

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

SEDE - LATACUNGA



CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

PROYECTO DE GRADO

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS
PARA DETERMINAR LA RIGIDEZ EN NEUMÁTICOS.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO AUTOMOTRIZ**

REALIZADO POR:

ALEX SANTIAGO CEVALLOS CARVAJAL

BYRON ARTURO FUERTES AGUILAR

Latacunga, Noviembre 2009

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por Alex Santiago Cevallos Carvajal y Byron Arturo Fuertes Aguilar, bajo nuestra supervisión.

Ing. Oscar Arteaga
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Julio Acosta
CODIRECTOR DE PROYECTO

Dr. Eduardo Vázquez
SECRETARIO ABOGADO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ

CERTIFICADO

ING. Oscar Arteaga (DIRECTOR)

ING. Julio Acosta (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR LA RIGIDEZ EN NEUMÁTICOS”, realizado por el señor Alex Santiago Cevallos Carvajal y Byron Arturo Fuertes Aguilar, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la publicación de conocimientos y al desarrollo profesional. **Si** recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de UN empastado y UN disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat. Autorizan al señor Alex Santiago Cevallos Carvajal y el señor Byron Arturo Fuertes Aguilar que lo entreguen al Ing. Juan Castro, en su calidad de Director de Carrera.

Latacunga, Noviembre del 2009.

Ing. Oscar Arteaga

DIRECTOR

Ing. Julio Acosta

CODIRECTOR

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros: Alex Santiago Cevallos Carvajal
Byron Arturo Fuertes Aguilar

DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR LA RIGIDEZ EN NEUMÁTICOS”** ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

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

Latacunga, Noviembre del 2009.

Alex Santiago Cevallos C.

C.C. N°.- 0502530447

Byron Arturo Fuertes A.

C.C. N°.- 0401003819

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros: Alex Santiago Cevallos Carvajal
Byron Arturo Fuertes Aguilar

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército, la publicación en la biblioteca virtual de la Institución, del trabajo **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR LA RIGIDEZ EN NEUMÁTICOS”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, de Noviembre del 2009.

Alex Santiago Cevallos C.
C.C. N°.- 0502530447

Byron Arturo Fuertes A.
C.C. N°.- 0401003819

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a mis Padres Carlos Isaías y María Antonieta, quienes son gestores de mi vida, quienes se preocuparon por recibir una buena educación y forjarme profesionalmente.

En especial a mis hermanos Marcela y Gustavo por todo el apoyo, cariño y comprensión brindado durante mi carrera estudiantil.

A mis sobrinos Daniela, Esteban y Mishell por su compañía, cariño afectuoso y este logro es en ejemplo para ellos.

A mis cuñados Fausto y Ana María por su amistad brindada, apoyo y conocimiento en las aéreas que se desarrolla de una manera desinteresada.

ALEX SANTIAGO

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento a Dios por ser mi fortaleza, darme todo lo que tengo y no dejarme caer nunca.

A mis Padres Carlos Isaías y María Antonieta, quienes se preocuparon por la preparación académica y profesional, por creer en mí, por todo su esfuerzo, su apoyo y por la confianza que depositaron en mí.

Mediante este proyecto, mi agradecimiento al Ing. Carlos Gustavo Cevallos Carvajal por estar allí en los momentos buenos y malos de mi vida por darme toda esa confianza para culminar una etapa más de mi vida estudiantil.

A mi tía Patricia Carvajal por saber entenderme y apoyarme moralmente en mi etapa transcurrida por E.S.P.E.

ALEX SANTIAGO

DEDICATORIA

A mis padres Edgar Fuertes (†) y teresa Aguilar (†) por su amor y apoyo incondicional durante el transcurso de mi vida de estudiante, a mi esposa Claudia Sánchez por su comprensión, amor y respecto permanente.

A mi hijo Deryan que con su cariño afectuoso me permite ofrécele este logro.

A mis hermanas Tamara, Magali, Erika y Zulay Fuertes, por su cariño y apoyo permanente.

A mis suegros Claudio Sánchez y Mariana Burbano por brindarme su cariño y apoyo.

A mis cuñados por ser parte de mi vida como profesional.

A mis familiares en general por acompañarme alcanzar este ideal.

BYRON ARTURO

AGRADECIMIENTO

Agradezco a dios a mis padres, a mi esposa e hijo y a todos y cada uno de mis docentes que fueron los cimientos para esta formación profesional.

BYRON ARTURO

RESUMEN

La Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga necesita actualizar, mejorar e implementar ciertos equipos del laboratorio de mecánica de patio, sección de banco de pruebas para determinar la rigidez en neumáticos.

El presente proyecto se ha dividido en seis capítulos donde se señalan los aspectos más sobresalientes para el desarrollo del mismo.

En el capítulo I, consta toda la información teórica para la comprensión de la importancia que tiene los neumáticos, así como la evolución en nuevas tecnologías.

En el capítulo II, se da a conocer del equipo y las propiedades mecánicas, normas relativas y características de las llantas, en el área de alineación y balanceo, así como de su espacio físico destinado para esta actividad. Además se incluye planes de mantenimiento preventivo.

El capítulo III, abarca acerca del mecanismo de avance de la llanta, el uso de una banda plana como superficie de rodadura y mecanismos de aplicación de movimiento vertical y lateral. Además de indicar el proceso de calibración del banco de pruebas que, muestra muchos aspectos de la manera de operar el banco.

El capítulo IV, está dedicado a establecer los principales requerimientos para el diseño de un banco de ese tipo, es ineludible recurrir a información de diversas fuentes. Una fuente la constituyen normas y métodos de prueba existentes. Con base en estos, se establecen las características funcionales y de desempeño del banco de pruebas mediante Solidworks.

El capítulo V, construir una base estructural que pueda soportar el peso total de la estructura y brinde las mejores prestaciones para el mismo. La estructura realizada esta basada en un diseño estructural básico rectangular en el cual, los soportes inferiores será los que adsorban el peso total de la estructura y sus aditamentos más no los esfuerzos de presión y tensión que van a realizar los

mecanismos pues estos están acoplados en forma independiente en su parte superior.

El capítulo V, elaboración del manual de operación y mantenimiento. Las diferentes pruebas de confiabilidad.

Final mente el capítulo IV, tenemos lo que son las conclusiones, recomendaciones y anexos del proyecto.

PRESENTACIÓN

Es imprescindible para los estudiantes civiles y militares de los niveles inferiores poseen laboratorios actualizados tecnológicamente para adquirir mejores conocimientos de acuerdo a la evolución y modernización del parque automotor.

Es indiscutible que vivimos en una era de constantes cambios que se ven reflejados en la vida diaria que permiten al hombre vivir mejor.

Todo este trabajo es fruto de su investigación y constante deseo de aprender y mejorar, es por ello que los estudiantes de La Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga queremos ser parte de ese mundo para crear, soñar y apreciar nuevas ideas que permitan al estudiante captar nuevos conocimientos.

Es por ello que nuestra investigación se basa en el desarrollo de un mecanismo que permite conocer a los estudiantes las características primordiales de un elemento tan importante y tecnológicamente tan desarrollado como es el neumático.

INDICE DE CONTENIDOS

CAPITULO I MARCO TEÓRICO

1.1 Las llantas en los vehículos de transporte terrestre	- 1 -
1.1.2 Los vehiculos terrestres	- 1 -
1.2 La llanta neumática	- 2 -
1.2.1 Definición	- 2 -
1.2.2 Invención de la llanta y su aplicación al automóvil	- 3 -
1.3 Influencia de las llantas en el comportamiento mecánico del vehículo.....	- 5 -
1.4 Características de las llantas.....	- 9 -
1.4.1 Funciones básicas de los neumáticos	- 9 -
1.4.2 Materiales utilizados en la elaboración de los neumáticos	- 10 -
1.5 Estructura y tipos de neumáticos.....	- 11 -
1.5.1 Estructura de los neumáticos	- 11 -
1.5.2 Tipos de neumáticos.....	- 12 -
1.6 Nomenclatura de los neumáticos	- 16 -

CAPITULO II REQUERIMIENTOS DE DISEÑO DEL BANCO

2.1 Etapas generales de diseño	- 21 -
2.2 Propiedades mecánicas de las llantas	- 21 -
2.3 Normas.....	- 23 -
2.4 Tipos de Carga	- 24 -
2.4.1 Fuerzas y momentos	- 25 -
2.4.2 Factores que influyen en el comportamiento de las llantas en los vehículos.....	- 26 -
2.5 Tipos de Movimiento.....	- 27 -
2.6 Capacidades del banco	- 28 -

