



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA.**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA.

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO.**

AUTOR: MORALES CORELLA RICARDO ANDRÉS.

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE
DIRECCIÓN HIDRÁULICA PARA EL PROTOTIPO DE BUS
HÍBRIDO DEL MINISTERIO DE ELECTRICIDAD Y ENERGÍA
RENOVABLE.**

**DIRECTOR: ING. MARIÑO, OSWALDO.
CODIRECTOR: ING. ECHEVERRÍA, LUIS.**

SANGOLQUÍ, JUNIO 2014.

CERTIFICACIÓN

Quienes firman certifican, que el trabajo titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN HIDRÁULICA PARA EL PROTOTIPO DE BUS HIBRIDO DEL MINISTERIO DE ELECTRICIDAD Y ENERGÍA RENOVABLE**”, realizado por el Sr. **RICARDO ANDRÉS MORALES CORELLA**, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple con las normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto, en el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (PDF). Autorizan Al Sr. Ricardo Andrés Morales Corella que lo entregue al Ing. José Pérez, en su calidad de Coordinador de la Carrera.

Sangolquí, 26 de Junio de 2014

Ing. Oswaldo Mariño
DIRECTOR.

Ing. Luis Echeverría
CODIRECTOR

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, Ricardo Andrés Morales Corella, declaro que la tesis de grado titulada **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN HIDRÁULICA PARA EL PROTOTIPO DE BUS HIBRIDO DEL MINISTERIO DE ELECTRICIDAD Y ENERGÍA RENOVABLE”**, ha sido desarrollada con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Sangolquí, 26 de Junio de 2014

Ricardo Andrés Morales Corella

AUTORIZACIÓN

Yo, Ricardo Andrés Morales Corella, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas- ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución, la tesis de grado titulada: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN HIDRÁULICA PARA EL PROTOTIPO DE BUS HIBRIDO DEL MINISTERIO DE ELECTRICIDAD Y ENERGÍA RENOVABLE", cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 26 de Junio de 2014

Ricardo Andrés Morales Corella

DEDICATORIA

A mis padres quienes con tanto esfuerzo y paciencia lograron que esta meta, este sueño de ser independiente y profesional sea realizada.

A mi hermano, quien es muestra de aguante y lucha ante las adversidades que se presentan en el día a día, a quien dedico mi esfuerzo, sacrificio y réditos por venir.

A mi gran familia que siempre supo que lo haría.

AGRADECIMIENTOS

Comenzare diciendo gracias a mi ma por toda la paciencia y lucha que me supo transmitir, vivo ejemplo de lucha a quien le estoy eternamente agradecido.

A mi pa, por ser la gran persona que es luchador, directo, alegre y ocurrido características que aplico en mis días.

A ellos gracias por formarme de la manera que lo hicieron ya que sin su gran ejemplo no sería quien y como soy.

Mi hermano, eterno compañero de juegos y acolite, quien me ha sacado de varios apuros en los que me he encontrado y ahora es mi turno hacerlo por ti.

A mi familia por la fe que me han tenido en este tiempo, mis abuelos, mis otras madres, padres y hermanos que complementan y alegran mis días.

Mis amigos de toda la vida, del colegio y la universidad, que me conocen tal cual soy, que entre risas, jodas y malos entendidos seguimos hasta el final, quienes son la familia que elegí.

Por ultimo a las chicas y al niño de la casa, quienes, al llegar a la casa después de un largo día en la tierra, son los encargados de llevarme nuevamente al cielo.

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	ii
DECLARACIÓN RESPONSABILIDAD.....	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE GENERAL.....	vii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLA.....	xv
RESUMEN.....	xvii

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO 1.....	1
1.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO.....	1
1.2 ANTECEDENTES.....	2
1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	2
1.4 OBJETIVOS.....	3
1.4.1 OBJETIVO GENERAL	3
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.5 JUSTIFICACIÓN.....	4
1.6 IMPORTANCIA.....	7
1.7 ALCANCE.....	7
1.8 METODOLOGÍA DEL PROYECTO	7
CAPITULO 2.....	9
DESARROLLO MARCO TEÓRICO	9
2.1 PROYECTO MINISTERIO DE ENERGÍAS RENOVABLES.....	9
2.1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	10
2.1.2 OBJETIVOS DEL MEER.....	12
2.1.3 FASES DEL PROYECTO DEL MEER	12
2.1.4 INDICADORES DE RESULTADOS DEL MEER.....	13
2.1.5 MATRIZ DE MARCO LÓGICO.....	14

2.2	SISTEMAS.....	15
2.2.1	CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS.....	16
2.2.2	TEORÍA DE SISTEMAS.....	17
2.3	ESTUDIO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA.....	17
2.3.1	DEFINICIONES BÁSICAS.	17
2.3.2	CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN.....	18
2.3.3	SISTEMA DE DIRECCIÓN HIDRÁULICA.....	22
2.4	ESTUDIO SOBRE VEHÍCULOS ELÉCTRICOS.....	25
	CAPITULO 3.....	27
3.1	DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA.....	27
3.2	DETERMINACIÓN CENTRO DE GRAVEDAD.....	27
3.3	ANÁLISIS ESTÁTICO DE FUERZAS.....	33
3.3.1	DETERMINACIÓN CARGA MÁXIMA.....	51
3.4	ANÁLISIS DINÁMICO DE FUERZAS.....	54
3.5	RESUMEN ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO.....	64
3.6	ESTUDIO MECANISMO.....	66
3.7	ESTUDIO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN HIDRÁULICO.....	117
3.8	PROPUESTA A IMPLEMENTAR.....	135
3.9	PROPUESTA DE MEJORA.....	136
	CAPITULO 4.....	147
	MONTAJE Y PRUEBAS DEL SISTEMA.....	147

4.1	FILOSOFÍA DE INSTALACIÓN	148
4.1.1	DIAGRAMAS DE FABRICACIÓN DE CONJUNTO MECÁNICO 151	
4.1.2	MONTAJE CONJUNTO MECÁNICO	156
4.1.3	MONTAJE SISTEMA HIDRÁULICO	156
4.2	EQUIPO EMPLEADO	157
4.3	RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD.....	158
4.4	PRUEBAS FUNCIONAMIENTO.....	159
4.5	DESARROLLO DE PRUEBAS	160
4.5.1	PROTOCOLO PRUEBA FUGA DE ACEITE EN REPOSO....	160
4.5.2	PROTOCOLO PRUEBA PERDIDA DE PRESIÓN.....	162
4.5.3	PROTOCOLO PRUEBA DE FUERZA APLICADA.....	163
4.6	DESARROLLO DE LAS PRUEBAS Y RESULTADOS	165
4.7	INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	167
	CAPITULO 5.....	174
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	174
5.1	CONCLUSIONES	174
5.2	RECOMENDACIONES.....	176
	Bibliografía	177

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Importación de derivados.	5
Figura 2 Metodología del proyecto.....	8
Figura 3 Esquema de sistema.	15
Figura 4 Sistema bolas recirculantes.....	20
Figura 5 Elementos caja dirección.....	24
Figura 6 Posición Longitudinal.....	29
Figura 7 Posición Transversal.....	30
Figura 8 Esquema Vehículo.....	32
Figura 9 Esquema análisis.....	34
Figura 10 Coeficiente rozamiento.	35
Figura 11 Variación coeficiente de fricción.	36
Figura 12 Geometría de rotación neumático de dirección. (Gillespie, 1992)	37
Figura 13 Fuerzas en neumático. (Gillespie, 1992)	38
Figura 14 Momento generado por ángulo de inclinación.	40
Figura 15 Momento generado por ángulo de caída	40
Figura 16 Momento total generado por neumáticos.....	41
Figura 17 Modelo digital (MD) neumático	42
Figura 18 DCL plano X-Y	43
Figura 19 DCL plano Z-Y	43
Figura 20 DCL plano X-Z	44
Figura 21 Ángulo de aplicación fuerza F_e	46
Figura 22 Fuerza F_e en función de α	50
Figura 23 Disposición asientos	51

Figura 24 Interior vehículo.	52
Figura 25 Fuerza F_e en función de α	53
Figura 26 Diferencia entre ejes fuerza de frenado. (Gillespie, 1992).....	55
Figura 27 Momento generado por neumático	58
Figura 28 Deformación de neumático. (Gillespie, 1992)	59
Figura 29 DCL plano Z-Y	60
Figura 30 Fuerza F_e en función de ángulo α	64
Figura 31 Centro de rotación.	67
Figura 32 Relación Ackerman.....	68
Figura 33 MD mecanismo posición inicial.....	70
Figura 34 MD mecanismo posición final 1.	70
Figura 35 Esquema Mecanismo	72
Figura 36 Variación de θ_3 y θ_4 en función de θ_2	75
Figura 37 Curva de Acoplador	76
Figura 38 Velocidad Angular.....	79
Figura 39 Variación ventaja mecánica.....	81
Figura 40 Angulo de transmisión.	82
Figura 41 Aceleración angular	84
Figura 42 Mecanismo plano x-Y	86
Figura 43 DCL eslabón 2	87
Figura 44 DCL eslabón 3	89
Figura 45 DCL eslabón 4	92
Figura 46 Fuerza $12x$ (Plano X-Y)	96
Figura 47 Fuerza $12y$ (Plano X-Y)	96

Figura 48 Fuerza 14x (Plano X-Y)	97
Figura 49 Fuerza 14y (Plano X-Y)	97
Figura 50 Torque 12 en función de β_2 (Plano X-Y)	98
Figura 51 Mecanismo plano X-Z.....	101
Figura 52 DCL eslabón 2	102
Figura 53 DCL eslabón 3	104
Figura 54 DCL eslabón 4	106
Figura 55 Fuerza 12x (Plano X-Z).....	109
Figura 56 Fuerza 12z (Plano X-Z).....	109
Figura 57 Fuerza 14z (Plano X-Z).....	110
Figura 58 Torque 12 (Plano X-Z)	110
Figura 59 Reacciones eje X, Plano (X-Y)	114
Figura 60 Reacciones eje X, plano X-Z	114
Figura 61 Reacciones eje Y.....	115
Figura 62 Reacciones eje Z.....	115
Figura 63 Torque	116
Figura 64 Variación torque.....	117
Figura 65 Caja de dirección.....	118
Figura 66 Componentes internos.....	118
Figura 67 Fuerza generada por el piñón.....	119
Figura 68 Presión en función de β_2	121
Figura 69 Presiones máximas de operación sistema original	122
Figura 70 Presión vs Torque. (Rösth, 2007)	122
Figura 71 Conexión motor reductor	127

Figura 72 Bomba de Paletas	128
Figura 73 Esquema bomba de paletas.	129
Figura 74 Flujo mínimo de operación. (TRW, Hydrapower integral power steering gear, 1981).....	130
Figura 75 Bomba de paletas.....	133
Figura 76 Manguera de presión.....	134
Figura 77 Reductor	136
Figura 78 Ventaja mecánica.	138
Figura 79 Ventaja mecánica (Valor absoluto)	139
Figura 80 Curva acoplador	142
Figura 81 Suspensión.	143
Figura 82 Comparación sistema eléctrico vs hidráulico. (Breitfeld, Fogan, Gulder, Müller, & Schmidt, 2002)	144
Figura 83 Bus urbano	148
Figura 84 Base conjunto mecánico.....	150
Figura 85 Presión sistema	169
Figura 86 Variación presión.	170
Figura 87 Comportamiento presión.....	171
Figura 88 Fuerza promedio.....	172
Figura 89 Variación fuerza	173

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Ingresos y egresos por comercialización de derivados.....	5
Tabla 2 Matriz marco lógico.....	14
Tabla 3 Resumen de valores.....	65
Tabla 4 Datos Mecanismo.	72
Tabla 5 Resumen de cálculos.....	85
Tabla 6 Datos mecanismo.	86
Tabla 7 Propiedades dinámicas.....	87
Tabla 8 Resumen dinámico plano X-Y.....	99
Tabla 9 Resumen dinámico, carga máxima, plano X-Y.	100
Tabla 10 Datos mecanismo.	101
Tabla 11 Propiedades dinámicas.....	102
Tabla 12 Resumen dinámico plano X-Z.....	112
Tabla 13 Resumen dinámico, carga máxima, plano X-Z	113
Tabla 14 Fuerza y Presión en pistón.	120
Tabla 15 Componentes sistema hidráulico.	121
Tabla 16 Matriz de puntajes y parámetros.....	123
Tabla 17 Matriz selección de alimentación.	124
Tabla 18 Selección reductor.	126
Tabla 19 Selección reductor.	126
Tabla 20 Matriz selección bomba	128
Tabla 21 Condiciones operación.....	130
Tabla 22 Parámetros bomba.....	131
Tabla 23 Selección Bomba.	132

Tabla 24 Selección Bomba	132
Tabla 25 Bomba ZF 7679 935 211	133
Tabla 26 Variación ventaja mecánica.	140
Tabla 27 Velocidad	141
Tabla 28 Aceleración.	141
Tabla 29 Angulo transmisión.....	142
Tabla 30 Modificaciones planteadas.....	149
Tabla 31 Instrumentos prueba 1	161
Tabla 32 Formato recopilación datos prueba 1.....	161
Tabla 33 Instrumentos prueba 2	163
Tabla 34 Formato recopilación datos prueba 2.....	163
Tabla 35 Instrumentos prueba 3	164
Tabla 36 Formato recopilación datos prueba 3.....	164
Tabla 37 Prueba 1	165
Tabla 38 Prueba 2	166
Tabla 39 Prueba 3	166

RESUMEN

El presente trabajo plantea un estudio y análisis de las fuerzas que se desarrollan en el sistema de dirección de un bus comercial al cual se le sustituye el motor de combustión interna por uno eléctrico, con el fin de crear un prototipo que emplee energía eléctrica para su funcionamiento, dicha modificación elimina la sincronización de varios sistemas que dependen del movimiento del motor para su función, siendo uno de ellos el circuito hidráulico que brinda asistencia en la dirección, dicho análisis de las fuerzas abarca desde las reacciones que se generan entre los neumáticos y el pavimento, pasando por la influencia de la geometría del mecanismo principal y el juego de barras que conecta la caja de la dirección con el acople del mecanismo en varias condiciones de operación con el fin de determinar valores límite a ser implementados en el diseño de un conjunto que genere la asistencia, con lo que se verifica si los componentes originales del sistema soportan las nuevas presiones que deben generar por ello se presenta una propuesta a ser implementada en el vehículo con el fin de que el sistema mantenga las condiciones iniciales de operación, disminuyendo el esfuerzo del operador, de igual modo se presenta una propuesta de mejora al mecanismo de dirección original con el fin de incrementar la ventaja mecánica del mismo lo que reduciría el consumo de energía requerida para su operación, valor determinante en sistemas de autonomía limitada como es el caso de los vehículos eléctricos.

PALABRAS CLAVE

- 1. SISTEMA DE DIRECCIÓN.**
- 2. PROTOTIPO.**
- 3. CIRCUITO HIDRÁULICO.**
- 4. ESTUDIO DINÁMICO.**
- 5. CONJUNTO MECÁNICO.**

ABSTRACT

This paper presents a study and analysis of the forces that develop in the steering system of a commercial bus which will replace the internal combustion engine by an electric motor, in order to create a prototype that uses electrical energy for operation, this modification eliminates the synchronization of multiple systems that depend on the movement of motor function, one of them being the hydraulic circuit that provides steering assistance, the analysis of the forces that ranges from the reactions generated between the tires and the pavement, through the influence of the geometry of the main gear and the busbar that connects the steering box with the coupling mechanism in various operating conditions in order to determine limit values to be implemented in the design of a assistance generating set, which verifies that the original components of the system supports the new pressures to be generated by this proposal to be implemented in the vehicle so that the system keeps the initial operating conditions are presented, decreasing operator effort, as an improvement proposal is presented to the original mechanism in order to increase the mechanical advantage of it which would reduce the energy consumption required for operation, determining value in systems with limited autonomy as the case of electric vehicles.

KEYWORDS:

- 1. STEERING SYSTEM**
- 2. HYDRAULIC CIRCUIT**
- 3. PROTOTYPE**
- 4. DYNAMIC STUDY**
- 5. MECHANICAL ASSEMBLY**

CAPÍTULO 1

1.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

Se tiene como fin ser un complemento útil para uno de mayor envergadura, como lo es el que está desarrollando el Ministerio de Electricidad y Energía Renovables (MEER), el cual se encuentra enfocado al cambio en la matriz energética del Estado, que se encuentra dominada por el Petróleo, hacia una nueva en la cual la dependencia del mismo sea mínima, para poder estar preparados en un futuro donde este recurso se termine. Para ello la inversión y desarrollo de megaproyectos energéticos forman parte de la nueva matriz, pero, se requiere de ideas a menor escala, que utilicen la energía que se incluirá a la red nacional, para generar una verdadera revolución energética.

Para ello el MEER se encuentra desarrollando un proyecto enfocado al transporte urbano, con la creación de un bus que no dependa del consumo de Diésel para su funcionamiento sino de la energía generada en las hidroeléctricas. Y es dentro de este proyecto que se incluye el presente tema el cual brindara un análisis técnico de las diferentes fuerzas y la energía que se requiriera para brindarle la autonomía que necesita, enfocado directamente en la dirección del mismo.

De este modo se presenta el proyecto con la intención de aportar al desarrollo científico del País, demostrando que es posible cumplir una meta cuando surge una idea innovadora.

1.2 ANTECEDENTES

Con el desarrollo e inversión que se está realizando actualmente en el tema energético en el país, se analiza del modo en que se puede emplear dicho recurso el tema del transporte público urbano, ya que en él se invierte una gran cantidad de recursos, energéticos y económicos para su operación.

Razón por la cual el Ministerio de Energías Renovables, a través del departamento de Eficiencia Energética, desarrollaron el proyecto "Implementación de Nuevas Tecnologías en el Transporte Publico", donde se está desarrollando un prototipo de bus eléctrico, a fin de utilizar la energía generada por la hidroeléctricas que se están construyendo en el país y entraran en operación en los próximos 5 años, para de este modo reducir el costo que le significa al estado subsidiar el combustible, en este caso Diésel.

Dentro de dicho prototipo, el desarrollo de un sistema de dirección energéticamente eficiente, que brinde la autonomía para desplazarse, es el motivo de la presente Tesis de Grado, en la que se analiza las diferentes cargas a las que estará sometido el sistema, así como la selección de los elementos necesarios para su rediseño.

1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El prototipo desarrollado por el Ministerio de Energías Renovables necesita de un sistema de dirección que brinde la autonomía necesaria para desplazarse por la ruta que le sea asignada, prestando atención al consumo

de energía ya que pero el peso se incrementa al incorporarse una gran variedad de elementos, generándose la necesidad de rediseñar el sistema original para que se adapte a las nuevas condiciones de operación, debe ser económicamente viable y de un mantenimiento nivel técnico, empleando elementos de fácil acceso en el mercado ecuatoriano.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Rediseñar e implementar el mecanismo de alimentación para el sistema de dirección hidráulico del prototipo de bus híbrido urbano, del proyecto “Uso de nuevas tecnologías en el transporte urbano”, desarrollado por el ministerio de Electricidad y Energía Renovable, a través de la Subsecretaria de Eficiencia Energética.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar la configuración geométrica del mecanismo del sistema de dirección original del vehículo para determinar el funcionamiento del mismo.
- Realizar un informe detallado del análisis realizado, para tomar como guía del diseño a elaborar.

- Utilizar herramientas tecnológicas para el estudio del comportamiento del sistema en las condiciones de operación estimadas.
- Analizar los componentes hidráulicos del sistema original para determinar si se emplea o se reemplaza algún componente.
- Implementar el sistema en el prototipo de bus híbrido y realizar un protocolo de pruebas a fin de validar los resultados de su funcionamiento.
- Realizar una propuesta de mejora del sistema original a fin de que pueda ser implementado en la producción en masa del mismo.

1.5 JUSTIFICACIÓN

El crecimiento en la producción de petróleo y la constante pero elevada importación de hidrocarburos que realiza Estado Ecuatoriano para satisfacer el consumo nacional, Figura 1, hace imprescindible desarrollar un método para reducirlo, con lo que se puede destinar los fondos reemplazados en el desarrollo de distintas obras.

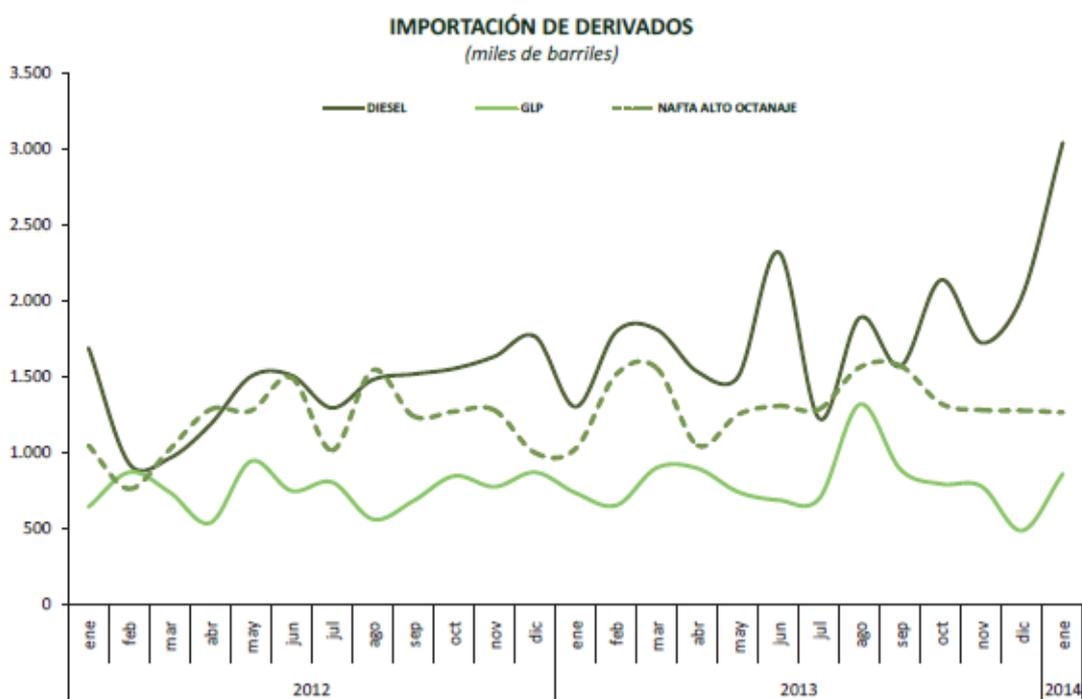


Figura 1 Importación de derivados. (Ecuador, Cifras del sector petrolero Ecuatoriano N. 84-2014, 2014)

Como se aprecia, el diésel es el de mayor volumen importado, el mismo se emplea para la generación de energía y el transporte tanto de mercadería como de personas.

El hecho de importar derivados para satisfacer el consumo interno de los mismos genera un elevado gasto en el presupuesto del estado, como se aprecia en la tabla 1

Tabla 1 Ingresos y egresos por comercialización de derivados

Enero – septiembre 2013

COMERCIALIZACIÓN INTERNA DE DERIVADOS IMPORTADOS	2011	2012	2013
DIFERENCIA INGRESOS Y EGRESOS (millones de dólares)	-2,098.2	-2,458.5	-2,772.1
Costos Totales Importaciones (millones de dólares)	3,119.0	3,631.5	4,143.8
Ingresos Totales Ventas Internas (millones de dólares)	1,020.8	1,173.0	1,371.7
Nafta Alto Octano			
Diferencia Ingreso y Costo (millones de dólares)	-721.0	-951.7	-1,003.2
Volumen Importado (millones de barriles)	9.0	10.7	12.1
Precio Importación (dólares por barril)	134.7	143.0	135.8
Costo Importación (millones de dólares)	1,211.4	1,527.8	1,647.0
Precio Venta Interna (dólares por barril)	54.5	53.9	53.1
Ingreso Venta Interna (millones de dólares)	490.4	576.1	643.8
Diesel			
Diferencia Ingreso y Costo (millones de dólares)	-915.3	-1,129.5	-1,362.1
Volumen Importado (millones de barriles)	10.3	12.1	14.9
Precio Importación (dólares por barril)	131.5	135.9	132.9
Costo Importación (millones de dólares)	1,351.1	1,640.3	1,986.3
Precio Venta Interna (dólares por barril)	42.4	42.3	41.8
Ingreso Venta Interna (millones de dólares)	435.9	510.8	624.2
Gas Licuado de Petróleo			
Diferencia Ingreso y Costo (millones de dólares)	-462.0	-377.2	-406.7
Volumen Importado (millones de barriles)	7.0	6.5	7.5
Precio Importación (dólares por barril)	79.0	71.0	68.0
Costo Importación (millones de dólares)	556.5	463.4	510.4
Precio Venta Interna (dólares por barril)	13.4	13.2	13.8
Ingreso Venta Interna (millones de dólares)	94.6	86.1	103.7

Fuente: EP PETROECUADOR

(Ecuador, Reporte del Sector Petrolero, III Trimestre 2013, 2014)

Por ello el MEER crea el proyecto “Uso de nuevas tecnologías en el transporte urbano”, con el fin de generar un vehículo que emplee energía eléctrica en lugar de diésel para su funcionamiento y así reducir el gasto en su importación.

Dentro de dicho proyecto, el rediseño del sistema de la dirección brinda al prototipo la autonomía necesaria para su circulación.

1.6 IMPORTANCIA

Mediante la aplicación de los diferentes conocimientos adquiridos en la carrera universitaria y el compromiso de formar parte en el desarrollo tecnológico del País, para poder aportar y devolver el esfuerzo que entregara el Estado Ecuatoriano en la formación académica se presenta el presente proyecto.

Al eliminar las conexiones entre el motor de combustión interna y la bomba de dirección se suprime la asistencia que el sistema poseía, con lo que el control del prototipo requiere de un elevado esfuerzo para el operario.

1.7 ALCANCE

El proyecto tienen como base fundamental el estudio y rediseño de un sistema de dirección para ser implementado en el prototipo de bus eléctrico, se analiza las nuevas cargas a las que se encuentra sometido y la fuerza a ejercer para rotar los neumáticos, se analiza el mecanismo de dirección y la configuración hidráulica del mismo generando un conjunto mecánico adecuado para alimentar el sistema.

1.8 METODOLOGÍA DEL PROYECTO

El proyecto está dividido en 4 etapas de desarrollo, las cuales se encuentran especificadas en la figura 2, donde se visualiza la etapa de adquisición y análisis de datos obtenidos del bus original.



Figura 2 Metodología del proyecto

Los datos obtenidos y analizados se conjugan con los conocimientos de la universidad y la investigación desarrollada para profundizar en temas específicos para generar un diseño eficiente del Sistema.

En la etapa final, se realizaran pruebas de validación del diseño, con lo cual se verifican los resultados obtenidos.

CAPITULO 2

DESARROLLO MARCO TEÓRICO

2.1 PROYECTO MINISTERIO DE ENERGÍAS RENOVABLES

Antes de comenzar a describir lo que es el proyecto denominado "Uso de nuevas tecnologías en el transporte urbano" ejecutado por el Ministerio de Energías Renovables, se realiza una reseña del mismo, que nace en junio de 2007, al dividirse el entonces Ministerio de Energía y Minas en los Ministerios de Minas y Petróleos y Ministerio de Electricidad y Energía Renovable.

Esta nueva entidad es la encargada del buen manejo de la energía que los ecuatorianos consumimos y de mejorar la forma en que dicho recurso es aprovechado, para lo cual, dentro de su marco institucional se detallan los siguientes puntos.

VISIÓN

"En el 2012 el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable logrará un alto nivel de credibilidad e involucramiento de la sociedad ecuatoriana en el cumplimiento de los objetivos nacionales. Esto se conseguirá con el positivo impacto generado por la ejecución de los proyectos planificados, la homologación de los heterogéneos niveles de desarrollo de los actores del sector eléctrico, para brindar seguridad, fiabilidad y continuidad tanto en las fuentes como en la provisión de energía." (MEER, 2014)

MISIÓN

“Servir a la sociedad ecuatoriana, mediante la formulación de la política nacional del sector eléctrico y la gestión de proyectos. Promover la adecuada y exitosa gestión sectorial, sobre la base del conocimiento que aporta gente comprometida con la sustentabilidad energética del Estado.”

(MEER, 2014)

Realizada una reseña se procede a describir el proyecto del cual el presente tema de tesis forma parte.

2.1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “Uso de nuevas tecnologías en el transporte urbano en el Ecuador” surge de la necesidad de reducir el gasto que realiza el Estado ecuatoriano en los diferentes subsidios que brinda debido al elevado costo que significa mantener dicha ayuda, en un País donde el mayor producto de exportación es el petróleo y, según un informe de la Cámara de Comercio de Guayaquil la importación de combustibles se ubicó en el tercer lugar en la lista y su crecimiento se situó en un 19% en comparación al año 2012, con lo que nace la necesidad de modificar dicho sistema económico.

Por ello, el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable, a través de la Subsecretaría de Energía Renovable y Eficiencia Energética, desarrollo el proyecto, a fin de emplear la energía generada por las hidroeléctricas que

entran en operación para el año 2017 con lo que el Ecuador será autosuficiente energéticamente hablando.

Con esta energía por venir, surge la necesidad de determinar en qué emplear dicho recurso siendo la implementación en el sistema de transporte público urbano un punto notable.

El proyecto se basa en generar un prototipo de bus eléctrico el cual pueda almacenar energía y poseer la suficiente autonomía para realizar la ruta establecida, se está desarrollando el prototipo basado en el ómnibus motor Isuzu 6BD1 a Diésel de 6 cilindros, de inyección directa y aspiración natural, al cual se adaptan e integran los diferentes componentes para cambiar la forma en que se desplaza, a fin de realizar los diferentes estudios técnicos y verificar la viabilidad de producción en serie de los mismos, al principio será a un precio elevado, pero conforme se desarrollen varias unidades y se mejore la tecnología empleada, tanto en baterías como en motores eléctricos, el precio de los mismos se reduciría, el desarrollo y adquisición de los mismos sería una forma de fomentar la economía Ecuatoriana, dándole valor al trabajo realizado dentro del País, reduciría el gasto en los subsidios a los combustibles empleados, utilizando dicho ahorro en los proyectos de desarrollo social o en los sectores de atención primaria como educación, salud, etc. Como valor adicional, se reducirían las emisiones de Dióxido de Carbono (CO_2) que se realizan con la quema de

combustibles fósiles empleados en la movilización, mejorando la salud de los habitantes de las ciudades donde se empleen dichas unidades.

2.1.2 OBJETIVOS DEL MEER

El principal objetivo que se busca alcanzar con este proyecto es la disminución del consumo de derivados del petróleo en el sector transporte en el Ecuador, cumpliéndose con 2 objetivos específicos que se presentan, siendo ellos:

- Utilización de energía generada por fuentes renovables en el transporte, lo cual reduciría las emisiones de CO_2 generada por la quema de combustibles fósiles.
- Inversión del ahorro generado por la disminución en el gasto de los subsidios a los combustibles, en proyectos que ayuden a mejorar la calidad de vida de las personas.

2.1.3 FASES DEL PROYECTO DEL MEER

La ejecución del proyecto está dividido en 3 etapas que van desde la creación del prototipo, hasta su implementación en el sistema de transporte ecuatoriano, siendo estas fases:

- Desarrollo del prototipo de bus que utilice energía limpia y la tecnología que mejor se adapte a la realidad ecuatoriana.

- Adaptar y probar dicho prototipo en un barrio piloto del Distrito Metropolitano de Quito.
- Una vez realizadas las pruebas e interpretando los resultados obtenidos, introducir esta nueva tecnología en el sistema de transporte del Ecuador.

2.1.4 INDICADORES DE RESULTADOS DEL MEER

Como todo proyecto, para verificar su factibilidad, debe entregar resultados que pueden ser medidos o comparados con valores previos, los principales indicadores al momento de terminar con el proyecto son:

- Disminución del Consumo de Derivados de Petróleo
- Disminución del Monto empleado en el Subsidio de Combustibles
- Disminución de Emisiones de Dióxido de Carbono.

2.1.5 MATRIZ DE MARCO LÓGICO

Tabla 2 Matriz marco lógico

RESUMEN NARRATIVO DE OBJETIVOS	INDICADORES VERIFICABLES OBJETIVAMENTE	MEDIOS DE VERIFICACIÓN	DE SUPUESTOS
FIN: Desarrollar una tecnología que permita utilizar energía renovable en el transporte.	-Disminución del consumo de derivados del petróleo en el sector transporte aportarán al cambio de la matriz energética del Ecuador	Estadísticas del Banco Central del Ecuador	La decisión de cambiar la Matriz Energética del Ecuador
PROPÓSITO: Cambiar la matriz energética del sector transporte en el Ecuador	-Disminución del monto del subsidio a los combustibles como consecuencia del cambio de matriz energética	Estadísticas del Banco Central del Ecuador	Construcción del Prototipo e implementación de la nueva tecnología en un barrio piloto
COMPONENTES: Prototipo de bus que funciona con energías renovables	-Disminución de las Emisiones de Dióxido de Carbono como resultado del uso de tecnologías limpias.	Estadísticas del Banco Central del Ecuador	Crear un marco legal que obligue a los responsables de la transportación el uso de nuevas tecnologías
ACTIVIDADES: -Diseño y construcción del prototipo. -Implementación de ciudad piloto para probar la nueva tecnología -Introducción de la nueva tecnología en el transporte del Ecuador.	Prototipo \$ 400.000,00 Implementación en ciudad piloto \$ 4'600.000,00 Introducción en el Ecuador \$ 45'000.000,00	Departamento Financiero del MEER	El alto costo del barril del petróleo

(Renovable, 2011)

2.2 SISTEMAS

Debido a que el mismo se basa en el rediseño de un “sistema de dirección”, se considera necesario la revisión de lo que un sistema es y su aplicación al presente trabajo.

En diferentes textos se puede encontrar las diferentes definiciones de lo que es un sistema, entre ellas:

- *“Un sistema es una reunión o conjunto de elementos relacionados que interactúan entre sí para lograr un fin determinado.”* (Johansen, 2004)

Los cuales se representan gráficamente en la Figura 3.

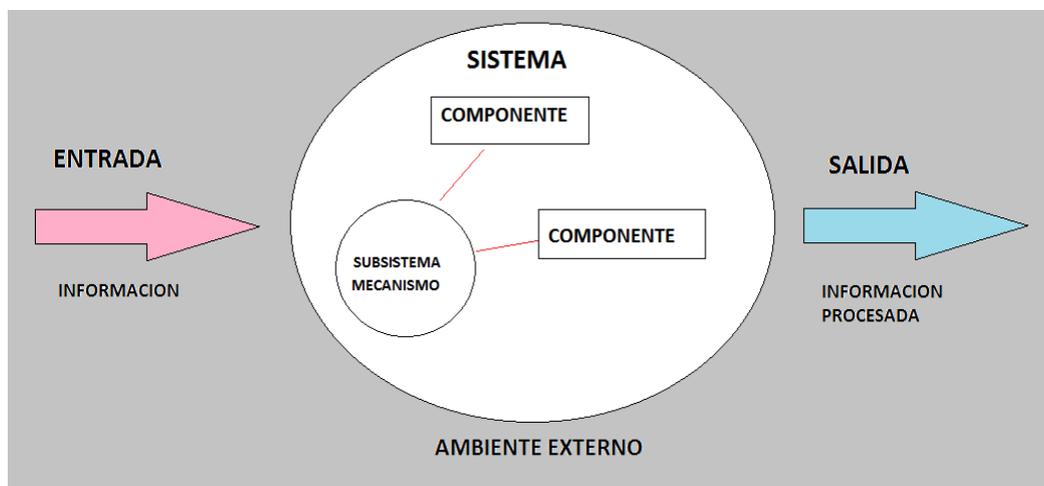


Figura 3 Esquema de sistema.

Todos los sistemas poseen una composición, que es el conjunto de las partes que lo componen, la estructura, que se establece como el conjunto de relaciones entre los componentes del sistema, un entorno que los rodea, que es el conjunto de cosas que actúan sobre los componentes de un sistema, y

un mecanismo, que es un conjunto de procesos internos que se realizan para conseguir un fin.

2.2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS

Como regla general se los puede clasificar en:

- **Sistemas Conceptuales**, que es un conjunto organizado de definiciones, símbolos y otros instrumentos del pensamiento.
- **Sistemas Reales**, que es una entidad material formada por componentes organizados que interactúan de forma en que las propiedades del conjunto no pueden deducirse por completo de las propiedades de la partes.

Los sistemas reales a su vez se dividen en 3 grandes grupos siendo estos:

- **Sistemas Reales Abiertos**, si reciben estímulos del ambiente que les rodea y el sistema adapta su comportamiento como reacción a dicho estímulo.
- **Sistemas Reales Cerrados**, Solo intercambia energía con su entorno, pero interactúa con él.
- **Sistemas Reales Aislados**, no realizan ningún intercambio con su entorno, el único sistema aislado es el universo.

2.2.2 TEORÍA DE SISTEMAS

Se ha creado una teoría dedicada al estudio de los sistemas, ya que lo que se busca es encontrar las reglas generales que rigen su comportamiento, creada en 1950 por el Biólogo austriaco Ludwig von Bertalanffy, cuya intención era la integración de los cambios metabólicos, energéticos, crecimiento que experimentan los organismos vivientes en una teoría dinámica comparada con los sistemas. (Johansen, 2004)

A partir de entonces se la ha aplicado ampliamente en lo que es la informática, termodinámica, mecánica, biología, sociología y demás ciencias que se aplican dicha teoría.

En el proyecto concuerda la teoría de sistemas con lo que se va a desarrollar, ya que los elementos que componen el sistema hidráulico trabajan en conjunto para lograr el movimiento de las llantas en la dirección deseada con la disminución en el esfuerzo que realiza el conductor.

2.3 ESTUDIO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA

Se analiza la función que cumple dicho sistema, su modo de operación y la relación con la hidráulica, en la cual se basa el presente trabajo.

2.3.1 DEFINICIONES BÁSICAS.

El sistema de dirección, es el encargado de controlar la dirección del vehículo, al generar una fuerza que rompe la resistencia de las ruedas al

girar tratando de que el menor esfuerzo posible sea realizado por el conductor

Desde la invención de la rueda y su capacidad para transportar objetos y personas con un menor esfuerzo, surge la necesidad de crear un modo de controlar la dirección del mismo y brindar autonomía para desplazarse con libertad.

En base a esta necesidad se crea un sistema de dirección, el cual a lo largo de su “evolución” se le han adaptado diversos elementos adicionales para incrementar el control y seguridad del vehículo.

El alcance del presente proyecto se enfoca en el tipo de mecanismo que posee el vehículo original, analizar su comportamiento y los elementos que requiere para su operación.

2.3.2 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN

A los diferentes Sistemas de Dirección se los puede clasificar en 2 grandes grupos:

Sistemas de dirección mecánicos, los cuales fueron los primeros en aparecer, la fuerza necesaria para girar las ruedas proviene directamente del conductor, el cual gira el volante de dirección hacia el lugar deseado, el

torque generado por el conductor se transfiere hacia las ruedas, mediante varios mecanismos que se dividen principalmente en 2 grandes grupos:

- Mecanismos de dirección de movimiento giratorio.
- Mecanismos de dirección de movimiento deslizante. (Schulz, 1982)

Entre estos, los mecanismos de movimiento giratorio son los más empleados en maquinaria pesada, dicho grupo a su vez se subdivide en varios tipos de mecanismos siendo los más comunes:

- Mecanismo de bolas re circulantes
- Mecanismo de sin fin y tornillo
- Mecanismo de leva y palanca

La única reducción en el esfuerzo para el conductor se encuentra en la ventaja mecánica que genera cada mecanismo.

El principal problema con este tipo de sistema se encuentra al intentar girar los neumáticos con el vehículo detenido, momento en el que la fuerza que se deba vencer es la máxima comparado con un neumático que se encontrase en movimiento.

Se analiza el mecanismo de bolas re circulantes que viene instalado en el vehículo original, al que se le adapta el sistema hidráulico para reducir la fuerza que ejerce el conductor al girar el volante.

