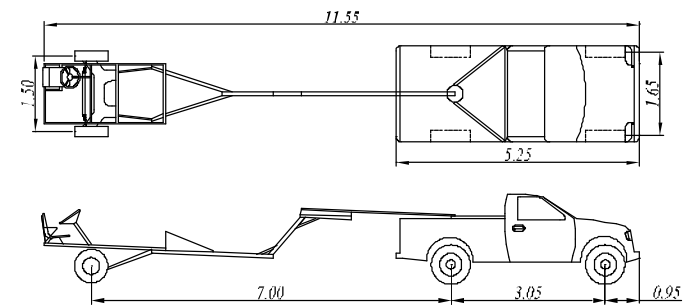


Figure 2. Global dimensions of the articulated pickup-semi-trailer combination.

For coupling the semi-trailer to the pick-up, it was used a spherical hitch placed on the pickup cargo container. This hitch point can be located at different longitudinal points, but for this case it was fixed over the rear axle. In the same way, the semi-trailer wheelbase can be modified increasing or decreasing the length of the connection bar. To keep the proportion of the length with generic heavy articulated vehicles it was set at 7.0 m, as shown in the last figure.

INSTRUMENTATION

To estimate the space required to perform a maneuver and the associated directional changes, it is necessary to know some geometrical parameters, as the lengths of each of the vehicular units and the articulation angle between them, in addition to the path that has to be followed. According to the requirements, three angular displacements were concerned, to say, the semi-trailer and the truck steering angles and the articulation angle between truck and semi-trailer. Another way to estimate the articulation angle can be obtained from the manipulation of the semi-trailer and truck yaw rates. For this, it was considered the scheme of angular movements shown in Figure 3.

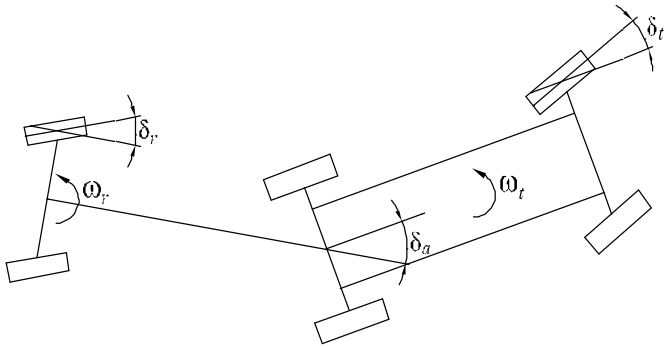


Figure 3. Angular parameters of the experimental articulated vehicular combination.

The implemented instrumentation consisted on a set of electrical angular potentiometers used directly or indirectly to know the needed angles. Although mainly slow maneuver's execution was planned, there were also accurate yaw rate sensors placed on the semi-trailer and truck chassis. Figure 4 shows some of these instrument placements in the semi-trailer and truck.

In order to monitor some other dynamic variables during the testing process, several accelerometers were placed on the semi-trailer axle. This allowed obtaining lateral acceleration during slalom type maneuvers.

SIGNAL ACQUISITION

Signal produced by the potentiometers used for the steering axle in the semi-trailer and in the hitch point were acquired by means of the USB port of a portable computer, using a custom-made device called CODIPA, [18]. On the other side, truck's steering angle, yaw rates and acceleration were acquired using another acquisition system in other portable computer. To synchronize both of the systems it was used a common signal for triggering the acquisition process. A minimum sample rate was established in 50 samples/s per channel, sampling frequency considered high enough to have a detailed time history of the measurements.

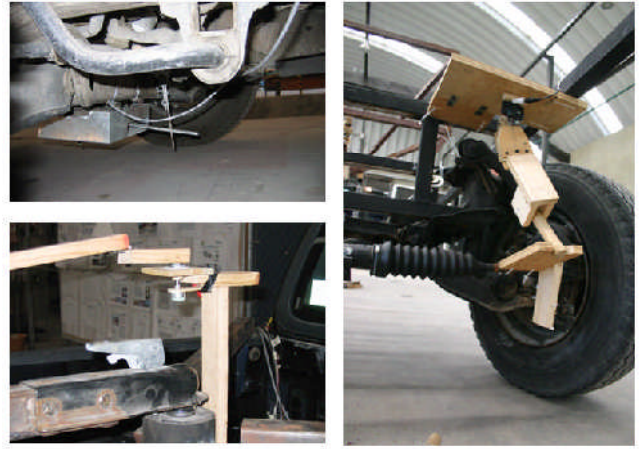


Figure 4. Simplified instruments based on angular potentiometers to measure semi-trailer and truck steering angles, and articulation angle.