CAPITULO III. DISEÑO CONCEPTUAL

3.1 Generación de ideas.....	- 30 -
3.2 Conceptos básicos.....	- 31 -
3.2.1 Mecanismo de avance de la llanta	- 31 -
3.2.2 Mecanismos de aplicación de movimiento vertical	- 36 -
3.2.3 Aplicación de carga.....	- 39 -

3.3 Evaluación de alternativas y selección de configuraciones factibles	- 40 -
3.4 Propuesta de banco de pruebas.....	- 43 -
3.4.1 Sistema 1. Marco estructural	- 43 -
3.4.2 Sistema 2. Soporte y carga de la llanta.....	- 45 -
3.4.3 Sistema 3. Sistema de rodamiento.....	- 47 -
3.5 Materiales principales	- 49 -
3.5.2 Compatibilidad funcional (accionamientos e interferencias)	- 50 -
3.5.3 dimensiones generales.....	- 51 -
3.6 Generalidades de la instrumentación	- 53 -

CAPITULO IV DISEÑO MECÁNICO

4.1 Introducción	- 54 -
4.3 Modelado y ensamblaje computacional de los elementos mecánicos del banco de pruebas	- 55 -
4.4 Análisis de movimiento de la máquina	- 62 -
4.5 Diseño de los componentes mecánicos del compresor de espirales de amortiguador	- 64 -
4.5.1 Diseño de la estructura base.....	- 65 -
4.5.2 Diseño de los cilindros base de la banda de rodadura	- 69 -
4.5.3 Diseño del cilindro soporte de la banda de rodadura.....	- 71 -
4.5.4 Diseño del cilindro impulsor de la banda de rodadura.....	- 73 -
4.5.5 Diseño del eje de soporte del neumático	- 75 -
4.5.6 Diseño del sistema opresor del neumático	- 78 -

CAPITULO V. MONTAJE DE LOS DIFERENTES SISTEMAS PARA EL BANCO DE PRUEBAS

5.1 Construcción del Marco estructural	- 81 -
5.1.1 Objetivo	- 81 -
5.1.2 Herramientas a utilizarse	- 81 -
5.1.3 Construcción de estructura base	- 82 -
5.2 soporte y carga de la llanta.....	- 85 -
5.2.1 Objetivo	- 85 -
5.2.2 Herramientas a utilizarse	- 85 -
5.2.3 Construcción del soporte y carga de la llanta.....	- 86 -
5.3 sistema de rodadura	- 87 -
5.3.1 Objetivo	- 87 -
5.3.2 Herramientas a utilizarse	- 87 -
5.3.3 Construcción del sistema de rodadura	- 88 -

5.4 mecanismo para la aplicación de fuerza.	- 90 -
5.4.1 Objetivo	- 90 -
5.4.2 Herramientas a utilizarse	- 90 -
5.4.3 Construcción del mecanismo para la aplicación de fuerza	- 91 -
5.5 Montaje de los componentes eléctricos.....	- 93 -
5.5.1 En función de las fases pueden ser.....	- 94 -
5.5.2 Atendiendo a la amplitud de las bobinas podrán ser	- 94 -
5.5.3 Según la distribución de las bobinas pueden ser	- 95 -
5.5.4 Teniendo en cuenta el sentido de avance de la corriente, serán.....	- 95 -
5.5.5 En función del número de grupos por fase, encontramos.....	- 95 -
5.5.6 De acuerdo al número de haces activos por ranura, los bobinados	- 95 -
serán	- 95 -
5.5.7 Cálculo de bobinados	- 96 -
5.6 Variador de Velocidad Powerflex 700.....	- 96 -
5.6.1 Problemas que surgen en el arranque de motores asíncronos	- 98 -
5.6.2 Factores a tener en cuenta a la hora de diseñar un sistema de regulación de velocidad	- 98 -

CAPITULO VI PRUEBAS DE CONFIABILIDAD

6.1 Elaboracion del manual de operación y mantenimiento	- 101 -
6.1.2 Instrucciones de operación.....	- 101 -

CAPITULO VII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones.....	- 107 -
7.2 Recomendaciones	- 108 -

BIBLIOGRAFÍA.....	- 109 -
-------------------	---------

ANEXOS

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Configuración actual de rin y llanta.	-1-
Figura 1.2 Automóvil de principios del siglo XX que presenta las principales características con las que cuenta el automóvil actual.	-4-
Figura 1.3. Llanta típica (llantas sólidas) de 1928.	-4-
Figura 1.4. Los hermanos Michelin y el L'Éclair	-5-
Figura 1.5. Tractor con semiremolque de 1911 equipado con rines de madera y llantas sólidas.	-7-
Figura 1.6. Camión de carga de 1916 equipado con llantas sólidas.	-7-
Figura 1.7 Camión de los años 20`s con rines de placa de acero y llantas neumáticas.	-8-
Figura 1.8 Tracto camión del siglo XXI.	-8-
Figura 1.9 Estructura de los neumáticos.	-11-
Figura 1.10 Estructura de las llantas diagonales (Bias-ply).	-13-
Figura 1.11 Estructura de las llantas radiales.	-14-
Figura 1.12 Configuración de una llanta radial de cuatro cinturones para vehículo pesado.	-14-
Figura 1.15 Partes del neumático.	-17-
Figura 1.13 Ejemplo de un tipo de nomenclatura utilizada en la identificación de las llantas neumáticas.	-18-
Figura 2.1 Par de auto-alineamiento y fuerzas que actúan en las llantas.	-25-
Figura 2.2 Sistema de ejes coordenados, fuerzas y momentos que actúan sobre el neumático.	-27-
Figura 3.1 Rotación de la llanta sobre una superficie deslizante.	-32-
Figura 3.2 Rotación de la llanta en la superficie de un tambor.	-34-
Figura 3.3 Uso de una banda plana como superficie de rodadura	-35-
Figura 3.4 Mecanismos de desplazamiento vertical con brazo.	-37-
Figura 3.5 Configuración de brazo transmisor.	-38-
Figura 3.6 Configuración del eje rígido.	-39-
Figura 3.7 Vistas frontal y lateral de los bancos genéricos, con carga en el eje rígido del neumático, banda rotatoria	-42-
Figura 3.8 Estructura del banco.	-44-
Figura 3.9 Sistema del eje de sujeción y aplicación de cargas.	-45-
Figura 3.10 Acoplamiento del brazo móvil y el eje rígido para producir el desplazamiento.	-46-
Figura 3.11 Sistema de los brazos transmisores y sujeción de la llanta.	-47-
Figura 3.12 Banda para los rodillos.	-47-
Figura 3.13 Base soporte de los rodillos para la llanta.	-48-
Figura 3.14 Verificación de no-interferencia entre componentes, admisión de tamaño de llanta	-51-
Figura 4.1 Factores que influyen en el comportamiento de los neumáticos	-54-
Figura 4.2 Modelo en SolidWorks de la estructura base	-56-
Figura 4.3 Modelo en SolidWorks del cilindro base de la banda de rodadura	-57-
Figura 4.4 Modelo del cilindro soporte de la banda de rodadura	-57-
Figura 4.5 Modelo del cilindro impulsor de la banda de rodadura	-58-
Figura 4.6 Eje de soporte del neumático	-58-