Dicho sistema funciona con un tornillo de dirección y una tuerca que sigue el sentido de giro del tornillo, la misma que transmite el desplazamiento hacia la biela de mando de la dirección y este a su vez hacia los neumáticos para que gire.

“En vez de una rosca convencional, tanto el tornillo como el interior de la tuerca tienen una ranura helicoidal, tallada con gran precisión, cuya sección tiene forma de media circunferencia. El espacio entre ambas va relleno de bolas, actuando las ranuras como pista de un cojinete. Con esto se consigue eliminar el rozamiento entre los filetes de la rosca, sustituyéndolo por la rodadura de las bolas, que transmiten el con menor esfuerzo, ya que el tornillo y la tuerca no tienen ningún contacto entre sí” (Sullivan, 2006), figura 4.



Figura 4 Sistema bolas recirculantes

Sistemas de Dirección Asistidos, en definición, son sistemas de direcciones manuales con elementos adicionales que mejoran el desempeño del mecanismo, reduciendo el esfuerzo que debe generar el conductor del vehículo.

Dentro de las ventajas de la dirección asistida, comparada con la manual se encuentran:

- Reduce el esfuerzo del conductor, principalmente en las maniobras de estacionamiento.
- Limita el número de vueltas desde un punto muerto al otro.
- Mejora la seguridad por una resistencia a un repentino giro o cambio de dirección.
- Permite una mayor carga sobre las ruedas.
- Reduce las vibraciones que se generan entre los neumáticos y el piso, la que es transmitida al conductor en un sistema manual.

Entre los principales generadores de fuerza externos tenemos:

- Eléctrica.
- Hidráulica.

Esta última se la estudia y emplea de base para el presente diseño.

2.3.3 SISTEMA DE DIRECCIÓN HIDRÁULICA

Debido a las ventajas que poseen este tipo de sistemas, en la que el fluido de trabajo es quien gana la energía que se transmite al sistema de dirección, disminuyendo el esfuerzo que realiza el operador de la máquina.

Entre sus principales ventajas se tiene:

- Capacidad de trabajar a altas presiones.
- Grandes fuerzas se transmiten en lugares pequeños.
- Grandes fuerzas son rápidamente aplicadas y removidas.
- La incomprensibilidad del fluido de trabajo permite un gran control y precisión en los movimientos.
- Posee la capacidad de auto lubricarse.
- Su instalación se adapta al espacio.

La energía ganada por el fluido se transferirá hacia los neumáticos para hacerlos rotar, haciendo que el conductor guie el vehículo hacia el lugar deseado, ya que toda la fuerza es generada por el circuito hidráulico.

Entre las partes principales que componen a este tipo de sistemas se encuentran una fuente de energía, válvula de regulación, y el cilindro de dirección, que es el encargado de transformar la energía que posee el fluido en movimiento mecánico que se distribuye hacia los neumáticos directrices.

“Con las direcciones asistidas, el ángulo de orientación de las ruedas responde exactamente al giro del volante, como ocurre en las direcciones sin asistir, ya que la misión del servo-hidráulico es, únicamente, colaborar con el conductor a producir el esfuerzo necesario. Por otra parte en caso de fallo del mecanismo de asistencia, la dirección sigue funcionando igualmente, aunque en estas condiciones todo el esfuerzo corre a cargo del conductor.”
(Sullivan, 2006)

Debido a su condición de sistema en el caso de fallar alguno de estos elementos el conjunto en si dejaría de funcionar del modo que se espera. Lo que genera inconvenientes en la conducción, elimina la asistencia y dificulta el manejo del vehículo.

Como mecanismo de seguridad la asistencia ayuda en a controlar el vehículo, ya que *“si se produjese un reventón de una de las ruedas delanteras, su repercusión en el viraje de la dirección hace que la válvula distribuidora reaccione automática e instantáneamente en sentido inverso a la acción provocada por el reventón”* (Sullivan, 2006)

Del mismo modo que los sistemas de dirección mecánicos se clasifican en 2 grupos principales, el sistema de apoyo también se clasifica en función del tipo de construcción adoptado en:

- Servodirección hidráulica con cilindro exterior.

- Servodirección hidráulica con cilindro integrado.

Siendo el de cilindro integrado en el que se centra el análisis, debido a la similitud entre su funcionamiento y partes con el sistema original del vehículo.

Este elemento funciona como el sistema de dirección de tornillo sin fin con bolas recirculantes, con la diferencia de que el cuerpo de la caja tiene la función de un cilindro de mando para el pistón.

La rotación generada por el volante es transmitida hacia el eje de mando provocando un desplazamiento de las válvulas de los pistones en sus respectivos orificios lo que conduce el aceite hacia las diferentes cámaras facilitando el giro entre la tuerca y el sin fin como se muestra en la Figura 5.

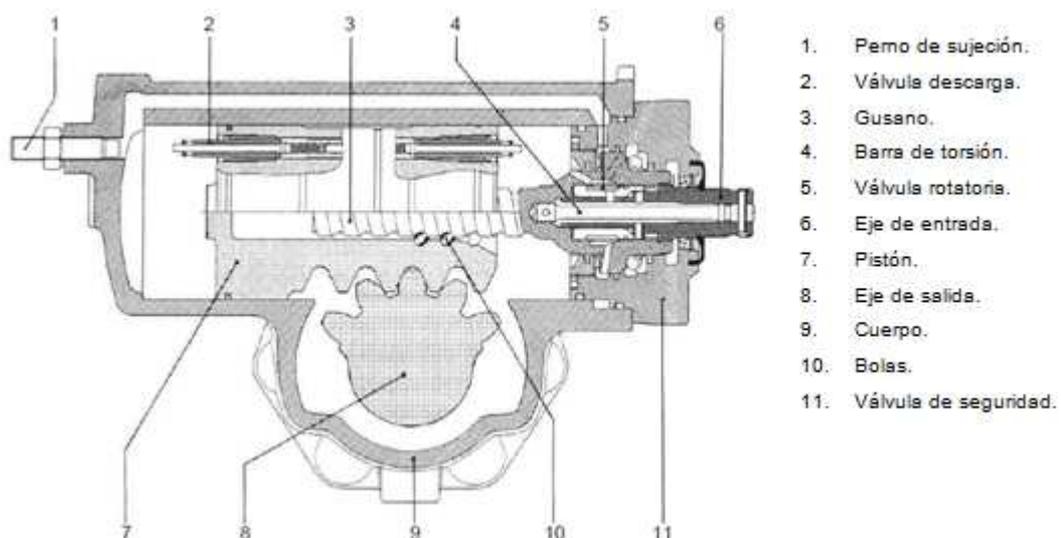


Figura 5 Elementos caja dirección. (TRW, Integral hydraulic power steering gear, 2009)

La ventaja del sistema es su autonomía para regresar a su posición original debido a la diferencia de presiones entre las cámaras del pistón.

2.4 ESTUDIO SOBRE VEHÍCULOS ELÉCTRICOS

El desarrollo tecnológico, la elevada inversión en mega obras para generar electricidad, combinado con un constante incremento en el precio del petróleo, crea la necesidad de cambiar esa dependencia con dicho recurso no renovable y aprovechar la energía que se obtendrá cuando las hidroeléctricas empiecen a generar y aportar a la red nacional.

Enfocado en dicho parámetro, surge el proyecto como aporte para uno mayor, que busca una alternativa al consumo de energía empleada en la movilización de pasajeros.

Lo que se desarrolla en la presente sección es una introducción hacia el desarrollo tecnológico en el campo de los vehículos eléctricos, que ya están reemplazando a los actuales vehículos de combustibles fósiles a un ritmo cada vez más elevado. Enfocándose principalmente en el papel fundamental y principal problema que tienen dichos vehículos, la limitada cantidad de energía que disponen.

Se está generando un amplio desarrollo e investigación sobre este tema, enfocadas principalmente en el estudio y diseño de nuevos y mejores equipos de almacenamiento de energía, las baterías, las cuales son

fundamentales para proveer de la autonomía que se requiere para su óptimo funcionamiento.

Debido a eso el proyecto se enfoca principalmente en el uso adecuado de la energía y evitar un desperdicio innecesario de la misma, enfocándose en el análisis de las fuerzas que intervienen al girar los neumáticos en las diferentes situaciones que se presenten.

De este modo se podrá cambiar la matriz energética del Estado y su directa dependencia a los derivados del petróleo, en este caso el diésel, para generar la energía necesaria para su funcionamiento.

CAPITULO 3

3.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA

Se desarrolla la teoría necesaria para el rediseño del sistema de dirección, el cual debe de cumplir con una serie de requisitos que se enlistan de modo:

- Seguridad del sistema.
- Económicamente viable.
- Grado de precisión requerida.
- Facilidad de mantenimiento.
- Disponibilidad de repuestos.
- Condiciones ambientales.
- Consumo de energía (Roca, 2006).

Al aumentar el peso original del vehículo surge la necesidad de rediseñar un sistema adecuado para las nuevas cargas que se generen, el cual será la base para el presente trabajo.

3.2 DETERMINACIÓN CENTRO DE GRAVEDAD

La presente sección tiene como finalidad la determinación del centro de gravedad del vehículo, a fin de emplearlo en diversos cálculos ya que su ubicación es un punto de referencia para determinar los momentos y fuerzas que intervienen en el estado estático y dinámico del mismo.

DESARROLLO

En base al reglamento n° 66 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas de Europa (Europa, 2014), en el que se detalla el método para determinar el centro de gravedad (CG).

Procedemos con el desarrollo del cálculo determinando las diferentes variables que intervienen, siendo estas:

- $P_1 = \text{carga sobre la celula bajo la rueda izquierda del 1er. eje, [Kg]} .$
- $P_2 = \text{carga sobre la celula bajo la rueda derecha del 1er. eje, [Kg]} .$
- $P_3 = \text{carga sobre la celula bajo la rueda izquierda del 2do. eje, [Kg]} .$
- $P_4 = \text{carga sobre la celula bajo la rueda derecha del 2do. eje, [Kg]} .$
- $L_1 = \text{distancia desde el centro rueda del 1er. eje al 2do. eje, [mm]} .$
- $T_1 = \text{distancia entre los centros de las ruedas del 1er. eje, [mm]} .$
- $T_2 = \text{distancia entre los centros de las ruedas del 2do. eje, [mm]} .$

Se determina el peso que cada neumático soporta mediante el uso de células de carga, obteniéndose los valores:

- $P_1 = 2228,3 \text{ [Kgf]} \approx 21852,2 \text{ [N]}$
- $P_2 = 2183,6 \text{ [Kgf]} \approx 20727,3 \text{ [N]}$
- $P_3 = 1831,3 \text{ [Kgf]} \approx 17958,9 \text{ [N]}$
- $P_4 = 1823,1 \text{ [Kgf]} \approx 17878,5 \text{ [N]}$

Aplicando la fórmula propuesta en la norma:

$$P_{total} = (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) \quad (3.1) \text{ (Europa, 2014)}$$

Se obtiene que $P_{total} = 8066,3 \text{ Kgf}$, valor que corresponde al peso del vehículo sin carga de pasajeros, y que para motivos de cálculo se lo emplea en el desarrollo.

POSICIÓN LONGITUDINAL

Determinadas las variables a emplear, y partiendo de la Figura 6, se trabaja con la fórmula propuesta en la Norma para la posición longitudinal del centro de gravedad.

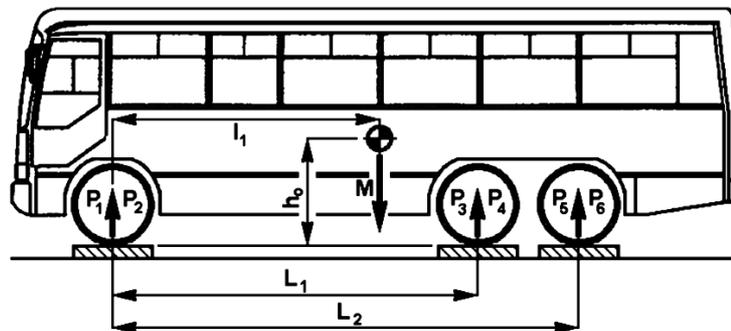


Figura 6 Posición Longitudinal (Europa, 2014)

De donde se obtiene:

$$l_l = \frac{(P_3 + P_4) * L_1 + (P_5 + P_6) * L_2}{(P_{total})} \quad (3.2) \text{ (Europa, 2014)}$$

Para nuestro caso, los valores de P_5 , P_6 , L_2 , no aplican y se eliminan, quedando la formula como:

$$l_l = \frac{(P_3 + P_4) * L_1}{(P_{total})}$$

Donde $L_1 = 3700 \text{ mm}$, y el resto de valores son conocidos, reemplazando los mismos se obtiene:

$$l_l = 1676,08 \text{ [mm]}$$

POSICIÓN TRANSVERSAL

Similar al caso anterior, se emplea la Figura 7, como esquema de los parámetros determinados previamente.

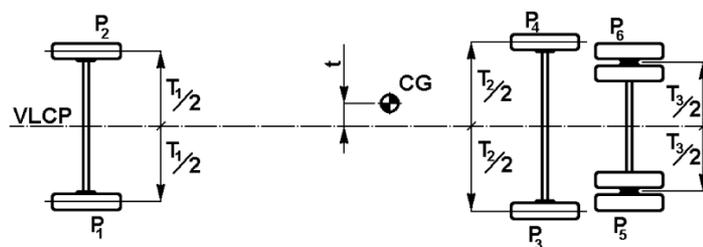


Figura 7 Posición Transversal (Europa, 2014)

Donde el centro de gravedad estará situado en relación con su plano central longitudinal vertical.

De la fórmula:

$$t = \left((P_1 - P_2) \frac{T_1}{2} + (P_3 - P_4) \frac{T_2}{2} \right) * \frac{1}{P_{total}} \quad (3.3) \text{ (Europa, 2014)}$$

Donde $T_1 = 1700 \text{ mm}$, $T_2 = 1500 \text{ mm}$, y reemplazando el resto de valores conocidos, se obtiene:

$$t = (55650) * \frac{1}{8066,3}$$

$$t = 6,89 \text{ [mm]}$$

La posición depende del valor obtenido en la resolución de la fórmula, si es negativo, el centro de gravedad del vehículo estará situado a la derecha de la línea central visto desde el eje delantero.

Determinado mediante la norma se procede a realizar la comprobación de los valores mediante el análisis matemático, del cual se obtiene que el centro de gravedad de un sistema venga dado por la fórmula:

$$r_{CG} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * r_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (3.4)$$

La cual puede ser expresada en forma vectorial, a fin de determinar los componentes del CG., del modo:

$$\vec{r}_{CG} = x_{CM}\hat{i} + y_{CM}\hat{j} + z_{CM}\hat{k} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * r_i}{\sum_{i=1}^n m_i}$$

Los valores de la formula se obtienen del Diagrama de Cuerpo Libre, (DCL), figura 8, en la que se representa el vehículo como un sistema de partículas con el eje de coordenadas desplazado hacia la mitad del vehículo.

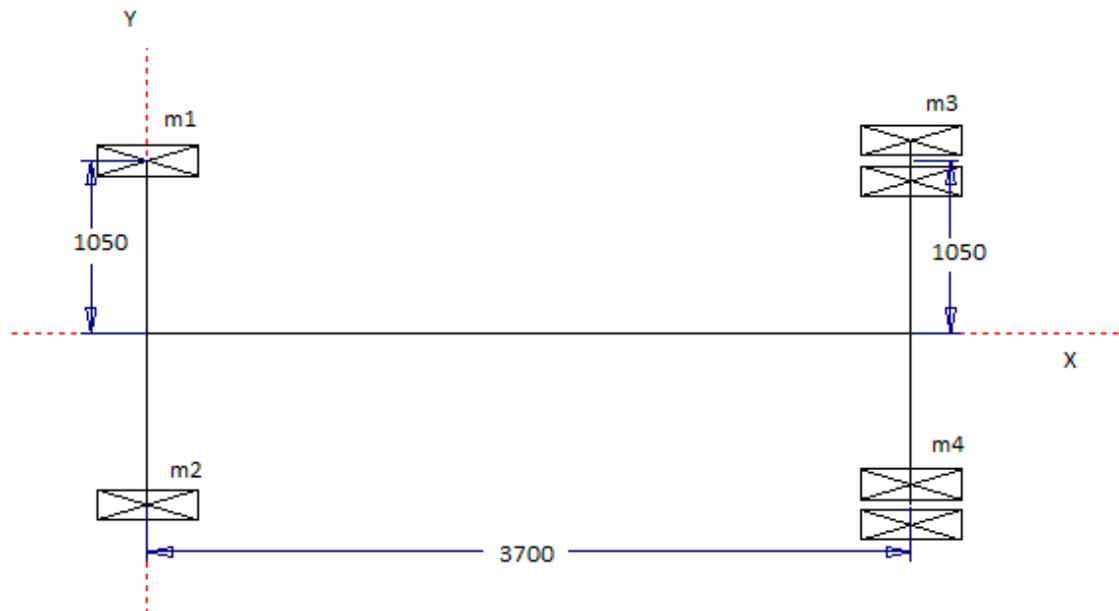


Figura 8 Esquema Vehículo

Despejando las ecuaciones para el eje x, se obtiene:

$$x_{CG} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (3.5)$$

$$x_{CG} = \frac{13521280}{8066,3}$$

$$x_{CG} = 1676,26 [mm]$$

Para el eje y:

$$y_{CG} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * y_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (3.6)$$

$$y_{CG} = \frac{55545}{8066,3}$$

$$y_{CG} = 6,88 [mm]$$

Se verifica que el planteamiento propuesto por la norma se encuentra acorde al desarrollo matemático del centro de gravedad.

Una vez determinada la ubicación del CG., se desarrollan las diferentes ecuaciones que rigen el comportamiento del sistema en 2 estados fundamentales, cuando está detenido, $a_c = 0$ y cuando está en movimiento, $a_c \neq 0$.

3.3 ANÁLISIS ESTÁTICO DE FUERZAS

El presente análisis se desarrolla en 3 etapas para determinar el comportamiento de las diferentes fuerzas que actúan sobre el sistema, dichas fases se identifican en la Figura 9.

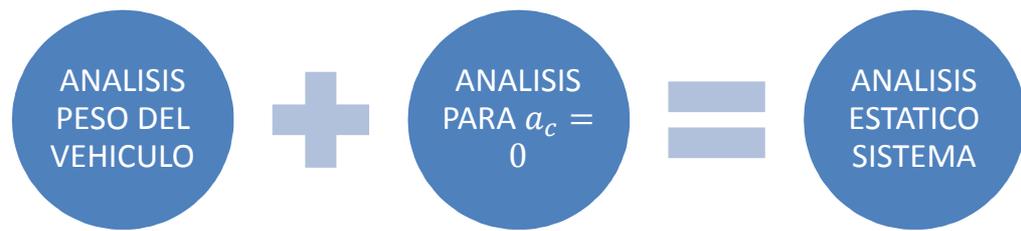


Figura 9 Esquema análisis.

COEFICIENTE DE ROZAMIENTO

Se desarrolla un análisis del coeficiente de rozamiento de los neumáticos, ya que lo generalmente aceptado es que el factor de rozamiento no es proporcional al área de contacto pero dicho comportamiento no aplica a los neumáticos debido a las propiedades viscoelásticas naturales del caucho.

Lo cual ha generado varias investigaciones acerca de la relación entre las propiedades del material, la configuración con que es fabricado el neumático, y su coeficiente de fricción, de lo que se puede determinar que:

- La visco elasticidad explica porque el factor de rozamiento del neumático depende de la carga, conforme ésta se incrementa, el área de contacto entre el suelo y el neumático aumenta longitudinalmente, incrementando la fuerza de rozamiento total, y disminuyendo el coeficiente de rozamiento (Dixon, 1996).
- El coeficiente depende de varios parámetros los cuales han sido estudiados en distintas investigaciones, (Bachman, 1998) en su investigación los clasifica en:

- Parámetros del vehículo, como velocidad, ángulo de caída, carga del neumático
- Parámetros del neumático, como material, profundidad labrado, presión, tipo de construcción.
- Parámetros superficie, como el tipo de camino, micro y macro geometría, capacidad de drenaje.

Por otra parte la investigación desarrollada por (Ray, 1997), determina el comportamiento del coeficiente de rozamiento al frenar y dirigir el vehículo, el cual se representa en la figura 10

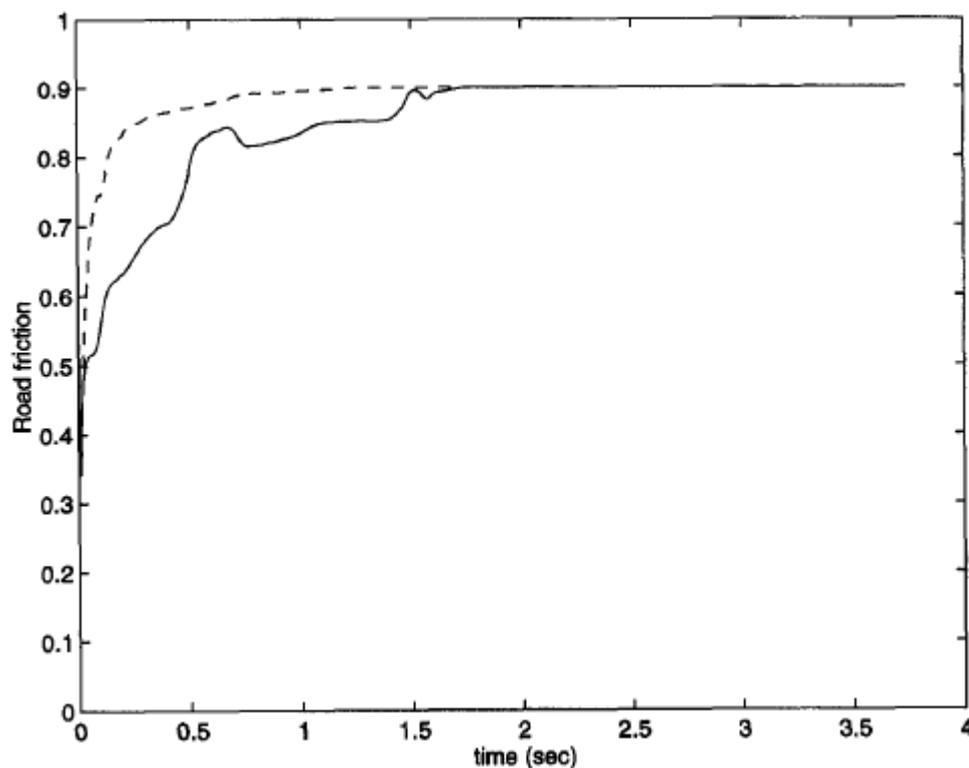


Figura 10 Coeficiente rozamiento. (Ray, 1997)

Como se observa el coeficiente de rozamiento se comporta como una constante cuando se estabiliza el sistema, por lo que se emplea un valor constante del mismo.

De igual modo dicha investigación determina valores para el coeficiente de rozamiento:

$$\mu_{Est} = 0,85$$

$$\mu_{Dmc} = 0,5$$

Como se aprecia en la gráfica 11.

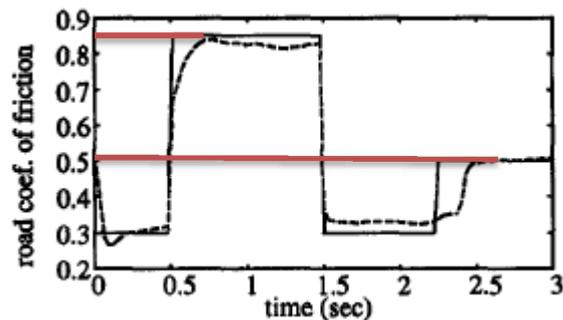


Figura 11 Variación coeficiente de fricción. (Ray, 1997)

DESARROLLO ESTÁTICO PARA $a_c = 0$

En este punto, se analiza lo que ocurre estáticamente cuando el vehículo se encuentra detenido, el valor de la fuerza que se debe de generar para mover los neumáticos es el mayor, ya que la fuerza de fricción a superar es la más elevada y su acción constante.

Amplia es la literatura desarrollada sobre las distintas fuerzas que intervienen en el neumático, el análisis parte de la toma de medidas para

determinar la configuración geométrica del neumático en relación al eje de rotación.

Determinándose:

- El ángulo que forma el eje de rotación, o King pin eje, con la perpendicular del suelo a lo largo del eje x , $\lambda = 5^\circ$
- Distancia desde el centro del neumático al eje de rotación, $d = 210 \text{ mm}$
- Ángulo que forma el eje de rotación con el plano a lo largo del eje z, $\gamma = 4^\circ$.

Los mismos que se encuentran representados en la Figura 12.

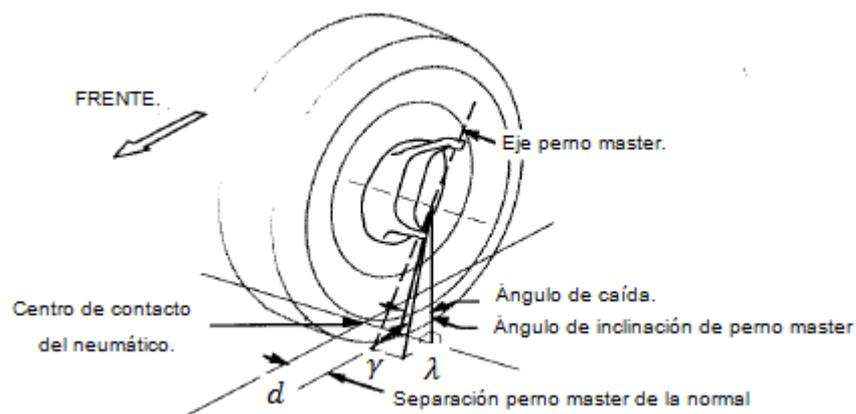


Figura 12 Geometría de rotación neumático de dirección. (Gillespie, 1992)

Una vez determinado estos valores se desarrolla el análisis de fuerzas y momentos que se generan en la base del neumático, se emplea el diagrama de fuerzas propuesto por la SAE, figura 13.

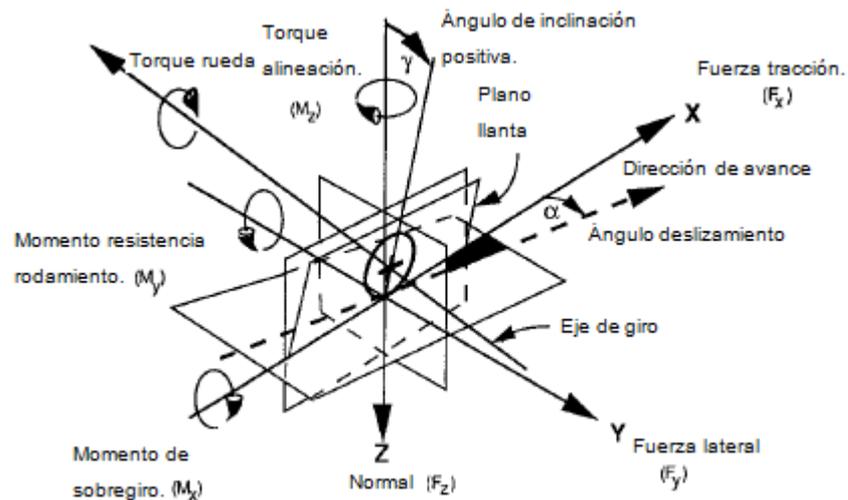


Figura 13 Fuerzas en neumático. (Gillespie, 1992)

La finalidad del análisis es determinar el momento que se genera como respuesta al movimiento de los neumáticos desde el eje de rotación, con la teoría desarrollada y presentada por Gillespie, se determina que el valor del momento está regido por:

$$M_{V(\delta)} = -(F_{yd} + F_{yi}) * d * \sin \lambda \sin \delta + (F_{yd} - F_{yi}) * d * \sin \gamma * \cos \delta \quad (3.7)$$

Dónde:

- $M_{V(\delta)}$ → Momento total de neumáticos izquierdo y derecho, [Nm].
- F_{yd}, F_{yi} → carga vertical en neumático derecho, izquierdo, [N].
- d → distancia desde centro del neumático al eje de rotación, [m].
- λ → ángulo de inclinación lateral, [deg].
- γ → ángulo de caída, [deg].
- δ → ángulo de dirección, [deg].

La ecuación mostrada se puede descomponer en 2 expresiones, dependiendo del ángulo que intervenga en cada una.

Analizando los efectos del ángulo de inclinación lateral se obtiene el momento que genera cada neumático en función del ángulo de dirección aplicado, el cual se encuentra en un rango de acción desde -45° a 45° , generándose la figura 14:

$$M_{\lambda(\delta)} = -(F_{yd} + F_{yi}) * d * \sin \lambda \sin \delta \quad (3.8)$$

$$M_{\lambda i(\delta)} = F_{yi} * d * \sin \lambda \sin \delta \quad (3.9)$$

$$M_{\lambda d(\delta)} = F_{yd} * d * \sin \lambda \sin \delta \quad (3.10)$$

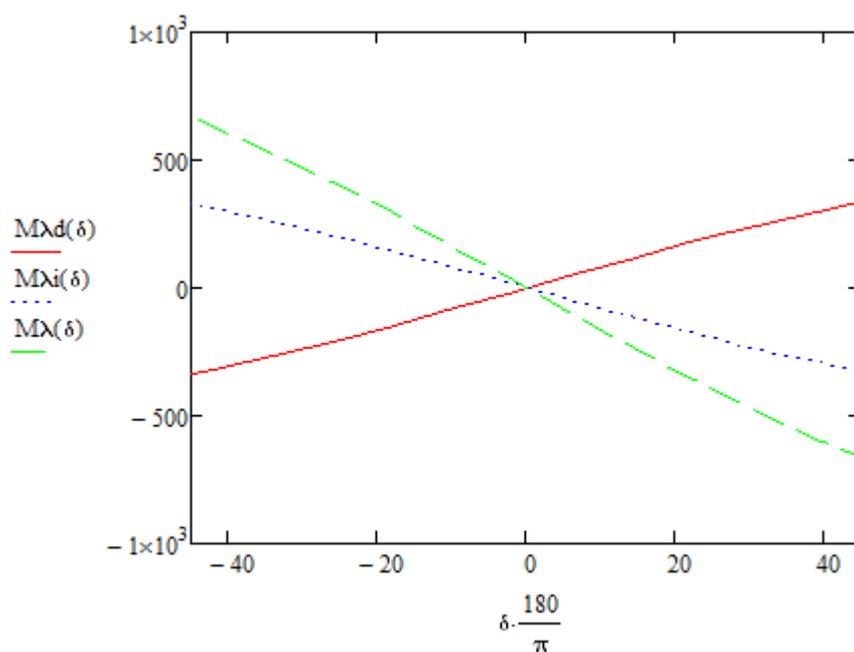


Figura 14 Momento generado por ángulo de inclinación.

En la que se puede observar las reacciones que cada neumático genera debido a su ángulo de inclinación, y se aprecia que el valor inicial parte de un punto común y su dirección depende del desplazamiento.

De igual modo se estudia el comportamiento con el ángulo de caída el cual parte de la ecuación 3.8 con lo que se obtiene la figura 15, la cual representa la variación del momento en función del ángulo de dirección:

$$M_{\gamma(\delta)} = (F_{yd} - F_{yi}) * d * \sin \gamma * \cos \delta$$

$$M_{\gamma d(\delta)} = F_{yd} * d * \sin \gamma * \cos \delta \quad (3.12)$$

$$M_{\gamma i(\delta)} = -F_{yi} * d * \sin \gamma * \cos \delta \quad (3.13)$$

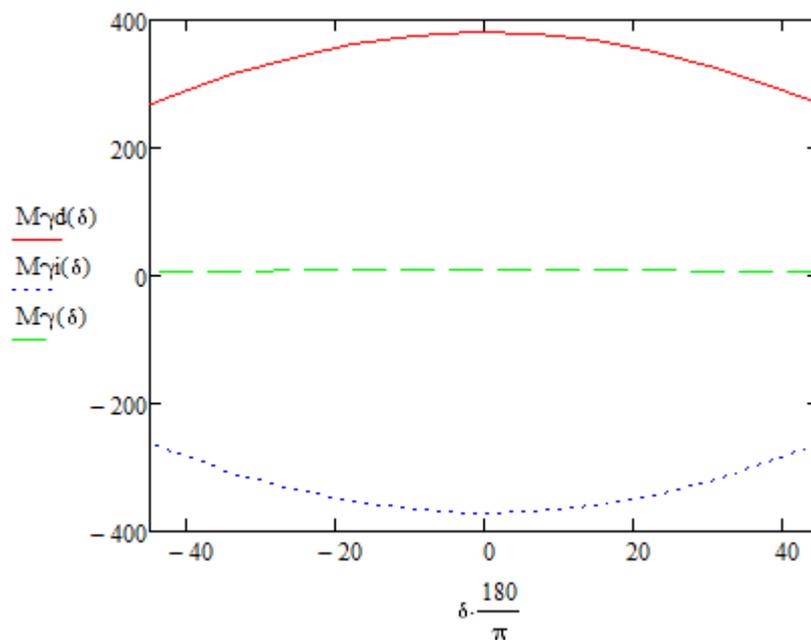


Figura 15 Momento generado por ángulo de caída

Como se puede observar en la gráfica los valores de los momentos generados por el neumático derecho e izquierdo al girar se oponen en dirección con lo cual el momento total del mismo tiende a anularse.

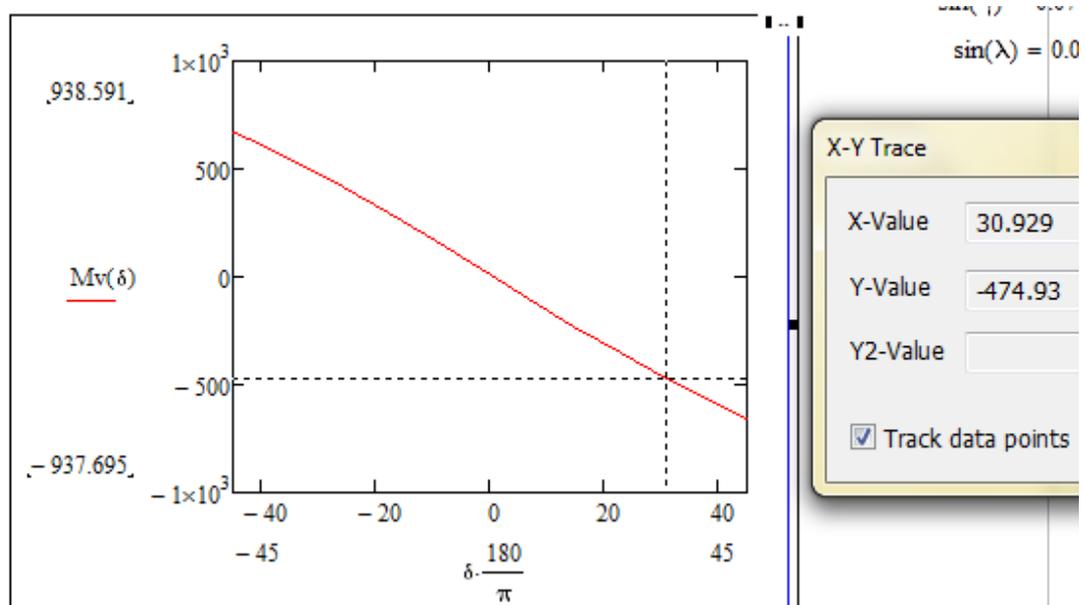


Figura 16 Momento total generado por neumáticos

La figura 16 representa el momento total generado por los neumáticos, denominado de centrado, el cual es proporcional a la carga, pero independiente del balance de la misma, este efecto se lo puede observar al momento de emplear la dirección ya que ambos neumáticos se elevan.

La grafica se interpreta como el rango de acción del momento y la dirección en que es aplicado, como se puede apreciar, el rango se encuentra entre 475Nm y 475 Nm, entre los ángulos -30° a 30° aplicado en el eje XZ.

Determinado el rango de acción y el valor máximo del mismo se desarrolla el estudio de la geometría de la conexión entre el neumático y el eje donde se aplica la fuerza de la caja de dirección.

El análisis se desarrolla a partir del modelo digital generado con las medidas obtenidas del sistema de dirección del vehículo, se separa el neumático que se encuentra conectado a la caja de dirección, Figura 17, de la que se obtienen los diagramas de cuerpo libre.

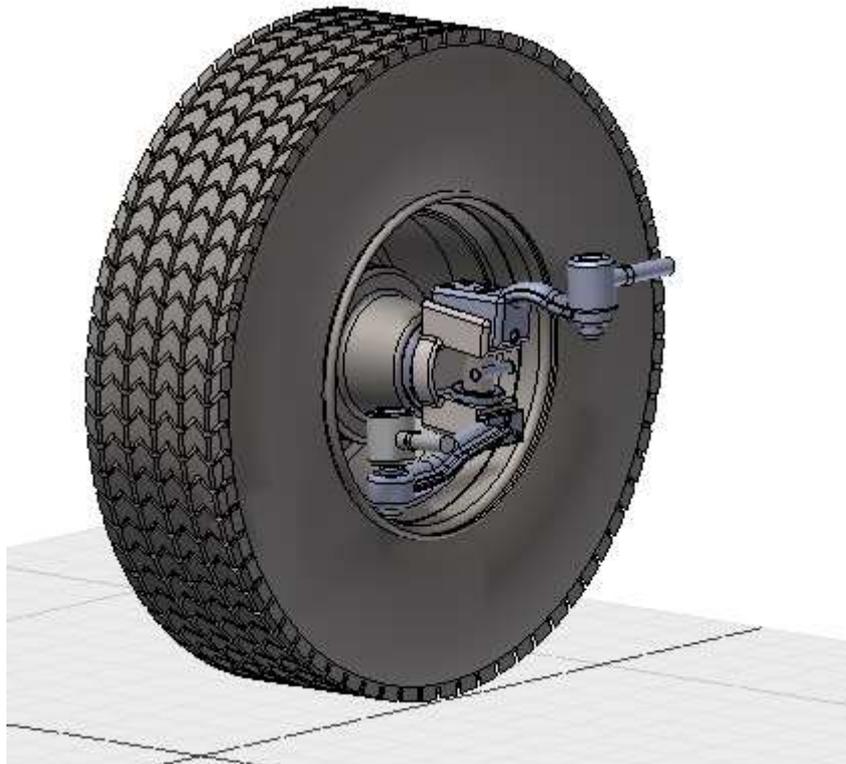


Figura 17 Modelo digital (MD) neumático

De esta figura se generan 3 DCL, Figura 18, 19, 20, para representar las fuerzas a las que se encuentra sometido el mismo en los planos XY, YZ, ZX, respectivamente.