TESTING

For testing, three different maneuvers were considered: two related with a defined following path and one slalom type. The two first consisted on a stationary turn and a 90° transient turn, performed at a very low velocity, less than 3 km/h. For the slalom type maneuver, some vial cones were placed equidistant each other in a straight line, at the center of a 7 m wide lane.

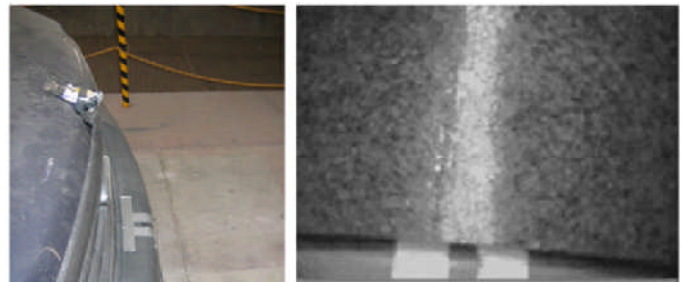


Figure 5. Video camera and marks at the front of the truck.

Circular and transient curve paths were traced on the pavement surface to be followed by the truck. To facilitate the path following, a mini-video camera was placed at the front of the truck and the video was displayed on the computer display. The video camera was pointed toward the ground making two marks on the front bumper of the truck as references matching the running path trace during testing. The video camera and marks on the bumper are shown in Figure 5.

For the stationary turns, circles of 8.0 m, 9.5 m and 11.25 m in radius were traced; each circle was negotiated turning to the right and to the left, combined also with the semi-trailer's axle as steerable or directionally straight.

For the 90° transient turn maneuver, paths of arcs of 8.0 m, 9.5 m and 11.25 m in radius with a tangent straight

line of 20 m long at the beginning and at the end, were used. This is represented in Figure 6.

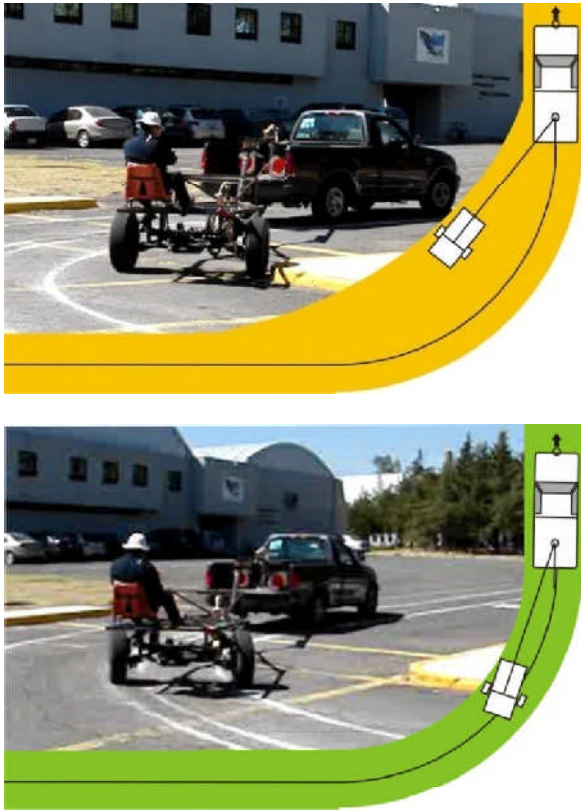


Figure 6. A Transient turn, semi-trailer directionally straight or steerable (upper and lower, respectively).