Figura 4.7 Modelo de la guía del elemento opresor del neumático	-59-
Figura 4.8 Modelo del soporte de la gata hidráulica	-59-
Figura 4.9 Modelo de los componentes de la biblioteca de diseño de SolidWorks	-60-
Figura 4.10 Ensamblaje del banco de pruebas	-61-
Figura 4.11 Configuración: a) Velocidad del motor eléctrico, y b) Velocidad del pistón hidráulico	-62-
Figura 4.12 Ejecución del análisis de movimiento y generación de varias curvas de resultados	-63-
Figura 4.13 Ventana para la importación de cargas desde el análisis de movimiento	-64-
Figura 4.14 Tensión de Von Mises en la estructura base	-66-
Figura 4.15 Desplazamientos resultantes en la estructura base	-67-
Figura 4.16 Distribución del factor de seguridad en la estructura base	-68-
Figura 4.17 Tensión de Von Mises de los cilindros base de la banda de Rodadura	-69-
Figura 4.18 Desplazamientos resultantes en los cilindros base de la banda	-70-
Figura 4.19 Distribución del factor de seguridad en los cilindros base de la Banda	-70-
Figura 4.20 Tensión de Von Mises en el cilindro soporte de la banda de Rodadura	-71-
Figura 4.21 Desplazamientos resultantes en el cilindro soporte de la banda de rodadura	-72-
Figura 4.22 Distribución del factor de seguridad en el cilindro soporte de la banda de rodadura	-73-
Figura 4.23 Tensión de Von Mises en el cilindro impulsor de la banda de rodadura	-74-
Figura 4.24 Desplazamientos resultantes en el cilindro impulsor de la banda	-74-
Figura 4.25 Distribución del factor de seguridad en el cilindro impulsor de la banda de rodadura	-75-
Figura 4.26 Tensión de Von Mises en el eje	-76-
Figura 4.27 Desplazamientos resultantes en el eje	-77-
Figura 4.28 Distribución del factor de seguridad en el eje	-77-
Figura 4.29 Tensión de Von Mises en el sistema opresor del neumático	-78-
Figura 4.30 Desplazamientos resultantes en el sistema opresor del Neumático	-79-
Figura 4.31 Distribución del factor de seguridad en el sistema opresor	-80-
Figura 5.1 Ángulos para la base	-82-
Figura 5.2 Estructura Base	-83-
Figura 5.3 banco de soporte base	-84-
Figura 5.4 Montaje de soporte para los rodillos	-84-
Figura 5.5 Soporte y carga de la llanta.	-86-
Figura 5.7 Sistema de rodadura.	- 88-
Figura 5.8 Construcción del sistema de rodadura	-89-
Figura 5.9 Montaje de los rodillos en el sistema de rodadura	-89-
Figura 5.10 Montaje de la banda en el sistema de rodadura	-90-
Figura 5.11 Construcción del mecanismo para aplicación de la fuerza	-91-
Figura 5.12 Montaje del mecanismo para aplicación de la fuerza	-92-

Figura 5.13 Montaje de resortes para aplicación de la fuerza	-92-
Figura 5.14 Montaje del motor trifásico de 5 HP.	-93-
Figura 5.15 Gráfica del Sistema del variador velocidad.	-100-

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Equivalencia de algunos índices de carga	-17-
Tabla 1.2 Ejemplo de algunos índices de velocidad	-17-
Tabla 2.1. Principales normas relativas a características de llantas	-23-
Tabla 2.3 Características de operación necesarias en el diseño del banco de pruebas	-29-
Tabla 3.1 Resumen de características de las variantes consideradas.	-41-
Tabla 4.1 Propiedades del material de la estructura base (ASTM A36)	-65-
Tabla 4.2 Propiedades del material del eje (Acero AISI 1020)	-76-
Tabla 5.1 Sistema de regulación de velocidad	-99-
Tabla 6.1 Aplicaciones	-103-
Tabla 6.2 Neumático diagonal	-103-
Tabla 6.2 Neumático radial	-103-
Tabla 6.3 Averías y correcciones	-105-

I. MARCO TEÓRICO

1.1 LAS LLANTAS EN LOS VEHÍCULOS DE TRANSPORTE TERRESTRE

1.1.2 LOS VEHÍCULOS TERRESTRES

Un vehículo es un medio de transporte, empleado para transportar bienes o personas. Los vehículos terrestres se desplazan sobre la superficie de la tierra, manteniendo los medios motrices en contacto con el piso (suelo), en contraste, los vehículos aéreos y los marítimos operan soportados por un fluido, aire y agua, respectivamente. Los vehículos terrestres pueden ser clasificados en guiados y no guiados, estando los primeros restringidos en su movimiento a lo largo de una guía, como pueden ser rieles, mientras que los no guiados poseen autonomía direccional, moviéndose sobre caminos o fuera de ellos. La mayoría de los vehículos terrestres no guiados utilizan llantas neumáticas (como la mostrada en la Figura 1.1) las cuales, forman parte de sus sistemas de soporte, de desplazamiento y de dirección.



Figura 1.1 Configuración actual de rin y llanta

El comportamiento de un vehículo terrestre es el resultado de la interacción entre el conductor, el vehículo y el medio. Con excepción de las fuerzas gravitacionales y aerodinámicas, las fuerzas y momentos que se aplican al

vehículo las cuales afectan su movimiento, son generadas o transmitidas a través del contacto entre la llanta y el camino.

Es por esto, que las llantas se constituyen en uno de los elementos más importantes del esquema funcional y operativo de los vehículos de este tipo.

En general, las características de un vehículo terrestre pueden ser descritas en términos de su funcionamiento mecánico, de la calidad de su manejo y de su “confort”. Las características de funcionamiento incluyen la habilidad del vehículo para acelerar, evadir obstáculos y frenar, atendiendo la forma en que se transmite la potencia desde la fuente a los mecanismos de transmisión; la manejabilidad se refiere a la respuesta del vehículo a las acciones del conductor y las características de estabilidad durante su movimiento, mientras que el “confort” está relacionado con la calidad de viaje, atendiendo las vibraciones que experimentan tanto el vehículo como el conductor, los pasajeros y la carga transportada. En todas características anteriores, las llantas neumáticas tienen una participación importante.

1.2 LA LLANTA NEUMÁTICA

1.2.1 DEFINICIÓN

Descriptivamente, se considera que la llanta neumática es un toroide hecho de un compuesto sólido deformable elásticamente, montado sobre una estructura anular rígida (normalmente metálica) que, en conjunto, encierran un volumen de aire. Sin embargo, es común confundir lo que es una llanta, un neumático y una rueda, existiendo distintas definiciones, como llanta, descrita como el conjunto entre el cerco metálico de las ruedas de los vehículos, el neumático o la cubierta de caucho de una rueda; neumático es la cubierta deformable y elástica que se monta en la llanta de las ruedas de ciertos vehículos, y que sirve de envoltura protectora a una cámara de aire que puede ser independiente o no, y rueda es una pieza de forma circular que gira alrededor de un eje.

La llanta, es un objeto mecánico, con forma de anillo circular, sólido o hueco, fabricado de hule o sustancias químicas y reforzadas comúnmente con materiales textiles, acero u otros, el cual es montado en un rin.

En esta misma norma se establece que llanta neumática es una llanta hueca, que contiene en su interior un fluido compresible; el cual a su vez, puede estar en contacto directo con la llanta cuando tiene una capa hermética integrada a la misma o dentro de una cámara. Aunque las definiciones son en lo esencial muy semejantes, en el contexto del transporte se aplica esta última definición.

El material base utilizado en la construcción de una llanta es el caucho, el cual es reforzado con fibras de otros materiales para mantener la resistencia y la flexibilidad.

Tanto la forma como la combinación de los materiales empleados en su fabricación y las condiciones de operación, ocasionan que el comportamiento de la llanta sea complejo y difícil de modelar, debido a que las propiedades geométricas de los materiales no son lineales.

1.2.2 INVENCION DE LA LLANTA Y SU APLICACION AL AUTOMOVIL

El principal material utilizado en las llantas neumáticas es el caucho. Debido a su cualidad de volverse pegajoso al calentarse y rígido al enfriarse, en sus inicios el caucho se consideraba un material inestable, por lo que su uso estaba limitado a la confección tradicional de gomas de borrar. Investigando sobre sus posibles usos combinándolo con otros materiales, en 1839 Charles Goodyear, derramó accidentalmente una mezcla de goma de caucho, azufre y albayal de carbonato de plomo sobre una estufa encendida. El compuesto se extendió, crepitó por un instante y enseguida se amalgamó en una torta de caucho flexible y resistente que, al enfriarse, conservaba las mismas propiedades. En honor al Dios Vulcano, Goodyear denominó a este proceso como "vulcanizado". Algunos años después, Thomas Hancock, uno de los precursores en la fabricación de objetos de hule, desarrolló y patentó una técnica que llevó el nombre de vulcanización.

John Boyd Dunlop, un veterinario Escocés, inventó en 1888 el primer neumático en la búsqueda de mejorar la conducción y el “confort” del triciclo de su hijo.

En 1894 aparece en París, Francia, el primer neumático para coche de caballos, apreciado por los parisinos por su silencio y “confort”, comparado con la rueda tradicional, la cual empleaba un aro metálico.



Figura 1.2 Automóvil de principios del siglo XX que presenta las principales características con las que cuenta el automóvil actual

Aunque el primer vehículo terrestre autopropulsado se inventó en 1769, el automóvil, con las principales características físicas y geométricas del automóvil actual (Figura 1.2), se fabricó en 1895. Sin embargo, una de sus principales desventajas era el uso de llantas sólidas (Figura 1.3), las cuales no proporcionaban una adecuada protección mecánica a las ruedas, ocasionando rupturas frecuentes.