VISTA FORNTAL NEUMATICO

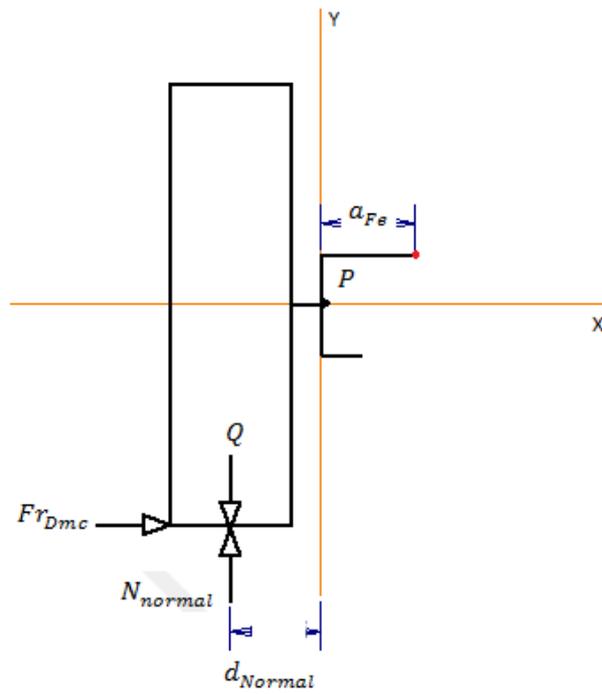


Figura 18 DCL plano X-Y

VISTA LATERAL NEUMATICO

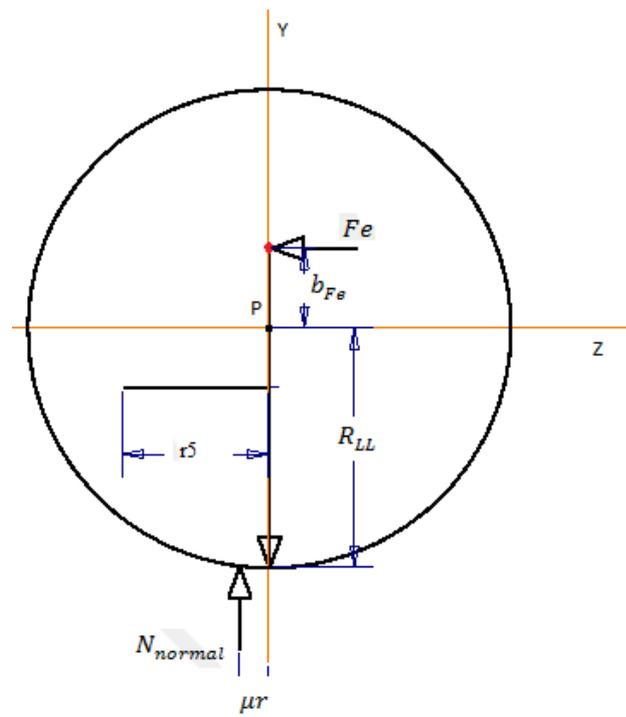


Figura 19 DCL plano Z-Y

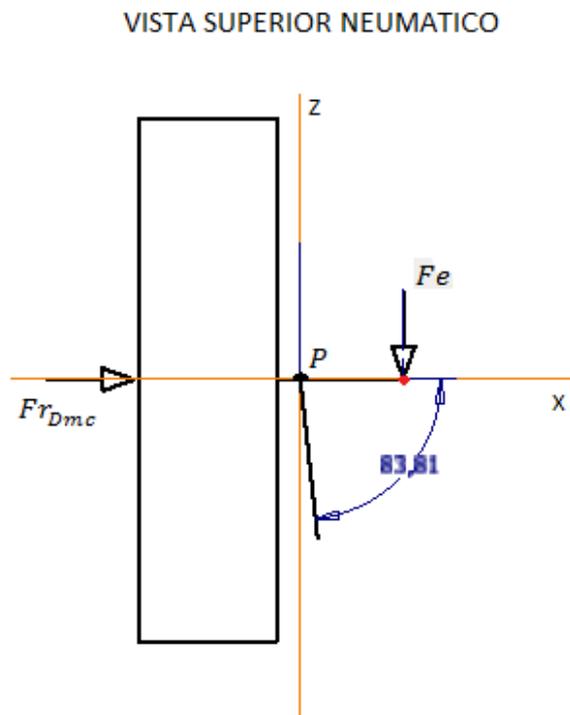


Figura 20 DCL plano X-Z

En las que se identifica con claridad las diferentes fuerzas que interactúan en el neumático para mantenerlo en equilibrio y poder así despejar el valor de la fuerza que se debe aportar al mismo para que empiece a rotar.

Para el presente análisis, las variables a emplear son

- $\vec{F}_e \rightarrow$ Fuerza de Empuje, [N].
- $Fr_{Est} \rightarrow$ Fuerza de Rozamiento Estático, asfalto y neumático, [N].
- $N_{normal} \rightarrow$ Normal entre asfalto y neumático, [N].
- $Q \rightarrow$ Carga del vehículo aplicada sobre el neumático, [N].
- $\vec{P} \rightarrow$ Punto de Giro del neumático, [m].

- R_{LL} → Radio de LLanta, [m].
- μ_{Est} → Coeficiente de Rozamiento Estatico.
- a_{Fe} → Distancia desde Fe hacia P, en x, [m].
- b_{Fe} → Distancia desde Fe hacia P, en y, [m].
- c_{Fe} → Distancia desde Fe hacia P, en z, [m].
- d_{Normal} → Distancia desde Normal hasta P, en x.
- $M_{v(\alpha)}$ → Momento generado por neumatico P, en y, [Nm].

La ubicación de los elementos en el espacio, están determinado por variables, que se les puede asignar el valor real y obtener los resultados estimados, determinadas en coordenadas espaciales en función del punto de origen.

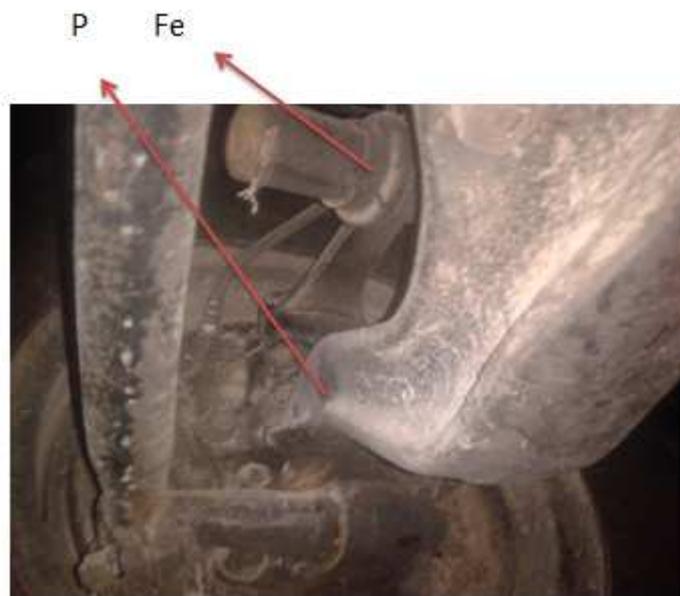


Figura 21 Puntos P y Fe

En la figura 21 se puede apreciar que el punto P es el origen sistema de coordenadas, $(0i, 0j, 0k)$, y a su vez es el punto de rotación del neumático.

El cual tiene rotación libre en el eje Y, y restricciones de traslación y rotación en los demás ejes.

La fuerza F_e , ubicada en la junta tipo soporte bola y cuenca, figura 21, se aplica para que el neumático gire. Dicha fuerza, vectorialmente hablando, posee restricción de aplicación en el eje Y, razón por la que los cálculos de la misma se realizan en el plano XZ.

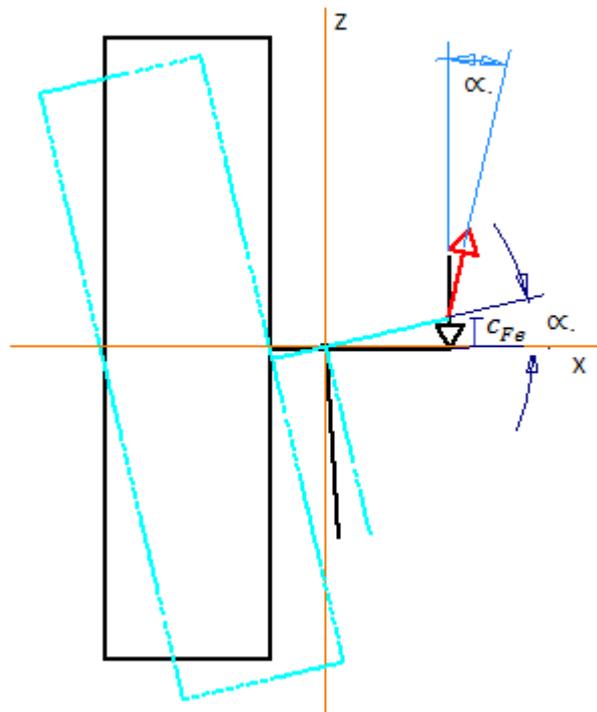


Figura 22 Ángulo de aplicación fuerza F_e

Se descompone la fuerza en Función del Angulo de Aplicación α , figura 22, en vectores representables en el plano XY.

Determinándose las vectores que componen dicha fuerza como:

$$\overrightarrow{Fe_x} = Fe \cos \alpha \quad \wedge \quad \overrightarrow{Fe_z} = Fe \sin \alpha$$

Definidas las diferentes fuerzas que interactúan con el neumático, ubicados los puntos donde será aplicada la fuerza, y el eje o pivote por el que va a circular, así como las limitaciones en la aplicación de dicha fuerza, se desarrollan las ecuaciones que rigen el comportamiento estático de la rueda.

De donde se obtiene:

$$\begin{aligned} \Sigma F_z &= 0 \\ Fe_z - P_z - Fr_z &= 0 \end{aligned} \quad (3.14)$$

Como ya se explicó antes,

$$Fe = Fe \cos \alpha \mathbf{i} + Fe \sin \alpha \mathbf{k} \quad (3.15)$$

Entonces:

$$\Sigma F_z = Fe \sin \alpha - P_z - Fr_z = 0 \quad (3.16)$$

Ahora,

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 \\ N_{normal} - Q + P_y &= 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

Una vez realizado el estudio de fuerzas, se procede a desarrollar los momentos a los que se encuentra sometido el neumático.

Debido a que se presentan restricciones de rotación para los ejes XZ, el análisis se concentra en el eje Y, se a ingresar el valor del momento obtenido en el estudio de las reacciones del neumático, con valor negativo ya que el momento que genera se opone a la dirección de giro, obteniéndose:

$$\sum M_y = 0$$

$$-M_{v(\alpha)} + c_{Fe} * Fe_z + a_{Fe} * Fe_x - R_{LL} * Fr_{Est} = 0 \quad (3.18)$$

Reemplazando:

$$-M_{v(\alpha)} + c_{Fe} * Fe \cos \alpha + a_{Fe} * Fe \sin \alpha - R_{LL} * Fr_{Est} = 0$$

Despejando el valor de Fe tenemos:

$$Fe = \frac{R_{LL} * Fr_{Est} + M_{v(\alpha)}}{(c_{Fe} * \cos \alpha + a_{Fe} * \sin \alpha)}$$

Reemplazando la fórmula de la Fuerza de Rozamiento, que es:

$$Fr_{Est} = N_{normal} * \mu_{Est} \quad (3.19)$$

Se analiza la variación del valor de c_{Fe} y a_{Fe} en función del mismo ángulo a través del análisis trigonométrico de la fuerza, obteniéndose:

$$a_{Fe}(\alpha) = a_{Fe} * \cos \alpha$$

$$c_{Fe}(\alpha) = a_{Fe} * \sin \alpha$$

Con lo que la Ecuación Resultante es:

$$Fe = \frac{R_{LL} * Fr_{Est} + M_{v(\alpha)}}{((a_{Fe} * \sin \alpha) * \cos \alpha + (a_{Fe} * \cos \alpha) * \sin \alpha)}$$

Obteniéndose:

$$Fe = \frac{R_{LL} * N_{normal} * \mu_{Est} + M_{v(\alpha)}}{a_{Fe}(\sin \alpha * \cos \alpha + \cos \alpha * \sin \alpha)}$$

Aplicando la identidad trigonométrica para este caso, la ecuación se reduce a:

$$Fe = \frac{R_{LL} * N_{normal} * \mu_{Est} + M_{v(\alpha)}}{a_{Fe} * \sin 2 \alpha} \quad (3.20)$$

Reemplazando los valores de la Ecuación con:

- $R_{LL} = 0,35 [m]$
- $\mu_{Est} = 0,85$
- $N_{normal} = 21852,2 [N]$
- $a_{Fe} = 0,13 [m]$

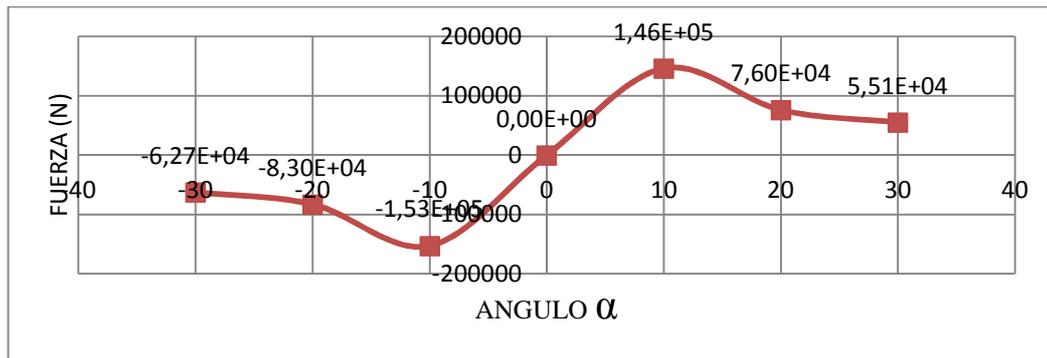


Figura 23 Fuerza F_e en función de α

Con lo que, la fuerza que se necesita para superar la fricción entre el neumático y el asfalto se encuentra determinada por la ecuación anterior y su variación representada en la Figura 23,

De la gráfica se concluye que la fuerza que se requiere para generar movimiento en el neumático depende del valor del ángulo α y su comportamiento se encuentra regido por la curva presentada, observándose un pico de fuerza a los 10° , se puede apreciar que el sentido de la misma depende de la dirección de giro.

Del presente análisis se despeja el máximo valor de la fuerza que se debe aplicar para que los neumáticos roten, siendo éste el que corresponde a $\alpha = 10^\circ$:

$$F_e = 1.53 \times 10^5 \text{ [N]}$$

Este valor será comparado con los obtenidos en el estudio dinámico a fin de determinar la fuerza máxima que será aplicada en el neumático.

3.3.1 DETERMINACIÓN CARGA MÁXIMA

Para la carga máxima del vehículo, se multiplica la cantidad de pasajeros, $n=19$ contabilizado por el número de asientos, figura 24, por el valor recomendado por (Europa, 2014), de $M_{mi} = 68 \text{ kg/ocupante}$ con lo que el peso que se incrementa al vehículo asciende a:

$$Q_p = n * M_{mi} \quad (3.21)$$

$$Q_p = 1292 \text{ kg}$$

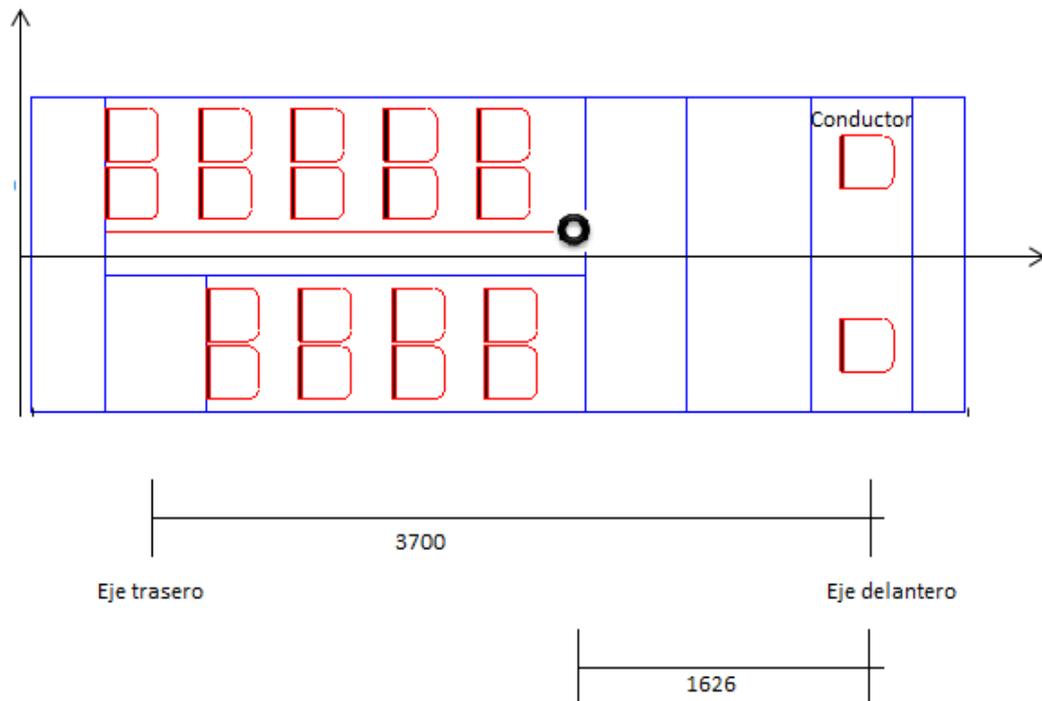


Figura 24 Disposición asientos

El detalle de la disposición se encuentra en los planos anexos.

Como se puede apreciar la mayor carga es soportada por el eje trasero, debido a las modificaciones que se realizaron como se aprecia en la figura 25.



Figura 25 Interior vehículo.

De modo tal que de este valor, un 30% de la carga se transmite al eje delantero, al cual se le adiciona el peso del conductor, que es de 75 kg. (Europa, 2014), distribuidos en los neumáticos con lo que la carga a adicionar es:

$$Q_{pd} = 0.3 * (1292) + 75 \quad (3.22)$$

$$Q_{pd} = 462 \text{ kg}$$

Valor que se divide para dos para incrementar la carga en cada neumático con lo que:

$$P1' = 2228,3 + 231,5$$

$$P1' = 2459,8 \text{ kg} \approx 24120,46 \text{ N}$$

$$P2' = 2183,6 + 231,5$$

$$P1' = 2415,1 \text{ kg} \approx 23682,11 \text{ N}$$

Comparando con catálogo se determina que el eje delantero soporta la carga máxima siendo su valor de 2600 kg.

Con lo que se procede a realizar un estudio similar al anterior, con la nueva carga.

Se emplean las figuras 18, 19, 20, y 21, que representan el DCL del neumático en los 3 ejes que lo componen, para obtener las ecuaciones 3.14, 3.15, 3.16, 3.17, 3.18, que determinan el comportamiento tanto de las fuerzas como de los momentos que se generan.

Se mantiene el valor del coeficiente de rozamiento de 0,85, generándose la figura 26, similar a la ilustración 23, en la que se aprecia la variación de la fuerza, y su valor máximo.

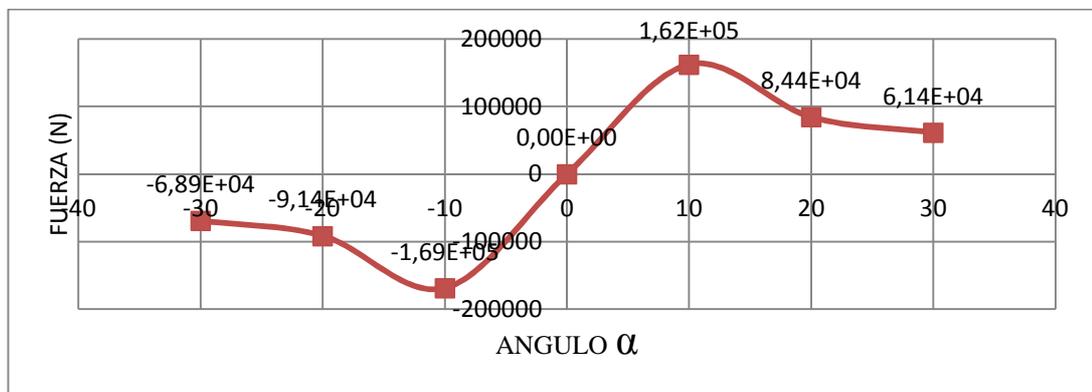


Figura 26 Fuerza F_e en función de α

Se determina que la fuerza máxima a ejercer se encuentra a los 10° con un valor de $F_e = 1.69 \times 10^5$ el cual será comparado con el valor obtenido en el estudio del vehículo en movimiento.

3.4 ANÁLISIS DINÁMICO DE FUERZAS

A fin de conocer todos los posibles estados a los que estará sometido el diseño se debe revisar lo que ocurre con el sistema cuando se encuentra en movimiento, ese tipo variaciones generan nuevos estados que no son estudiados en el análisis estático.

De igual modo se presenta un análisis del vehículo cuando frena, la inercia del sistema lo obliga a mantenerse en movimiento y la fuerza que debe soportar el eje delantero se incrementa.

ANÁLISIS PARA $a_c \neq 0$

El presente análisis parte de la condición de $a_c \neq 0$, con lo que se procede a determinar la variación en la carga aplicada al eje delantero al encontrarse frenando.

ANÁLISIS PESO DEL VEHÍCULO

Para analizar el estado del vehículo cuando se encuentra frenando, se debe analizar lo que ocurre dinámicamente, se generan fuerzas debido a la aplicación de los frenos y pérdidas de energía que se disipa en forma de calor.

Se ha desarrollado varios estudios acerca del modelamiento matemático a emplear para calcular las fuerzas que se generan en los distintos ejes. Determinándose que los frenos deben dimensionarse adecuadamente ya

que la fuerza a ser aplicada no es igual en ambos ejes, como se aprecia en la figura 27, cualquier fuerza que se genera fuera del rango marcado, genera el bloqueo del eje.

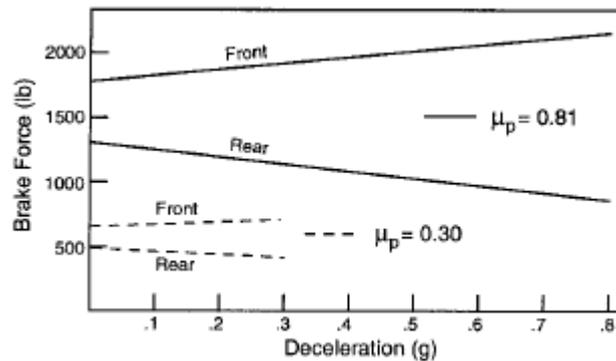


Figura 27 Diferencia entre ejes fuerza de frenado. (Gillespie, 1992)

Los factores determinantes para calcular la máxima fuerza de frenado son la carga instantánea en el eje y el coeficiente de rozamiento, durante el frenado se transfiere una carga dinámica desde el eje posterior hacia el delantero con lo que:

$$W_f = W_{fs} + W_{dmc} \quad (3.23)$$

$$W_r = W_{rs} - W_{dmc} \quad (3.24)$$

Dónde:

$$W_{dmc} = \left(\frac{c}{L}\right) \left(\frac{W_T}{g}\right) D_x \quad (3.25) \text{ (Gillespie, 1992)}$$

Siendo:

- $c \rightarrow$, Altura del CG = 0,78 [m]
- $L \rightarrow$ Distancia entre ejes = 3.7[m].

- $W_T \rightarrow$ *Peso total del Vehículo* = 79103,38[N].
- $g \rightarrow$ *Gravedad* = 9,81 $[m/s^2]$.
- $D_x \rightarrow$ *Desaceleración Constante* $[m/s^2]$.

El valor de D_x es proporcionado por Norma INEN (Normalización, 2010),

$D_x = -4 [m/s^2]$, reemplazando los valores en la fórmula se obtiene que:

$$W_{dmc} = 6799,53 [N]$$

Valor que se debe incrementar a W_{fs} para obtener la variación de la carga en el eje delantero, para lo cual:

$$W_{fs} = \frac{a}{L} W_T \quad (3.26) \text{ (Gillespie, 1992)}$$

Dónde:

- $a \rightarrow$ *Distancia desde el CG hasta el eje posterior* [m].

$$a = 2,074 [m]$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.3.1 empleada se obtiene el valor de la carga en el eje delantero siendo:

$$W_f = W_{fs} + W_{dmc}$$

$$W_f = 44340,65 + 6799,53$$

$$W_f = 49994,24 [N]$$

El cuál es el valor para los 2 neumáticos, se divide el valor con lo que se obtiene la nueva carga que soporta el neumático siendo el valor:

$$W_{fi} = W_{fd} = 24997,12 [N] \approx 2548,99 [Kgf]$$

ANÁLISIS FUERZA EN NEUMÁTICO

Determinado el valor de la carga que se aplica en el eje delantero cuando se está frenando, se realiza el análisis de las fuerzas que intervienen en el neumático para rotarlo, para lo cual se parte del momento que genera el neumático debido a su geometría, empleándose la fórmula (Gillespie, 1992):

$$M_{dmc(\delta)} = -(F_{yd} + F_{yi}) * d * \sin \lambda \sin \delta + (F_{yd} - F_{yi}) * d * \sin \gamma * \cos \delta \quad (3.27)$$

Dónde:

$$F_{yd} = F_{yi} = 2548,99 [N].$$

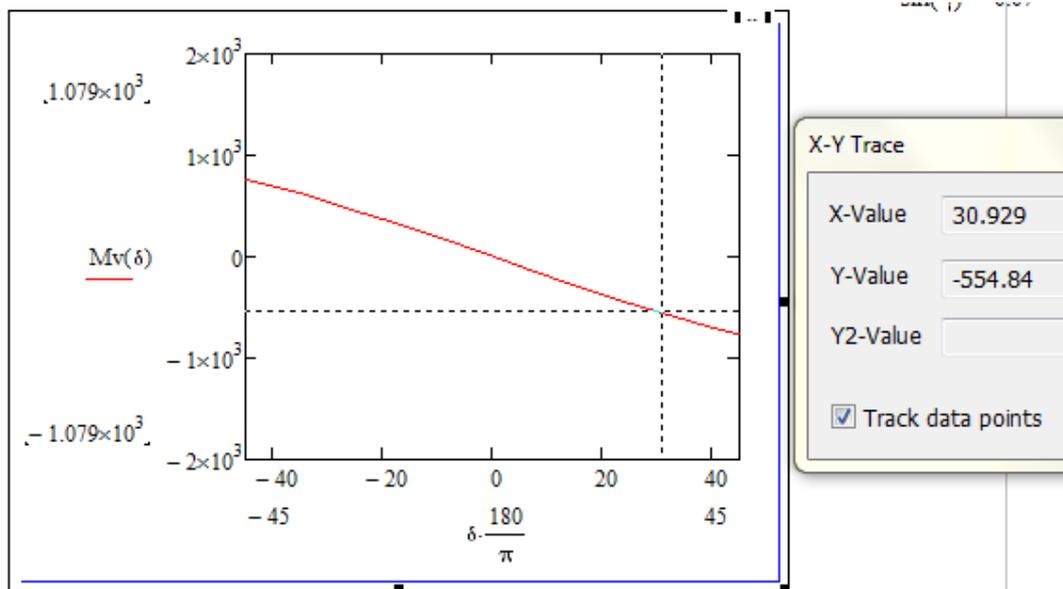


Figura 28 Momento generado por neumático

Los demás valores son conocidos, generándose la gráfica 28 que representa el comportamiento del momento en función del ángulo de dirección aplicado.

Las gráficas del momento en función del ángulo de inclinación lateral y ángulo de caída tienen un comportamiento similar a las figuras 14 y 15, respectivamente.

La figura 28 determina que el rango de valor del momento generado es mayor al momento obtenido con la fuerza normal original, dicho rango se encuentra -555 Nm a 555 Nm , aplicado en el plano XZ entre los -30° a 30°

Determinado el momento que genera el neumático y el valor de la nueva carga sobre el eje, se realiza el estudio de la fuerza que se debe aplicar al neumático para que supere la fuerza de rozamiento.

Debido a las propiedades del material de los neumáticos, al momento de ejercer una fuerza de frenado sobre ellos se deforman del modo que se muestra en la Figura 29

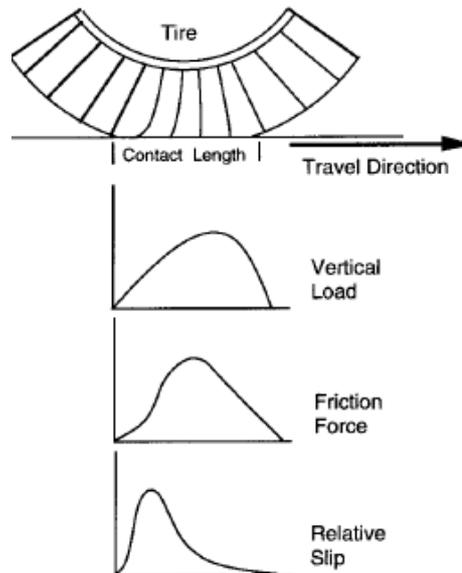


Figura 29 Deformación de neumático. (Gillespie, 1992)

Por ello la normal que actúa sobre él mismo se desplaza un valor μr .

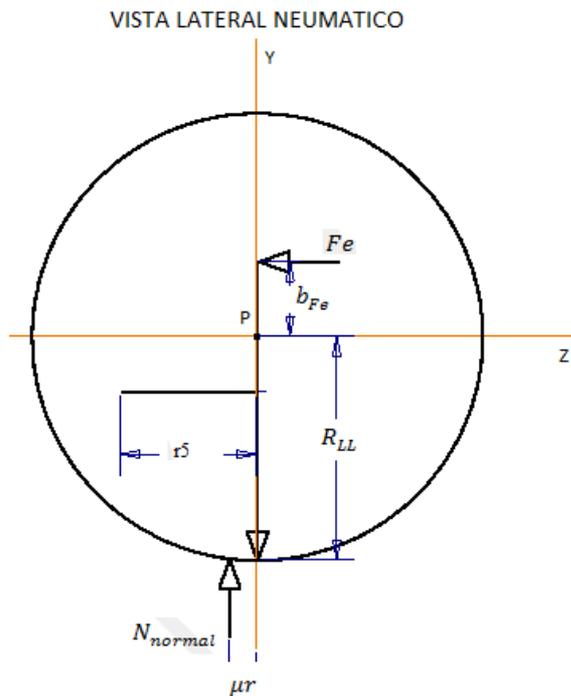


Figura 30 DCL plano Z-Y

Para el análisis de las fuerzas, se emplea el modelo generado en el análisis estático, con una variación en el DCL del plano YZ en el que se incluye la variación en la posición de la normal, figura 29.

De igual modo el análisis se realiza en función del ángulo α , a fin de determinar el comportamiento y variación de la misma.

Con lo que las variables que se van a emplear son:

- $\vec{F_e}$ → Fuerza de Empuje, [N].
- $F_{r_{Dmc}}$ → Fuerza Rozamiento Dinamico asfalto y neumatico, [N].
- N_{Din} → Fuerza Normal Dinamica, [N].
- Q → Carga del vehiculo aplicada sobre el neumatico, [N].
- \vec{P} → Punto de Giro del neumatico[m].

- a_{Fe} → Distancia desde Fe hacia P, en eje x, [m].
- b_{Fe} → Distancia desde Fe hacia P, en eje y, [m].
- c_{Fe} → Distancia desde Fe hacia P, en eje z, [m].
- μr → Desplazamiento de la N_{Din} , [m].
- μ_{Dmc} → Coeficiente de Rozamiento Dinamico.
- $M_{dmc(\alpha)}$ → Momento generado por neumatico en P, en el eje y, [Nm].

Determinadas las variables, se procede a desarrollar las Ecuaciones partiendo de:

Equilibrio de Fuerzas

$$\Sigma F_x = 0$$

$$Fe_x - P_x - Fr_x = 0 \quad (3.28)$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_{Din} - Q - P_y = 0 \quad (3.29)$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$Fe_z - P_z - Fr_z = 0 \quad (3.30)$$

Equilibrio de Momentos

$$\Sigma M_x = 0$$

$$MP_x = 0 \quad (3.31)$$

$$\sum M_z = 0$$

$$N_{Din} * \mu r - R_{LL} * Fr_{Dmc} = 0 \quad (3.32)$$

$$\sum M_y = 0$$

$$-M_{dmc(\alpha)} + c_{Fe} * Fe_z + a_{Fe} * Fe_x - R_{LL} * Fr_{Dmc} = 0 \quad (3.33)$$

El valor de la fuerza depende del ángulo α , el cual descompone la fuerza aplicada en sus componentes, siendo estos:

$$Fe = Fe \cos \alpha \mathbf{i} + Fe \sin \alpha \mathbf{k} \quad (3.35)$$

Reemplazando:

$$-M_{dmc(\alpha)} + c_{Fe} * Fe \cos \alpha + a_{Fe} * Fe \sin \alpha - R_{LL} * Fr_{Dmc} = 0$$

Agrupando y despejando en función de Fe se obtiene:

$$Fe = \frac{R_{LL} * Fr_{Dmc} + M_{dmc(\alpha)}}{(a_{Fe} * \cos \alpha + b_{Fe} * \sin \alpha)}$$

Reemplazando la Fuerza de Rozamiento, que es:

$$Fr_{Dmc} = N_{Din} * \mu_{Dmc} \quad (3.36)$$

Al igual que en las secciones anteriores, los valores de a_{Fe} y c_{Fe} se representan como una función dependiente del ángulo α

$$a_{Fe}(\alpha) = a_{Fe} * \cos \alpha$$

$$c_{Fe}(\alpha) = a_{Fe} * \sin \alpha$$

Con lo que la Ecuación Resultante es:

$$Fe = \frac{R_{LL} * N_{Din} * \mu_{Dmc} + M_{dmc(\alpha)}}{((a_{Fe} * \sin \alpha) * \cos \alpha + (a_{Fe} * \cos \alpha) * \sin \alpha)}$$

Obteniéndose:

$$Fe = \frac{R_{LL} * N_{Din} * \mu_{Dmc} + M_{dmc(\alpha)}}{a_{Fe}(\sin \alpha * \cos \alpha + \cos \alpha * \sin \alpha)}$$

La Ecuación Resultante es:

$$Fe = \frac{R_{LL} * N_{Din} * \mu_{Dmc} + M_{dmc(\alpha)}}{a_{Fe} * \sin 2 \alpha} \quad (3.37)$$

Reemplazando los valores de la Ecuación con:

- $R_{LL} = 0,35 \text{ m}$
- $\mu_{Est} = 0,5$
- $N_{Din} = 24997,12 \text{ N}$

- $a_{Fe} = 0,13 \text{ m}$

Despejando la Fuerza Resultante se obtiene la curva de la fuerza en función del ángulo de dirección, figura 31.

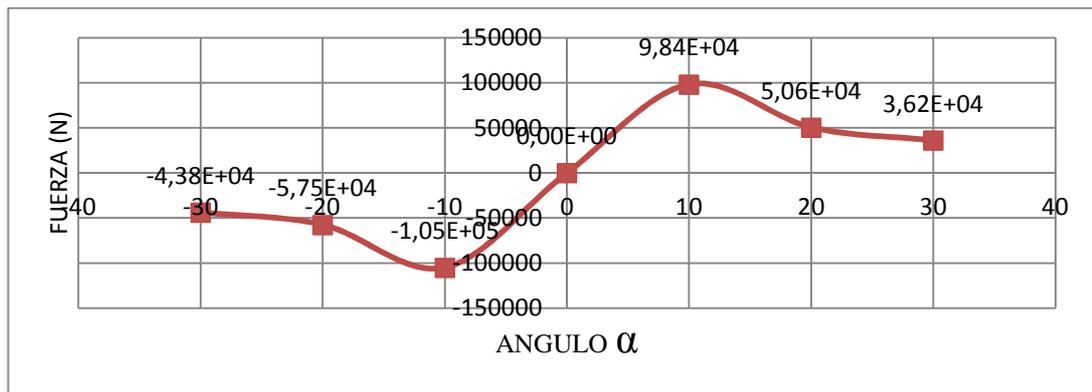


Figura 31 Fuerza F_e en función de ángulo α

En la que se verifica que el comportamiento del mismo es similar al análisis anterior, la fuerza máxima a aplicar se encuentra a los 10° del centro, el rango de fuerzas generado es menor comparado con el análisis realizado para $a_c = 0$, esto, debido a que el coeficiente de fricción es menor para el estado dinámico.

3.5 RESUMEN ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO.

Desarrollado el análisis de los diferentes casos se resumen los valores obtenidos en la tabla 3,

Tabla 3 Resumen de valores

RESUMEN ANÁLISIS FUERZAS						
ÍTEM	CARGA MÁXIMA			PESO NOMINAL		
	$a_c = 0$		$a_c = 0$	$a_i = -4 \frac{m}{s^2}$		
Normal	24120,5	N	21852,2	N	24997,12	N
$F_e max$	168705,6	N	152859,5	N	105032,1	N
$F_e min$	0	N	0	N	0	N

Se aprecia la variación de la normal que actúa sobre el neumático en las distintas condiciones analizadas, determinándose que el máximo valor se encuentra cuando trabaja con la carga máxima, con lo que se genera una memoria de cálculo para determinar el comportamiento del sistema el cual será comparado en las distintas condiciones mencionadas.

La diferencia entre las fuerzas dinámica y estáticas radica en el coeficiente de rozamiento, se concluye que el valor estático sirve para los cálculos del sistema, pero el valor dinámico es la carga máxima que van a soportar los neumáticos.

Acorde a normativas sobre modificación de vehículos pesados, se recomienda mantener el factor de seguridad empleado por el fabricante para los elementos originales del sistema, el cual no ha sido modificado, pero para el presente caso al máximo valor de fuerza se multiplica por un factor de seguridad, $f_s = 1,5$, con el fin de sobredimensionar los valores obtenidos en el análisis previo y asegurar que los elementos del sistema soporten la carga con lo que la fuerza máxima a ejercer es:

$$F_e = 229289,25 \text{ N}$$

$$F_{emax} = 253058,4 N$$

3.6 ESTUDIO MECANISMO

La fuerza determinada se transmite por el mecanismo a través de su configuración geométrica, en la presente sección se analiza cinemática y dinámicamente el mecanismo para determinar la ventaja mecánica (VM) que aporta y el valor del torque que requiere.

De igual modo se revisa la posibilidad de modificar la configuración geométrica original a fin de obtener una mayor ventaja mecánica.

VERIFICACIÓN DE GEOMETRÍA

Al observar el comportamiento de un vehículo interactuando en una curva, fácilmente se determina que la rueda que va por dentro de la curva debe girar más rápido que la que lo hace por fuera.

Por otro lado, las ruedas posteriores cuentan con una configuración de engranes especial, denominado diferencial, el cual divide o diferencia la rotación de cada rueda al momento de interactuar con la curva, a fin de lograr mayor estabilidad en la misma, pero debido a que las ruedas permanecen paralelas entre sí, tiende a resbalar, efecto que se aprecia cuando suenan las mismas al tomar una curva cerrada muy de prisa.

En los sistemas de dirección que se emplea hoy que es girar las ruedas sobre puntos de pivote independientes, denominado Sistema Ackerman.

El cual es un mecanismo que genera una variación constante en el ángulo de dirección de cada neumático, obteniéndose un viraje sin deslizamiento de los neumáticos, en el cual el neumático del interior de la curva posee un ángulo de dirección mayor que el exterior.

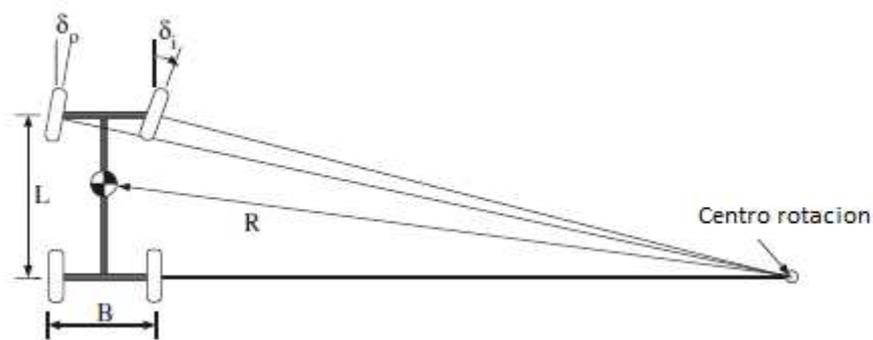


Figura 32 Centro de rotación.

Para que el sistema se comporte del modo mencionado debe cumplir con la condición de que la prolongación del eje de cada rueda delantera interseca a la prolongación del eje trasero en un mismo punto, centro de rotación instantáneo, como se aprecia en la figura 32

Al analizar los triángulos, se puede despejar la relación que existe entre los ángulos δ_o y δ_i , siendo esta:

$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{L}{R_o + B/2} \cong \frac{L}{R_o + B/2} \quad (3.38)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L}{R_i - B/2} \cong \frac{L}{R_i - B/2} \quad (3.39) \quad (\text{Gillespie, 1992})$$

Dónde:

$$\delta_o < \delta_i$$

Siendo:

$\delta_o \rightarrow$ Angulo de Direccion Exterior [deg]

$\delta_i \rightarrow$ Angulo de Direccion Interior [deg]

Se determina la relación que existe en base a las condiciones de conducción a las que va a estar expuesto el vehículo, siendo el giro de 180° el valor crítico de la geometría, recomendaciones urbanísticas para la construcción de vías determinan que el radio de giro interior varía entre los 7 y 8 m, y el exterior entre los 12 y 13 m, dependiendo del tamaño del bus.