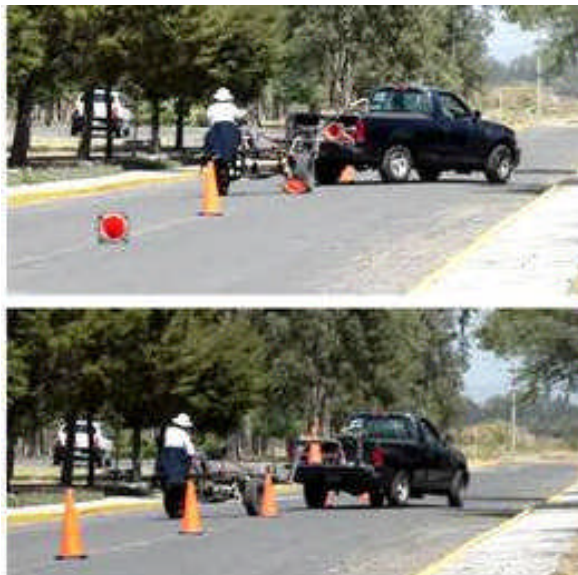


Figure 7. Slalom type maneuvers with semi-trailer axle directionally straight and steerable.

For the slalom type maneuver, the cones were placed 10 m separated apart, forcing the vehicle to alternate the lane at a constant forward velocity of 8 km/h. With the lateral space available (3.5 m wide on either side), the purpose was to avoid the cones in both of the conditions of the semi-trailer axle, steerable and directionally

straight. A representative example of this maneuver performing is shown in Figure 7.

RESULTS

STATIONARY TURN

For the dimensions of the truck and the semi-trailer and the angular configuration adopted during the circular path following, 8.0 m was the smallest radius to be negotiated. When a 6 m was intended (the minimum that the trucks allow, due their steer mechanism), the vehicle adopted a jack-knife condition.

Table 1 shows the results obtained from the stationary turn maneuvers. Due to the similarity of the results between right and left turning, only the average of them is included.

Table 1. Stationary turn results.

r_p [m]	δ_r [°]	δ_a [°]	δ_r [°]	OT_e [m]	T_w [m]
8.0	26	90*	0**	7.50	8.50
		65	14	3.29	4.96
9.5	23	64	0**	3.61	5.32
		36	10	0.37	2.30
11.25	20	47	0**	2.39	3.93
		28	4	0	1.55

* Maximum angular displacement allowed. ** Depicts directionally straight.

As it can be seen from the table, a smaller radius produces a bigger off-tracking, for both semi-trailer axle configurations: fixed and steerable. Nevertheless, for each radius the use of the steerable axle produced the smaller off-tracking, null for the turn of 11.25 m of radius. Also, the steerable axle resulted in the smallest articulation angles and so, in a small space required than the fixed direction axle. In the same way, the wide of the swept track was reduced when using the steerable axle in up to 60% of the correspondent ones to the fixed axle with no more than 14° of steer in the semi-trailer-axle. These values were calculated taking a truck's axle track of 1.65 m.

In a free driving, turning to the right or to the left could result in different values, due to the driver's boundaries perception. However, this test maneuver is not affected by the driver perception, due to the vehicle is forced to follow a defined path, either the turning direction.

90° TRANSIENT TURN

Figure 8 shows a typical behavior of the different measured angles during a transient turn. As an example, it is showed the 9.5 m turning radius.

For using the fixed angle mode in the semi-trailer axle, a bigger articulation angle is expected, even bigger than the demanded for the truck's steering axle. In other side, when the semi-trailer axle is in a steerable condition, it

results in a smaller articulation angle. Table 2 shows a summary of the results obtained for this maneuver.

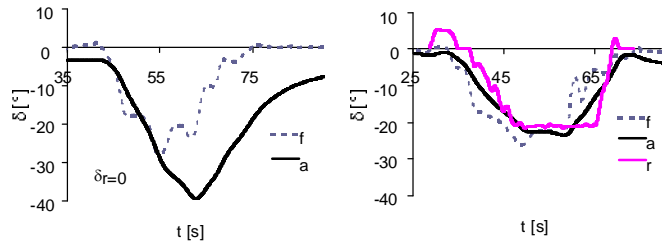


Figure 8. 90° transient turn at 9.5 m in radius.

Table 2. 90° transient turn results.

r_p [m]	δ_f [°]	δ_a [°]	δ_r [°]	OT_e [m]	T_w [m]
8.0	27.0	-	0*	-	-
	27.8	30	28	1.21	2.58
9.5	25.3	40	0	2.95	4.58
	25.6	22	21	0.85	2.17
11.25	21.8	34	0	2.50	4.06
	21.5	16	10	-0.37	2.01

*Aborted due to adjacent curb invasion.