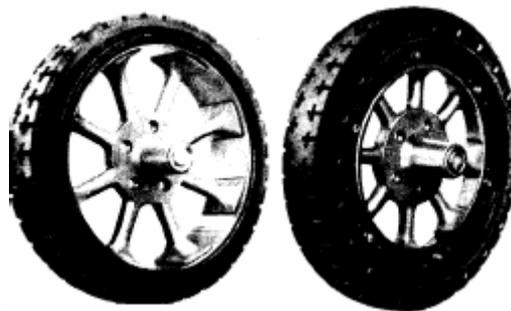


Figura 1.3 Llanta típica (llantas sólidas) de 1928

El primer automóvil equipado con llantas neumáticas fue "L'Éclair" (El Relámpago, llamado así por su tendencia a zigzaguear, Figura 1.4), un Peugeot con motor Daimler de 4 caballos, equipado con llantas neumáticas provistas por los hermanos Michelin en 1895. Con este equipamiento, "L'Éclair" participo en una carrera organizada para estos vehículos cuyo trayecto fue Paris-Bordeaux-Paris, terminando con un tiempo respetable. A partir de ese momento, el automóvil y las llantas neumáticas se convirtieron en compañeros inseparables.



Figura 1.4 Los hermanos Michelin y el L'Éclair

1.3 INFLUENCIA DE LAS LLANTAS EN EL COMPORTAMIENTO MECÁNICO DEL VEHÍCULO

Exceptuando las fuerzas aerodinámicas, todas las fuerzas presentes en un vehículo se transmiten a través de las llantas, ya que son los elementos que se encuentran en interacción directa con el camino. Este hecho influye no sólo en la dinámica del comportamiento del vehículo, sino también en otros aspectos como el daño producido en su estructura, en el "confort" de los pasajeros y/o el maltrato en la carga. Estos aspectos dependen de las características de la llanta, entre las que se encuentra la rigidez vertical y otros parámetros físicos relativos a la operación de la misma, como pueden ser, la temperatura, la condición de la superficie de rodadura de la llanta, la presión de inflado, etc.

Además de soportar el peso del vehículo, las llantas proporcionan amortiguamiento, tracción para producir el desplazamiento del vehículo y el control direccional de éste. La capacidad para que el vehículo describa una

trayectoria curva depende en gran parte de las propiedades de rigidez del neumático, que no es otra cosa más que su capacidad para deformarse.

Debido a la gran variedad de funciones que la llanta cumple como parte fundamental del desempeño de un vehículo, es importante conocer y comprender su comportamiento y la influencia que tiene dentro de todo el conjunto (vehículo).

El rendimiento del neumático y la seguridad están determinados en gran parte por estos parámetros. Por ejemplo, una disminución en la presión adecuada mantiene en contacto con el camino los extremos de la banda de rodamiento, originándose con esto una disminución en su capacidad de carga, un desgaste prematuro en las paredes del mismo e incremento en la temperatura del cuerpo del neumático debido a una flexión excesiva, lo que puede ocasionar que las capas o cinturones se desprendan o fallen. Un exceso de presión incrementa la rigidez de la llanta y disminuye la zona de contacto con el camino solamente al centro de rodado, lo que ocasiona una menor estabilidad. En consecuencia, las paredes del neumático no flexionan de un modo adecuado, lo cual evita que el neumático absorba elásticamente las irregularidades del camino, con efectos negativos en el “confort”, la seguridad y consumo de combustible. Las llantas han evolucionado a través de los años para poder satisfacer las demandas que los distintos tipos de vehículos les han ido exigiendo. Su evolución ha implicado modificaciones en sus características, con el propósito de obtener mejores propiedades y un mejor desempeño en capacidad de carga, en la maniobrabilidad, en el manejo y en el “confort”, en correspondencia a los distintos tipos de vehículos que han ido surgiendo desde los inicios del automóvil (La evolución de los vehículos Figuras 1.5 a la 1.8, vehículos de carga pesada de principios del siglo XX y XXI).

Históricamente, la ingeniería de las llantas dependía de su respuesta bajo diversas cargas aplicadas de manera estática, comparando los distintos tipos de construcción. Sin embargo, posteriormente un mayor refinamiento en los análisis involucró el efecto de fuerzas y pares dinámicos que experimentan los

neumáticos, lo que ha llevado a sofisticar y desarrollar más y mejores herramientas de modelado.

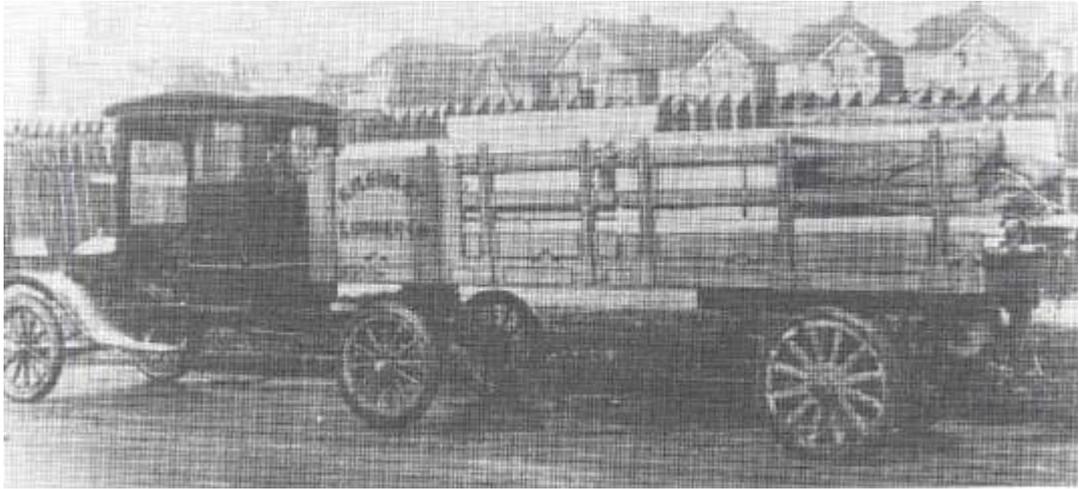


Figura 1.5 Tractor con semiremolque de 1911 equipado con rines de madera y llantas sólidas