Con lo que se obtiene que:

$$\delta_i = 0,609 \text{ [rad]} \approx 34,93 \text{ [deg]}$$

$$\delta_o = 0,291 \text{ [rad]} \approx 16,72 \text{ [deg]}$$

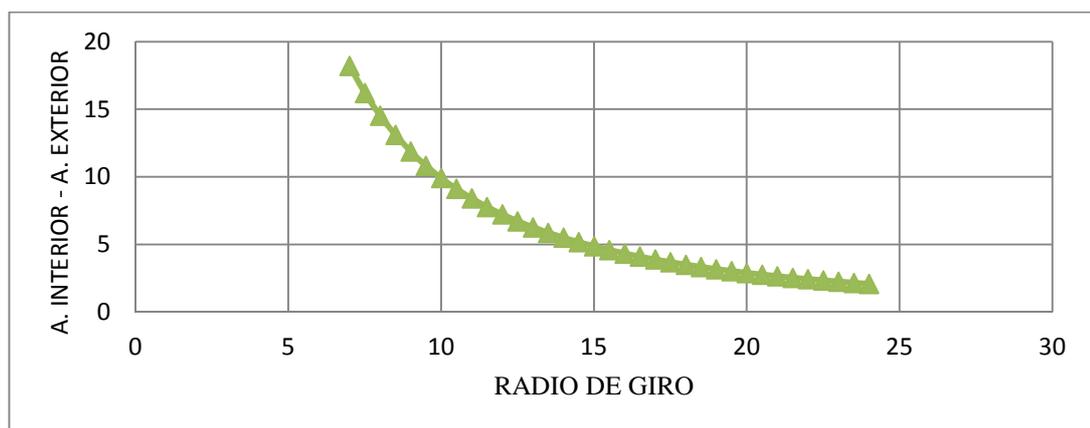


Figura 33 Relación Ackerman.

Al desarrollar la ecuación que rige el comportamiento del mecanismo en función del radio de giro, se generó la gráfica 33,

Se aprecia que mientras mayor sea el radio de giro, la diferencia entre los ángulos de dirección interno y externo se reduce. Determinándose, además que mientras mayor es el ángulo de dirección de los neumáticos, la diferencia entre los ángulos se incrementa.

Un aporte del presente proyecto, estudia la posibilidad de modificar la configuración original del mecanismo, cumpliendo con la relación previamente planteada en la presente sección.

ANÁLISIS DEL MECANISMO.

La presente sección tiene como objetivo analizar todos los factores que influyen en el mecanismo a fin de determinar:

- El tipo de mecanismo.
- Ventaja Mecánica.
- Fuerza que se debe aplicar.

El cual está compuesto por un sistema de 4 barras que, debido a su geometría, controla el movimiento de los 2 neumáticos.

Para el análisis se genera la simulación en el programa Inventor 2013, del desarrollador Autodesk, en la que se puede ver la posición central del mecanismo, y cuando se encuentra girado totalmente hacia un lado, Figura 34, y 35 respectivamente.

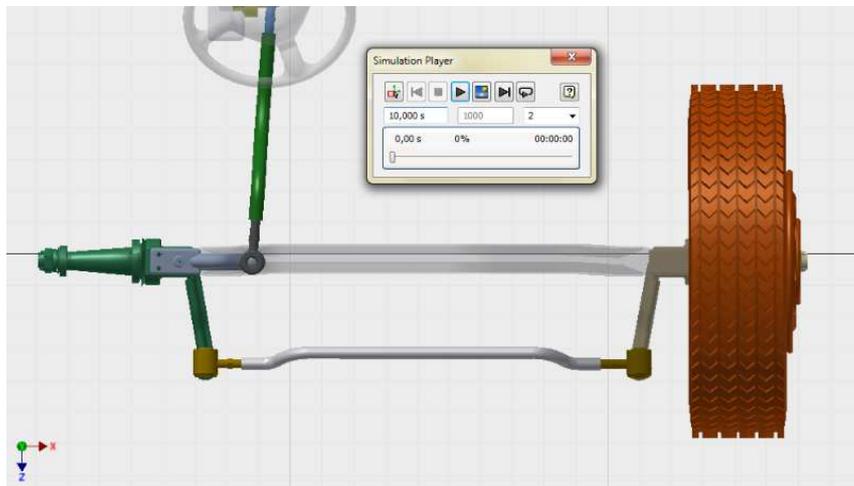


Figura 34 MD mecanismo posición inicial.

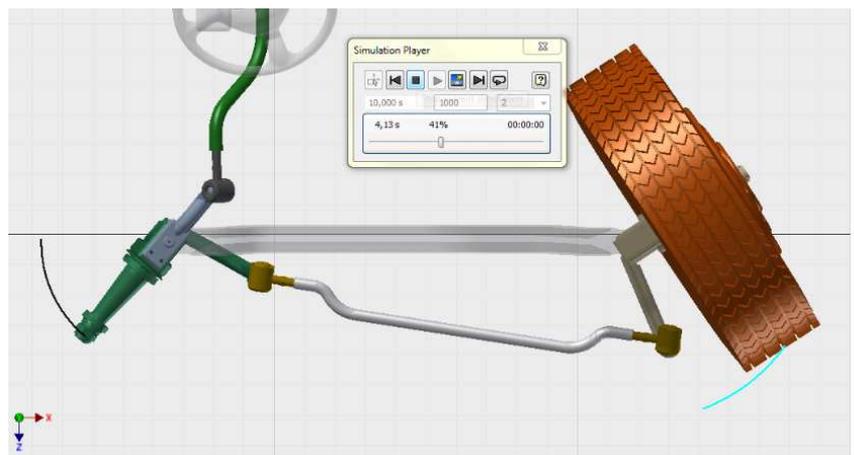


Figura 35 MD mecanismo posición final 1.

Para la memoria de cálculo y las distintas graficas que se generan se emplea el programa MathCad, Vr. 14, del desarrollador Parametric Technology Corporation, diseñado para el cálculo de operaciones matemáticas, que han sido empleados en el análisis.

Partiendo de las medidas obtenidas del vehículo, se desarrollan las distintas ecuaciones que determinan:

- Variación de los Ángulos que Componen al mecanismo
- La curva del acoplador
- Velocidad del Mecanismo
- Ventaja mecánica que genera
- Verificación del ángulo de transmisión
- Aceleración angular del mecanismo

El sistema no se encuentra compuesto solo por el mecanismo de 4 barras, ya que la configuración geométrica de sus elementos genera ventajas mecánicas en el conjunto al momento de interactuar entre todo el sistema, con lo que el análisis se lo divide en el estudio del y de la geometría de la unión entre el mecanismo y el brazo de ataque de la caja de dirección.

DESARROLLO MEMORIA DE CÁLCULO

Partiendo de las medidas del vehículo se genera la figura 36 a fin de visualizar los valores presentados en la tabla 4 con los datos geométricos del mecanismo.

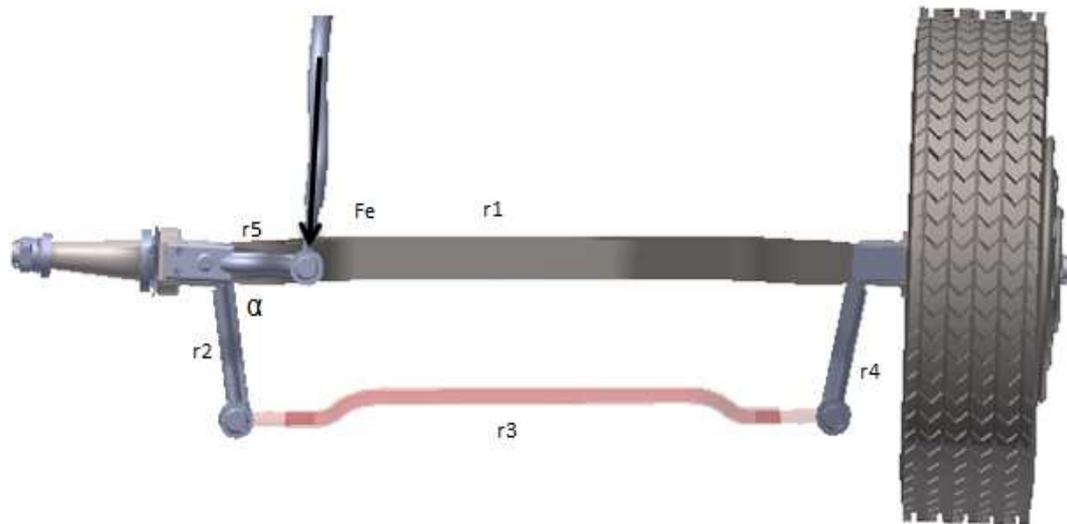


Figura 36 Esquema Mecanismo

Tabla 4 Datos Mecanismo.

MECANISMO DIRECCIÓN					
DIMENSIONES			ACOPLADOR		
ÍTEM	VALOR	UNIDAD	ÍTEM	VALOR	UNIDAD
r1	1.566	m	α	86.81	deg.
r2	0.325	m	r5	0.256	m
r3	1.455	m			
r4	0.325	m			

Las dimensiones se analizan para verificar si cumplen con la relación de Grashof:

$$r1 + r2 = 1.891 \times 10^3 \quad r3 + r4 = 1.78 \times 10^3$$

Debido a que $r1 + r2 > r3 + r4$, el mecanismo es no-Grashof, lo que “resulta en cuatro mecanismos de oscilador triple, dependiendo de cuál eslavos es la tierra. Un movimiento relativo continuo no es posible para este caso” (Sandor, 1998).

Ya que un movimiento continuo no es posible, pero para la presente aplicación, que posee un rango de acción comprendido entre -40° a 40° , la función del mecanismo se ajusta a los requerimientos de diseño.

De la teoría de mecanismos de 4 barras y el análisis matemático realizado a las diferentes ecuaciones que rigen su comportamiento, se procede a determinar 5 constantes en base a las medidas del mecanismo, que se reemplazaran en la fórmula de resolución de ecuaciones de segundo grado, siendo estas:

$$k1 := \frac{r1}{r2} \quad (3.40)$$

$$k2 := \frac{r1}{r4} \quad (3.41)$$

$$k3 := \frac{r1^2 + r2^2 + r4^2 - r3^2}{2 \cdot r2 \cdot r4} \quad (3.42)$$

$$k4 := \frac{r1}{r3} \quad (3.43)$$

$$k5 := \frac{r4^2 - r1^2 - r2^2 - r3^2}{2 \cdot r2 \cdot r3} \quad (3.44) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

De igual modo se plantea al ángulo θ_2 , y su rango de trabajo, el cual es una revolución o 360° , que será la variable independiente del sistema de ecuaciones.

$$\theta_2 := -\pi, -3 \dots \pi$$

Se plantean las constantes a son empleadas en la fórmula de resolución de ecuaciones de segundo grado para θ_4 obtenemos:

$$a(\theta_2) := \cos(\theta_2) - k_1 - k_2 \cdot \cos(\theta_2) + k_3 \quad (3.45)$$

$$b(\theta_2) := -2 \sin(\theta_2) \quad (3.46)$$

$$c(\theta_2) := k_1 - (k_2 + 1) \cdot \cos(\theta_2) + k_3 \quad (3.47) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Reemplazando en la fórmula:

$$\theta_4(\theta_2) := 2 \cdot \text{atan} \left(\frac{-b(\theta_2) - \sqrt{b(\theta_2)^2 - 4 a(\theta_2) \cdot c(\theta_2)}}{2 \cdot a(\theta_2)} \right) \quad (3.48) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Desarrollando las ecuaciones de segundo grado para θ_3 obtenemos:

$$d(\theta_2) := \cos(\theta_2) - k_1 + k_4 \cdot \cos(\theta_2) + k_5 \quad (3.49)$$

$$e(\theta_2) := -2 \sin(\theta_2) \quad (3.50)$$

$$f(\theta_2) := k_1 + (k_4 - 1) \cos(\theta_2) + k_5 \quad (3.51) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Reemplazando en la fórmula:

$$\theta_3(\theta_2) := 2 \text{atan} \left(\frac{-e(\theta_2) - \sqrt{e(\theta_2)^2 - 4 d(\theta_2) \cdot f(\theta_2)}}{2 d(\theta_2)} \right) \quad (3.52) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Debido a que los resultados propuestos son variables en función del ángulo θ_2 , se interpreta mediante la generación de gráficas, que sirven para una verificación visual del comportamiento del mecanismo.

La primera es la variación de θ_3 y θ_4 en función de θ_2 , Figura 37

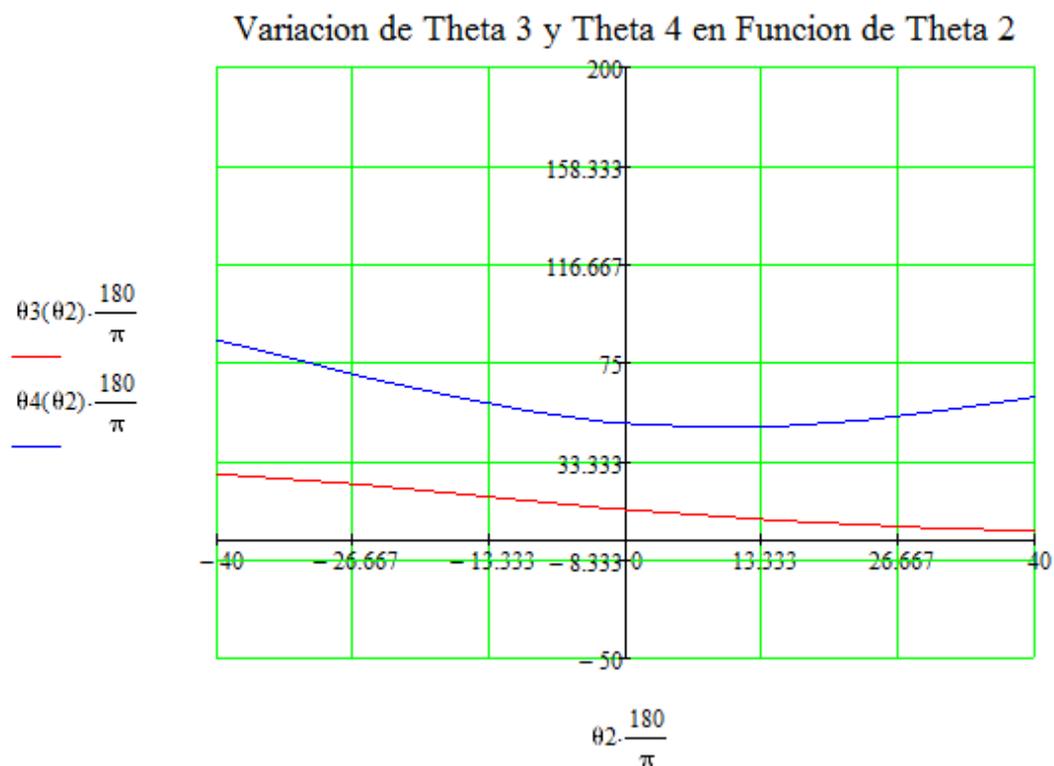


Figura 37 Variación de θ_3 y θ_4 en función de θ_2

En la que se aprecia que θ_4 varía de forma más intensa que θ_3 , cuya variación es más uniforme y menos pronunciada.

Otro punto a analizar del mecanismo es la curva del acoplador con lo que se emplea la medida y ángulo determinados en la tabla 4.

De la ecuación vectorial de acoplador, que se la define como:

$$R_p := r_2 \cdot e^{i\theta_2} + r_5 \cdot e^{i(\theta_3 + \alpha)} \quad (3.53) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Se obtienen las componentes para x e y:

$$R_{px}(\theta_2) := r_2 \cdot \cos(\theta_2) + r_5 \cdot \cos\left(\theta_3(\theta_2) + \alpha \cdot \frac{\pi}{180}\right) \quad (3.54)$$

$$R_{py}(\theta_2) := r_2 \cdot \sin(\theta_2) + r_5 \cdot \sin\left(\theta_3(\theta_2) + \alpha \cdot \frac{\pi}{180}\right) \quad (3.55) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Que son funciones dependientes de θ_2 , generándose la figura 37, donde se aprecia, en color rojo, la trayectoria del acoplador

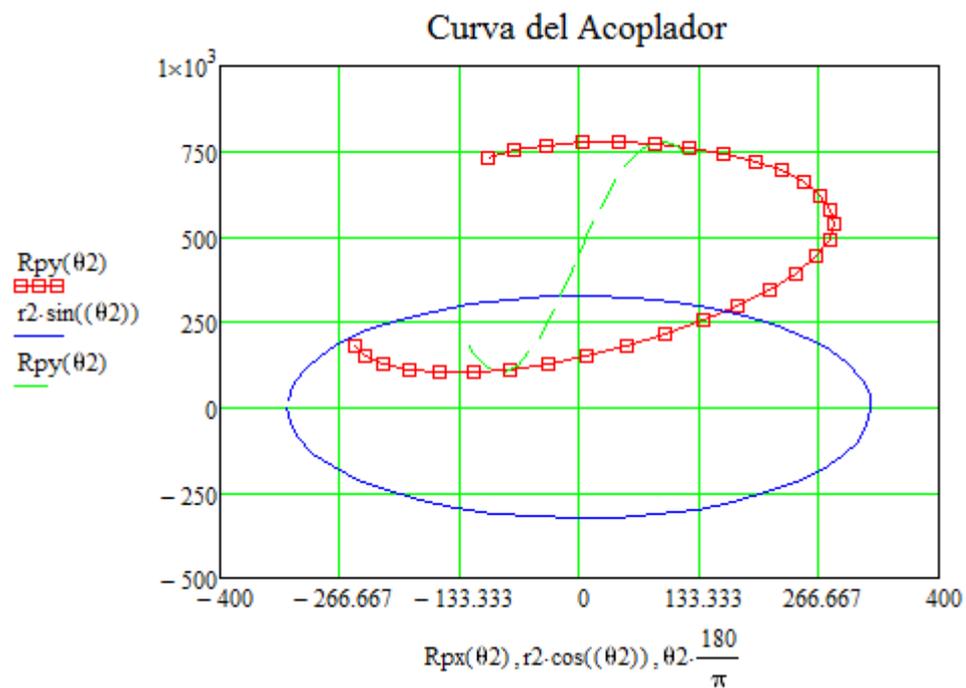


Figura 38 Curva de Acoplador

De la línea de la trayectoria se divide en puntos que serán empleados para determinar el ángulo de orientación del mecanismo, para que su movimiento sea en la sección deseada.

Para este caso, se emplean los extremos a fin de obtener sus coordenadas para determinar el Ángulo de orientación mencionado.

El programa proporciona el valor de los puntos seleccionados, con lo que reemplazando obtenemos:

$$\theta := \operatorname{atan} \left[\frac{613.28 - (-31.25)}{294.12 - (-142.86)} \right] \quad (3.56)$$

Con lo que el Ángulo de orientación es:

$$\theta \cdot \frac{180}{\pi} = 55.863$$

Una vez determinados la curva del acoplador, su ángulo de orientación y la variación de los ángulos θ_3 y θ_4 , se procede a desarrollar el análisis de la velocidad del mismo.

El cual se basa en el desarrollo matemático de la ecuación de Cierre del circuito:

$$r_2 e^{i\theta_2} + r_3 e^{i\theta_3} = r_1 + r_4 e^{i\theta_4} \quad (3.57) \text{ (Norton, 2005)}$$

Se deriva la misma y se obtiene:

$$i\omega_2 r_2 e^{i\theta_2} + i\omega_3 r_3 e^{i\theta_3} = i\omega_4 r_4 e^{i\theta_4} \quad (3.58)$$

Separando e igualando la parte real de la imaginaria se obtiene:

$$\omega_3 r_3 \sin \theta_3 - \omega_4 r_4 \sin \theta_4 = -\omega_2 r_2 \sin \theta_2 \quad (3.59)$$

$$\omega_3 r_3 \cos \theta_3 - \omega_4 r_4 \cos \theta_4 = -\omega_2 r_2 \cos \theta_2 \quad (3.60)$$

Las cuales determinan la velocidad angular del impulsor $\omega_2 = 5.14 \text{ RPM}$, valor obtenido de la relación entre los engranes de la caja de dirección cuyo valor es:

$$R_{CD} = 17,5:1$$

Las condiciones de operación del sistema se limitada a bajas velocidades de giro del volante, siendo el límite de:

$$\omega_V = 1.5 \frac{\text{rev}}{\text{s}} = 3\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 90 \text{ RPM}$$

Comparando los valores con la relación de la caja de dirección, se obtiene que 1,5 revoluciones del volante representa:

$$R_{CD} = \frac{\omega_V}{\omega_N} = 17,5$$

$$\omega_N = \frac{3\pi}{17,5}$$

$$\omega_N = 0,538 \frac{rad}{s} \approx 5,14 \text{ RPM}$$

Resolviendo las ecuaciones lineales obtenemos las siguientes funciones que generaran la gráfica deseada

$$\omega_3(\theta_2) := \omega_2 \cdot \frac{r_2 \cdot \sin(\theta_2 - \theta_4(\theta_2))}{r_3 \cdot \sin(\theta_4(\theta_2) - \theta_3(\theta_2))} \quad (3.61)$$

$$\omega_4(\theta_2) := \omega_2 \cdot \frac{r_2 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2) - \theta_2)}{r_3 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2) - \theta_4(\theta_2))} \quad (3.62)$$

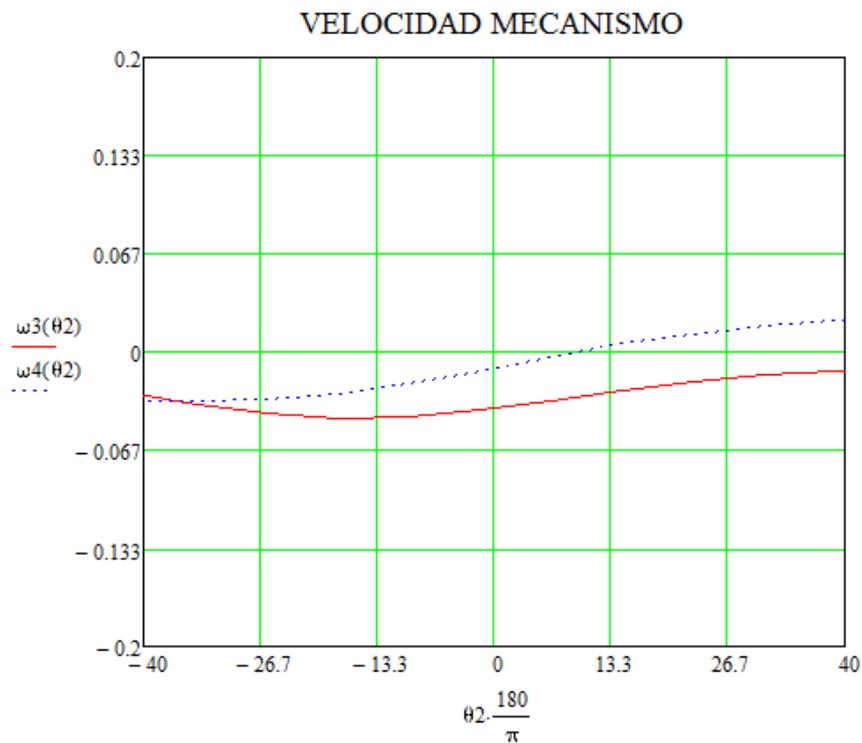


Figura 39 Velocidad Angular

En la figura 39 se aprecia la variación en la velocidad angular, que para ω_3 es una disminución brusca mientras que para ω_4 la reducción es más uniforme con un aumento al final del recorrido.

Se procede a calcular la ventaja mecánica del mecanismo, que parte del concepto de potencia de entrada = potencia de salida, y, para este caso, potencia es igual a torque por velocidad angular, con lo que:

$$VM := \frac{\omega_{entrada} \cdot r_{entrada}}{\omega_{salida} \cdot r_{salida}} \quad (3.63) \text{ (Sandor, 1998)}$$

$$VM := \frac{r_4 \cdot \sin(\theta_5(\theta_2) - \theta_6(\theta_2)) \cdot r_5}{r_2 \cdot \sin(\theta_5(\theta_2) - \theta_2) \cdot r_2} \quad (3.64)$$

Se emplea el segundo valor de la fórmula para resolver ecuaciones de segundo grado, que se desarrolla con el signo positivo para obtener 2 nuevas funciones:

$$\theta_6(\theta_2) := 2 \cdot \text{atan} \left(\frac{-b(\theta_2) + \sqrt{b(\theta_2)^2 - 4a(\theta_2) \cdot c(\theta_2)}}{2 \cdot a(\theta_2)} \right) \quad (3.65)$$

$$\theta_5(\theta_2) := 2 \text{atan} \left(\frac{-e(\theta_2) + \sqrt{e(\theta_2)^2 - 4d(\theta_2) \cdot f(\theta_2)}}{2d(\theta_2)} \right) \quad (3.66) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Las cuales son reemplazadas en la ecuación anterior generándose la figura 40, que representa la variación de la VM en función del ángulo del impulsor.

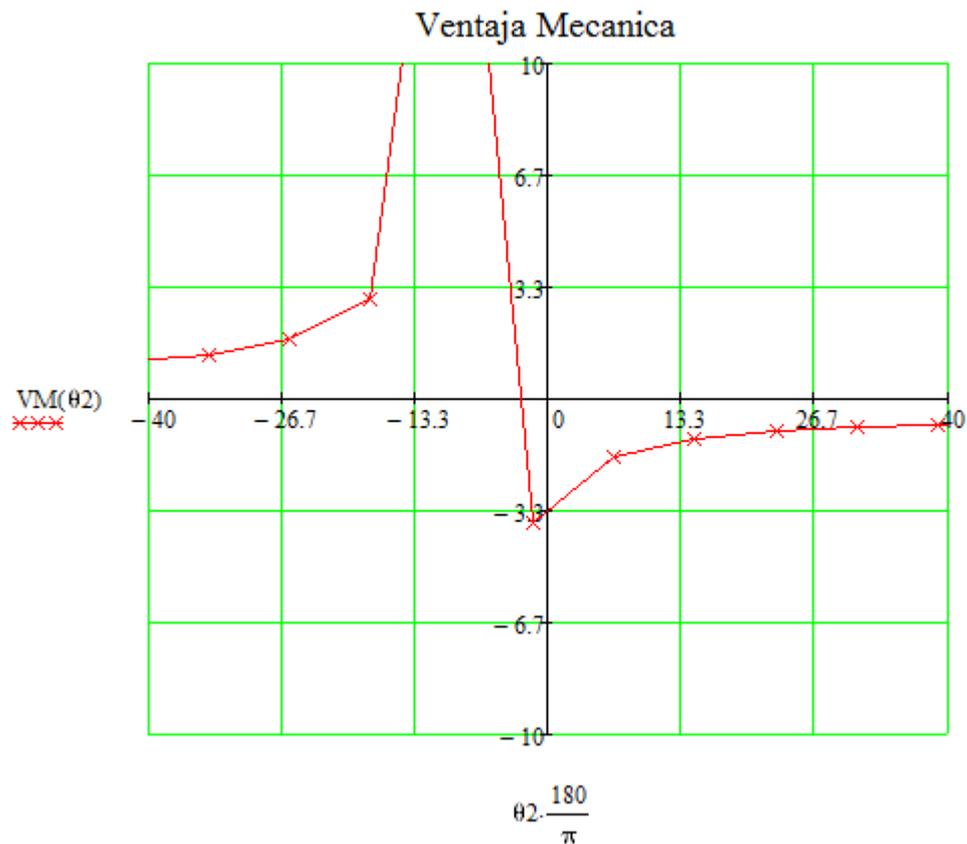


Figura 40 Variación ventaja mecánica

Debido al rango de acción, que posee valores negativos y positivos, la curva de comportamiento de la ventaja mecánica actúa desde un punto central desviándose en la dirección del ángulo de giro aplicado observándose que se mantiene en crecimiento constante entre un valor de 1.5, a 3.

Un valor adicional para verificar de la configuración del mecanismo es el ángulo de transmisión, el cual debe estar dentro del rango de 30 a 150°,

para que el movimiento del mismo sea uniforme, se emplea la fórmula del ángulo de transmisión, que es una expresión en función del ángulo θ_2 , siendo:

$$\gamma(\theta_2) := \theta_4(\theta_2) - \theta_3(\theta_2) \quad (3.67) \text{ (Norton, 2005)}$$

De la que se obtiene la figura 41, en la que se aprecia que el ángulo se encuentra dentro del rango sugerido.

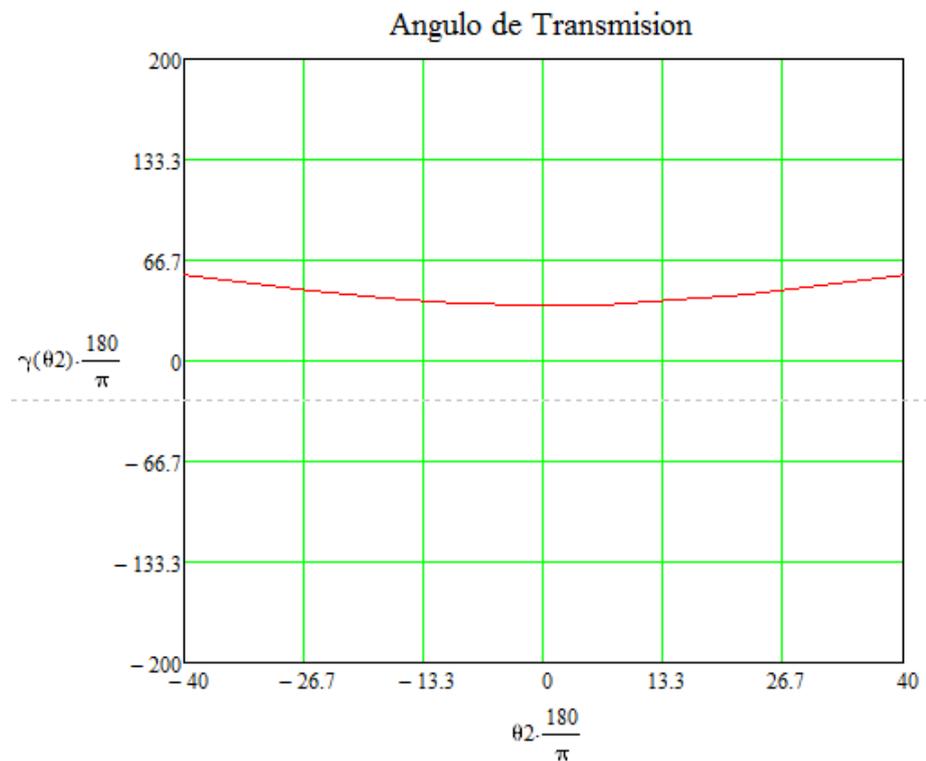


Figura 41 Angulo de transmisión.

De la misma ecuación que se derivó y se generaron las expresiones de la velocidad se procede a realizar el estudio de la aceleración derivando las mismas, obteniéndose:

$$\alpha_3(\theta_2) := \frac{i(\theta_2) \cdot j(\theta_2) - l(\theta_2) \cdot n(\theta_2)}{l(\theta_2) \cdot k(\theta_2) - h(\theta_2) \cdot j(\theta_2)} \quad (3.68)$$

$$\alpha_4(\theta_2) := \frac{i(\theta_2) \cdot k(\theta_2) - h(\theta_2) \cdot n(\theta_2)}{l(\theta_2) \cdot k(\theta_2) - h(\theta_2) \cdot j(\theta_2)} \quad (3.69) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Se procede a plantear los valores de las variables que componen la ecuación (Norton R. , 2005), siendo estos:

$$l(\theta_2) := r_4 \cdot \sin(\theta_4(\theta_2))$$

$$h(\theta_2) := r_3 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2))$$

$$i(\theta_2) := \omega_2^2 \cdot r_2 \cdot \cos(\theta_2) + \alpha \cdot r_2 \cdot \sin(\theta_2) + \omega_3(\theta_2)^2 \cdot r_3 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2)) - \omega_4(\theta_2)^2 \cdot r_4 \cdot \cos(\theta_4(\theta_2))$$

$$j(\theta_2) := r_4 \cdot \cos(\theta_4(\theta_2))$$

$$k(\theta_2) := r_3 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2))$$

$$n(\theta_2) := -\omega_2^2 \cdot r_2 \cdot \sin(\theta_2) + \alpha \cdot r_2 \cdot \cos(\theta_2) + \omega_3(\theta_2)^2 \cdot r_3 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2)) - \omega_4(\theta_2)^2 \cdot r_4 \cdot \sin(\theta_4(\theta_2))$$

Los cuales al ser reemplazados en las expresiones anteriores generan el grafico de la aceleración del mecanismo, Figura 42.

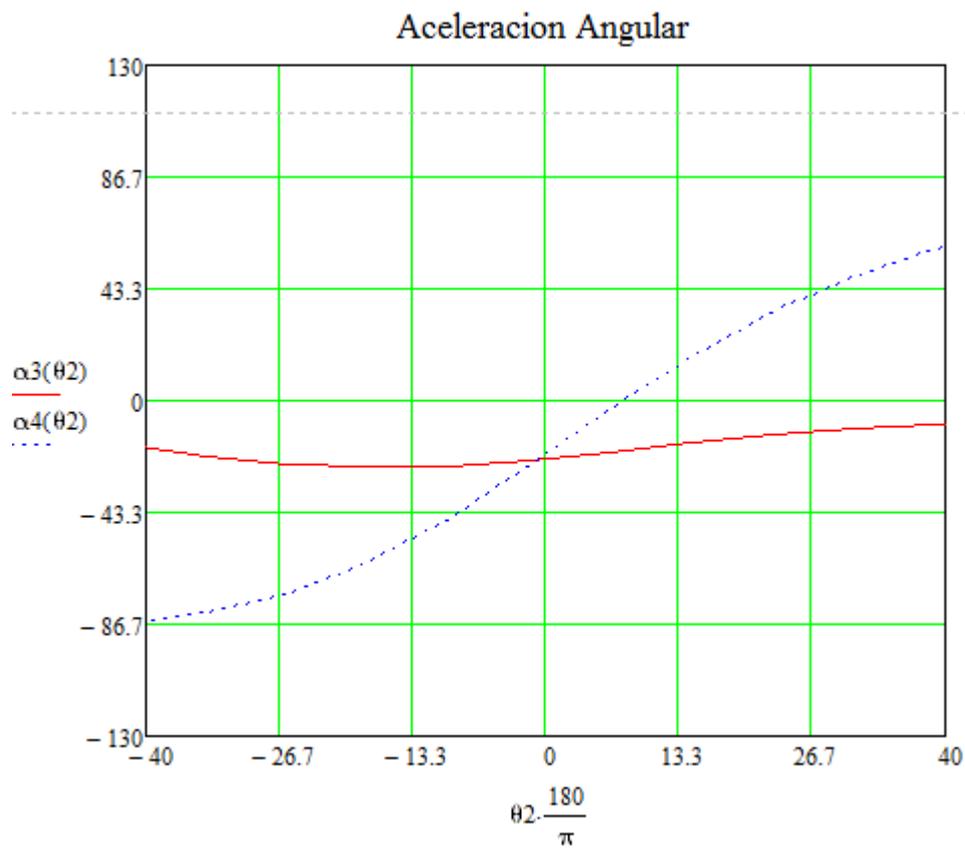


Figura 42 Aceleración angular

En la que se aprecia que el mismo desacelera en su recorrido, lo que concuerda con la Figura 39.

Para el primer caso, la velocidad disminuye debido a la aceleración que lo hace en forma negativa, pero para el segundo caso, la velocidad se incrementa al igual que lo hace su aceleración.

Los valores obtenidos en el análisis se resumen en la tabla 5.

Tabla 5 Resumen de cálculos.

VARIACIÓN ACELERACIÓN				
Ø2	ACELERACIÓN	ÁNGULO TRANSMISIÓN	VELOCIDAD	VENTAJA MECÁNICA
-42,08	-23,00	58,37	-0,26	2,00
-33,97	-29,67	51,81	-0,34	2,37
-25,86	-34,69	46,04	-0,40	3,13
-17,75	-37,10	41,35	-0,43	5,33
-9,63	-36,25	38,12	-0,42	37,71
-1,52	-32,37	36,72	-0,38	6,53
6,59	-26,74	37,36	-0,31	3,03
14,70	-21,04	39,94	-0,25	2,08
22,82	-16,32	44,13	-0,19	1,68
30,93	-12,81	49,54	-0,15	1,50
39,04	-10,34	55,84	-0,12	1,41
PROMEDIO	-25,49	45,39	-0,30	2,91

Una vez determinada la ventaja mecánica que aporta el mecanismo, se desarrolla el análisis de la configuración geométrica de la unión entre la caja de dirección con el punto de giro.

Debido a su configuración geométrica, se analiza el mecanismo en sus 3 dimensiones para determinar el torque que se genera en la caja de dirección y el elemento que soporta la mayor carga.

Partiendo de la figura 43, que representa al mecanismo en los planos X-Z, el cual se comporta como uno de 3 barras

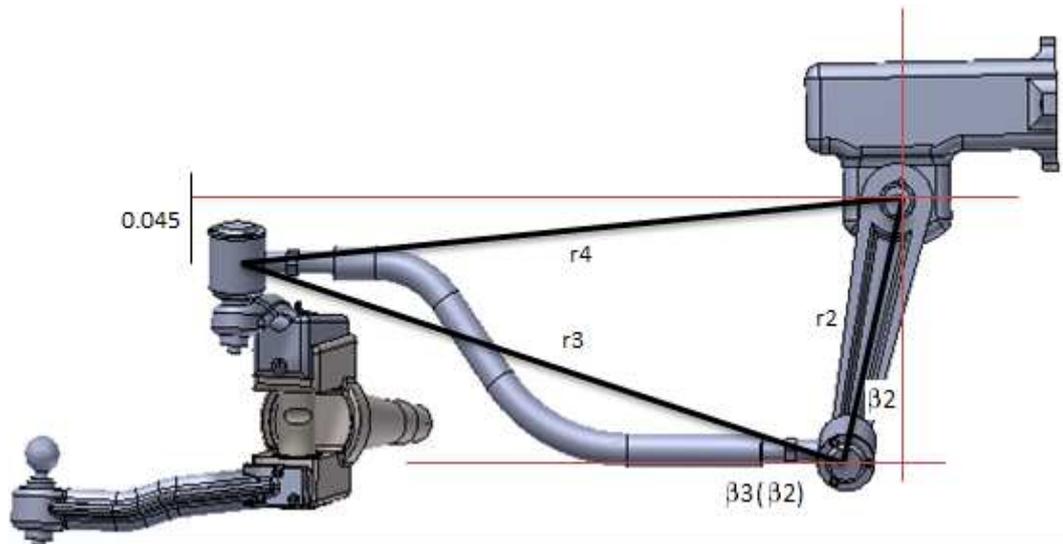


Figura 43 Mecanismo plano x-Y

Para el análisis se plantean las condiciones de velocidad angular y rango de acción de ángulo β_2 , que rigen su comportamiento los cuales se encuentran resumidos en la tabla 6:

Tabla 6 Datos mecanismo.

MECANISMO		
ACOPLE – CAJA DIRECCIÓN		
Plano X - Y		
ÍTEM	VALOR	UNIDAD
r2	0,340	m
r3	0,908	m
ω	5,14	RPM
RANGO β_2		
$-\frac{\pi}{6} \leq \beta_2 \leq \frac{\pi}{6}$		

El ángulo β_3 se genera en función de β_2 mediante la ecuación:

$$\beta_3(\beta_2) := -\text{asin}\left(\frac{r_2 \sin(\beta_2) + 0.045}{r_3}\right) \quad (3.70) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Del modelo digital generado, se obtienen los valores de masa, radio del centro de gravedad y momento de inercia de cada eslabón resumidos en la tabla 7:

Tabla 7 Propiedades dinámicas.