As it is indicated in the table, the 8.0 m radius transient turn with the fixed semi-trailer axle was not completed, reaching the articulation angle only 39° when it was stopped (Figure 6b). For this case, higher values would be expected if the maneuver were completed since for the other two radiuses, the maximum articulation angle was 40° and 34°, for 9.5 m and 11.25, respectively.

For 8.0 m turning radius performed with a steerable semi-trailer axle condition, there were small differences among the steering angles and the articulation angle. This difference was higher as the radius was increased, requiring lower values in the semi-trailer steering angle. In addition, very similar to the stationary turn maneuver, the use of a commanded steer axle in the semi-trailer reduced the track width in around 50%.

Also taken a closer look at the δ_r curve, at the beginning of the right maneuver in figure 8, it can be seen the proactive capabilities of a command steer axle, anticipating the directional needs. This behavior could produce a negative offtracking because of the path anticipation, as in the 11.25 m turning radius. In the case of using auto-steering axles with spring reactive steer response this behavior is not possible, because of the dependency of lateral forces on the axle tires, needed to force the steer correction, [19].

SLALOM

Although the slalom maneuver is not a standard one, its performance allows verifying the behavior of consecutive and opposite vehicle's directional changes. This could be seen as a refined extension of the vehicle's maneuverability capacities, where the driver has the freedom to choose the path to be followed, according its

own perception. Also, the slalom maneuver was limited for the 7 m width road.

As it is showed in upper picture of Figure 7, when the semi-trailer had not directional control, the evasion of the cones demanded a major driving effort of the truck driver, with higher attention and dependency of the driver's visual field (harder on right turns due to the driver seat position). In the other hand, it was easier to avoid the cones when the semi-trailer axle was in steerable condition; thus, the truck driver was only concerned to avoid the cones only with the truck and requiring less lateral space than the previous condition.

Graphical results for the slalom maneuver performed at forward velocity of 8 km/h are showed in Figures 9 and 10. Figure 9 represents the angles history, while Figure 10 shows the yaw rates and the lateral acceleration.

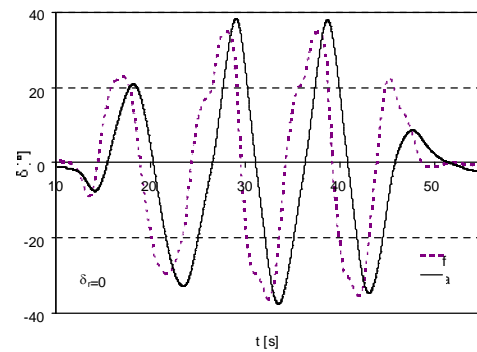


Figure 9a. Angles history. Non-steerable semi-trailer's axle.

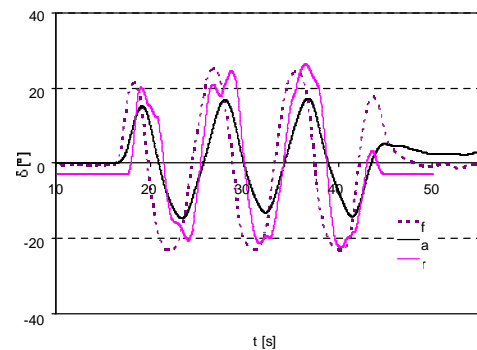


Figure 9b. Angles history Steerable semi-trailer's axle.

From Figure 9a, it can be noticed that the articulation angle reaches slightly bigger amplitudes than the truck steering angle, using the non-steerable semi-trailer's axle. The peak articulation angle value reached during this maneuver was of 38°, while the peak truck steering angle was approx. 36°.

In the other hand, it is clearly noticed that using the semi-trailer axle in steerable condition the amplitudes for the measured angles were significantly lower than the other condition. In this case, the articulation angle reached only peaks no higher than 16°, while both of the

steering angles, in truck and semi-trailer axle, the peak values were higher, approx. in 25°.

As a complement for describing the behavior during the slalom maneuver, Figure 10a shows that, in order to avoid the cones when the semi-trailer axle was fixed, the truck is highly demanded. Although the slalom was run several times, in average 2 of the 7 cones were dropped in each run in this condition.