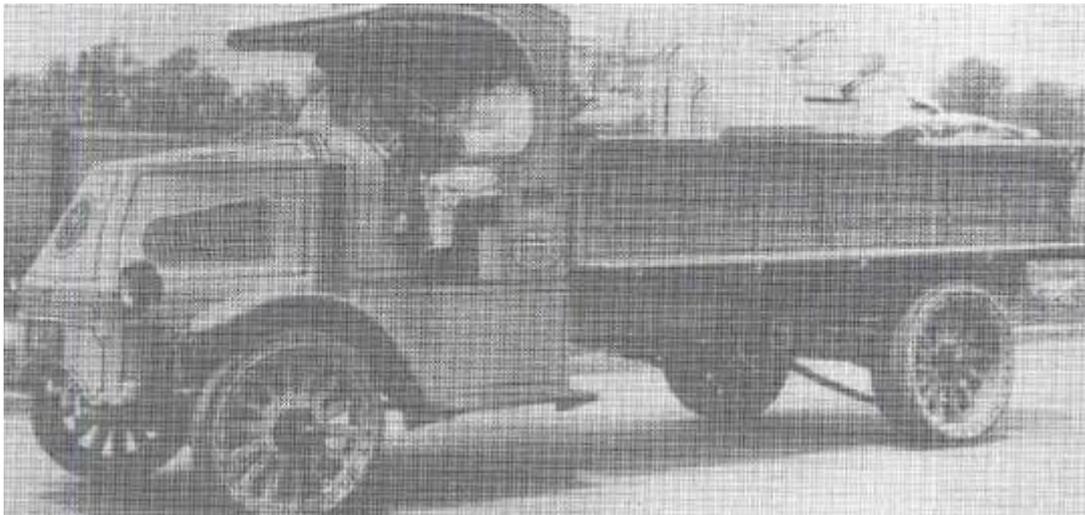


Figura 1.6 Camión de carga de 1916 equipado con llantas sólidas

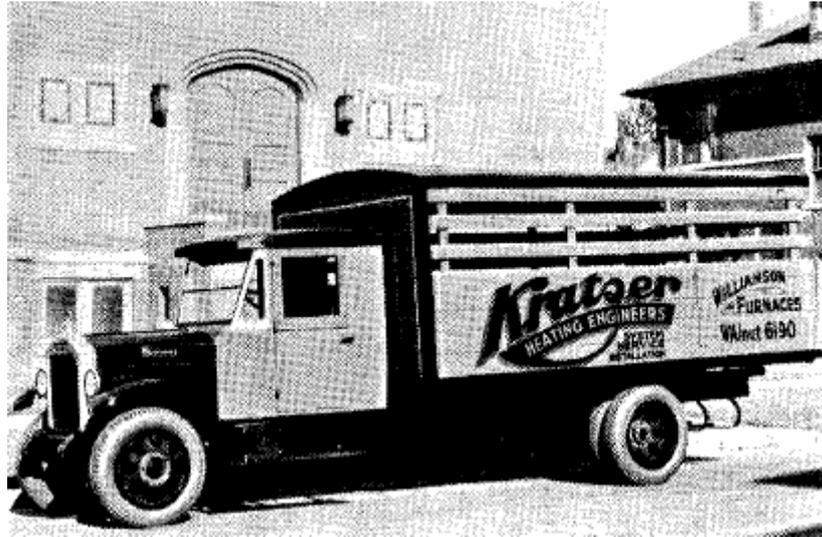


Figura 1.7 Camión de los años 20`s con rines de placa de acero y llantas neumáticas



Figura 1.8 Tracto camión del siglo XXI

Este sistema de referencia tiene su origen al centro del área de contacto de la llanta con la superficie de rodamiento. El eje X, formado con la intersección del plano del rin y el plano del camino, se orienta positivamente en el sentido de avance. El eje Y se encuentra contenido en el plano del camino, cuyo sentido positivo resulta de acuerdo a un sistema ortogonal dextrógiro.

Las fuerzas y momentos a los que pudiera estar sujeto el neumático de un vehículo en movimiento, atendiendo no sólo a la rotación de la llanta, sino considerando también los desplazamientos en el espacio. Así, se pueden identificar desplazamientos en la dirección de viaje, x, en la dirección verticales, y. Estas fuerzas (F's) y momentos (M's y T), como usualmente se describen en la dinámica de la llanta, son resultado de la interacción de la misma con el medio circundante, tanto para producir su movimiento, como las que ofrecen resistencia al mismo.

Estas fuerzas y momentos producen que la llanta se deforme, lo cual refleja el efecto de sus propiedades mecánicas que repercuten en el movimiento resultante. Un parámetro importante en el comportamiento de la llanta, es la rigidez que se somete contra la banda.

En el producto de la capacidad de deformación elástica de la llanta, se derivan una variedad de características mecánicas, que proporcionan a la llanta propiedades únicas para su empleo en los vehículos terrestres, rigiendo su comportamiento dinámico.

1.4 CARACTERÍSTICAS DE LAS LLANTAS

1.4.1 FUNCIONES BÁSICAS DE LOS NEUMÁTICOS

Para comprender la relación entre las llantas, las condiciones de operación, las fuerzas resultantes y momentos desarrollados en las áreas de contacto con la superficie de rodamiento, es esencial considerar el contexto del funcionamiento y desempeño de un vehículo. Las funciones básicas que la llanta realiza son:

1. - Sostener el peso del vehículo y soportar todas las cargas verticales que se le apliquen a éste.
2. - Asegurar la transmisión de la fuerza del motor, para generar el movimiento del vehículo (Tracción).

3. - Proveer el adecuado control de mando y estabilidad direccional.
4. - Colaborar activamente en el frenado.

Además de estas funciones, la llanta participa en acciones que repercuten en la estabilidad global del vehículo, así como un elemento adicional del sistema de suspensión, atenuando vibraciones originadas por la rugosidad del camino.

Una llanta o neumático es un toroide visco elástico lleno de aire, que con el refinamiento moderno y la aplicación de técnicas de optimización, ha llevado a la generación de un sistema muy complejo de características particulares, comúnmente de tipo no lineal, cuyas propiedades en la práctica resultan difíciles de cuantificar de una manera sencilla. Desde su invención hasta la época actual, se han desarrollado numerosos modelos de distintos niveles de complejidad, utilizados para obtener información que ayuden a comprender su comportamiento y a entender cuál es su papel en la dinámica de los vehículos. Otra alternativa se apoya en la observación práctica para obtener datos empíricos de las propiedades esenciales.

1.4.2 MATERIALES UTILIZADOS EN LA ELABORACIÓN DE LOS NEUMÁTICOS

Aunque los materiales involucrados en la construcción de las llantas neumáticas son diversos, los principales y sus porcentajes de participación típicos son los siguientes.

- 1.- Caucho. Aproximadamente el 50% de la composición de la llanta, corresponde al caucho. Este material puede ser natural, sintético o una mezcla de ambos. El natural procede del árbol del hule conocido como Hevea, mientras que el sintético se obtiene a partir del petróleo.
- 2.- Negro de humo. Representa de un 20 a un 25 % de la composición de la llanta. Este es un producto residual obtenido de la combustión de hidrocarburos líquidos, que se utiliza como agente de relleno y de refuerzo en el caucho. Este material brinda propiedades de resistencia y de dureza al caucho.
- 3.- Fibras o cuerdas de acero o textiles. Forman de un 15 a un 20 % de la masa total de la llanta, utilizadas principalmente en el armazón o carcasa de la llanta.

4.- Productos químicos. Representan alrededor del 8% de la llanta, siendo utilizados más de 200 compuestos químicos adicionales. Estos compuestos dependen del fabricante y del tipo de llanta, siendo empleados como estabilizadores, endurecedores, catalizadores y aditivos especiales.

Así mismo, durante el proceso de fabricación de los neumáticos, se utilizan otros materiales que facilitan su construcción, teniendo participación como refuerzos estructurales.

1.5 ESTRUCTURA Y TIPOS DE NEUMÁTICOS

1.5.1 ESTRUCTURA DE LOS NEUMÁTICOS

El elemento más importante de la estructura mecánica de la llanta es la carcasa, la cual se forma por un gran número de capas de fibras o cuerdas flexibles que poseen alto módulo de elasticidad, estas están embebidas en una matriz de hule o caucho de bajo módulo de elasticidad. Ver Figura 1.9

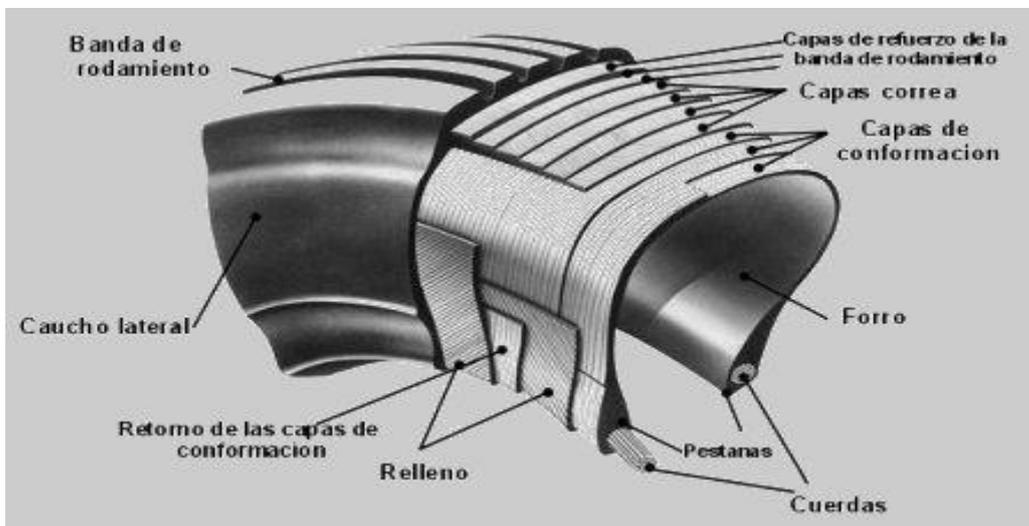


Figura 1.9 Estructura de los neumáticos

1.5.2 TIPOS DE NEUMÁTICOS

Existen dos estructuras básicas que se utilizan en la construcción de los neumáticos. En estos diseños las direcciones de las cuerdas juegan un papel importante en el comportamiento de las propiedades mecánicas, usualmente definidas por el ángulo de corona. Este es el ángulo que se forma entre la cuerda y la línea circunferencial central de la llanta.