PROPIEDADES DINÁMICAS								
Eslabón 2			Eslabón 3			Eslabón 4		
ÍTEM	VALOR	UNIDAD	ÍTEM	VALOR	UNIDAD	ÍTEM	VALOR	UNIDAD
m2	7,31	kg	m3	10,63	kg	m4	40,89	kg
IGz2	0,099	kg * m ²	IGz3	1,359	kg * m ²	IGz4	1,135	kg * m ²
rCG2	0,137	m	rCG3	0,563	m	rCG4	0,908	m

Se analiza el equilibrio de fuerzas en cada eslabón para lo cual se genera los DCL de los elementos en los que se incluye el centro de gravedad así como la dirección de las reacciones presentes.

Eslabón 2_{xy}

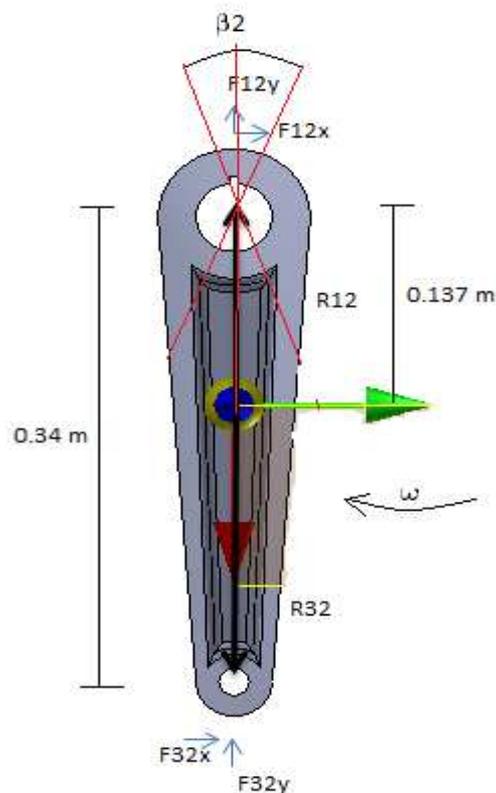


Figura 44 DCL eslabón 2

Partiendo de la figura 44, que representa al brazo de ataque de la caja de dirección, al que se aplica la fuerza calculada, se obtiene:

$$\sum F_x = m_2 * a_{CG_2x}$$

$$F_{12x} + F_{32x} = m_2 * a_{CG_2x} \quad (3.71)$$

$$\sum F_y = m_2 * a_{CG_2y}$$

$$F_{12y} + F_{32y} = m_2 * a_{CG_2y} \quad (3.72)$$

$$\sum M_z = I_{G_2} * \alpha_2$$

$$T_{12} + (R_{32x}F_{32y} - R_{32y}F_{32x}) + (R_{12x}F_{12y} - R_{12y}F_{12x}) = I_{G_2} * \alpha_2 \quad (3.73)$$

Debido a que ω es constante, $\alpha_2=0$ (Norton R. L., 2011) , con lo que la ecuación de momentos queda:

$$T_{12} + (R_{32x}F_{32y} - R_{32y}F_{32x}) + (R_{12x}F_{12y} - R_{12y}F_{12x}) = 0 \quad (3.74)$$

En este punto se define el valor de la aceleración del centro de gravedad del eslabón 2 como:

$$a_{CG_2}(\beta_2) = r_{CG_2} * \alpha_2 * i e^{i\beta_2} - r_{CG_2} * \omega^2 * e^{i\beta_2} \quad (3.75) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Reemplazando y despejando la ecuación para cada eje coordenado se obtiene:

$$a_{CG2x}(\beta_2) := -r_{CG2} \cdot \omega^2 \cos(\beta_2)$$

$$a_{CG2y}(\beta_2) := -r_{CG2} \cdot \omega^2 \sin(\beta_2)$$

Los vectores de las reacciones R_{32} y R_{12} , se obtienen de:

$$r_{32x}(\beta_2) := (0.203) \cos(\beta_2)$$

$$r_{12x}(\beta_2) := 0.137 \cos(\beta_2)$$

$$r_{32y}(\beta_2) := 0.203 \sin(\beta_2)$$

$$r_{12y}(\beta_2) := 0.137 \sin(\beta_2)$$

Con las ecuaciones planteadas y las reacciones determinadas, se procede a realizar el análisis de las fuerzas en el eslabón 3 del mecanismo

Eslabón 3_{xy}

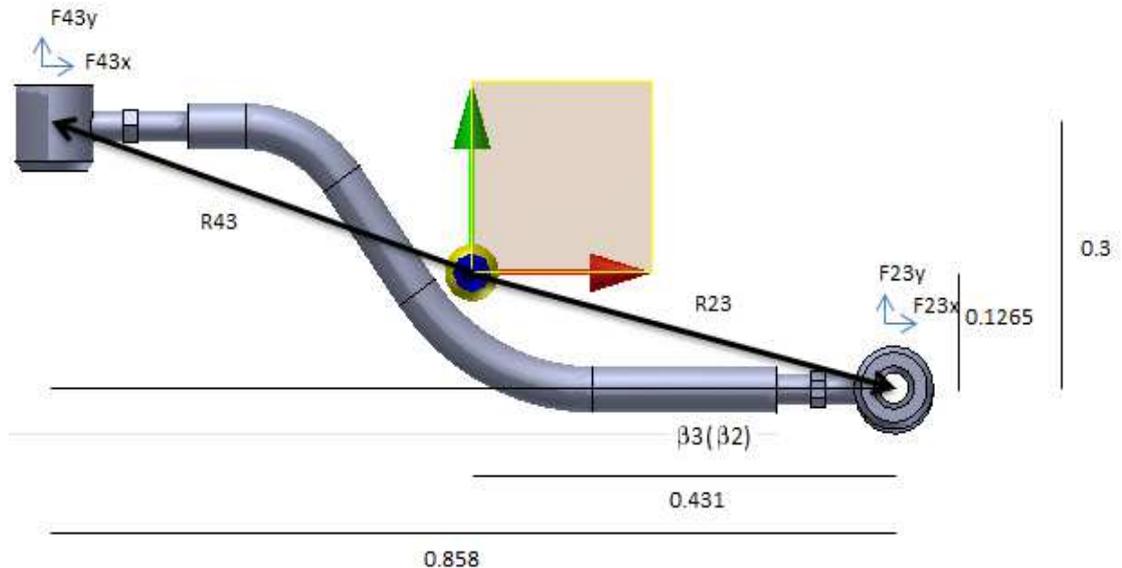


Figura 45 DCL eslabón 3

La figura 45, que representa el DCL del elemento y las distintas reacciones presentes en el mismo se despejan las ecuaciones a ser empleadas, siendo estas:

$$\sum F_x = m3 * aCG_3x$$

$$F_{23x} + F_{43x} = m3 * aCG_3x \quad (3.76)$$

$$\sum F_y = m3 * aCG_3y$$

$$F_{23y} + F_{43y} = m3 * aCG_3y \quad (3.77)$$

$$\sum M_z = IG_z3 * \alpha_3$$

$$(R_{43x}F_{43y} - R_{43y}F_{43x}) + (R_{23x}F_{23y} - R_{23y}F_{23x}) = IG_z3 * \alpha_3 \quad (3.78)$$

Empleando la tercera ley de newton se puede decir que $F_{23} = -F_{32}$ (Norton R. L., 2011), con lo que las Ecuaciones quedan:

$$F_{43x} - F_{32x} = m3 * aCG_3x$$

$$F_{43y} - F_{32y} = m3 * aCG_3y$$

$$(R_{43x}F_{43y} - R_{43y}F_{43x}) + (R_{23y}F_{32x} - R_{23x}F_{32y}) = IG_z3 * \alpha_3$$

Los vectores posición se obtienen mediante el análisis del DCL

$$\begin{aligned} r_{23x}(\beta_2) &:= -0.449 \cos(\beta_3(\beta_2)) & r_{43x}(\beta_2) &:= 0.46 \cos(\beta_3(\beta_2)) \\ r_{23y}(\beta_2) &:= -0.449 \sin(\beta_3(\beta_2)) & r_{43y}(\beta_2) &:= 0.46 \sin(\beta_3(\beta_2)) \end{aligned}$$

A pesar de que la velocidad de giro del eslabón 2 es constante, con lo que la aceleración angular es igual a cero, se toma en cuenta la variación en la aceleración angular del eslabón 3 la cual se obtiene mediante la determinación de la velocidad angular del elemento:

$$\omega_3(\beta_2) := \frac{-r_2}{r_3} \cdot \omega \cdot \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_3(\beta_2))} \quad (3.79) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Y la segunda derivada del vector posición, determina las ecuaciones para la aceleración angular:

$$\alpha_3(\beta_2) := \frac{r_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin(\beta_2) + r_3 \cdot \omega_3(\beta_2)^2 \cdot \sin(\beta_3(\beta_2))}{r_3 \cdot \cos(\beta_3(\beta_2))} \quad (3.80) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Y la aceleración del centro de gravedad para cada eje:

$$a_{CG3x}(\beta_2) := -r_2 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\beta_2) - r_{CG3} \cdot \omega_3(\beta_2)^2 \cdot \cos(\beta_3(\beta_2)) - r_3 \cdot \alpha_3(\beta_2) \cdot \sin(\beta_3(\beta_2)) \quad (3.81)$$

$$a_{CG3y}(\beta_2) := -r_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin(\beta_2) - r_{CG3} \cdot \omega_3(\beta_2)^2 \cdot \sin(\beta_3(\beta_2)) + r_3 \cdot \alpha_3(\beta_2) \cdot \cos(\beta_3(\beta_2)) \quad (3.82)$$

Determinadas las reacciones y las aceleraciones del presente elemento, se procede a analizar el siguiente eslabón

ESLABÓN 4_{xy}

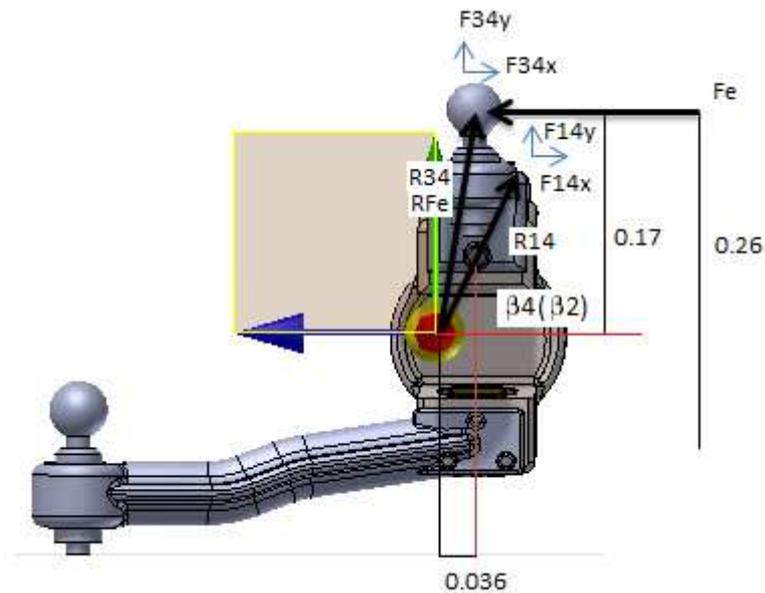


Figura 46 DCL eslabón 4

La Figura 46 representa el DCL del elemento, de igual modo se emplea la igualdad de la tercera ley de Newton para $F_{34} = -F_{43}$ con lo que las ecuaciones quedan:

$$\sum F_x = m_4 * a_{CG_4x}$$

$$F_{14x} - F_{43x} + F_{e_x} = m_4 * a_{CG_4x} \quad (3.83)$$

$$\sum F_y = m_4 * a_{CG_4y}$$

$$F_{14y} - F_{43y} = m_4 * a_{CG_4y} \quad (3.84)$$

$$\sum M_z = I_{G_z^4} * \alpha_4$$

$$\begin{aligned} & (R_{14x}F_{14y} - R_{14y}F_{14x}) + (R_{34y}F_{43x} - R_{34x}F_{43y}) + (R_{py}Fe_y - R_{rx}Fe_x) \\ & = IG_z \alpha_4 \quad (3.85) \end{aligned}$$

Debido a las restricciones en la aplicación de la fuerza para el eje y, se iguala a cero la ecuación de la fuerza en el mencionado eje, de igual modo el impulso se genera de una fuente de velocidad constante, la aceleración angular del presente elemento es nula, y su trayectoria es lineal en relación al eje x

Con lo que se procede a determinar los vectores de las reacciones siendo:

$$\begin{aligned} r_{34x}(\beta_2) & := -0.173 \cos(1.362 - \beta_2) & r_{14x}(\beta_2) & := 0.154 \cos(1.362 - \beta_2) \\ r_{34y}(\beta_2) & := -0.173 \sin(1.362 - \beta_2) & r_{14y}(\beta_2) & := 0.154 \sin(1.362 - \beta_2) \end{aligned}$$

Para la fuerza externa aplicada al eslabón se emplea el valor determinado en el análisis del neumático multiplicado por la ventaja mecánica promedial del mecanismo de la dirección con lo que:

$$\begin{aligned} Fe & := 229289.25 & VM & := 2.5 \\ Fer & := \frac{Fe}{VM} & Fer & = 9.172 \times 10^4 \end{aligned}$$

Con lo que la componente de la fuerza queda:

$$F_{ex}(\beta_2) := -F_{er} \cos(\beta_2) \quad rF_{ex}(\beta_2) := -0.173 \cos(1.362 - \beta_2)$$

De igual modo se presenta la ecuación para la aceleración del elemento:

$$a_{CG4x}(\beta_2) := -r_2 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\beta_2) - r_3 \cdot \alpha_3(\beta_2) \cdot \sin(\beta_3(\beta_2)) - r_3 \cdot \omega_3(\beta_2)^2 \cdot \cos(\beta_3(\beta_2)) \quad (3.86)$$

(Norton R. , 2005)

Del análisis previo se obtuvo un sistema de 9 ecuaciones con 9 incógnitas, que para su resolución se genera una matriz con los elementos de las ecuaciones en función de las incógnitas o fuerzas que se desea encontrar, obteniéndose:

$$A1(\beta_2) := \left(\begin{array}{cccccccc|cc} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_{12y}(\beta_2) & r_{12x}(\beta_2) & -r_{32y}(\beta_2) & r_{32x}(\beta_2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{43y}(\beta_2) & -r_{43x}(\beta_2) & r_{23y}(\beta_2) & -r_{23x}(\beta_2) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r_{34y}(\beta_2) & -r_{34x}(\beta_2) & -r_{14y}(\beta_2) & r_{14x}(\beta_2) & 0 & 0 \end{array} \right)$$

La cual será evaluada con:

$$C1(\beta_2) := \begin{pmatrix} m_2 \cdot a_{CG2x}(\beta_2) \\ m_2 \cdot a_{CG2y}(\beta_2) \\ 0 \\ m_3 \cdot a_{CG3x}(\beta_2) \\ m_3 \cdot a_{CG3y}(\beta_2) \\ I_{Gz3} \cdot \alpha_3(\beta_2) \\ m_4 \cdot a_{CG4x}(\beta_2) - F_{ex}(\beta_2) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

A fin de desarrollar la ecuación matricial:

$$F3B(\beta_2) := A1(\beta_2)^{-1} \cdot C1(\beta_2) \quad (3.87) \quad (\text{Norton R. L., 2011})$$

$$F3B(\beta_2) := \begin{pmatrix} F_{12x}(\beta_2) \\ F_{12y}(\beta_2) \\ F_{32x}(\beta_2) \\ F_{32y}(\beta_2) \\ F_{43x}(\beta_2) \\ F_{43y}(\beta_2) \\ F_{14x}(\beta_2) \\ F_{14y}(\beta_2) \\ T_{12}(\beta_2) \end{pmatrix}$$

La matriz resultante proporciona los valores de las fuerzas desconocidas en el sistema, de igual modo se obtiene el valor del torque de la caja de dirección

Como el análisis fue desarrollado en función del ángulo β_2 del eslabón 2, se presentan las gráficas 47, 48, 49, 50, 551, que representan las reacciones

de las fuerzas $F_{12}(\beta_2)$, $F_{14}(\beta_2)$, y el Torque $T_{12}(\beta_2)$, generado por la caja de dirección, respectivamente.

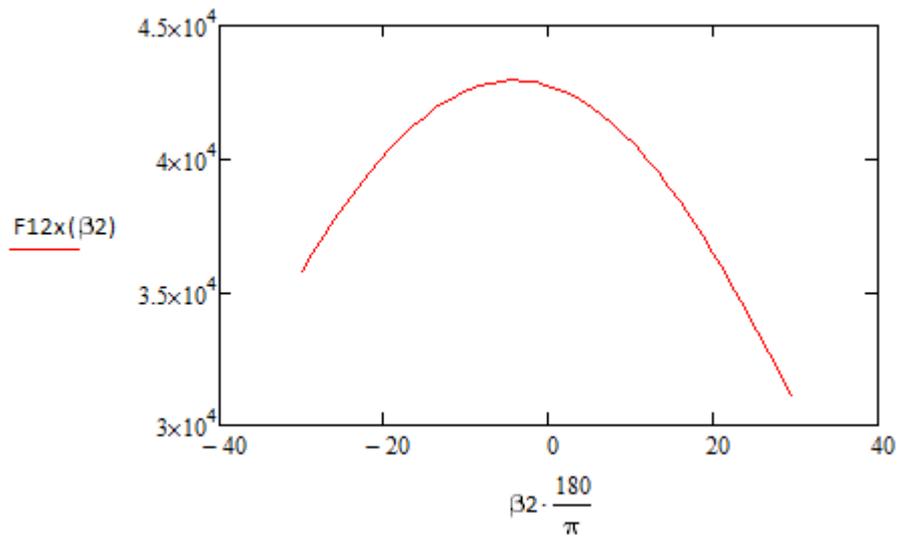


Figura 47 Fuerza 12x (Plano X-Y)

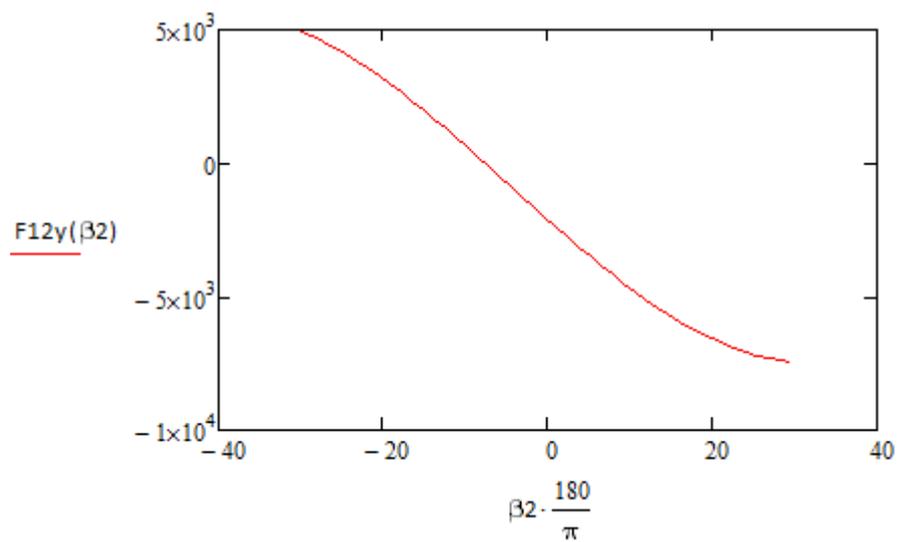


Figura 48 Fuerza 12y (Plano X-Y)

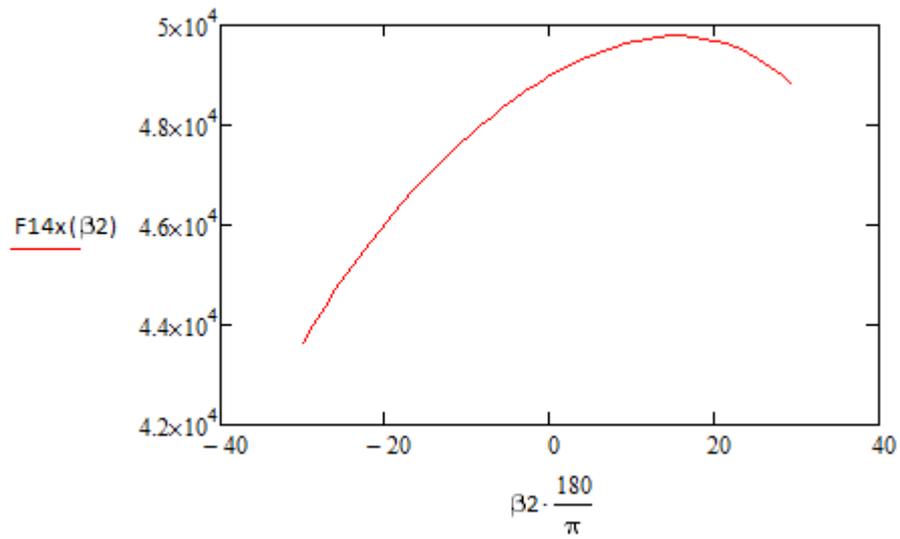


Figura 49 Fuerza 14x (Plano X-Y)

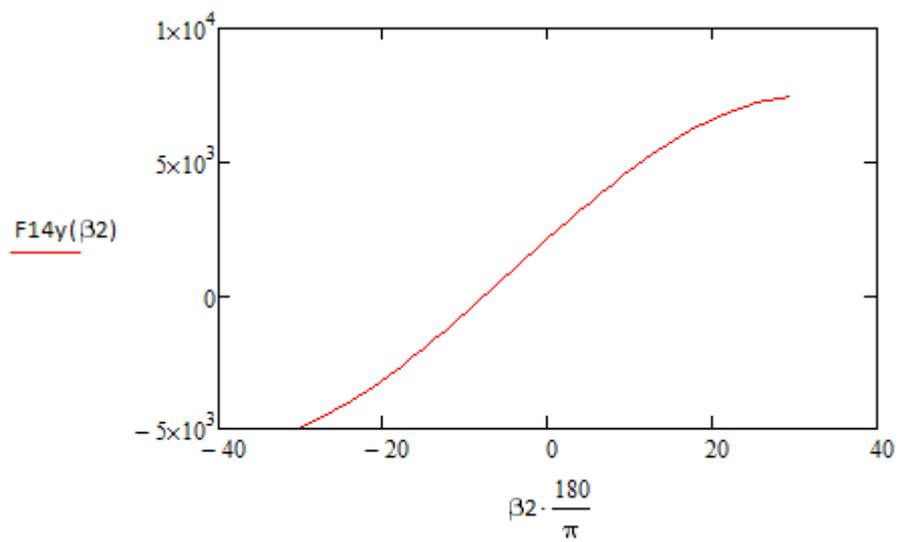


Figura 50 Fuerza 14y (Plano X-Y)

En las que se aprecia el comportamiento de la fuerza y los rangos de acción de la misma.

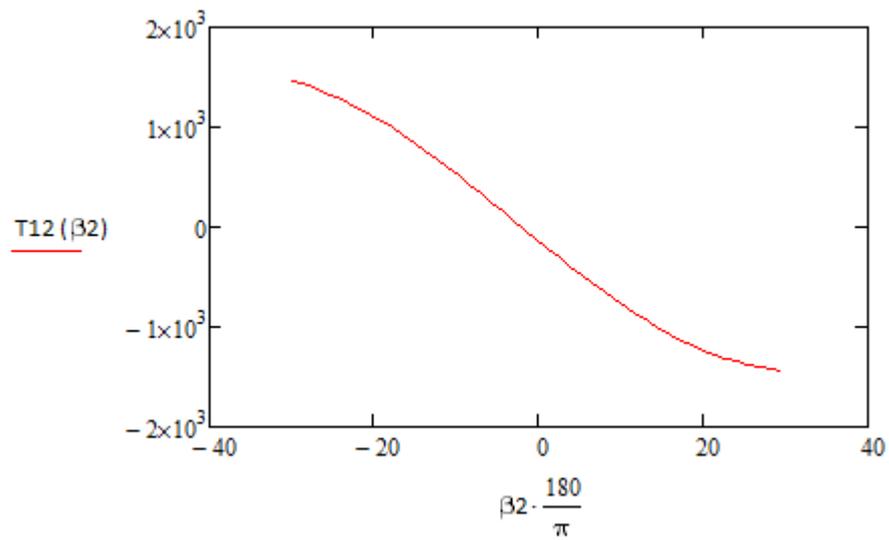


Figura 51 Torque 12 en función de β_2 (Plano X-Y)

La figura 51, representa la variación del torque en el elemento impulsor, su comportamiento y rango de acción donde el signo de la misma determina la dirección en la que se encuentra aplicada.

Se genera la tabla 8 en la que se resumen los valores obtenidos del análisis. Y la tabla 9 que contiene los valores del estudio con la carga máxima a fin de verificar la variación entre los dos estados.

Tabla 8 Resumen dinámico plano X-Y

RESUMEN ANÁLISIS DINÁMICO MECANISMO PLANO X-Y										
B2		F12X	F12Y	F14X	F14Y	F32X	F32Y	F43X	F43Y	T12
deg	rad	N	N	N	N	N	N	N	N	Nm
-30,00	-0,52	35787,62	4961,51	43634,86	-4961,35	-35787,87	-4961,36	-35788,89	-4961,35	1464,58
-25,94	-0,45	37758,56	4331,63	44708,44	-4331,49	-37758,82	-4331,51	-37759,91	-4331,49	1347,32
-20,54	-0,36	39951,98	3270,11	45929,37	-3270,00	-39952,25	-3270,01	-39953,42	-3270,00	1127,07
-15,13	-0,26	41582,26	1998,86	46948,81	-1998,77	-41582,54	-1998,78	-41583,76	-1998,77	843,53
-9,72	-0,17	42592,05	578,48	47800,51	-578,43	-42592,33	-578,43	-42593,60	-578,43	512,16
-5,66	-0,10	42918,56	-542,14	48342,60	542,17	-42918,85	542,17	-42920,13	542,17	243,86
-0,25	0,00	42764,16	-2048,35	48943,51	2048,34	-42764,45	2048,35	-42765,75	2048,34	-122,70
5,15	0,09	41937,81	-3495,88	49399,88	3495,85	-41938,10	3495,86	-41939,38	3495,85	-478,49
10,56	0,18	40463,12	-4808,09	49691,38	4808,02	-40463,40	4808,04	-40464,65	4808,02	-801,53
15,97	0,28	38958,14	-5661,23	49781,35	5661,13	-38958,42	5661,15	-38959,63	5661,13	-1010,53
20,03	0,35	36469,71	-6576,14	49693,12	6576,02	-36469,98	6576,04	-36471,13	6576,02	-1232,13
25,44	0,44	33502,29	-7194,54	49316,74	7194,39	-33502,55	7194,42	-33503,62	7194,39	-1378,52
29,49	0,51	31016,31	-7445,23	48809,09	7445,06	-31016,56	7445,09	-31017,56	7445,06	-1435,52
	Promedio VA	38900,20	4070,17	47923,05	4070,08	38900,47	4070,09	38901,65	4070,08	922,92
	Máximo	42918,56	4961,51	49781,35	7445,06	-31016,56	7445,09	-31017,56	7445,06	1464,58
	Mínimo	31016,31	-7445,23	43634,86	-4961,35	-42918,85	-4961,36	-42920,13	-4961,35	-1435,52

Tabla 9 Resumen dinámico, carga máxima, plano X-Y.

RESUMEN ANÁLISIS DINÁMICO MECANISMO PLANO X-Y CARGA MÁXIMA										
B2		F12X	F12Y	F14X	F14Y	F32X	F32Y	F43X	F43Y	T12
deg	rad	N	N	N	N	N	N	N	N	Nm
-30,00	-0,52	39497,44	5477,13	48158,91	-5476,97	-39497,69	-5476,98	-39498,72	-5476,97	1616,48
-25,94	-0,45	41672,85	4781,82	49343,67	-4781,68	-41673,12	-4781,69	-41674,21	-4781,68	1487,06
-20,54	-0,36	44093,83	3610,01	50691,03	-3609,90	-44094,11	-3609,91	-44095,27	-3609,90	1243,97
-15,13	-0,26	45893,24	2206,69	51816,06	-2206,61	-45893,52	-2206,62	-45894,74	-2206,61	931,02
-9,72	-0,17	47007,77	638,76	52756,01	-638,71	-47008,05	-638,71	-47009,32	-638,71	565,27
-5,66	-0,10	47368,13	-598,28	53354,30	598,31	-47368,42	598,31	-47369,70	598,31	269,15
-0,25	0,00	47197,66	-2260,97	54017,58	2260,96	-47197,96	2260,97	-47199,25	2260,96	-135,44
5,15	0,09	46285,51	-3858,89	54521,38	3858,85	-46285,80	3858,86	-46287,08	3858,85	-528,13
10,56	0,18	44657,75	-5307,42	54843,28	5307,35	-44658,04	5307,36	-44659,29	5307,35	-884,68
15,97	0,28	42996,58	-6249,18	54942,75	6249,09	-42996,86	6249,11	-42998,07	6249,09	-1115,35
20,03	0,35	40249,90	-7259,14	54845,62	7259,02	-40250,17	7259,04	-40251,32	7259,02	-1359,93
25,44	0,44	36974,54	-7941,79	54430,49	7941,64	-36974,80	7941,67	-36975,87	7941,64	-1521,49
29,49	0,51	34230,60	-8218,52	53870,42	8218,35	-34230,86	8218,38	-34231,85	8218,35	-1584,38
	Promedio VA	42932,75	4492,97	52891,65	4492,88	42933,03	4492,89	42934,21	4492,88	1018,64
	Máximo	47368,13	5477,13	54942,75	8218,35	-34230,86	8218,38	-34231,85	8218,35	1616,48
	Mínimo	34230,60	-8218,52	48158,91	-5476,97	-47368,42	-5476,98	-47369,70	-5476,97	-1584,38

Desarrollado el análisis para el plano XY, se desarrolla la memoria de cálculo para el mecanismo en el plano XZ, el cual parte de la Figura 52

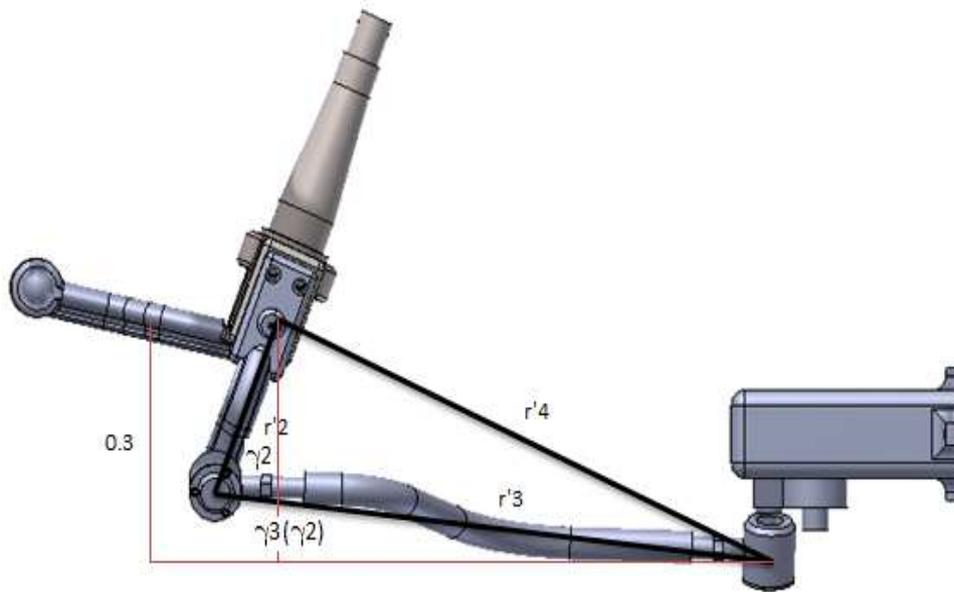


Figura 52 Mecanismo plano X-Z

Para el análisis se plantean las condiciones de velocidad angular y rango de acción de ángulo γ_2 resumidas en la tabla 10:

Tabla 10 Datos mecanismo.

MECANISMO		
ACOPLE – CAJA DIRECCIÓN		
Plano X - Y		
ÍTEM	VALOR	UNIDAD
r2	0,256	m
r3	0,858	m
ω	5,14	RPM
RANGO γ_2		
$-\frac{\pi}{6} \leq \gamma_2 \leq \frac{\pi}{6}$		

El valor de γ_3 se obtiene mediante γ_2 de la ecuación:

$$\gamma_3(\gamma_2) = -\text{asin}\left(\frac{r_2 \sin(\gamma_2) + 0.3}{r_3}\right) \quad (3.88) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

Del modelo digital generado, se obtienen los valores de masa, radio del centro de gravedad y momento de inercia de cada eslabón presentados en la tabla 11:

Tabla 11 Propiedades dinámicas.

PROPIEDADES DINÁMICAS								
Eslabón 2			Eslabón 3			Eslabón 4		
ÍTEM	VALOR	UNIDAD	ÍTEM	VALOR	UNIDAD	ÍTEM	VALOR	UNIDAD
m2	40,89	kg	m3	10,63	kg	m4	7,31	kg
IGz2	1,244	kg * m ²	IGz3	1,066	kg * m ²	IGz4	0,096	kg * m ²
rCG2	0,053	m	rCG3	0,449	m	rCG4	0,897	m

Se analiza el equilibrio de fuerzas en cada eslabón para lo cual se genera los DCL de los elementos en los que se incluye el centro de gravedad así como la dirección de las reacciones presentes.

ESLABÓN 2_{xz}

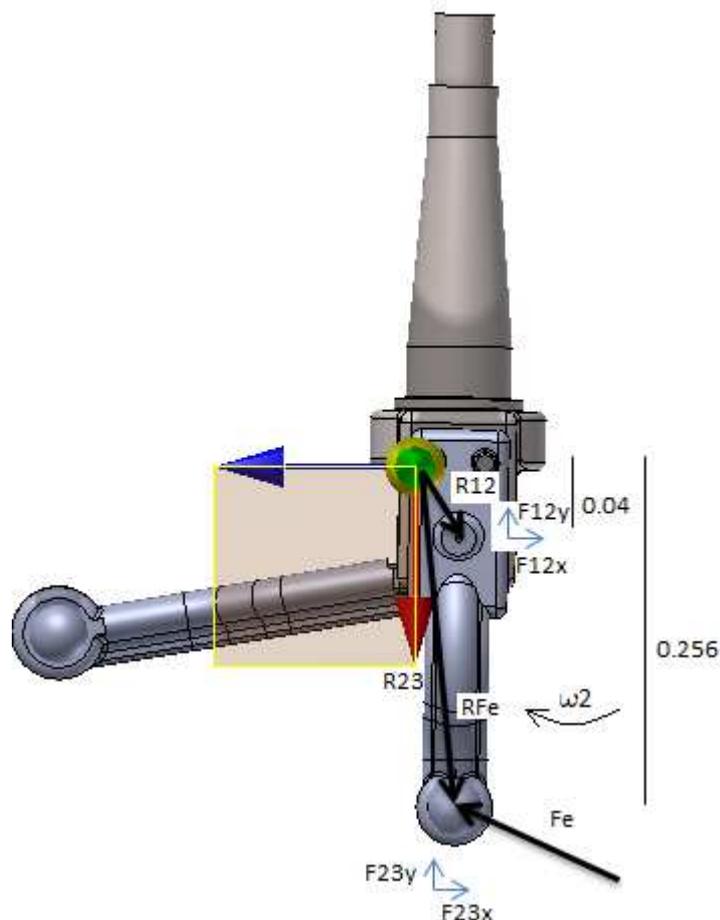


Figura 53 DCL eslabón 2

La figura 53 representa al acople del mecanismo de dirección analizado previamente en el que se aplica la fuerza calculada, obteniéndose:

$$\sum F_x = m_2 * a_{CG_2x}$$

$$F_{12x} + F_{32x} + F_{e_x} = m_2 * a_{CG_2x} \quad (3.89)$$

$$\sum F_z = m_2 * a_{CG_2z}$$

$$F_{12z} + F_{32z} + F_{e_z} = m_2 * a_{CG_2z} \quad (3.90)$$

$$\sum M_y = I_{G_y} \alpha_2$$

$$T_{12} + (R_{32x}F_{32z} - R_{32z}F_{32x}) + (R_{12x}F_{12z} - R_{12z}F_{12x}) + (R_{py}F_{e_y} - R_{rx}F_{e_y})$$

$$= I_{G_z} \alpha_2 \quad (3.91)$$

Debido a que ω es constante, $\alpha_2=0$, con lo que la ecuación de momentos queda:

$$T_{12} + (R_{32x}F_{32z} - R_{32z}F_{32x}) + (R_{12x}F_{12z} - R_{12z}F_{12x}) + (R_{py}F_{e_y} - R_{rx}F_{e_y}) = 0$$

Se define el valor de la aceleración del centro de gravedad del eslabón 2 para cada eje coordenado:

$$a_{CG_2x}(\gamma_2) := -r_{CG_2} \cdot \omega^2 \cos(\gamma_2)$$

$$a_{CG_2z}(\gamma_2) := -r_{CG_2} \cdot \omega^2 \sin(\gamma_2)$$

De igual modo se definen los vectores de las reacciones R_{32} y R_{12} como:

$$\begin{aligned} r_{12x}(\gamma_2) &:= 0.053 \cos(\gamma_2) & r_{32x}(\gamma_2) &:= 0.297 \cos(\gamma_2) \\ r_{12z}(\gamma_2) &:= 0.053 \sin(\gamma_2) & r_{32z}(\gamma_2) &:= -0.297 \sin(\gamma_2) \end{aligned}$$

Y los componentes del vector fuerza y la reacción que genera en el centro de masa del eslabón:

$$\begin{aligned} F_{ex}(\gamma_2) &:= -F_e \cos(\gamma_2) & r_{Fex}(\gamma_2) &:= 0.256 \cos(0.121 + \gamma_2) \\ F_{ez}(\gamma_2) &:= -F_e \sin(\gamma_2) & r_{Fez}(\gamma_2) &:= 0.256 \sin(0.121 + \gamma_2) \end{aligned}$$

Planteadas las ecuaciones y los vectores de las reacciones se analiza el eslabón 3.