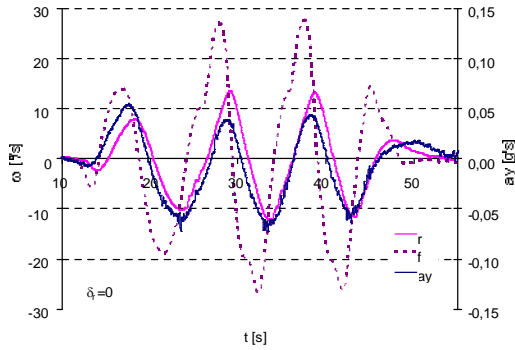


Figure 10a. Yaw rates and semi-trailer's axle lateral acceleration history. Non-steerable semi-trailer's axle.

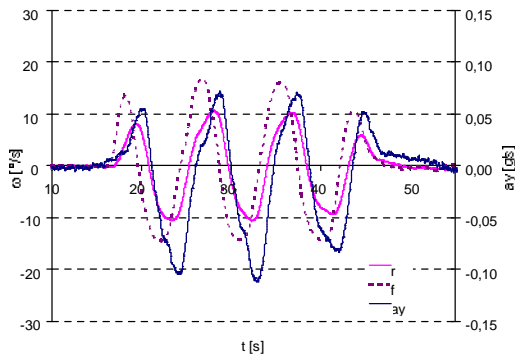


Figure 10b. Yaw rates and semi-trailer's axle lateral acceleration history. Steerable semi-trailer's axle.

To corroborate the last, the truck yaw rate reached peak values higher than 25 degree/s while the semi-trailer reached peaks lower than 13 degree/s. This smoother behavior for the semi-trailer is also seen throughout the lateral acceleration values, in the approx interval of -0.05 to 0.05 g's. This is an indicator of the semi-trailer axle undergoes less lateral movement.

For the case of incorporating the commanded steering in the semi-trailer axle, the vehicle needed less lateral space to succeed the maneuver (figure 7b). During the tests run in this condition, none of the cones was dropped.

As it can be deduced from the Figure 10b, both tractor and semi-trailer followed very similar and narrower tracks.

Although semi-trailer axle lateral acceleration was increased in up to 100%, its yaw rate was slightly

reduced and the difference with the truck yaw rate was diminished. So, the truck yaw rate reached peak levels of only 15 degree/s, as result of a minor directional control required to the truck.

It can be found some studies comparing the behavior between fixed axles and steering commanded ones. Mainly, they conclude that by incorporating steering axles some benefits are obtained, as improving handling capabilities of the vehicle and reduction on tire friction demand, [17, 19]. The results of the present work agree with the use of steering axles in the semi-trailer. It extends the scope beyond the most simulation results and illustrates some aspects of the driver perception on the experimental assessment, which affects the maneuver performance.

CONCLUSION

Tests carried out were performed using a one-axle semi-trailer, under steerable and non-steerable modes. The use of traditional non-steerable axle configuration demands a major effort to the tractor to be directionally controlled, critical in side to side direction changes. In turning maneuvers, as well as slalom type maneuvers, the articulation angle reached high values, involving large surfaces to be performed.

When a steering mode was used in the semi-trailer axle, the articulation angle was reduced for the same maneuvers. In other side, although this axle lateral acceleration was increased, the yaw rates were diminished. Also, in general it was observed that truck and semi-trailer steering angles were very similar, although in big radius transient turns the steering angle required for the semi-trailer was lower.

Yaw rate could be an indicator of the level of demanding for the tractor, and so, for the maneuverability. Also, it could be necessary to include the relation of between truck and semi-trailer lateral acceleration to infer about the effect on vehicle's handling.

Heavy vehicles are used world-wide. Articulated combinations are one of the most employed and due to the long dimensions and weight they undergo poor maneuverability. For low velocity maneuvers, the maneuverability of this kind of vehicles can be improved by using steering axles in rear positions. Other benefits associated are the reduction of the required surface to perform low velocity maneuvers and less lateral tire efforts, and consequently, less tire wear and scrub.

ACKNOWLEDGMENTS

David Vazquez and Erik Resendiz, researcher and assistant researcher of the Department of Vehicular Engineering and Structural Integrity at the Instituto Mexicano del Transporte, participated widely in the instrumentation setup and testing stages.