Los principales tipos de llantas neumáticas que se derivan de las estructuras básicas son las denominadas “diagonales” (bias-ply) y las “radiales”. Las llantas diagonales fueron las comúnmente usadas desde los primeros años de la industria automotriz norteamericana, hasta la década de los 60`s, cuando aparecen las llantas radiales, que fueron desarrolladas en Europa. En las siguientes décadas, los neumáticos radiales fueron desplazando a los “bias-ply” en los automóviles de pasajeros, siendo actualmente las más utilizadas. Sin embargo, el uso de llantas radiales en vehículos de carga y de transporte de pasajeros ha sido aceptado de manera paulatina, pero en la actualidad se puede observar una ligera preferencia de éstas sobre las llantas diagonales.

1.5.2.1 Llantas “Bias-ply”

La carcasa utilizada en la estructura de los neumáticos “bias-ply”, se forma por dos o más capas de cuerdas (o fibras), con ángulos de corona de entre 35 a 40° respecto a la circunferencia, alternando las direcciones de recorrido de las fibras en cada capa para formar dicho ángulo entre fibras, como se muestra en la Figura 1.10. Debido a estas características constructivas, un mayor ángulo de corona proporciona una mayor flexibilidad en el costado de la llanta pero poca estabilidad direccional, lo que resulta opuesto para ángulos menores.

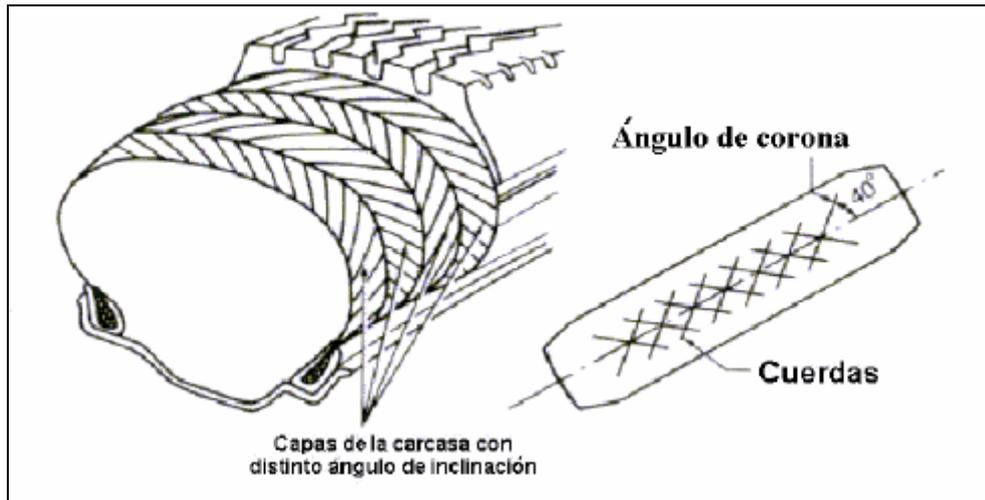


Figura. 1.10 Estructura de las llantas diagonales (Bias-ply)

1.5.2.2 Llantas radiales

La construcción de los neumáticos radiales se caracteriza por recorridos paralelos de capas “engomadas” reforzadas con fibras de nylon, poliéster o fibras de vidrio, a lo largo de toda la estructura. Las cuerdas que forman la carcasa están dispuestas radialmente, con un ángulo de corona de 90° como se aprecia en la Figura 1.11. Debido a que este arreglo de fibras brinda poca rigidez y pequeña o nula estabilidad direccional, la estructura se complementa con cinturones formados por tejidos de cuerdas con un alto módulo de elasticidad, que corren circunferencialmente en el neumático, entre la carcasa y la banda de rodamiento.

Estos cinturones proporcionan la estabilidad direccional, mientras que el arreglo de fibras radiales proporciona suavidad en la marcha.

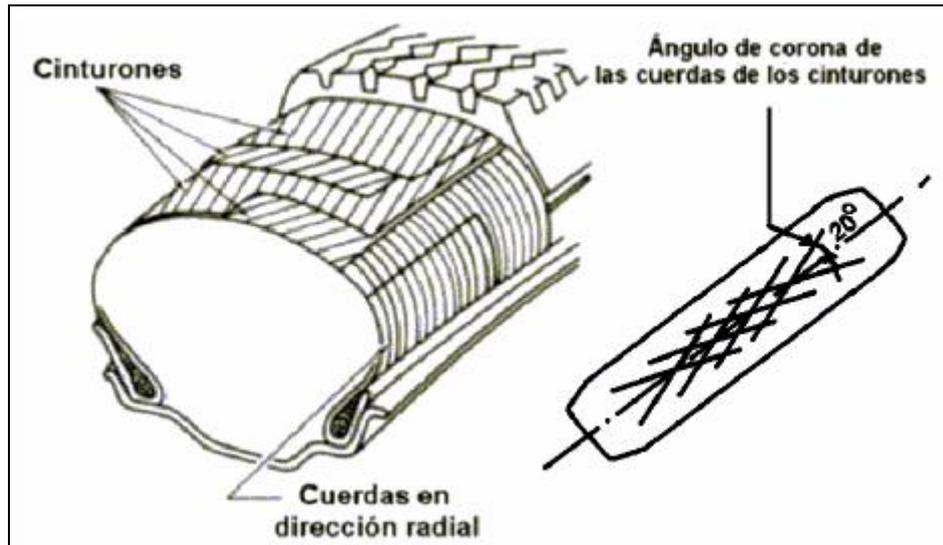


Figura. 1.11 Estructura de las llantas radiales.

Las cuerdas en los cinturones están dispuestas en capas alternadas, formando un ángulo de aproximadamente 20° entre las cuerdas de una capa y las de la adyacente (Figura 1.11). Además, las llantas radiales cuentan con dos o más capas (o telas) angostas de acero llamadas estabilizadores o protectores (Figura 1.12), cuyas cuerdas se cruzan en el centro formando un ángulo de entre 70° a 80° con respecto a las cuerdas radiales.

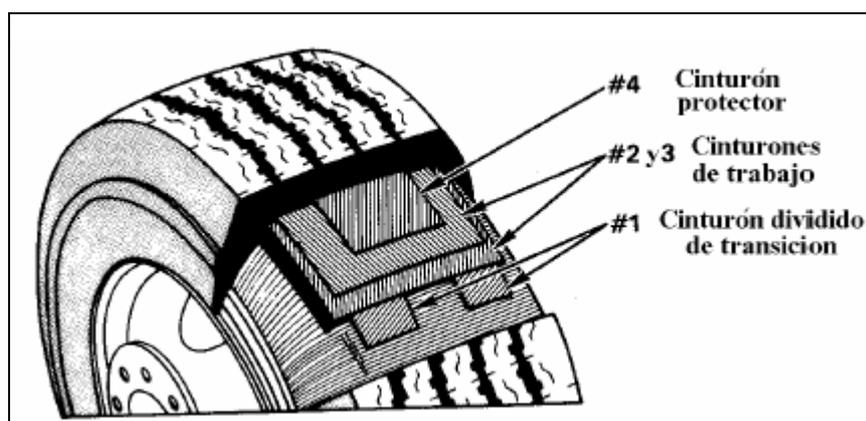


Figura 1.12 Configuración de una llanta radial de cuatro cinturones para vehículo pesado

Los cinturones ayudan a estabilizar la banda de rodamiento, ayudan a la rigidez lateral manteniendo la superficie de rodamiento sobre el camino a pesar de las deflexiones laterales que sufra la llanta. Sin estos cinturones, al inflarse las llantas desarrollarían una serie de corvaduras o hebillas, debido a los espacios existentes entre los cordones.

Debido al tipo de construcción, las llantas diagonales son más rígidas que las radiales, impidiendo la deformación del neumático pero provocando que gran parte de la carga se aplique en las cejas exteriores, con una consecuente distorsión en el área de contacto. Las llantas radiales presentan mayor uniformidad en los esfuerzos debidos a la presión de inflado, lo que reduce la fatiga de la carcasa.

Además, estas llantas proporcionan mayor economía en el combustible por reducir la resistencia a la rodadura, la cual representa aproximadamente el 20% del consumo de combustible del vehículo.