ESLABÓN 3_{xz}

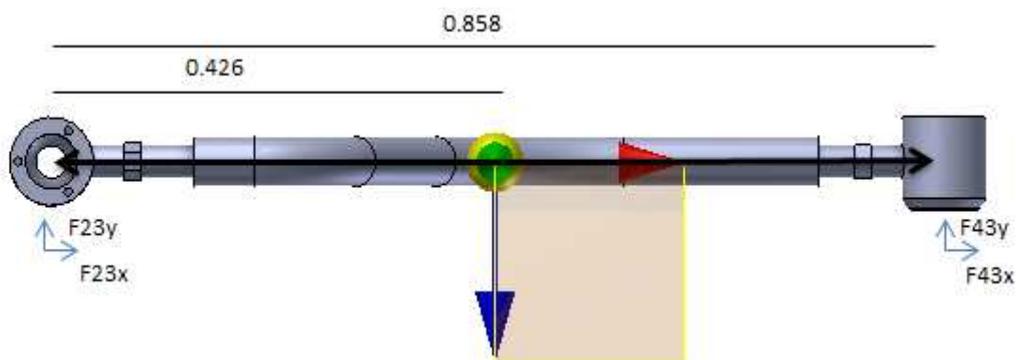


Figura 54 DCL eslabón 3

La figura 54 presenta las fuerzas que actúan en el eslabón, en base a la tercera ley de Newton se puede decir que $F_{23} = -F_{32}$, determinándose:

$$\sum F_x = m_3 * a_{CG_3x}$$

$$F_{43x} - F_{32x} = m_3 * a_{CG_3x} \quad (3.92)$$

$$\sum F_z = m_3 * a_{CG_3z}$$

$$F_{43z} - F_{32z} = m_3 * a_{CG_3z} \quad (3.93)$$

$$\sum M_y = I_{G_y3} * \alpha_3$$

$$(R_{43x}F_{43z} - R_{43z}F_{43x}) + (R_{23z}F_{32x} - R_{23x}F_{32z}) = I_{G_y3} * \alpha_3 \quad (3.94)$$

Los vectores posición se obtienen mediante el análisis del DCL como:

$$\begin{aligned} r_{23x}(\gamma_2) &:= -0.426 \cos(\gamma_3(\gamma_2)) & r_{43x}(\gamma_2) &:= 0.432 \cos(\gamma_3(\gamma_2)) \\ r_{23z}(\gamma_2) &:= 0.426 \sin(\gamma_3(\gamma_2)) & r_{43z}(\gamma_2) &:= -0.432 \sin(\gamma_3(\gamma_2)) \end{aligned}$$

A pesar de que la velocidad de giro del eslabón 2 es constante, con lo que la aceleración angular es igual a cero, se toma en cuenta la variación en la aceleración angular del eslabón 3 la cual se obtiene mediante la determinación de la velocidad angular del elemento:

$$\omega_3(\gamma_2) := \frac{-r_2}{r_3} \cdot \omega_2 \cdot \frac{\cos(\gamma_2)}{\cos(\gamma_3(\gamma_2))} \quad (3.95) \quad (\text{Norton R. , 2005})$$

Derivando obtenemos el valor de la aceleración angular:

$$\alpha_3(\gamma_2) := \frac{r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin(\gamma_2) + r_3 \cdot \omega_3(\gamma_2)^2 \cdot \sin(\gamma_3(\gamma_2))}{r_3 \cdot \cos(\gamma_3(\gamma_2))} \quad (3.96) \quad (\text{Norton R. , 2005})$$

Y la aceleración del centro de gravedad para cada eje:

$$a_{CG3x}(\gamma_2) := -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\gamma_2) - r_{CG3} \cdot \omega_3(\gamma_2)^2 \cdot \cos(\gamma_3(\gamma_2)) - r_3 \cdot \alpha_3(\gamma_2) \cdot \sin(\gamma_3(\gamma_2)) \quad (3.97)$$

$$a_{CG3z}(\gamma_2) := -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin(\gamma_2) - r_{CG3} \cdot \omega_3(\gamma_2)^2 \cdot \sin(\gamma_3(\gamma_2)) + r_3 \cdot \alpha_3(\gamma_2) \cdot \cos(\gamma_3(\gamma_2)) \quad (3.98)$$

Determinadas las aceleraciones y los vectores de las reacciones se analiza el eslabón 4.

ESLABÓN 4_{xz}

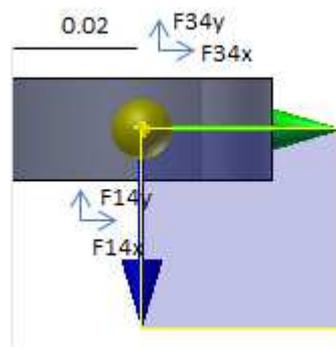


Figura 55 DCL eslabón 4

La figura 55 representa el DCL del elemento, de igual modo se emplea la igualdad de la tercera ley de Newton para $F_{34} = -F_{43}$ con lo que las ecuaciones quedan:

$$\sum F_x = m_4 * a_{CG_4x}$$

$$F_{14x} - F_{43x} = m_4 * a_{CG_4x} \quad (3.99)$$

$$\sum F_z = m4 * aCG_{4z}$$

$$F_{14y} - F_{43z} = m4 * aCG_{4z} \quad (3.100)$$

Debido a las restricciones en la aplicación de la fuerza para el eje z, se iguala a cero la ecuación de la fuerza en el mencionado eje, de igual modo debido a que el impulso se genera de una fuente de velocidad constante, la aceleración angular del presente elemento es nula, y su trayectoria es lineal en relación al eje x

Con lo que se procede a determinar la aceleración del elemento como:

$$aCG_{4x}(\gamma_2) := -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\gamma_2) - r_3 \cdot \alpha_3(\gamma_2) \cdot \sin(\gamma_3(\gamma_2)) - r_3 \cdot \omega_3(\gamma_2)^2 \cdot \cos(\gamma_3(\gamma_2))$$

(3.101) (Norton R. , 2005)

Con el conjunto de ecuaciones se procede a resolverlas mediante métodos matriciales obteniéndose:

$$A1(\gamma_2) := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_{12z}(\gamma_2) & r_{12x}(\gamma_2) & -r_{32z}(\gamma_2) & r_{32x}(\gamma_2) & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -r_{43z}(\gamma_2) & r_{43x}(\gamma_2) & -r_{23z}(\gamma_2) & r_{23x}(\gamma_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}$$

La cual será evaluada con la matriz:

$$C1(\gamma_2) := \begin{pmatrix} m2 \cdot aCG2x(\gamma_2) - Fex(\gamma_2) \\ m2 \cdot aCG2z(\gamma_2) - Fez(\gamma_2) \\ 0 \\ m3 \cdot aCG3x(\gamma_2) \\ m3 \cdot aCG3z(\gamma_2) \\ IGy3 \cdot \alpha_3(\gamma_2) \\ m4 \cdot aCG4x(\gamma_2) \\ F23x(\gamma_2) \end{pmatrix}$$

Resolviendo la ecuación matricial:

$$F3B(\gamma_2) := A1(\gamma_2)^{-1} \cdot C1(\gamma_2) \quad (3.102) \quad (\text{Norton R. L., 2011})$$

Se obtiene las fuerzas

$$F3B(\gamma_2) := \begin{pmatrix} F12x(\gamma_2) \\ F12z(\gamma_2) \\ F32x(\gamma_2) \\ F32z(\gamma_2) \\ F43x(\gamma_2) \\ F43z(\gamma_2) \\ F14z(\gamma_2) \\ T12(\gamma_2) \end{pmatrix}$$

Se presentan las gráficas de los vectores de las fuerzas $F12(\gamma_2)$, $F14(\gamma_2)$, y el torque $T12(\gamma_2)$, a fin de visualizar su comportamiento en cada eje:

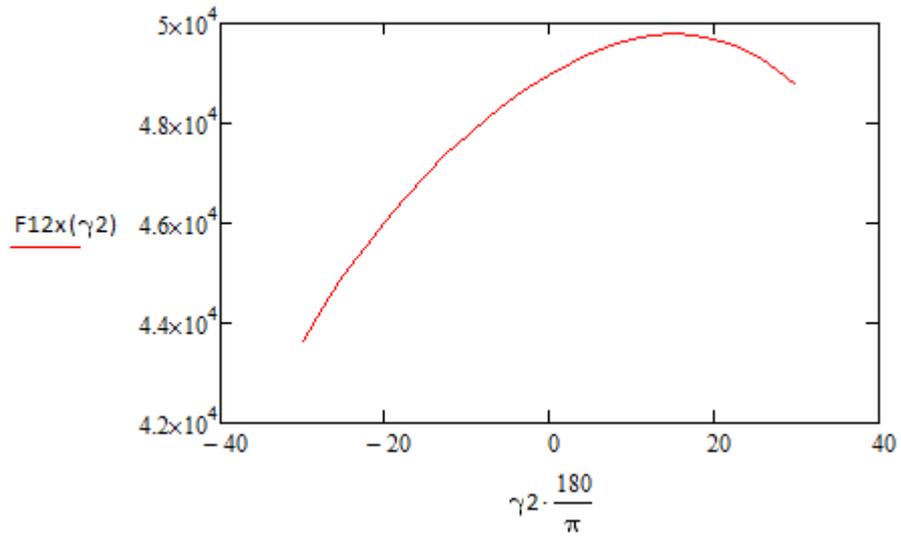


Figura 56 Fuerza 12x (Plano X-Z)

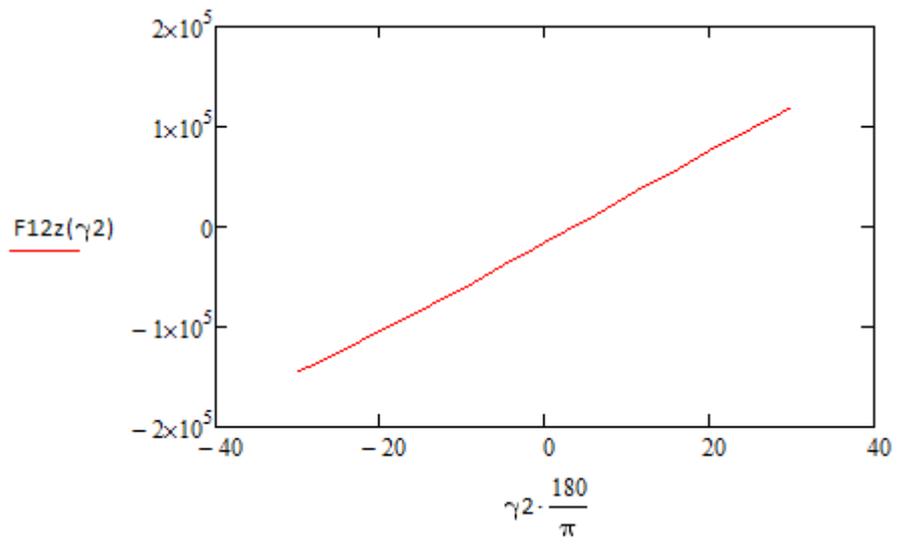


Figura 57 Fuerza 12z (Plano X-Z)

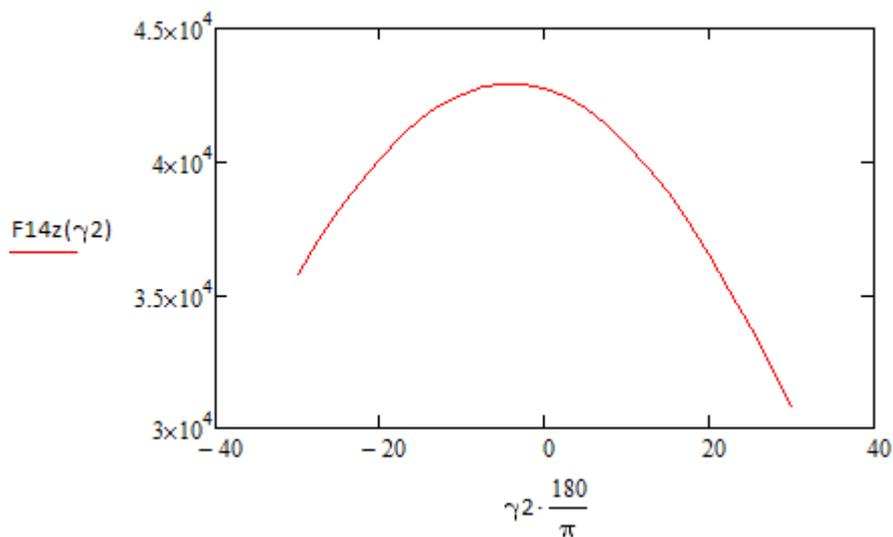


Figura 58 Fuerza 14z (Plano X-Z)

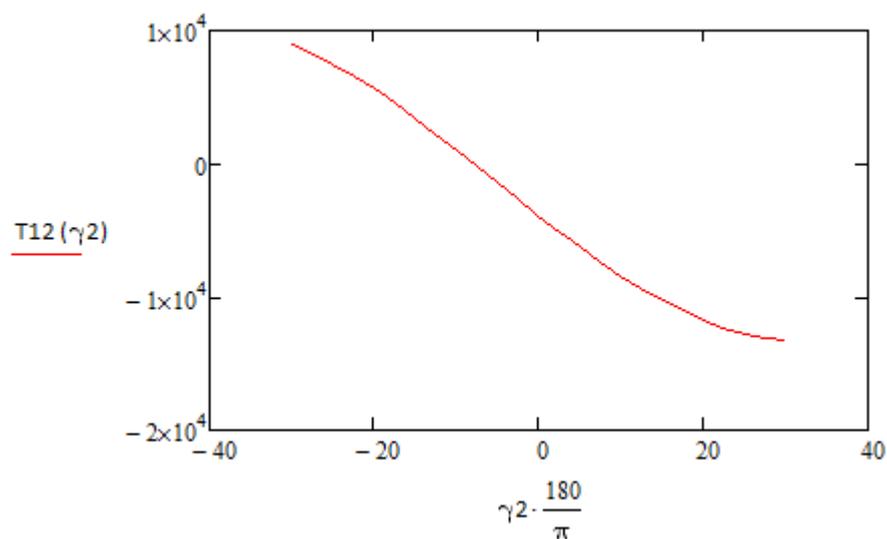


Figura 59 Torque 12 (Plano X-Z)

La figura 59 muestra el comportamiento del torque en función de la variación del ángulo que es aplicado.

El valor de las fuerzas se encuentran determinadas en la tabla 12, en la que se aprecia el valor promedio de la fuerza que es aplicada a los elementos del mecanismo así como el torque que se genera.

De igual modo se genera la tabla 13 en la que se emplean valores de la carga máxima a fin de determinar la variación entre los 2 estados.

Tabla 12 Resumen dinámico plano X-Z

RESUMEN ANÁLISIS DINÁMICO MECANISMO PLANO X-Z									
B2		F12X	F12Z	F14Z	F32X	F32Z	F43X	F43Z	T12
deg	rad	N	N	N	N	N	N	N	Nm
-30,00	-0,52	43638,20	-144899,03	35787,87	35789,39	7325,79	35788,52	7325,78	8924,82
-25,94	-0,45	44712,05	-128858,03	37758,82	37760,40	8484,95	37759,50	8484,93	7744,78
-20,54	-0,36	45933,30	-106620,72	39952,25	39953,89	10103,95	39952,96	10103,93	5790,17
-15,13	-0,26	46952,99	-83556,65	41582,54	41584,22	11755,57	41583,27	11755,53	3478,18
-9,72	-0,17	47804,87	-59820,76	42592,33	42594,04	13374,66	42593,07	13374,62	917,49
-5,66	-0,10	48347,05	-41670,51	42918,85	42920,56	14524,55	42919,60	14524,51	-1090,13
-0,25	0,00	48948,03	-17129,64	42764,45	42766,15	15911,92	42765,19	15911,88	-3773,20
5,15	0,09	49404,38	7656,43	41938,10	41939,75	17064,95	41938,82	17064,90	-6335,84
10,56	0,18	49695,79	32525,73	40463,40	40464,99	17914,62	40464,10	17914,57	-8645,46
15,97	0,28	49785,65	51130,73	38958,42	38959,94	18316,53	38959,09	18316,47	-10140,63
20,03	0,35	49697,21	75732,15	36469,98	36471,38	18500,18	36470,60	18500,13	-11741,01
25,44	0,44	49320,55	99926,67	33502,55	33503,82	18251,72	33503,11	18251,66	-12829,17
29,49	0,51	48812,66	117686,26	31016,56	31017,71	17772,46	31017,07	17772,40	-13285,22
	Promedio VA	47927,13	74401,02	38900,47	38902,02	14561,68	38901,15	14561,64	7284,31
	Máximo	49785,65	117686,26	42918,85	42920,56	18500,18	42919,60	18500,13	8924,82
	Mínimo	43638,20	-144899,03	31016,56	31017,71	7325,79	31017,07	7325,78	-13285,22

Tabla 13 Resumen dinámico, carga máxima, plano X-Z

RESUMEN ANÁLISIS DINÁMICO MECANISMO PLANO X-Z									
B2		F12X	F12Z	F14Z	F32X	F32Z	F43X	F43Z	T12
deg	rad	N	N	N	N	N	N	N	Nm
-30,00	-0,52	48162,25	-159919,62	39497,69	39499,21	8084,90	39498,34	8084,88	9850,03
-25,94	-0,45	49707,51	-136174,80	42332,47	42334,06	9803,72	42333,16	9803,70	8051,00
-20,54	-0,36	50694,95	-117672,70	44094,11	44095,75	11150,55	44094,82	11150,52	6390,59
-15,13	-0,26	51820,23	-92217,40	45893,52	45895,20	12973,08	45894,25	12973,04	3839,02
-9,72	-0,17	52760,37	-66020,62	47008,05	47009,76	14759,70	47008,80	14759,66	1012,97
-5,66	-0,10	53358,75	-45988,59	47368,42	47370,13	16028,55	47369,16	16028,51	-1202,72
-0,25	0,00	54022,09	-18903,37	47197,96	47199,65	17559,43	47198,69	17559,38	-4163,86
5,15	0,09	54525,88	8452,46	46285,80	46287,45	18831,65	46286,52	18831,60	-6992,07
10,56	0,18	54847,68	35900,17	44658,04	44659,62	19769,07	44658,73	19769,02	-9541,04
15,97	0,28	54947,04	56434,08	42996,86	42998,37	20212,40	42997,52	20212,35	-11191,14
20,03	0,35	54849,71	83586,11	40250,17	40251,57	20414,79	40250,79	20414,73	-12957,33
25,44	0,44	54434,31	110289,02	36974,80	36976,07	20140,29	36975,36	20140,24	-14158,19
29,49	0,51	53874,00	129889,84	34230,86	34232,00	19611,18	34231,36	19611,12	-14661,45
	Promedio VA	52923,44	81649,91	42983,75	42985,30	16103,02	42984,42	16102,98	8000,88
	Máximo	54947,04	129889,84	47368,42	47370,13	20414,79	47369,16	20414,73	9850,03
	Mínimo	48162,25	-159919,62	34230,86	34232,00	8084,90	34231,36	8084,88	-14661,45

Los valores de las fuerzas obtenidas en los ejes X, Y, Z y torque se resumen en las figuras 60, 61, 62, 63 y 64 respectivamente, que representa la variación de la fuerza en función del peso nominal:

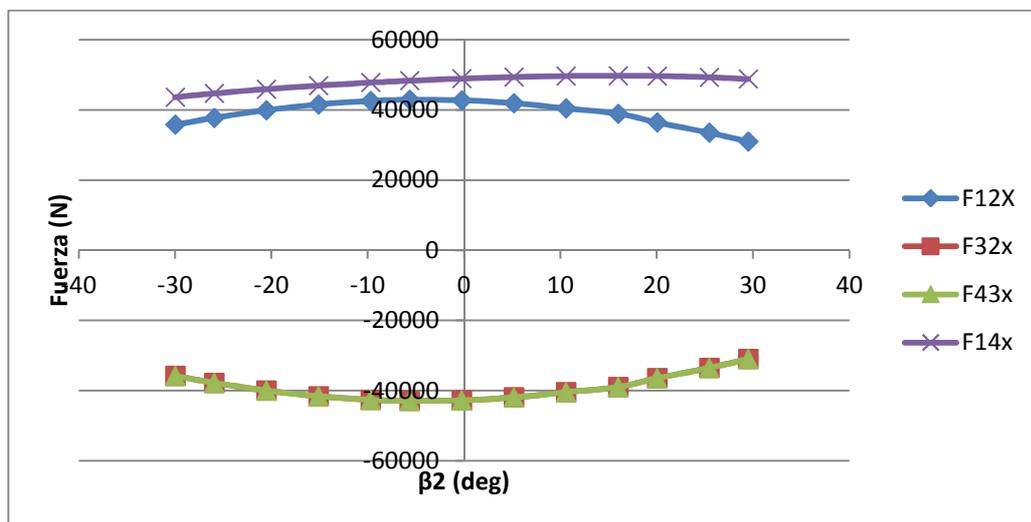


Figura 60 Reacciones eje X, Plano (X-Y)

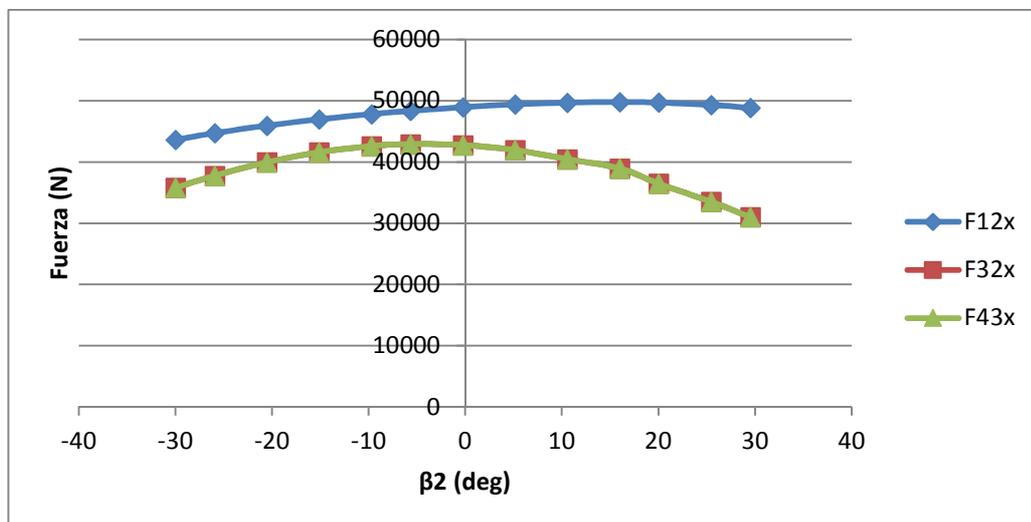


Figura 61 Reacciones eje X, plano X-Z

Las figuras 60 y 61 representan el comportamiento de la fuerza en función del ángulo de giro, de cada elemento del sistema, verificándose el rango de acción así como los valores máximos y mínimos.

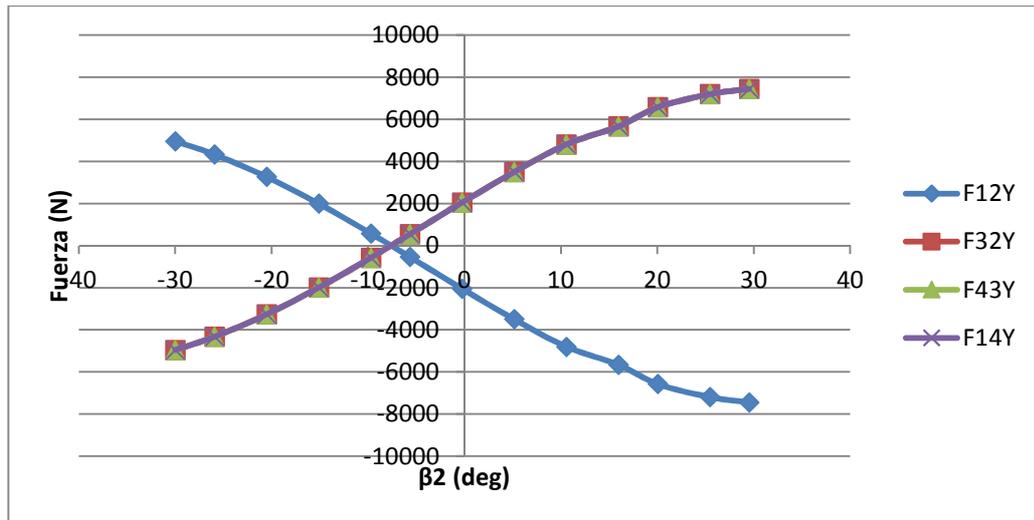


Figura 62 Reacciones eje Y

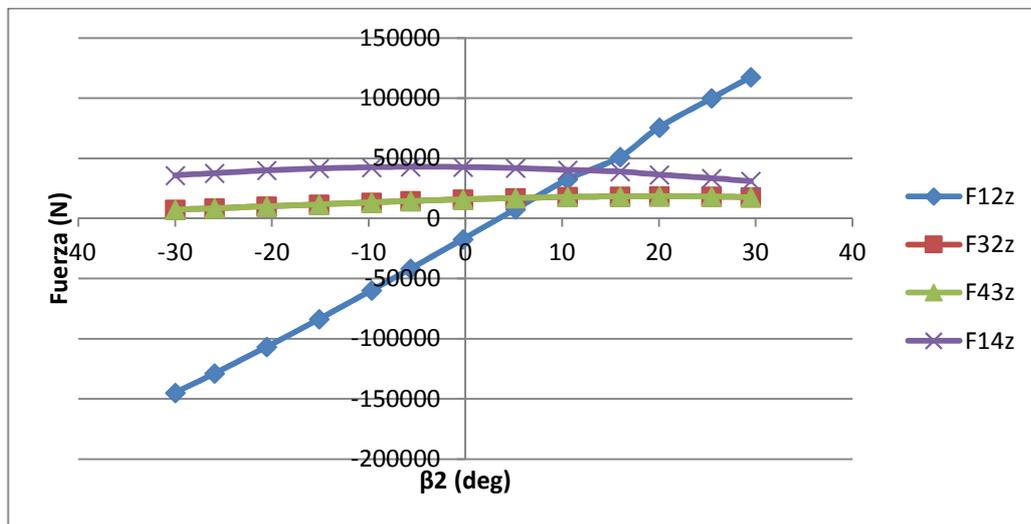


Figura 63 Reacciones eje Z

Las gráficas 62 y 63 representan las reacciones de los elementos en función del ángulo de giro en las que se puede verificar el comportamiento de las mismas y el rango en el que se encuentra aplicada

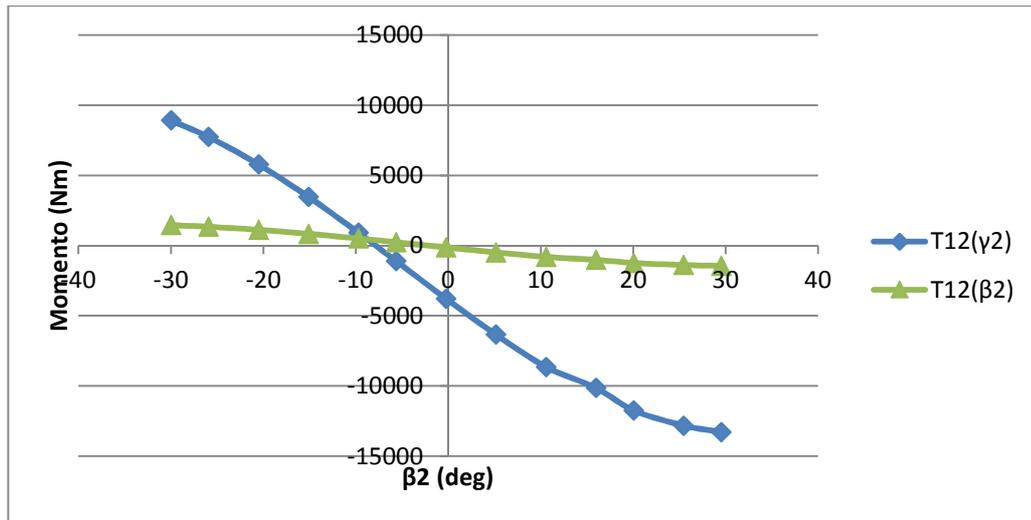


Figura 64 Torque

La figura 64, representa el comportamiento del torque en los elementos impulsores del mecanismo, valor de $T_{12}(\gamma_2)$ es el que se emplea para el análisis de la fuerza y presión que se genera en el sistema.

Del presente análisis se determina que:

- El mayor torque se presenta en el elemento que se encuentra el acople del mecanismo de la dirección.
- El valor del torque que genera la caja de dirección se encuentra en el rango de 0 a 1480 Nm y su dirección depende del sentido del giro.
- La figura 64 representa la variación del torque que se genera en la caja de dirección cuando el vehículo se encuentra trabajando a su máxima carga obteniéndose un valor máximo de 1650 Nm y su dirección depende del sentido de giro.

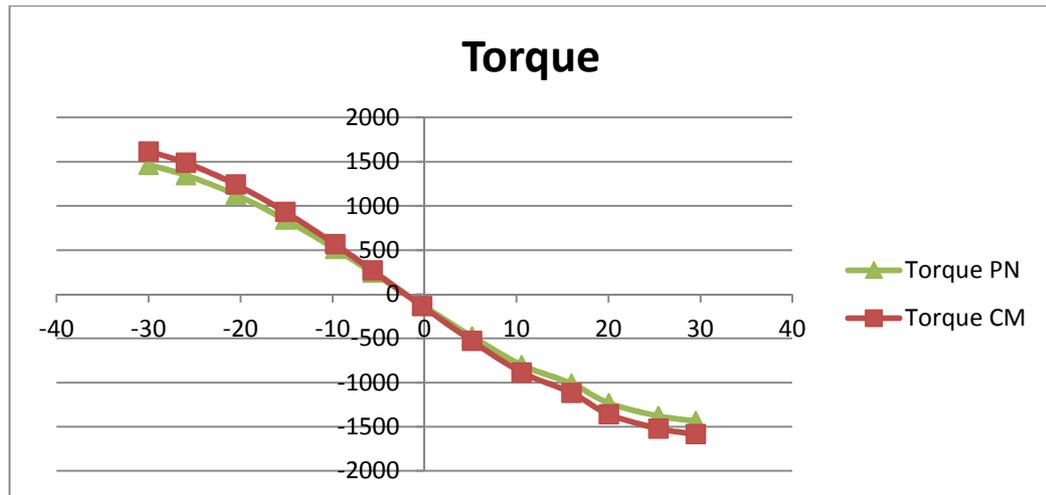


Figura 65 Variación torque

- La fuerza máxima se encuentra aplicada en el elemento donde se encuentra el acoplador del mecanismo de la dirección, siendo su valor de 42900 N para el peso nominal y 47400 N para la carga máxima.

3.7 ESTUDIO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN HIDRÁULICO

Determinado el valor máximo del torque, $T_{CD} = 1650 Nm$, que debe aportar la caja de dirección para activar el mecanismo de los neumáticos se describe el sistema hidráulico original del vehículo a fin de verificar su eficiencia con la nueva distribución de carga.

Partiendo de los datos de la caja de dirección hidráulica la cual es modelo ZF 8036 con sistema de bolas recirculantes, figura 65.



Figura 66 Caja de dirección.

En la figura 66 se observa los componentes internos de la caja y su funcionamiento el cual es similar a un cilindro de doble efecto con vástago en las 2 caras.



Figura 67 Componentes internos

En la que el diámetro del pistón, vástago y piñón son:

$$d_c := 0.093 \quad d_v := 0.015 \quad d_p := 0.045$$

Del torque determinado en el análisis dinámico se procede a calcular la fuerza variable que se aplica en el diente engrane del pistón, la cual se obtiene:

$$F_{tcd}(\beta_2) := T_{12}(\beta_2) \cdot \frac{2}{d_p} \quad (3.103)$$

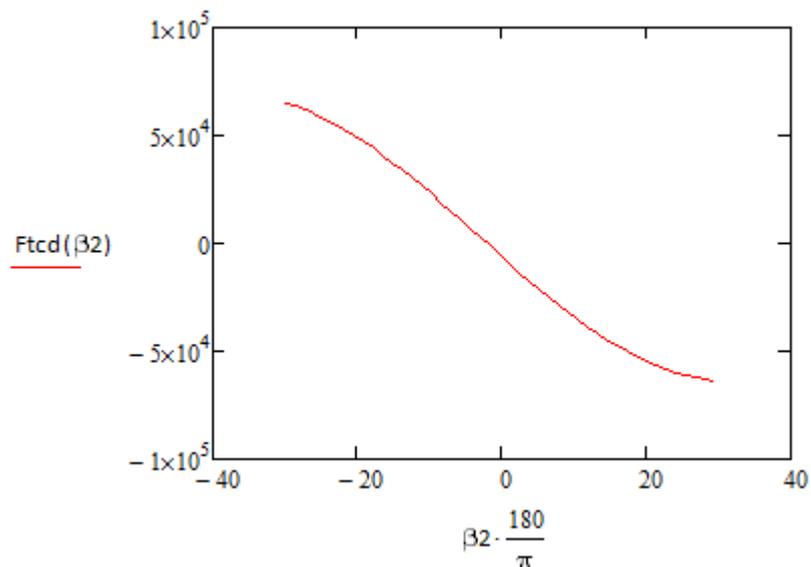


Figura 68 Fuerza generada por el piñón.

La figura 67 representa la variación de la fuerza en función del ángulo que se encuentre rotando, de igual modo cabe mencionar que los valores negativos representan un cambio de dirección en el movimiento y que para el cálculo de la presión se emplea el valor absoluto de la fuerza,

$$F_{tcd}(\beta_2) := |F_{tcd}(\beta_2)|$$

Con lo que:

$$P_c(\beta_2) := \frac{F_{tcd}(\beta_2)}{\pi \left[\left(\frac{dc}{2} \right)^2 - \left(\frac{dv}{2} \right)^2 \right]} \quad (3.6.2) \text{ (Norton R. , 2005)}$$

El resultado de la ecuación se resume en la tabla 14 en la que se presenta el valor absoluto de la fuerza el cual es empleado en el cálculo de la presión.

Tabla 14 Fuerza y Presión en pistón.

β_2		Fuerza	Presión	
Deg	Rad	N	N/m^2	Bar
-30,00	-0,52	82204,47	12424736,2	124,25
-25,94	-0,45	75623,66	11430085,1	114,30
-21,89	-0,38	66712,88	10083271,9	100,83
-20,54	-0,36	63261,38	9561596,37	95,62
-16,48	-0,29	51615,29	7801356,58	78,01
-13,77	-0,24	42908,73	6485409,86	64,85
-9,72	-0,17	28746,47	4344864,87	43,45
-5,66	-0,10	13686,91	2068698,3	20,69
-1,61	-0,03	1751,22	264687,195	2,65
-0,25	0,00	6888,24	1041118,9	10,41
2,45	0,04	17028,36	2573738,74	25,74
6,51	0,11	31609,70	4777625,55	47,78
7,86	0,14	36226,98	5475502,01	54,76
10,56	0,18	44990,76	6800096,51	68,00
15,97	0,28	60197,22	9098466,88	90,98
18,68	0,33	66425,83	10039884,9	100,40
20,03	0,35	69158,57	10452923,5	104,53
22,73	0,40	73820,81	11157594,4	111,58
24,08	0,42	75738,20	11447397,2	114,47
26,79	0,47	78725,37	11898891,2	118,99
28,14	0,49	79791,16	12059978,9	120,60
29,49	0,51	80571,34	12177898,8	121,78

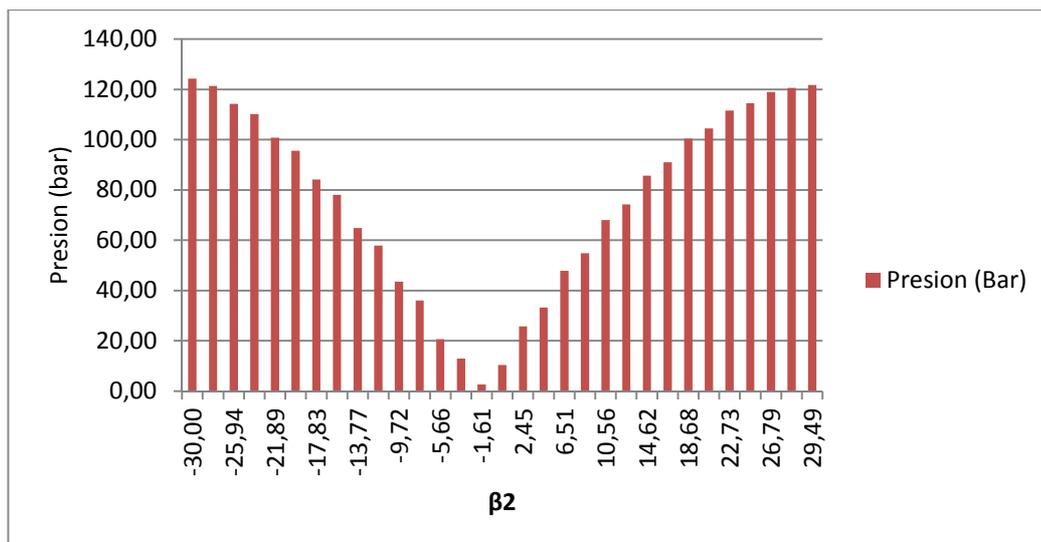


Figura 69 Presión en función de β_2

La figura 69 representa la variación de la presión en función del ángulo en que se encuentre el mecanismo.

Determinada la variación de la presión se compara dichos valores con los elementos del sistema original a fin de verificar la factibilidad del empleo de los mismos o su reemplazo.

El sistema hidráulico original posee los elementos que se encuentran descritos en la tabla 15.

Tabla 15 Componentes sistema hidráulico.

SISTEMA HIDRÁULICO ORIGINAL			
ÍTEM	PRESIÓN	DESPLAZAMIENTO	VOLUMEN
	Bar	ml/rev	lt
Caja de dirección	135	-	2
Bomba hidráulica	100	8,8	-
Reservorio	-	-	1
Manguera presión	135	-	-

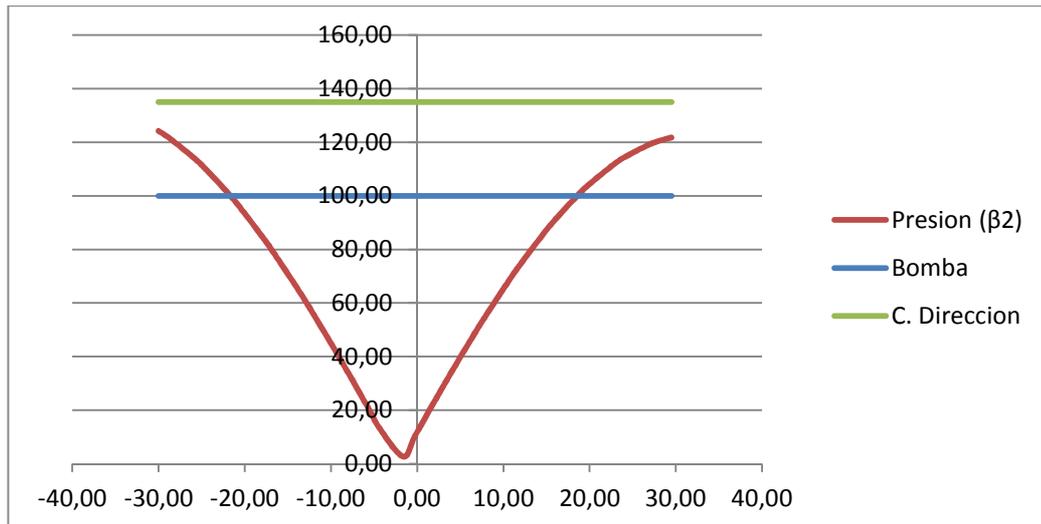


Figura 70 Presiones máximas de operación sistema original

En la figura 70 se aprecia la variación de la presión comparados con los límites de operación de la caja de dirección y la bomba hidráulica con lo que se verifica que la caja original, soporta las nuevas presiones pero la bomba debe ser reemplazada por una que soporte las nuevas presiones de operación.

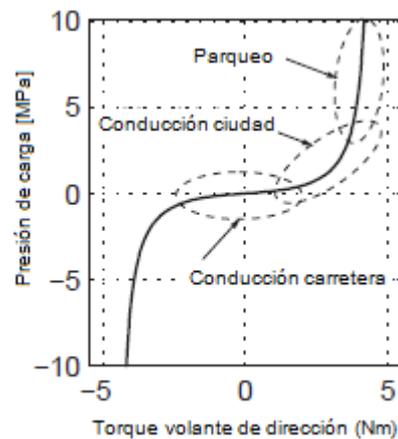


Figura 71 Presión vs Torque. (Rösth, 2007)

El comportamiento de la presión se adapta al esperado por la figura 71, que representa el torque aplicado y la presión que se genera, en la que se

puede ver que la asistencia depende de las condiciones de manejo a las que se encuentre expuesto.

De la cual se puede concluir que a mayor torque generado por el volante, mayor será la asistencia que genera el sistema, pero menor la sensación del camino en el conductor

Se verifica que la caja de la dirección soporta la variación de presiones presentada.

Como la fuerza que produce la caja se incrementa, de igual modo lo hace la presión de operación, con lo que se verifica la factibilidad de emplear la bomba original.

Debido a que la conexión entre el motor y la bomba se elimina, se analiza la forma de alimentar al sistema mediante la ponderación de parámetros.

A fin de visualizar de mejor manera los criterios de diseño, se procede a generar la Matriz de puntajes y parámetros, tabla 16, en la que se crea el cálculo de ponderación de los distintos parámetros de selección ingresados.

MATRIZ PUNTAJES Y PARAMETROS											
Ord	PARAMETRO DE DISENO	PRIORIDAD	1	2	3	4	5	PUNTAJE	%	FACTOR	PUNTAJE MAX.
1	Parametro 1	1	0	1	1	1	4	7	31,82	0,32	318
2	Parametro 2	2		0	1	1	4	6	27,27	0,27	273
3	Parametro 3	3			0	1	4	5	22,73	0,23	227
4	Parametro 4	4				0	4	4	18,18	0,18	182
	TOTAL	10						22	100	1	1000

Tabla 16 Matriz de puntajes y parámetros.