REFERENCES

1. Aparicio F., C. Vera y V. Díaz. 1995. "Teoría de los vehículos automóviles". 2 ed. Universidad Politécnica de Madrid. España. 580 págs. ISBN 84-7484-109-7.
2. Jindra, F. 1963. "Off-tracking of tractor-trailer combinations". *Automobile engineer*, vol. 53. no. 3, pp. 96-101.
3. Gillespi, T. and C. Winkler. 1977. "On the directional response characteristics of heavy vehicles". Highway Safety Research Institute. University of Michigan. USA. *The Dynamics of Vehicles*.
4. El-Gindy, M. and J. Wong. 1987. "A comparison of various computer simulation models for predicting the directional responses of articulated vehicles". *Vehicle System Dynamics*. Pp 249-268. Canada.
5. Guillemette, J. 1988. "Self-steering axles". Canadá. SAE paper 881867.
6. Brace, J. and H. Helmut. 1988. "Future applications for self-steering axles when used with 2-axle trailers". Estados Unidos. SAE paper 881864.
7. Leblanc, P.; M. El-Gindy and J. Woodrooffe. 1989. "Self-steering axles: theory and practice". Vehicle Dynamics Laboratory, National Research Council Canada. SAE paper 891633.
8. Aurell, J. and S. Edlund. 1989. "The influence of steered axles on the dynamic stability of heavy vehicles". Sweden. *Journal of commercial vehicles*. SAE paper 892498.
9. Cole D. and D. Cebon. 1996. "Influence of tractor-trailer interaction on assessment of road damaging performance". Cambridge University Engineering Department.
10. Aurell J. and C. B. Winkler. 1995. "Standard test procedures for the lateral stability of heavy vehicle combinations". *Road Transport Technology*. Volvo Truck Corporation. Sweden.
11. El-Gindy M. 1995. "An overview of performance measures for heavy commercial vehicles in North America". Centre for Surface Transportation Technology. Canada. *International Journal of Vehicle Design*.
12. Chee W. and M. Tomizuka. 1994. "Lane change maneuver for AHS applications" Department of Mechanical Engineering, University of California, United States.
13. Ma W. and H. Peng. 1998. "Worst-case maneuvers for the roll-over and jackknife of articulated vehicles" Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Michigan Proceedings of the American Control Conference. Philadelphia, Pennsylvania.
14. Dahlberg, Erik and J. P. Wideberg. 2003. "Influence of the fifth-wheel location on heavy articulated vehicle handling". 8° International symposium on heavy vehicle weights and dimensions. ISBN 1-920-01730-5. Johannesburg, South Africa.
15. Louca L., G. Rideout, J. Stein and G. Hulbert. 2003. "Generating proper dynamic models for truck mobility and handling". Department of Mechanical Engineering. University of Michigan. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*.
16. De Pont J. 2003 "Modelling the dynamic wheel forces of the heavy vehicle fleet". 8th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. ISBN 1-920-01730-5. Johannesburg, South Africa.
17. Billing, J. and J. Patten. 2003. "Performance of infrastructure-friendly vehicles". Center for Surface Transportation Technology, National Research Council of Canada. Technical report CSTT-HVC-TR-058. Canadá.
18. L. Bortoni, M. Martínez, G. Herrera & R. Castañeda. "On-Board Instrumentation to Assess Articulated Vehicle Maneuverability" Universidad Autónoma de Querétaro. Included in *Commercial Vehicle Advancements in Braking, Steering Systems and Vehicle Stability Control Affects*. ISBN Number: 978-0-7680-1970-4. USA 2007.
19. B. Jujnovich and D. Cebon, "Comparative performance of semi-trailer steering systems", 7th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. University of Cambridge, UK. 2002. Available at: www.cvdc.org

CONTACT

Liborio Bortoni and Manuel Fabela can be contacted respectively at the e-mails bortoni@nzures.com and mjfabela@imt.mx.

ABBREVIATIONS

- δ_f : Truck's frontal axle steering angle
- δ_r : Semi-trailer's axle steering angle
- δ_a : Articulation angle
- ω_f : Truck's yaw rate
- ω_r : Semi-trailer's yaw rate
- a_y : Semi-trailer's axle lateral acceleration
- r_p : Path turning radius
- OT_e : Estimated off-tracking
- T_w : Width of the swept track