Las ventajas de los neumáticos radiales incluyen:

1. - Cubierta más flexible para un mayor "confort".
2. - Bajo calentamiento en operación.
3. - Alta capacidad de carga.
4. - Excelente reparabilidad.
5. - Menos ruidosas.
6. - Presentan menor resistencia a la rodadura.
7. - Mejor tracción debido a que la estructura del neumático se acopla mejor al camino (agarre).
8. - Reduce el desgaste por la eliminación de torceduras durante el rodamiento de la llanta.

1.6 NOMENCLATURA DE LOS NEUMÁTICOS

Independientemente de la marca los neumáticos, estos se identifican por una serie de números y letras, que proporcionan fundamentalmente características dimensionales y de aplicación. Los códigos utilizados para su identificación, toman en cuenta las siguientes características, normalmente en el orden indicado:

1. Ancho de la sección.
2. Relación de aspecto (relación altura/anchura de la sección)
3. Tipo de estructura (R, radial; D, bias ply o diagonal B- diagonal acinturonada)
4. Diámetro del rin.
5. Índice de carga.
6. Índice de velocidad

Las dimensiones involucradas en la identificación de una llanta se muestran en el esquema de la Figura 1.13.

En algunos de los códigos de identificación de las llantas se utiliza el índice de carga, que indica la capacidad de soporte vertical que tiene la llanta. También, se utiliza el índice de velocidad, que se refiere a la velocidad máxima que la llanta puede soportar debido a los esfuerzos ocasionados por su rotación. Un resumen de estos índices se muestra en las tablas 1.1 y 1.2.

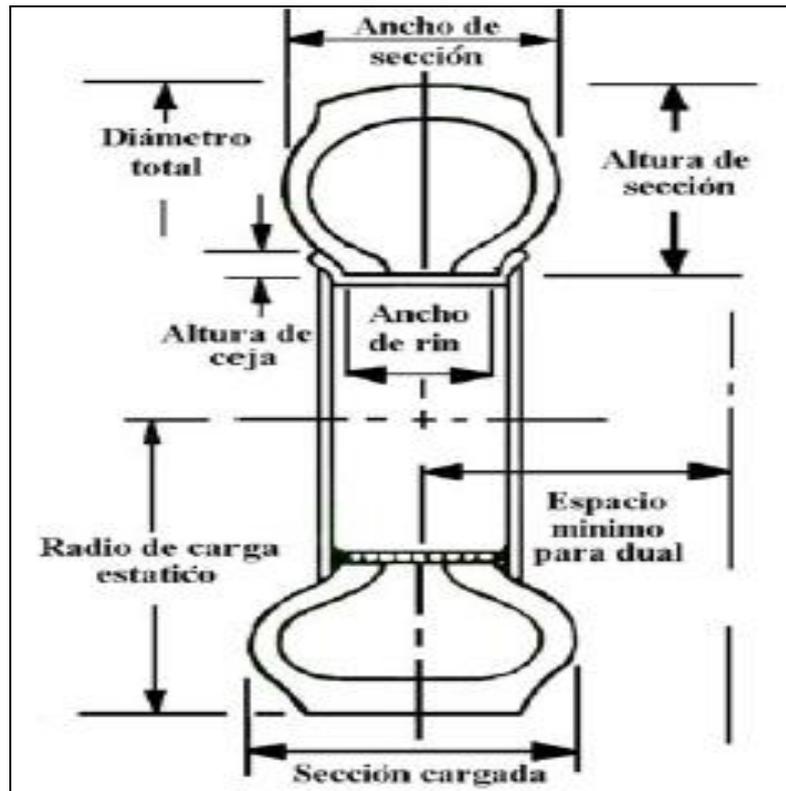


Figura. 1.13 Partes del neumático

Tabla 1.1 Equivalencia de algunos índices de carga.

Índice	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	200
Carga (kg)	250	335	450	600	800	1060	1400	1900	2500	3350	14000

Tabla 1.2. Ejemplo de algunos índices de velocidad.

Símbolo	B	C	D	E	F	G	J	K	L	M	N
Velocidad (km/h)	50	60	65	70	80	90	100	110	120	130	140
Símbolo	P	Q	R	S	T	U	H	V	Z	W	
Velocidad (km/h)	150	160	170	180	190	200	210	240	>240	>240	

De acuerdo a lo explicado anteriormente, el código 195/70R13 86 H, mostrado en el costado de la llanta de la Figura 1.14, significa:



1. - 195: Ancho de sección, 195 mm.
2. - 70: Relación altura/ancho de sección, 70%.
3. - R: Tipo de estructura, radial.
4. - 13: Diámetro del rin, 13 in (pulgadas).
5. - 86: Índice de carga, 86 (530 kg).
6. - H: Índice de velocidad, H (210 km/h).

Figura 1.14 Ejemplo de un tipo de nomenclatura utilizada en la identificación de las llantas neumáticas

Para el caso particular de las llantas empleadas por los vehículos de carga pesada, existen tres formas típicas para su designación y clasificación, las cuales utilizan una combinación de números y caracteres con el siguiente significado:

R - Construcción radial.

(-) ó D - Construcción diagonal (Bias).

HC - Llanta de uso pesado para rines de 15 grados.

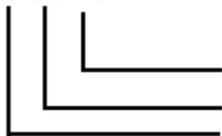
TR - Llanta de uso pesado, para rin de 5 grados de diámetros pequeños.

ML - Para uso de minería y construcción (maquinaria pesada).

A continuación, se describen algunos ejemplos aplicando las tres formas típicas para la designación de llantas para servicio pesado:

1. - Medida convencional de llantas utilizadas en rines planos.

10.00-20



Diámetro del rin en pulgadas.
 Construcción diagonal (bias).
 Sección nominal en pulgadas.

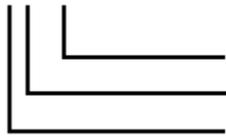
7.050R15TR



Para uso en rines TR.
 Diámetro del rin en pulgadas.
 Construcción radial.
 Sección nominal en pulgadas.

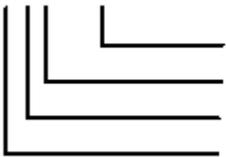
2. - Medida convencional de llantas utilizadas en rines de 15 grados (sin cámara).

11R22.5



Diámetro del rin en pulgadas.
Construcción radial.
Sección nominal en pulgadas.

11-24.5ML



Aplicación de minería y/o construcción.
Diámetro del rin en pulgadas.
Construcción diagonal (Bias).
Sección nominal en pulgadas.

3. - Medida métrica utilizada en rines de 15 grados (sin cámara).

295/75R22.5



Diámetro del rin en pulgadas.
Construcción radial.
Relación altura anchura de sección.
Sección nominal en milímetros.

275/65R17.5HC



Para uso en rin HC.
Diámetro del rin en pulgadas.
Construcción radial.
Relación altura anchura de sección.
Sección nominal en milímetros.

Aunque no todos los tipos de nomenclatura incluyen la proporción entre el ancho y la altura de la sección transversal de la llanta (conocida como relación de aspecto), es común que para los valores no indicados explícitamente, esta proporción sea de 92% aproximadamente, para llantas normales esto es que no tengan el ancho de sección con decimales, p.ej. 7.0R14 y del 82% para las llantas de bajo perfil, esto es las que presentan decimales en el ancho de sección p.ej. 7.75R14.

Aunque utilizar una nomenclatura de designación brinda información sobre las características geométricas de las llantas, e incluso indirectamente sobre propiedades de resistencia, esta información no es suficiente. Las características

de su desempeño cuando el vehículo está operando, son difícilmente disponibles, por lo que es necesario obtenerlas, ya sea con el empleo de modelos teóricos para tener una aproximación, o a partir de esquemas experimentales, que proporcionen valores reales de su comportamiento.

II REQUERIMIENTOS DE DISEÑO DEL BANCO

El presente capítulo describe los principales grupos de características físicas y mecánicas de las llantas que deben ser consideradas para el diseño del banco de pruebas. Se enfatizan también las propiedades de rigidez de las llantas, como base para la definición de los requerimientos de diseño del banco y sus condiciones de operación.

2.1 ETAPAS GENERALES DE DISEÑO

El proceso general de diseño involucra diversas etapas secuenciales e interrelacionadas que llevan a convertir una necesidad en un plan funcional y significativo es decir, en un producto que satisfaga una serie de requerimientos identificados como parte esencial de la necesidad.

El esquema general de diseño propone etapas como el reconocimiento de una necesidad, el establecimiento de especificaciones y requisitos, síntesis de diseño creativo (generación de ideas), diseño preliminar y desarrollo, que concluyen con la elaboración del diseño de detalle. Naturalmente, el proceso global incluye, posterior a estas etapas, la construcción de prototipos y la ejecución de pruebas de desempeño, que finalmente dan lugar al diseño final para producción, si es el caso.