Como se puede observar se genera la tabla para 4 parámetros y una escala que sirve de base para determinar la selección adecuada, sin que ningún valor supere al puntaje máximo de cada parámetro.

Los distintos parámetros presentados serán calificados de acuerdo a los siguientes puntajes:

- 1 Si el criterio es Sobresaliente
- 0,75 Si el criterio es Satisfactorio
- 0,5 Si el criterio es Regular
- 0,25 Si el criterio es Insatisfactorio

Se realiza el análisis para el tipo de alimentación que mejor se acopla a nuestro sistema, cabe recalcar que la potencia del mismo es limitada a 1hp, determinada en las condiciones de diseño, con lo que se genera la tabla 17.

MATRIZ SELECCIÓN ALIMENTACIÓN										
Ord	PARÁMETRO DE DISEÑO	Motor Eléctrico 1750 RPM				Motor Eléctrico 3345 RPM				PUNTAJE MAX.
		Sin Reductor		Reductor		Sin Reductor		Reductor		
1	Fuerza	0,5	159,00	0,75	238,50	0,25	79,50	1	318,00	318
2	Velocidad Giro	0,5	136,50	0,25	68,25	0,50	136,50	0,75	204,75	273
3	Requerimiento Energético	0,5	113,50	0,75	170,25	0,5	113,50	0,75	170,25	227
4	Tamaño	0,5	91,00	0,25	45,50	0,50	91,00	0,25	45,50	182
	TOTAL		500,00		522,50		420,50		738,50	1000

Tabla 17 Matriz selección de alimentación.

En la misma se aprecia que la selección adecuada para la alimentación del sistema es un motor de 3345 RPM, de 1 hp, y un reductor a fin de incrementar el torque que genera en el motor.

Con respecto a los puntajes asignados a cada parámetro se tiene:

- **Fuerza**, siendo el valor más alto ya que el reductor magnifica la fuerza de salida en relación a la velocidad de ingreso.
- **Velocidad de giro**, posee una velocidad adecuada para la operación de la bomba, debido a las elevadas revoluciones del motor eléctrico que alimenta al reductor
- **Consumo Energético**, se asignó valores similares para los motores sin reductor, y mayores e iguales a los que usan reductor, debido a que la potencia es la misma en los 4 casos, 1hp, la presencia del reductor multiplica la fuerza obteniéndose mejores resultados.
- **Tamaño**, puntaje bajo debido al empleo de 2 componentes que trabajan en conjunto.

Debido a la necesidad de incorporar un reductor, se procede a determinar el tipo de reductor a emplear se analiza los los parámetros para su selección, que se encuentran agrupados en la tabla 18.

MARCA	BOSTON GEAR	WINSMITH
Procedencia	Estados Unidos	Estados Unidos
Modelo	F710-5-B4-G	3MSF
Tipo	Gusano	Gusano
Relación	5:01	5:01
Torque salida	70* Nm	453* Nm
Potencia entrada	0.66 Hp	1,25 Hp
Peso	6.5 kg	8 kg
Temperatura operación	nd	10,5 - 60 °C
Cubierta hermética	si	si
Imagen		

* Valor determinado a 1750 RPM

Tabla 18 Selección reductor.

Con lo que se genera la 19 a fin de seleccionar el reductor adecuado.

MATRIZ SELECCIÓN REDUCTOR						
Ord	PARÁMETRO DE DISEÑO	BOSTON GEAR (F710-5-B4-G)		WINSMITH (3MSF)		PUNTAJE MAX.
1	Relación	1	318,00	1,00	318,00	318
2	Torque de salida	0,25	68,25	0,75	0,50	273
3	Potencia de entrada	0,5	113,50	1,00	227,00	227
4	Peso	0,5	91,00	0,50	91,00	182
	TOTAL		590,75		636,50	1000

Tabla 19 Selección reductor.

La figura 72 presenta la conexión entre el motor y el reductor, en la que se observa un acople diseñado para que el reductor se conecte con la bomba.



Figura 72 Conexión motor reductor

Una vez determinado el tipo de configuración que alimenta la bomba, se listan las condiciones de selección del tipo de bomba adecuada la configuración, la cual debe tener:

- Elevado desplazamiento por revolución.
- Elevada presión de operación.
- Baja velocidad máxima de operación.
- Tamaño reducido.

Se genera la tabla 20, en la que se hace el análisis de selección del tipo de bomba a emplear en el circuito hidráulico.

MATRIZ SELECCION BOMBA										
Ord	PARAMETRO DE DISENO	Bomba Original (Paletas Circular)		Bomba Nueva						PUNTAJE MAX.
				Engranés		Pistones		Paletas Elíptica		
1	Presion Maxima	0,75	238,50	0,50	159,00	0,50	159,00	1	318,00	318
2	Desplazamiento	0,5	136,50	0,25	0,50	0,25	68,25	1	273,00	273
3	Velocidad Maxima Operacion	0,5	113,50	1,00	227,00	0,25	56,75	0,5	113,50	227
4	Tamano	1	182,00	1,00	182,00	0,50	91,00	0,5	91,00	182
	TOTAL		670,50		568,50		375,00		795,50	1000

Tabla 20 Matriz selección bomba

En la que se aprecia que lo recomendable es el cambio de la bomba original del vehículo por una de paletas con cuerpo Elíptico, figura 73, debido a la operación de la misma, que se ajusta de mejor manera al presente requerimiento.



Figura 73 Bomba de Paletas

Entre las principales ventajas se encuentra que posee “2 cámaras de bombeo separadas 180°, que “hacen que las fuerzas laterales sobre el rotor se equilibren,....., Por ello estas bombas están diseñadas para una mayor presión de trabajo” y su desplazamiento es mayor.

Con respecto a los puntajes:

- **Presión máxima**, alcanza y maneja una elevada presión de operación.
- **Desplazamiento**, maneja un elevado desplazamiento.
- **Velocidad máxima operación**, valor medio comparado con las demás bombas
- **Tamaño**, de gran tamaño y cuerpo sólido.

En el esquema de la bomba presentado en la Figura 73, se puede observar las 2 aberturas de carga y descarga de la misma, lo cual incrementa el desplazamiento que genera la bomba en revoluciones similares de operación de cuerpo circular.

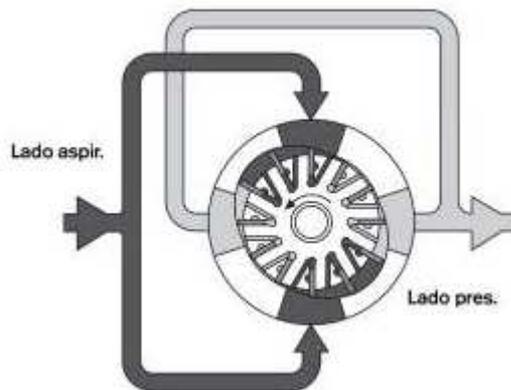


Figura 74 Esquema bomba de paletas.

Como se indica en la tabla 20, la bomba original del sistema posee una buena presión pero bajo desplazamiento, ya que se dispone para su alimentación de un sistema que entrega bajas revoluciones de operación y un elevado torque.

Se determina las condiciones de operación que va a estar expuesto el sistema generándose la Tabla 21

CONDICIONES DE OPERACIÓN			
PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD	OBSERVACIONES
Diámetro Volante	500	mm	Analizando el parámetro se determino que: <ul style="list-style-type: none"> • Mientras mayor es el diámetro del volante menor la fuerza que se debe aplicar para que funcione el sistema. • A mayor es el diámetro, menor la velocidad de giro. • Mientras mayor es el diámetro menor caudal requiere la caja de dirección.
Velocidad de Giro	1,5	Rev. Volante/s	Analizando el parámetro se determino que: <ul style="list-style-type: none"> • Si se reduce la velocidad de giro, disminuye el caudal que ingresa a la caja. • Distintas situaciones de manejo varían el parámetro, pero su duración no es prolongada.
Relación Volante / Neumáticos	22:01	-	Analizando el parámetro se determino que: <ul style="list-style-type: none"> • El valor es constante e independiente de cualquier factor ajeno. • El valor de la relación es adecuado para una correcta conducción.

Tabla 21 Condiciones operación.

La gráfica 75 representa el flujo mínimo de operación para una velocidad de giro de 1,5 vueltas del volante por segundo es de 2,3 Gpm.

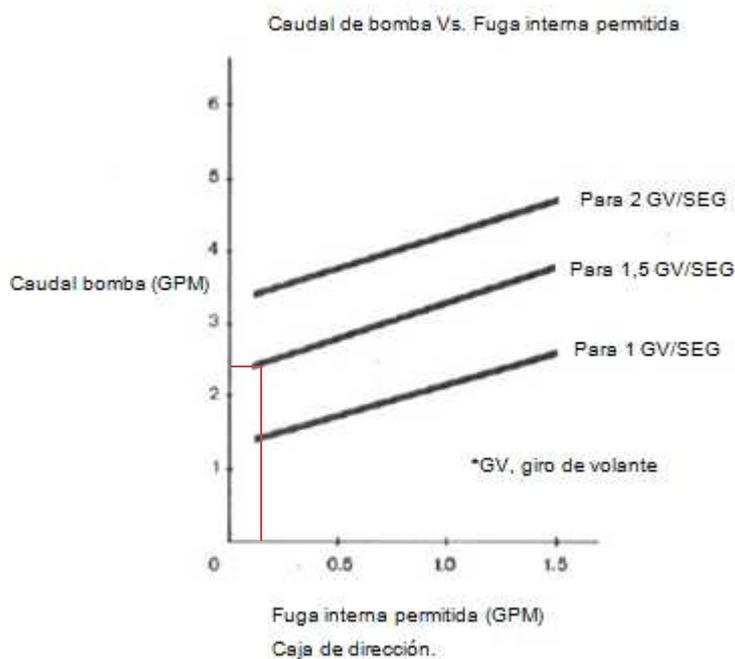


Figura 75 Flujo mínimo de operación. (TRW, Hydrapower integral power steering gear, 1981)

Que representa la velocidad de giro en una gráfica que analiza la fuga interna de la bomba a determinado caudal, para condiciones normales de operación la velocidad de giro se encuentra en la curva de 1,5 hwt/s, con lo que se observa que el caudal es de 2,3 Gpm.

Del que se determinar el desplazamiento del sistema, obteniéndose:

$$Q := 2.3 \frac{\text{Galones}}{\text{min}} \quad \text{Que equivale a} \quad Ql := 8.71 \frac{\text{litros}}{\text{min}}$$

Se tiene como condición de diseño que la rotación de la alimentación será de $\omega_r=660$ RPM, con lo que el desplazamiento por revolución de la bomba es:

$$\text{dsp} := \frac{Ql}{\omega_r}$$

$$\text{dsp} := 0.013$$

Con este valor se procede a seleccionar la bomba acorde a las restricciones que se encuentran resumidas en la tabla 22

PARÁMETRO SELECCIÓN BOMBA PALETAS			
ÍTEM	VALOR	UNIDAD	OBSERVACIONES
Presión	135	Bar	Al tratarse de una bomba de desplazamiento positivo, la presión es constante independientemente de la velocidad de giro.
Desplazamiento	0,014	LPR	Litros por Revolución,
Eficiencia	90	%	

Tabla 22 Parámetros bomba

Se compara la información de catálogos de bombas que se encuentran disponibles en el mercado ecuatoriano, generándose la tabla 23 la que determina la bomba a emplear.

MARCA	EATON	PARKER DENINSON	ZF
Procedencia	Estados Unidos	Estados Unidos	Brasil
Modelo	F3-V10-1P5S	T7B-04-HF-3	7675 935 211
Tipo	Paletas doble	Paletas doble	Paletas doble
Presión máxima	172 Bar	210 Bar	135 Bar
Desplazamiento	0.0164 Lt/Rev.	0.0128 Lt/Rev.	0.017 Lt/Rev.
Velocidad operación	600 - 1800 RPM	600 - 1800	600 - 1800
Peso	4.5 - 5 kg	5.5 kg	4.5 kg
Eficiencia	0.93	0.94	0.95
Válvula seguridad	si	si	si
Imagen			

Tabla 23 Selección Bomba.

Generándose la matriz de selección, tabla 24.

MATRIZ SELECCIÓN BOMBA								
Ord	PARÁMETRO DE DISEÑO	EATON (F3-V10-1P5S)		PARKER (T7B-04-HF-3)		ZF (7675 935 211)		PUNTAJE MAX.
1	Desplazamiento	0,75	238,50	0,50	159,00	0,75	238,50	318
2	Presión operación	0,5	136,50	0,50	136,50	0,75	204,75	273
3	Velocidad	0,5	113,50	0,50	113,50	0,5	113,50	227
4	Válvula seguridad	0,5	91,00	0,50	91,00	0,50	91,00	182
	TOTAL		579,50		500,00		647,75	1000

Tabla 24 Selección Bomba

Determinándose que la bomba a emplear es:

- Marca ZF do Brasil S. A, figura 76.
- Modelo: 7675 935 211



Figura 76 Bomba de paletas

La cual cumple con las condiciones de diseño mencionadas y sus características se encuentran resumidas en la tabla 25

BOMBA ZF 7679 935 211		
ITEM	VALOR	UNIDAD
PRESION	135	Bar
DESPLAZAMIENTO	17,5	ml/r
V. OPERACION	2800	RPM

Tabla 25 Bomba ZF 7679 935 211

Como se desconoce la ubicación final del sistema de alimentación, se procede a reemplazar la manguera de trabajo, procurando que su presión de operación este acorde a los nuevos parámetros de trabajo como se muestra en la Figura 77



Figura 77 Manguera de presión.

La manguera que conecta la caja con el reservorio no será modificada ya que la presión con la que trabaja es despreciable y su recorrido original se mantiene. La manguera que conecta el reservorio con la bomba de igual modo será reemplazada.

Una vez determinado el tipo de bomba en función de la forma de alimentarla se procede a instalar la misma, pero, debido al reducido espacio con el que se cuenta y el gran tamaño del conjunto en sí, se genera una base móvil para que sea empleada en el sistema.

3.8 PROPUESTA A IMPLEMENTAR

Al eliminarse el motor de combustión interna del vehículo distintos sistemas que están sincronizados con su movimiento pierden su fuente de poder, con lo que surge la necesidad de encontrar un modo de accionar la bomba desde una fuente de energía externa.

IMPLEMENTACIÓN EN PROTOTIPO

Por las modificaciones realizadas en el vehículo original la implementación del diseño se adapta a la disponibilidad de espacio en la cabina, a fin de emplear el equipo que cumple con los cálculos desarrollados anteriormente.

Para ello se plantean las diferentes modificaciones que se han realizado, obtenidas mediante cálculos desarrollados en secciones anteriores que demuestran la variación en la fuerza que se debe ejercer para rotar los neumáticos y su relación con la presión necesaria para generar dicha fuerza.

La ficha técnica de la caja, determina que la misma soporta el incremento del peso en el eje delantero, con lo cual se emplea la misma para la implementación en el prototipo.

Se cambia la bomba hidráulica original por ZF modelo: 7675 935 211, que genera hasta 135 Bar., de presión.

Para la presente adaptación, se emplea un motor eléctrico monofásico de 1 hp de potencia que gira a 3345 RPM, el cual se encarga de aportar la energía a la bomba, que necesita de un torque mayor al que genera el motor, para su funcionamiento se emplea un reductor de engranes, figura 78



Figura 78 Reductor

Con este sistema se reduce las revoluciones del motor eléctrico y se incrementa el torque que sale de la caja reductora y alimenta la bomba que genera la presión para accionar la caja de dirección y mover el mecanismo de las ruedas, haciéndolas rotar, con lo que se obtiene la autonomía del vehículo.

3.9 PROPUESTA DE MEJORA.

En este punto del proyecto se propone desarrollar una variación a la configuración del mecanismo original, a fin de poder determinar una ventaja mecánica mayor, cumpliendo con la condición del sistema Ackerman, determinándose que:

- Una variación en la geometría del mecanismo pero que mantenga la relación de Ackerman mencionada, no genera un incremento significativo en la ventaja mecánica original del sistema, ya que la nueva configuración sería geoméricamente semejante a la original, lo que hace que las propiedades trigonométricas y mecánicas de la misma se mantengan.
- Para que el incremento sea significativo se debe variar la longitud del acoplador, ya que es él quien rige directamente en la ventaja mecánica que se genera en el mecanismo, a mayor longitud del acoplador, mayor la ventaja del conjunto.

Se procede a presentar el cambio propuesto en la medida del acoplador, así como el incremento en la ventaja mecánica. Cabe recalcar que una variación en la medida del acoplador, repercute en la trayectoria del mismo, y por ende en el ángulo de orientación.

Debido a que el mecanismo original es no Grashof, se debe seleccionar el rango de acción óptimo del mismo, para lo que se genera y analiza la gráfica de la trayectoria.

El análisis similar al desarrollado anteriormente presenta los resultados en graficas a fin de obtener las conclusiones del análisis de las mismas.

Se analizaron las gráficas de 3 valores posibles de acoplador a fin de generar conclusiones acorde a lo que estamos observando, los valores tomados fueron 0.05, 0.1, 0.2 y 0.25 m adicionales al valor original del sistema.

Determinándose que el valor que genera un incremento en la VM más significativo es el de 0,2 m adicionales a la longitud original, como lo demuestra la figura 79.

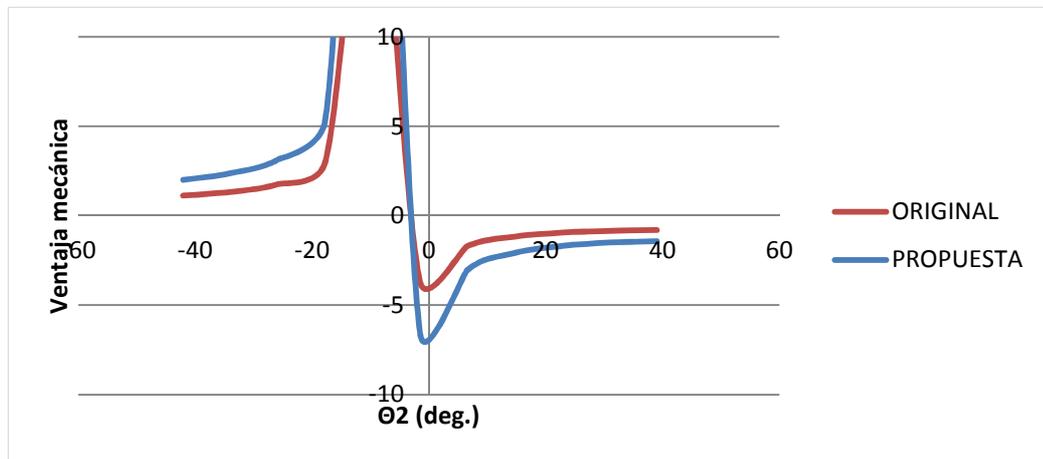


Figura 79 Ventaja mecánica.

En la que se aprecia la variación entre las 2 curvas superpuestas el incremento a lo largo del recorrido y la similitud en su trayectoria, se genera una gráfica con valor absoluto de la misma a fin de visualizar de mejor manera la variación.

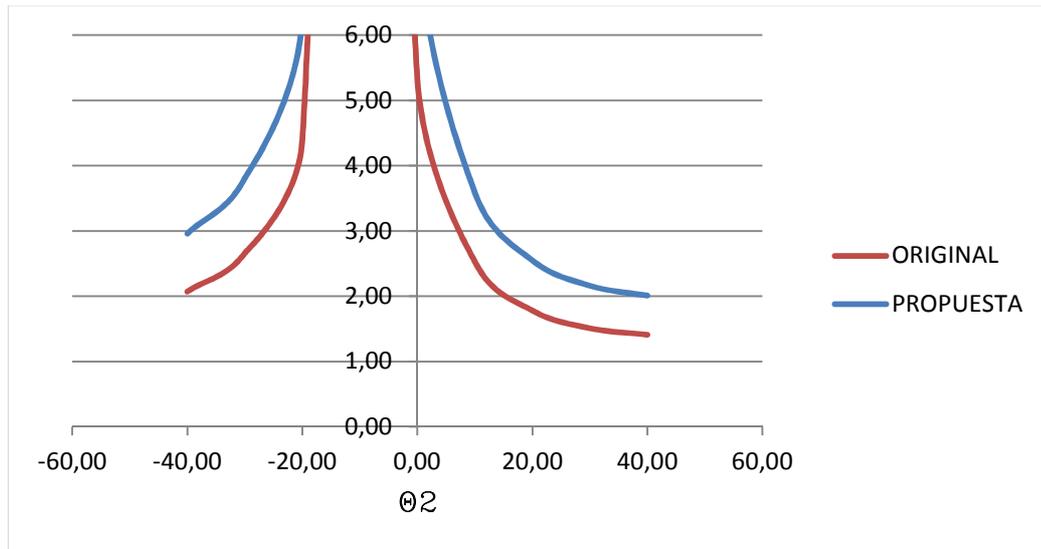


Figura 80 Ventaja mecánica (Valor absoluto)

En figura 80 se aprecia el incremento en la VM comparado con el valor original, comprobándose que la variación propuesta cumple con incrementar la ventaja mecánica original del sistema.

Se genera la tabla 26, en la que se aprecia el promedio de la VM a lo largo del recorrido, y un promedio de la misma, que evidencia el incremento entre el sistema original y la propuesta planteada.

VENTAJA MECÁNICA			
θ 2	Original	Propuesta	Incremento
-42,08	1,12	2,00	0,88
-33,97	1,33	2,37	1,04
-25,86	1,76	3,14	1,38
-17,75	3,00	5,35	2,35
-9,63	21,24	37,83	16,59
-1,52	3,68	6,55	2,87
6,59	1,71	3,04	1,33
14,70	1,17	2,08	0,91
22,82	0,95	1,69	0,74
30,93	0,84	1,50	0,66
39,04	0,80	1,42	0,62
PROMEDIO	3,42	6,09	

Tabla 26 Variación ventaja mecánica.

Analizando la gráfica 80 y la tabla 26, se determina que el comportamiento de la VM parte desde un valor máximo ubicado en la posición central, la cual disminuye conforme se incrementa el ángulo de dirección, determinándose un valor promedial de la VM=2.5 debido a que el rango de trabajo constante del vehículo se encuentra determinado en valores de $-25 < \alpha < 25$.

Analizando las curvas generadas de la configuración propuesta para la velocidad, aceleración y ángulo de transición, se determina que las mismas no varían con el cambio en la dimensión del acoplador, como lo demuestran las tablas 27, para la velocidad, 28, para la aceleración y 29 para el ángulo de transmisión.

Tabla 27 Velocidad

VARIACIÓN VELOCIDAD			
$\ominus 2$	Original	Propuesta	Variación
-42,08	-0,26	-0,26	0,00
-33,97	-0,34	-0,34	0,00
-25,86	-0,40	-0,40	0,00
-17,75	-0,43	-0,43	0,00
-9,63	-0,42	-0,42	0,00
-1,52	-0,38	-0,38	0,00
6,59	-0,31	-0,31	0,00
14,70	-0,25	-0,25	0,00
22,82	-0,19	-0,19	0,00
30,93	-0,15	-0,15	0,00
39,04	-0,12	-0,12	0,00

Tabla 28 Aceleración.

VARIACIÓN ACELERACIÓN			
$\ominus 2$	Original	Propuesta	Variación
-42,08	-23,00	-23,00	0,00
-33,97	-29,67	-29,67	0,00
-25,86	-34,69	-34,69	0,00
-17,75	-37,10	-37,10	0,00
-9,63	-36,25	-36,25	0,00
-1,52	-32,37	-32,37	0,00
6,59	-26,74	-26,74	0,00
14,70	-21,04	-21,04	0,00
22,82	-16,32	-16,32	0,00
30,93	-12,81	-12,81	0,00
39,04	-10,34	-10,34	0,00

Tabla 29 Angulo transmisión.

VARIACIÓN ANGULO TRANSMISIÓN			
θ_2	Original	Propuesta	Variación
-42,08	58,37	58,37	0,00
-33,97	51,81	51,81	0,00
-25,86	46,04	46,04	0,00
-17,75	41,35	41,35	0,00
-9,63	38,12	38,12	0,00
-1,52	36,72	36,72	0,00
6,59	37,36	37,36	0,00
14,70	39,94	39,94	0,00
22,82	44,13	44,13	0,00
30,93	49,54	49,54	0,00
39,04	55,84	55,84	0,00

La primera conclusión que se obtiene es que la velocidad, aceleración y ángulo de transmisión no dependen de la distancia del acoplador, sino de la configuración geométrica del mecanismo.

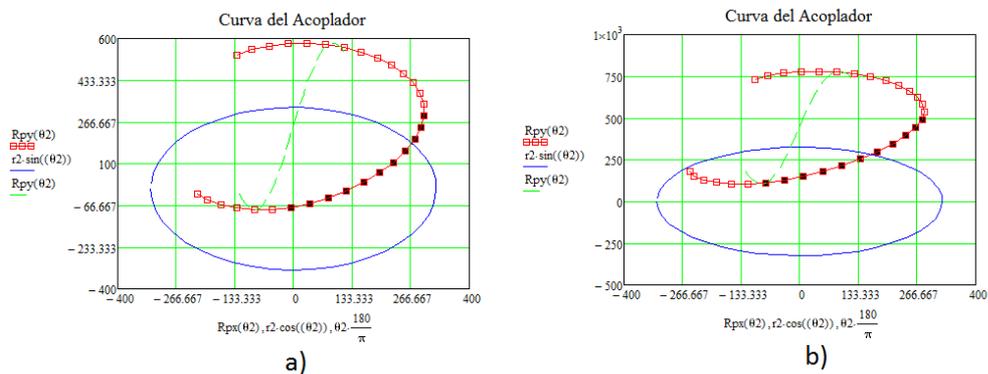


Figura 81 Curva acoplador

En la figura 81, se puede ver la diferencia en la trayectoria del acoplador original, figura a, con la nueva medida, figura b, apreciándose que la nueva medida del mismo, genera una trayectoria más lineal en el tramo de acción, que es beneficioso para el movimiento del mecanismo, ya que mientras más lineal la trayectoria, más uniforme su movimiento y la fuerza que se debe aplicar.



Figura 82 Suspensión.

Se puede concluir que la propuesta teórica planteada genera una mayor ventaja mecánica, así como un desplazamiento más uniforme pero, debido al espacio que comparte el sistema de dirección con el de suspensión, un incremento en la longitud original del acoplador supondría una redistribución de los elementos del sistema de suspensión como se aprecia en la figura 82 determinándose que no es factible aplicar dicha modificación al mecanismo, quedando planteada la mejora para implementarla en etapas posteriores del proyecto.

característica que no se encuentra en los sistemas hidráulicos, los cuales resultan mejores para maniobras de parqueo, la principal desventaja del sistema eléctrico es su modo a prueba de fallos el cual es la principal ventaja de los sistemas hidráulicos, de igual modo el consumo de energía es superior a la que se dispone.

Para controlar un vehículo se debe ingresar 3 valores, la aceleración, el freno y la dirección, los cuales actúan mediante el acelerador, el pedal del freno y el volante de dirección, investigación dedicada a la seguridad en vehículos a desarrollado varios sistemas que actúan en el control del mismo, como es el control de crucero, que actúa en la velocidad del vehículo a fin de evitar el incremento en la misma, de igual modo el sistema anti bloqueo del freno, ABS, que actúa en el sistema de frenos diferenciando la presión en cada neumático a fin de controlar el vehículo en situaciones de riesgo.

El desarrollo en sistemas de control que faciliten la conducción se centra en la aplicación de un Piñón automático, el cual recibe la información de sensores para determinar su ubicación y movimiento en todo momento, entre las principales aplicaciones se encuentra la conducción automática por carreteras y la seguridad al momento de realizar maniobras bruscas,.

Existen diferentes escritos sobre investigaciones del control eléctrico en las cuales se desarrollan distintos algoritmos y escenarios a fin de verificar la eficiencia en el consumo de energía del sistema, autonomía y seguridad del mismo.

Con respecto al mantenimiento, para sistemas de este tipo, el mismo es de nivel técnico, ya que los diferentes equipos que lo componen son diseñados para un tiempo de vida prolongado y soportan grandes cargas de trabajo.

Por ello, se plantea la utilización, en el diseño final, de materiales y equipos de fácil acceso en el mercado ecuatoriano, para que los gastos de dinero y tiempo en Mantenimiento no sean elevados y se evita la importación de repuestos.

CAPITULO 4

MONTAJE Y PRUEBAS DEL SISTEMA

En el presente capítulo se desarrollan todos los aspectos relacionados con el montaje del diseño en el prototipo.

Como ya fue mencionado, el diseño a implementar será montado en el prototipo el cual, originalmente, cuenta con su sistema de dirección, motivo por el cual se desarrolló la memoria de cálculo a partir de la configuración y medidas del sistema original.

Todo ello a fin de sustituir los componentes necesarios para que el mismo funcione correctamente

Como fue mencionado en la sección anterior, la configuración del mecanismo y sus elementos, soportan la nueva carga a la que serán expuestos, en cambio, para el sistema hidráulico se reemplaza la bomba que alimenta al mismo, esto debido al incremento en el peso del vehículo, que repercute en un incremento de la fuerza que debe generar la caja de dirección.

Se presta atención a la base del sistema, ya que no cuenta con una posición final fija en la que se asiente el conjunto motor-reductor-bomba.

4.1 FILOSOFÍA DE INSTALACIÓN

El vehículo de la figura 83 es en el que se está trabajando a fin de generar un prototipo funcional de un sistema de transporte urbano que emplee electricidad para su funcionamiento, en el cual, intervienen varias ramas de la ingeniería en beneficio del proyecto, y del que surge el presente trabajo de titulación.



Figura 84 Bus urbano

Del estudio desarrollado en el Capítulo 3 del presente trabajo, se determina que la caja de dirección original genera la fuerza necesaria para accionar el mecanismo que mueve los neumáticos, pero se debe reemplazar la bomba original que no aporta la presión necesaria para que la caja pueda crear la fuerza que se requiere, de igual modo, se reemplaza la manguera de trabajo original, el reservorio se mantiene y se renueva el aceite del sistema.

A fin de resumir las distintas modificaciones a realizar se genera la tabla 30 en la que se detalla las mismas.

SISTEMA HIDRÁULICO		
ÍTEM		OBSERVACIÓN
Caja Dirección		Se mantiene la original y que la misma soporta el incremento de peso en el eje delantero.
Bomba Hidráulica		Se reemplaza por una bomba de mayor presión y desplazamiento a fin de que alimente
Reservorio		Se mantiene el original
Manguera alta presión		Se sustituye la manguera de trabajo, que conecta la bomba con la caja de dirección, para que soporte la
Manguera baja presión	Reservorio-bomba	Se corrige la longitud de la manguera debido a la ubicación del sistema
	Caja-reservorio	Se mantiene la manguera original, ya que el recorrido de la misma no varía.

Tabla 30 Modificaciones planteadas

Para el momento de la adaptación, el principal problema surge de la ubicación de la bomba y el motor que la acciona, esta conexión se la reemplaza con un motor eléctrico conectado a una caja de reducción de engranes, a fin de incrementar el torque y activar la bomba hidráulica.

Para la ubicación del sistema mecánico que alimenta a la bomba se consideran ciertos factores, entre los que encuentran:

- El limitado espacio con el que cuenta el prototipo en su interior
- El hecho de que todavía no se encuentra terminado, elimina la posibilidad de una ubicación final del mismo, debido al tamaño del conjunto motriz,

Una vez mencionadas estas restricciones se concluye que la solución óptima para el problema es desarrollar una base móvil en la que se encuentren conectados los 3 elementos, del conjunto mecánico.

Se genera una base, figura 85, en la que el conjunto se encuentra perfectamente alineado y el material absorbe las vibraciones generadas por el motor eléctrico y la bomba al rotar, de igual modo facilita su cambio de ubicación hacia su posición final ya que la misma cuenta con un orificios de sujeción.

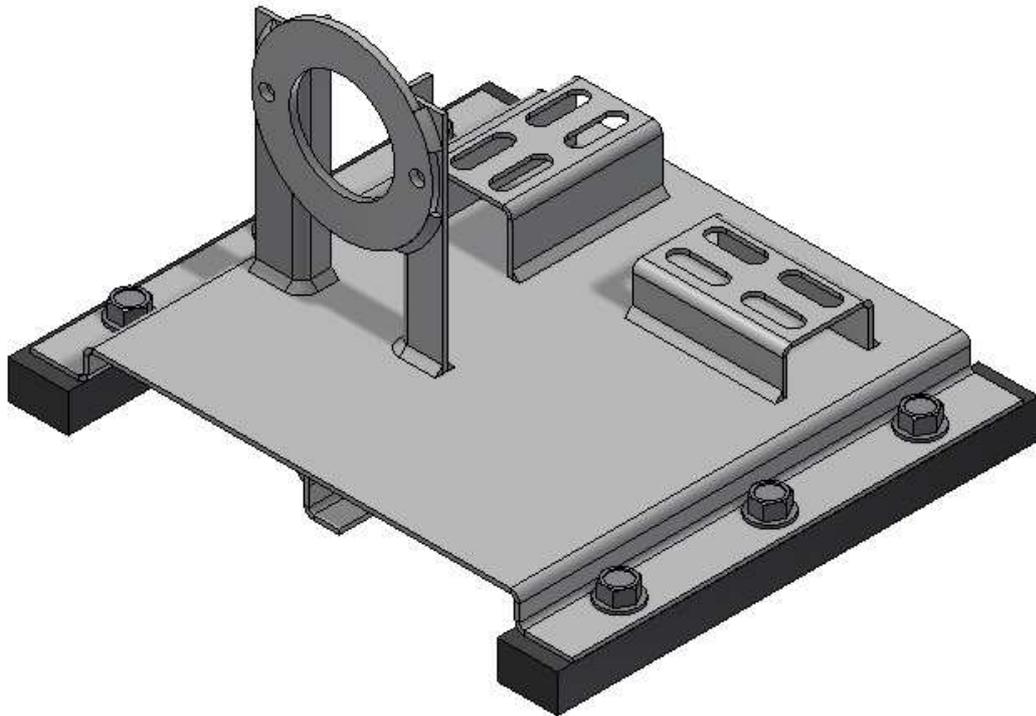


Figura 85 Base conjunto mecánico.

Una vez desarrollada la base, se genera el acople que une la bomba con el reductor, a fin de que el mismo alimente al sistema, con todas las piezas del sistema listas y ubicadas en la base firmemente, se determina la

ubicación momentánea y la longitud de las mangueras que van a ser reemplazadas.

Con las mangueras listas, se procede al montaje del sistema, conectando los diferentes elementos que lo componen.

Conectado todo el sistema y lleno de aceite hidráulico, se enciende el motor eléctrico, en lo que se verifica que el mismo funciona, para confirmar la funcionalidad del sistema se realizan diferentes pruebas.

Una vez montado todo el sistema y antes de encenderlo, se engrasan los puntos móviles del mecanismo de barras que controla los neumáticos.

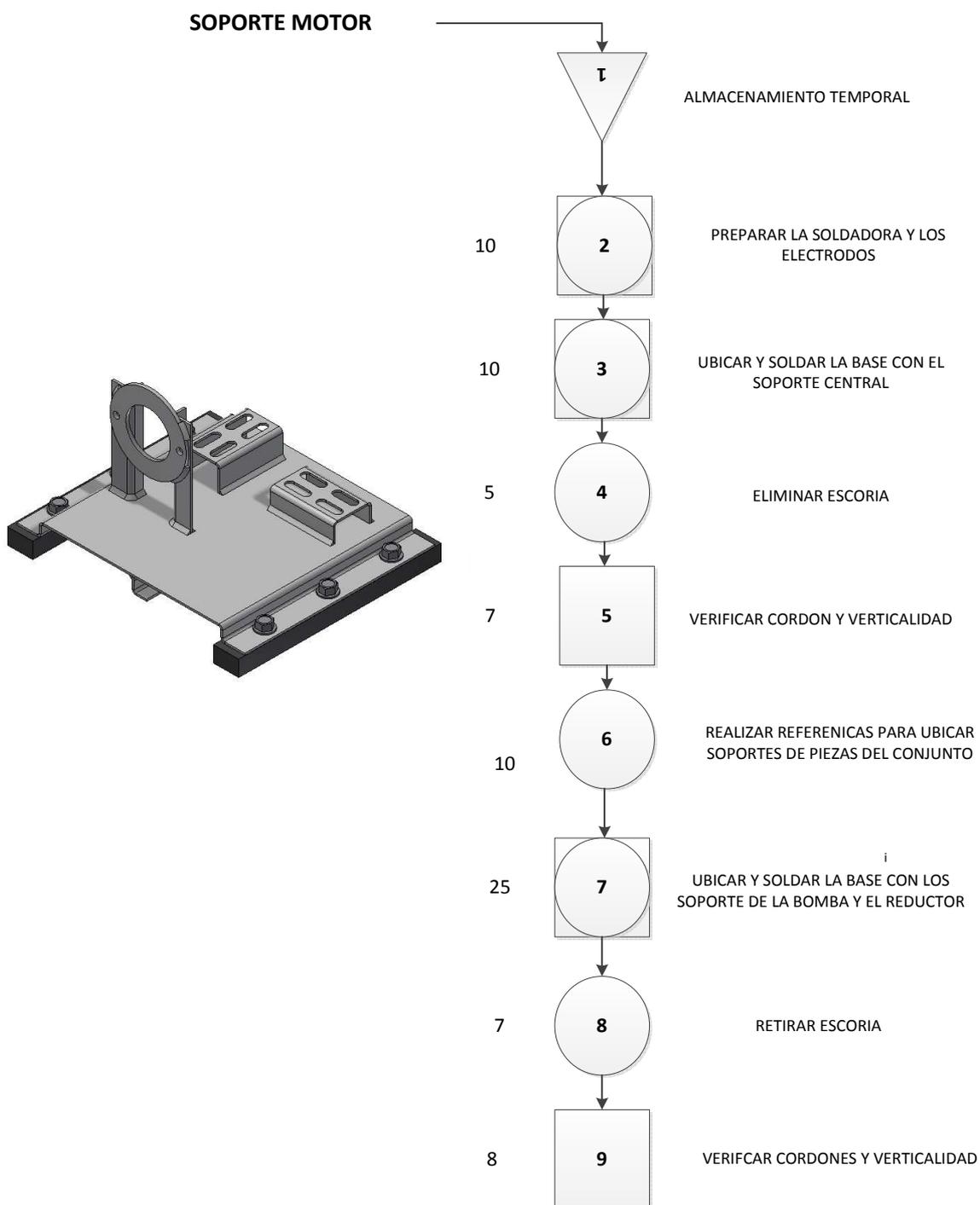
Planteada la filosofía de instalación se detallan las acciones a realizadas en cada etapa del montaje.

4.1.1 DIAGRAMAS DE FABRICACIÓN DE CONJUNTO MECÁNICO

A continuación se presenta el diagrama de procesos para crear la base que sostendrá el conjunto mecánico que alimenta la bomba y por ende al sistema, de igual modo para el acople que conecta la bomba con el reductor que fue mencionado en la filosofía de instalación.

La continuación de los planos de procesos, se encuentra en el anexo del proyecto.

DIAGRAMA DE PROCESOS BASE CONJUNTO MECÁNICO



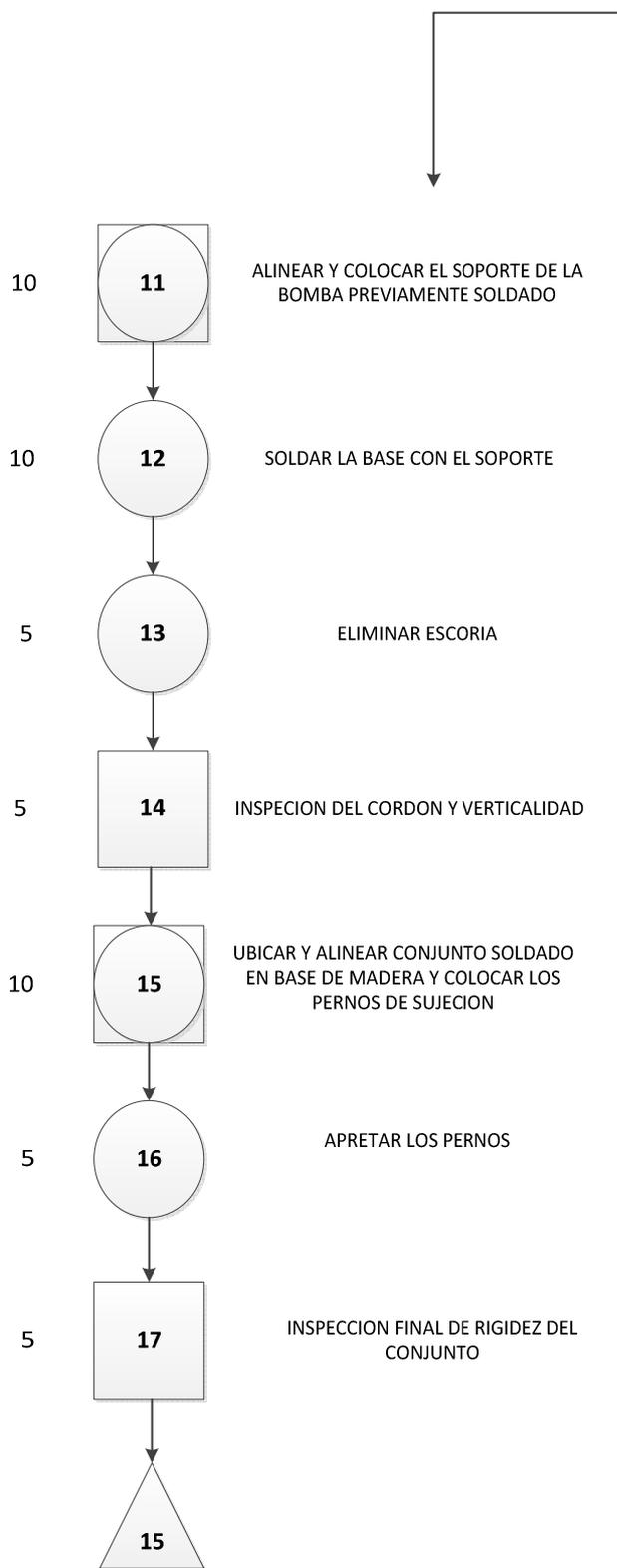
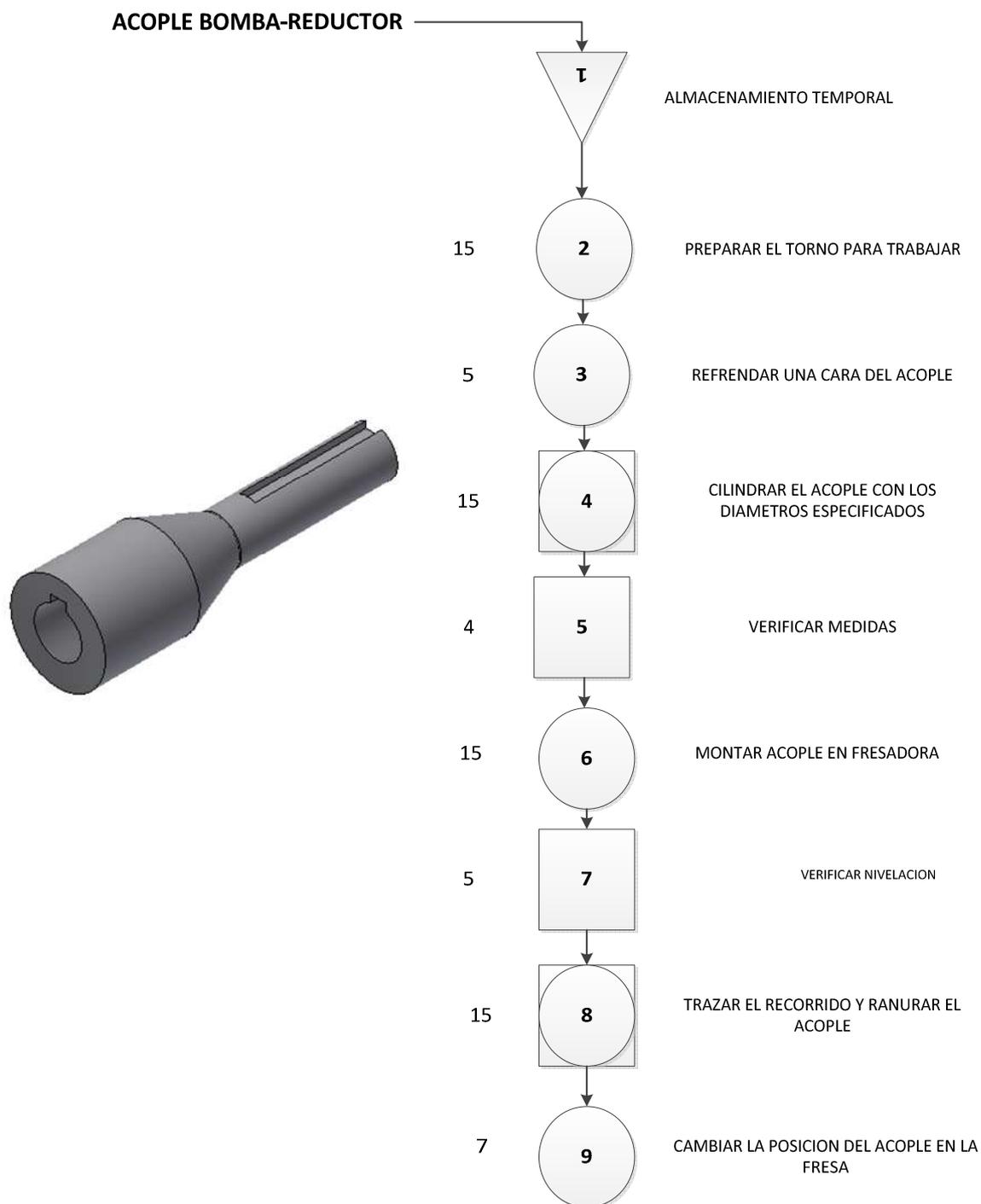
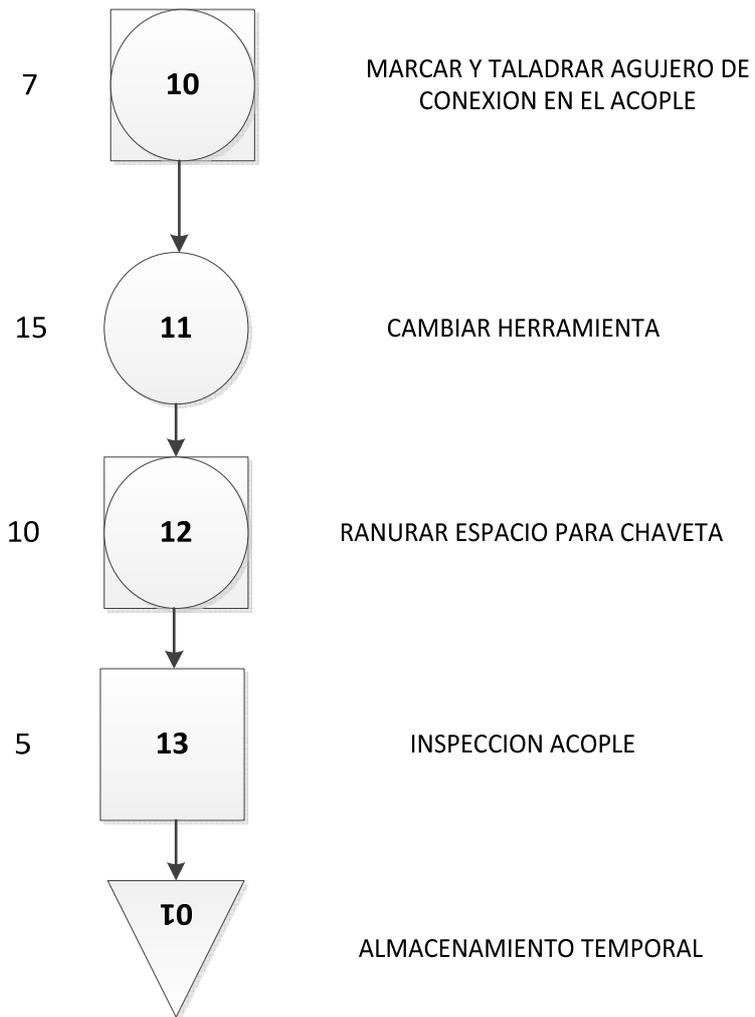


DIAGRAMA DE PROCESOS ACOPLA BOMBA REDUCTOR





4.1.2 MONTAJE CONJUNTO MECÁNICO

En la base antes mencionada, se colocan y ajustan los 3 componentes indicados del modo:

- Ubicar el motor en el lugar indicado y ajustar los pernos para su sujeción
- Conectar el reductor con el motor, alinearlos y ajustar el conjunto en su posición
- Conectar la bomba con el reductor mediante la pieza mecánica antes mencionada.
- Revisar y apretar juntas empernadas a fin de mantener el conjunto fuertemente unido.

4.1.3 MONTAJE SISTEMA HIDRÁULICO

Con la alimentación en su base, se mencionan los pasos para conectar el sistema hidráulico con la bomba que lo alimenta.

- Medir la longitud de la manguera de trabajo, recorrido bomba-caja de dirección, y de manguera de baja presión, recorrido reservorio-bomba.
- Conectar manguera de presión a la caja de la dirección.
- Llenar la manguera con aceite hidráulico.
- Conectar manguera de trabajo a la bomba.
- Conectar manguera de alimentación de la bomba desde el reservorio.
- Revisar y apretar conexiones del sistema a fin de evitar fugas de presión.
- Llenar el reservorio de aceite hidráulico.

4.2 EQUIPO EMPLEADO

Desde el inicio del proyecto, se han empleado diversas herramientas para terminar el trabajo, las cuales se las puede dividir en las siguientes categorías:

- Herramientas de Medición, en este grupo resaltan el Calibrador y flexómetro para determinar la longitud micro y macro, respectivamente, del presente proyecto.

Dentro de este grupo se incluyen los empleados para medir la presión que circula a través del circuito hidráulico, a fin de verificar la funcionalidad del diseño.

De igual modo se empleó un newtometro que determina la fuerza ejercida por el conductor del vehículo para activar el sistema y girar los neumáticos.

- Para las diferentes conexiones y montaje del sistema se emplearon varias herramientas manuales de sencillo acceso, como lo son juego de llaves milimétricas, desde 08 mm hasta 17 mm, para conectar las tuercas que posee el sistema de mangueras al acoplarse los elementos que lo componen.

Así como herramientas varias entre las que se destacan destornilladores de punta tipo plana y estrella, alicate, guantes de trabajo, que fueron empleados en diversas etapas del proyecto.

- Se empleó una máquina-herramienta, como es el torno y la fresa, para generar los acoples que conectan al motor con el reductor. Dichas piezas fueron realizadas en el taller Román, ubicado en la ciudad de Quito.

Con el presente resumen de los materiales empleados se procede a indicar los distintos factores de seguridad que fueron considerados a fin de realizar un trabajo de montaje seguro.

4.3 RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD

Al momento de desarrollar el presente montaje se tomó especial cuidado con la seguridad, a fin de evitar accidentes, los cuales se detallan a continuación:

- Uso de equipo de protección personal (EPP) adecuado para el trabajo a realizar, empleándose
 - Mandil de la Universidad
 - Botas con punta de acero
 - Protección visual, gafas de seguridad
 - Protección auditiva, tapones de oídos
 - Guantes de nitrilo

Con lo que se cuida la integridad física de la persona.

- Se desconecta la fuente de energía a fin de evitar riesgos asociados a este factor.
- A fin de evitar un daño en los componentes de la bomba al momento de arrancar el sistema, se llegan el mismo con aceite hidráulico antes de sellar las distintas conexiones que posee.
- Antes de conectar el motor eléctrico y proceder a arrancarlo, se verifica que no existan conexiones o contactos abiertos que puedan ocasionar un cortocircuito accidental.

4.4 PRUEBAS FUNCIONAMIENTO.

La presente sección presenta las diferentes pruebas a las que fue sometido el montaje.

Como la ubicación final del sistema no es definitiva, se debe realizar el mismo banco de pruebas una vez el prototipo se encuentre completamente operativo.

La sección se divide en el tipo de pruebas que se realizaron los cuales contienen los parámetros a medir, el procedimiento a realizar, los instrumentos necesarios y los formatos de obtención de datos.

4.5 DESARROLLO DE PRUEBAS

La presente sección presenta el desarrollo de las diferentes pruebas a realizar a fin de obtener valores con los que se puede determinar conclusiones que son el fin último del proyecto

El desarrollo de pruebas para el montaje permite determinar si existe fugas en el sistema hidráulico lo cual repercutiría en pérdida de fluido, así como una baja de presión en la manguera de trabajo, verificando que las conexiones realizadas estén en perfecto funcionamiento.

De igual modo, se genera un banco de pruebas a ser realizado con el sistema funcionando, con el fin de determinar el estado de la operación.

4.5.1 PROTOCOLO PRUEBA FUGA DE ACEITE EN REPOSO

La presente prueba pretende determinar si existen conexiones flojas en el montaje, mediante la inspección con un instrumento, calibrador, que determine la variación de la altura del líquido en el reservorio, comparado con una marca inicial.

Parámetros a medir:

- Altura (mm).

Procedimiento

- Montar el sistema y sellar las conexiones a fin de que el circuito hidráulico se encuentre lleno en su totalidad con aceite.

- Realizar una marca de nivel en el tanque de reserva.
- Verificar después de una semana con el sistema en reposo a fin de determinar si el nivel de aceite se desplazó desde la marca realizada.
- Repetir lo anterior pasó para la segunda semana.

Instrumentos necesarios

INSTRUMENTO	ALCANCE	APRECIACIÓN	USO
Calibrador	300 mm	0,1 mm	Medición de la cantidad de aceite en el recipiente con relación a su altura, comparado con una marca previamente realizada

Tabla 31 Instrumentos prueba 1

Formato para recopilación de datos

Para la presente prueba se generó un formato de recopilación de dato, Tabla 32, en la cual se resalta la variación de la altura de la marca con respecto a la original

PRUEBA FUGA ACEITE EN REPOSO			
MARCA INICIAL			
Fecha:		T. Ambnt.	
Altura Marca			
1era TOMA			
Fecha:		T. Ambnt.	
Altura Marca		Variacion	
2da TOMA			
Fecha:		T. Ambnt.	
Altura Marca		Variacion	

Tabla 32 Formato recopilación datos prueba 1

4.5.2 PROTOCOLO PRUEBA PERDIDA DE PRESIÓN.

Esta prueba se presenta para medir la presión que aporta la bomba y determinar la variación con respecto al giro del volante, hacia las 2 direcciones posibles, de igual modo, verificar si la presión generada es la que requiere el sistema.

Parámetros a medir:

- Presión (Bar)

Procedimiento

- Una vez montado y conectado el sistema, se procede a colocar un manómetro en la línea que alimenta a la caja de dirección y parte desde la bomba.
- Verificar que no existen fugas de aceite hidráulico
- Colocar el Volante en la posición central.
- Encender el sistema y tomar la medición de la presión inicial.
- Virar el Volante hacia la dirección indicada en el formato de archivo de datos
- Recopilar datos de cada medición.
- Realizar procedimiento similar para todos los datos requeridos.
- Apagar el sistema.

Instrumentos necesarios

INSTRUMENTO	ALCANCE	APRECIACIÓN	USO
Manómetro	200 Bar	5 Bar	Medición de la presión que genera la bomba

Tabla 33 Instrumentos prueba 2

Formato para recopilación de datos

Con el fin de interpretar mejor los resultados se desarrolla el presente formato, en donde se recopila la información de los diferentes estados del sistema.

PRUEBA DE PRESION EN SISTEMA									
Giro	SISTEMA ORIGINAL			BOMBA ORIGINAL			NUEVA BOMBA		
	IZQUIERDA	CENTRO	DERECHA	IZQUIERDA	CENTRO	DERECHA	IZQUIERDA	CENTRO	DERECHA
0									
90									
180									
270									
360									
Promedio									

Tabla 34 Formato recopilación datos prueba 2

4.5.3 PROTOCOLO PRUEBA DE FUERZA APLICADA

El objetivo de la presente prueba es tabular la fuerza que se debe ejercer para que giren los neumáticos, con el sistema apagado y encendido, a fin de comparar los valores de la fuerza y determinar la ventaja generada.

Procedimiento

- Con el sistema montado, se procede a encender el motor para que se active el circuito hidráulico.
- Colocar el volante en la posición central.
- Ubicar el newtometro en el extremo del volante

- Girar el volante a la dirección indicada en el formato de toma de datos.
- Anotar el valor de cada medida solicitada.
- Resaltar el máximo valor que marca el instrumento.
- Centrar el volante.
- Girar el volante al lado opuesto al anterior.
- Anotar el valor de cada medida indicada.
- Resaltar el máximo valor que marca el instrumento.
- Centrar el volante.
- Apagar el circuito.

Instrumentos necesarios

INSTRUMENTO	ALCANCE	APRECIACIÓN	USO
Newtometro	15 N	1 N	Medición de la fuerza que debe ejercer el operario para mover los neumáticos.

Tabla 35 Instrumentos prueba 3

Formato para recopilación de datos

PRUEBA DE FUERZA APLICADA						
SISTEMA	SISTEMA ORIGINAL		BOMBA ORIGINAL		BOMBA NUEVA	
DIRECCION	IZQUIERDA	DERECHA	IZQUIERDA	DERECHA	IZQUIERDA	DERECHA
GIRO (°)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)
0						
90						
180						
270						
360						
PROMEDIO						

Tabla 36 Formato recopilación datos prueba 3

4.6 DESARROLLO DE LAS PRUEBAS Y RESULTADOS

Las pruebas de funcionamiento fueron desarrolladas en el mes de diciembre del año 2013 en la bodega del MEER, ubicada en la Av. La prensa Florida Esq., lugar donde se encuentra el prototipo, y que cuenta con las facilidades para realizar las mencionadas pruebas.

Para la primera prueba, se presenta la tabla de resultados con lo que se puede verificar que no existe variación ni fugas en el sistema en el estado de reposo.

PRUEBA FUGA ACEITE EN REPOSO			
MARCA INICIAL			
Fecha:	30/11/2013	T. Ambnt.	19 °C
Altura Marca	85 mm		
1era TOMA			
Fecha:	14/12/2013	T. Ambnt.	21
Altura Marca	88 mm	Variacion	3 mm
2da TOMA			
Fecha:	28/12/2013	T. Ambnt.	18
Altura Marca	86 mm	Variacion	1 mm

Tabla 37 Prueba 1

Para la segunda y tercera prueba, a fin de verificar el comportamiento original del sistema, para comparar los resultados con los obtenidos de las realizadas con las 2 modificaciones propuestas en el apartado anterior, se realizaron las mismas pruebas en un vehículo similar al que se está trabajando debido a que en el prototipo fue separado el motor sin que se tomen los datos técnicos del sistema.

Los mismos que se integran a la tabla de recopilación de datos para una mejor visualización de la diferencia entre los 3 estados mencionados.

En esta prueba se verifica a presión que ejerce el sistema en cada una de las condiciones señaladas, determinándose que los 3 sistemas marcan el mismo valor de 5 bar al encontrarse en la posición central.

PRUEBA DE PRESIÓN EN SISTEMA									
Giro	ORIGINAL			BOMBA ORIGINAL			BOMBA NUEVA		
	IZQUIERDA	CENTRO	DERECHA	IZQUIERDA	CENTRO	DERECHA	IZQUIERDA	CENTRO	DERECHA
0		5			5			5	
90	30		30	80		81	65		66
180	41		40	82		80	70		68
270	35		41	82		82	69		67
360	39		32	81		81	68		70
Promedio	36,25		35,75	81,25		81	68		67,75

Tabla 38 Prueba 2

Para esta prueba se verifica la fuerza que se debe ejercer el conductor para activar el sistema y girar los neumáticos la cual fue realizada con los vehículos estacionados y sobre concreto, a fin de que las condiciones durante la prueba sean las mismas.

PRUEBA DE FUERZA APLICADA						
SISTEMA	SISTEMA ORIGINAL		BOMBA ORIGINAL		BOMBA NUEVA	
DIRECCION	IZQUIERDA	DERECHA	IZQUIERDA	DERECHA	IZQUIERDA	DERECHA
GIRO (°)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)	FUERZA (lbf)
0	13	13	25	25	14	14
90	12	12	23	24	13	13
180	12	12	23	23	13	12
270	12	12	24	23	13	12
360	12	13	25	23	12	13
PROMEDIO	12,2	12,4	24	23,6	13	12,8

Tabla 39 Prueba 3

El análisis de las presentes tablas se realiza en la siguiente sección.

4.7 INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

Con las tablas generadas se analizan los resultados que presentan a fin de verificar que la operación del sistema se encuentra acorde a lo esperado y planteado en el análisis matemático del mismo.

Cabe recalcar que las condiciones originales del sistema difieren con las condiciones actuales del prototipo, pero, para fines de comparación de resultados y con el objetivo de encontrar la configuración más adecuada para el sistema, nos ayuda en la verificación de los elementos seleccionados.

La principal diferencia entre los 2 vehículos radica en el incremento del peso del prototipo al soportar la nueva carga debido al motor eléctrico que lo alimenta.

PRUEBA DE FUGA EN REPOSO

El objetivo de la presente prueba es verificar que el sistema no posee fugas estando en reposo y luego de ser operativo ya que de existir alguna fuga debe ser encontrada y corregida inmediatamente para que no sufra averías algún elemento del circuito hidráulico.

Al analizar los datos de la altura de la marca realizada en el reservorio del sistema se comprueba que:

- No existen fugas con el sistema en reposo ya que la variación en la marca es debido al cambio en la temperatura y errores de paralaje al momento de realizar la medición.
- Se verificar que al momento de activarse el sistema hidráulico y realizar un trabajo con el mismo, el nivel del líquido en el tanque de reserva baja de acuerdo a la velocidad con la que gira la bomba, sin descender del valor mínimo señalado en el reservorio.

PRUEBA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA

De esta prueba se pueden determinar varias conclusiones acorde a las necesidades del proyecto, entre las que destaco:

- En la posición central, las 3 propuestas presentan el mismo valor, debido a que el sistema se encuentra en reposo y las válvulas de seguridad, o aliviadoras de presión, funcionando adecuadamente.
- Como se puede apreciar en el sistema original los valores obtenidos son los menores, comparado con los que generaron las otras 2 propuestas, como lo indica la figura 85 en el cual se expresa la presión promedio obtenida de las distintas medidas. Esto debido a que la bomba y la caja de dirección del sistema están correctamente dimensionados y esta es la presión de operación normal del vehículo.

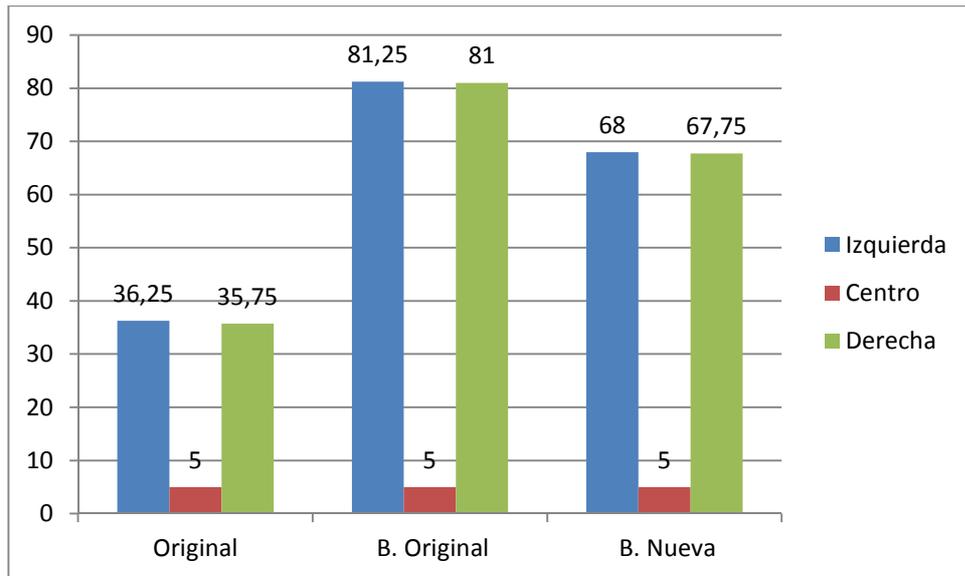


Figura 86 Presión sistema

- Con el análisis de la Figura 86 se determina que la bomba original, al ser diseñada para operar hasta 100 bar, soporta la nueva carga, pero su rango de operación se encuentra próximo al límite de operación del elemento, siendo esto perjudicial para el sistema ya que en cualquier momento puede fallar si se realizan giros en condiciones que requieran de un mayor esfuerzo como es cuando el vehículo se encuentra frenando y en bajada.
- La bomba nueva de igual modo genera una presión mayor en el sistema comparado con el original pero, al tener un mayor rango de operación, 135 bares, puede soportar sin problemas esfuerzos y condiciones de operación mayores que la original.

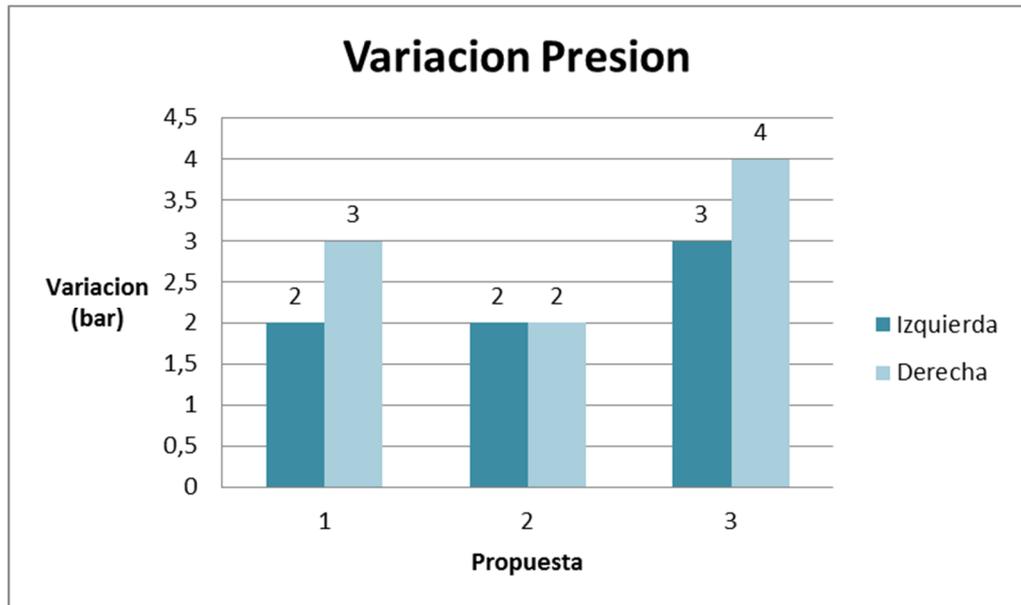


Figura 87 Variación presión.

- Analizando los datos se genera la figura 87 en la que se presenta la variación de la presión en cada giro del sistema, se puede concluir que la mayor variación se presenta con la bomba nueva, esto debido a que maneja una presión mayor que los otros sistemas, se visualiza que la presión del sistema con la bomba original no varía, debido a que la misma se encuentra trabajando cerca del límite de operación con lo que requiere de mayor energía para incrementar la presión del sistema.

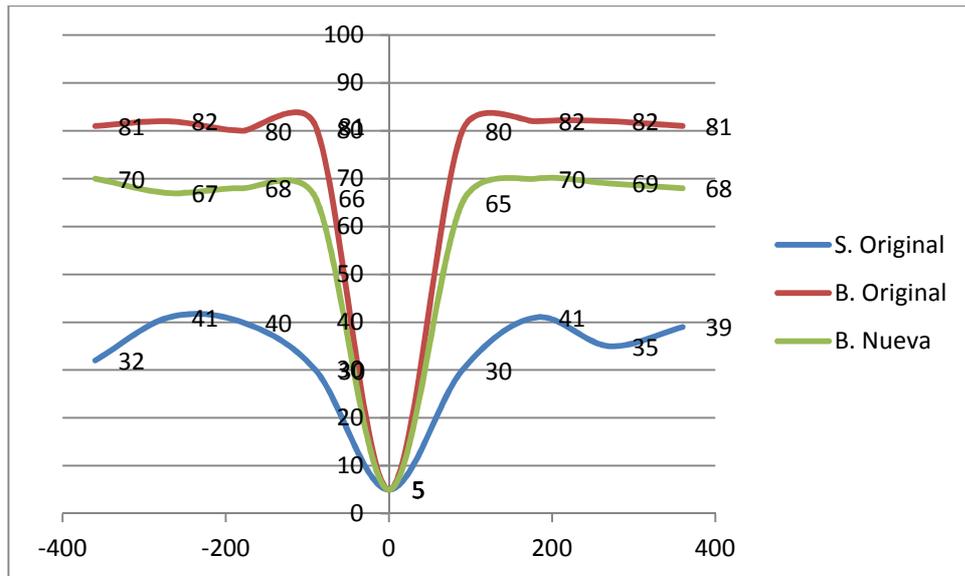


Figura 88 Comportamiento presión.

- La figura 88 representa el comportamiento de la presión cuando se encuentra girando. En la que se aprecia que la variación de la misma es mínima a lo largo del giro pero su incremento, a partir del reposo, es inmediato debido a que la fuerza a ejercer es la mayor en dicho rango.

PRUEBA FUERZA APLICADA

De la tabla 39 se determinan distintas conclusiones que se presentan a continuación:

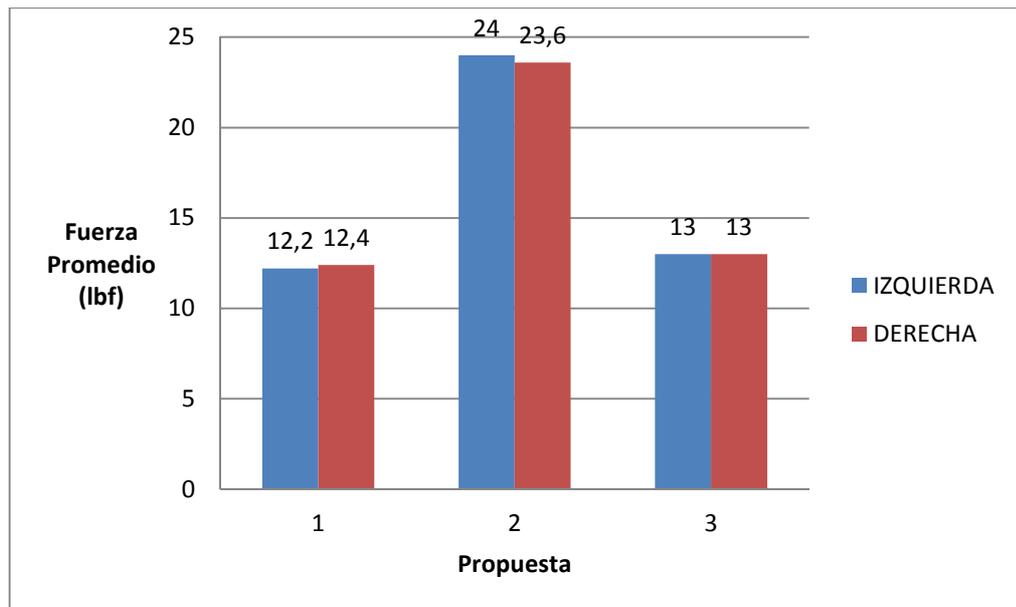


Figura 89 Fuerza promedio

- De la Figura 89 se determinan que la fuerza, en promedio, que debe aplicar el operario para mover los neumáticos se incrementa con la propuesta de mantener la bomba original trabajando con el conjunto mecánico, mientras que con la nueva bomba el valor es ligeramente superior al del sistema original.
- De igual modo se genera el gráfico de la variación de la fuerza aplicada con respecto a la rotación, figura 90 en el que se determina que los 3 sistemas poseen la misma tendencia de acción en la cual la mayor fuerza se aplica al momento de empezar el giro, descendiendo cuando se estabiliza el sistema y el movimiento es uniforme y continuo.

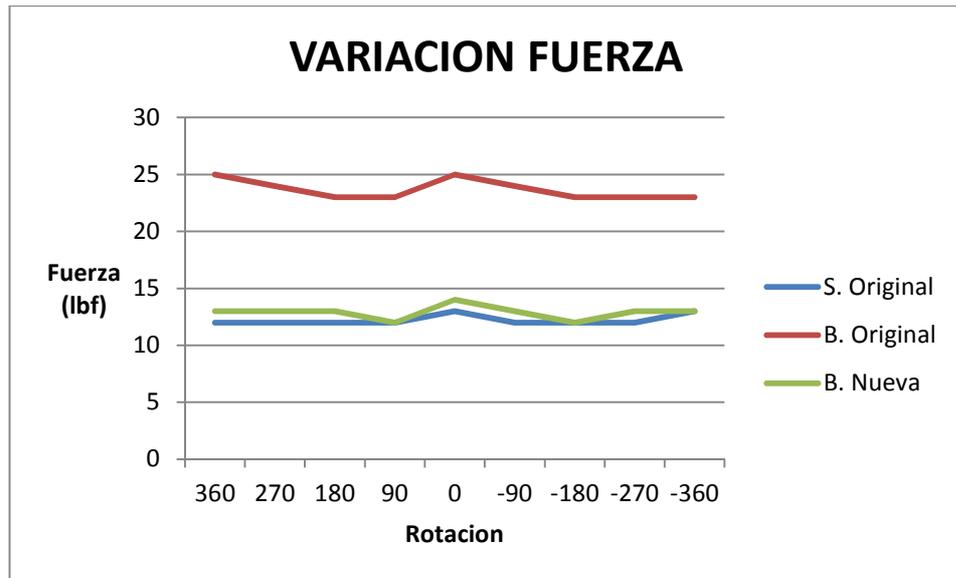


Figura 90 Variación fuerza

- Se verifica que la bomba nueva al trabajar en un rango de presión más elevado y lejos de su límite de operación, mantiene la fuerza original que se debe aplicar al sistema para que se active, reduciendo el esfuerzo que debe generar el operador del prototipo.

Con estos resultados y el análisis presentado se verifica y determina que tanto la bomba como el sistema que la activan son los adecuados para el presente requerimiento.

CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se desarrolla las diferentes conclusiones finales obtenidas al término del proyecto y se plantean diversas recomendaciones para el mismo

5.1 CONCLUSIONES

- El rediseño propuesto se analizó e implementó en el vehículo al que se realizaron pruebas descritas en el proyecto validando su funcionamiento.
- El análisis de la configuración geométrica determino el comportamiento de las fuerzas en el sistema obteniéndose valores máximos y mínimos los cuales son considerados para el estudio de las cargas en el circuito hidráulico.
- El resumen de cálculos del análisis realizado presenta el rango de valores de las fuerzas que actúan en el sistema, de igual modo el valor promedial de la ventaja mecánica del mecanismo con lo que se determinó una propuesta de mejora del mismo.
- Herramientas tecnológicas fueron empleadas en el desarrollo de cálculos y simulaciones de comportamiento del sistema.
- El estudio de los elementos del sistema original determina que la caja de dirección soporta la carga a la que se encuentra expuesta, pero la bomba que la alimenta no se encuentra acorde a las nuevas condiciones de operación desarrolladas, por lo cual es reemplazada.

- La implementación del conjunto mecánico propuesto se validó con el protocolo de pruebas desarrollado para tal fin, obteniéndose resultados satisfactorios.
- Las bajas revoluciones que se obtienen del conjunto motor – reductor, se compensan con una bomba de mayor caudal, que alimenta adecuadamente al actuador hidráulico.
- Dentro del estudio se propone una variación en la longitud del acoplador del mecanismo genera un incremento en la ventaja mecánica del mecanismo y por ende en el consumo energético. Dicha modificación puede ser realizada variando la configuración del sistema de suspensión del vehículo.

5.2 RECOMENDACIONES.

- Para el desarrollo final del vehículo se puede emplear la variación propuesta en el análisis del mecanismo a fin de incrementar la ventaja mecánica del mismo, y por ende el consumo de energía del sistema, pudiendo emplearse dicha variación en el incremento de la autonomía del vehículo.
- El estudio de la carga máxima del vehículo determino que soporta la carga de los 20 pasajeros, pero se encuentra cerca de la máxima del chasis, por lo que se recomienda estudiar una variación en la carrocería a fin de incrementar la carga que soporta dicho eje y a su vez el número de pasajeros que podría transportar.
- El análisis desarrollado en el proyecto sirve como base para mejoras en el sistema de control del mismo, pudiéndose generar un modelo mecatrónico que se encuentre conectado con el EVC.

Bibliografía

- Bachman, T. (1998). WECHSELWIRKUNGEN IM PROZEß DER REIBUNG ZWISCHEN REIFEN UND FAHRBAHN. *Reihe 12 360, Fortschritt-Berichte VDI.*
- Breitfeld, C., Fogan, W., Gulder, J., Müller, S., & Schmidt, W. (2002). Actuator principles for integrated chassis control system a comparison. *3rd. International fluid power conference.*, (págs. 399-418). Aachen.
- Dixon, J. C. (1996). *Tires, Suspension and Handling.* Warrendale: SAE.
- Ecuador, B. C. (2014). *Cifras del sector petrolero Ecuatoriano N. 84-2014.* Recuperado el 2014, de <http://www.bce.fin.ec/index.php/hidrocarburos>
- Ecuador, B. C. (2014). *Reporte del Sector Petrolero, III Trimestre 2013.* Recuperado el 2014, de <http://www.bce.fin.ec/index.php/hidrocarburos>
- Europea, D. O. (2014). *Derecho de la Union Europea.* Obtenido de <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2011:084:0001:0045:ES:PDF>
- Gillespie, T. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics.* Warrendale: SAE.
- Johansen, O. (2004). *Introduccion a la teoria de sistemas.* Limusa: Rústica.
- MEER. (2014). *Valores, Mision, Vision: Ministerio de Electricidad y Energia Renovable.* Obtenido de <http://www.energia.gob.ec/valores-mision-vision/>
- Normalizacion, I. E. (2010). *Vehiculos Atomotores. Bus urbano. Requisitos.* Quito: INEN.
- Norton, R. (2005). *Diseno de Maquinaria, Sintesis y analisis de maquinas y mecanismos.* Mexico: McGraw-Hill.
- Norton, R. L. (2011). *Diseno de maquinas: Un enfoque integrado.* Mexico: Pearson.

- Ray, L. (1997). *Non linear tire force estimaton and road friction identification: simulaion and experiments*. Londres: Pergamon.
- Renovable, M. d. (2011). Proyecto "Uso de nuevas tecnologias en el transporte urbano". Quito.
- Roca, F. (2006). *Oleohidraulica Basica. Diseño de circuitos*. Mexico: Alfaomega.
- Rösth, M. (2007). *Hydraulic power steering system desing in road vehicles. Analysis, testing and enhanced functionality*. Linköping: LTAB Linköping Tryckeri.
- Sandor, A. E. (1998). *Diseño de mecanismos: Analisis y Sintesis*. Mexico: Prentice Hall Hispanoamerica.
- Schulz, E. J. (1982). *Diesel Equipment II*. Estados Unidos: McGraw-Hill.
- Sullivan, K. (2006). *Manual CEAC del automovil*. Madrid: CEAC.
- TRW. (1981). Hydrapower integral power steering gear. United States: TRW Inc.
- TRW. (2009). *Integral hydraulic power steering gear*. TRW Inc.

ANEXOS

ANEXO A

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS BOMBA

ANEXO B

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS REDUCTOR

ANEXO C

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS MOTOR