2.2 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LAS LLANTAS

Como se ha mencionado con anterioridad, las llantas son uno de los componentes de un vehículo que influyen significativamente en su comportamiento dinámico.

Esta influencia se debe a que son los elementos de interacción directa entre el vehículo y el camino, además de soportar la carga, de atenuar el

movimiento, de brindar control direccional y la tracción requerida para que el vehículo se desplace sobre el camino.

La funcionalidad de la llanta, que ofrece una respuesta ante las condiciones a las que se expone en su uso, depende principalmente de sus propiedades mecánicas.

Con el propósito de predecir el comportamiento de una llanta ante condiciones específicas de operación, es necesario conocer y cuantificar sus propiedades, con las cuales se pueden determinar los límites de su desempeño.

Debido a la complejidad tanto de su estructura como de los materiales que la componen, no existe un modelo único que pueda proporcionar la información necesaria de sus características a partir de cálculos teóricos. Además, aunado a la falta de información por parte de los fabricantes, resulta necesario utilizar un método alternativo para obtener sus propiedades. Uno de estos métodos puede ser a través de un proceso de investigación experimental, aunque esta alternativa requiere de contar con dispositivos que permitan medir directa o indirectamente los parámetros que conduzcan al conocimiento de las propiedades necesarias. En estos argumentos se refleja la importancia de contar con un banco de pruebas que tenga la capacidad de brindar información, ya sea de manera directa o a través de otras variables físicas que sean factibles de medición, que conduzca al conocimiento de las propiedades mecánicas de las llantas neumáticas. De esta manera, un banco de pruebas puede ser la herramienta aplicable para la determinación de las propiedades requeridas.

Para establecer los principales requerimientos para el diseño de un banco de ese tipo, es ineludible recurrir a información de diversas fuentes. Una fuente la constituyen normas y métodos de prueba existentes, así como los órdenes de operación de las llantas en los vehículos actuales. Con base en estos, se establecen características funcionales y de desempeño de las llantas, de acuerdo a su tipo de aplicación. Sin embargo, debido a la situación y al uso no regulado de llantas en los vehículos que circulan por el país, no existe un control de la

información sobre las propiedades y características que afecten la estabilidad de los vehículos. Por otro lado, se cuenta con algunas normas que brindan información general de clasificación e identificación, definiciones generales, métodos de prueba de capacidades de tipo estático o de resistencia al desgaste, entre otras. En este contexto, no existen normas que hagan referencia a métodos de prueba para la completa caracterización de las llantas neumáticas, con respecto a su comportamiento como parte integral de un vehículo en operación. A pesar de no regular en su totalidad los parámetros funcionales de una llanta, estas normas dan origen al tipo de llantas de uso generalizado en Ecuador, que sirve de base para establecer algunos de los requerimientos del banco.

2.3 NORMAS

Son pocas las normas nacionales que tratan sobre especificaciones y conceptos utilizados en la elaboración de llantas neumáticas. Las principales se indican en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Principales normas relativas a características de llantas

Designación	Título
NMX-T-004-SCFI-2000	–Industria Hulera – Llantas, Cámaras y Accesorios– Definiciones.
NOM-016-SCT-2-1996	–Industria Hulera – Llantas para Camión– Especificaciones y Métodos de prueba.
NOM-086-SCFI-1995	–Industria Hulera – Llantas para Automóvil– Especificaciones de Seguridad y Métodos de Prueba.
NOM-086/1-SCFI-2001	–Industria Hulera – Llantas para Camión– Especificaciones de seguridad y Métodos de Prueba.
NOM-008-SCFI-1993	–Sistema General de Unidades de Medida.
NMX-D-050-1974	–Nomenclatura de Términos Técnicos Empleados en la Industria Automotriz.

Para el caso de las normas, en ellas se establecen especificaciones de seguridad y métodos de prueba sobre desgaste y resistencia, que deben cumplir las llantas nuevas a utilizar en Ecuador. Además, hacen referencia al Sistema General de Unidades de Medida, el cual debe ser empleado como base para expresar adecuadamente las magnitudes físicas involucradas. Algunas hacen referencia a la nomenclatura de los términos técnicos utilizados en la industria automotriz, como un intento de darle uniformidad al lenguaje técnico en el área de

llantas y otros componentes automotrices. Así mismo, definen algunos conceptos aplicables en el contexto del área, como los referentes a llantas, cámaras, válvulas, rueda, rin, entre otros, así como clasificación, identificación y tipos de llantas, partes que las componen, tipos de estructura, etc.

Estas normas son utilizadas en gran medida por los analistas e investigadores de llantas. Debido a que el principal desarrollo de las llantas ha sido en países como Estados Unidos, Francia, Italia, Japón y Alemania, su implementación ha tomado como base este tipo de normas. Tal como se mencionó en el capítulo anterior, las acciones y los efectos a los que se expone una llanta son definidos de acuerdo a estas normas (ver Figura 1.1 capítulo 1). De esta manera, se uniformizan los conceptos técnicos asociados al comportamiento y uso de las llantas neumáticas.

2.4 TIPOS DE CARGA

Conforme a lo que se ha mencionado con anterioridad, es necesario establecer los tipos de carga que experimenta una llanta en condiciones reales de operación, los cuales sirven de referencia para definir los límites de carga que el banco debe proporcionar a la llanta bajo prueba. Además de basarse en las normas que se mencionaron anteriormente, se ponen en práctica las recomendaciones que los fabricantes proporcionan para el uso adecuado de llantas en vehículos ligeros y pesados.

Para definir las cargas requeridas, es necesario identificar el tipo de cargas que deben ser aplicadas a través del banco para determinar las propiedades de las llantas. Bajo esta consideración, debe tomarse en cuenta que los neumáticos soportan distintos tipos de carga durante su operación. Estas cargas (fuerzas y pares) pueden presentarse de manera individual o combinada, como son: cargas verticales (debidas al peso y a movimientos verticales), cargas laterales (debidas a los cambios de dirección y al entorno ambiental) y cargas longitudinales (debidas a la tracción y resistencia al rodamiento). En este sentido, es necesario que el banco sea capaz de simular bajo control, el entorno al que estaría expuesta

la llanta, en condiciones de operación en un vehículo, suficientes para determinar sus características. Así, el banco debe de proporcionar a la llanta un movimiento en cada una las tres direcciones principales convencionalmente utilizadas así como aplicarle una carga vertical simulando el peso del vehículo y una fuerza lateral de empuje.

2.4.1 FUERZAS Y MOMENTOS

El estado de fuerzas y momentos más importante, es cuando la llanta es sujeta a un cambio de dirección, mientras ésta es cargada verticalmente. Estos cambios se llevan a cabo por efecto de las fuerzas laterales que se generan en la misma que, por efecto del movimiento, dan lugar a un par de auto-alineamiento (Figura 2.1). El control direccional, incluyendo el vehículo, se realiza mediante el volante de dirección.

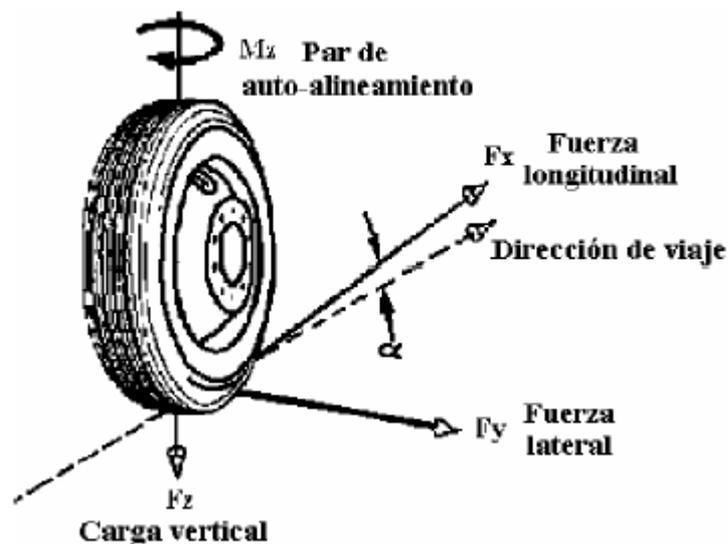


Figura. 2.1 Par de auto-alineamiento y fuerzas que actúan en las llantas

El efecto de la fuerza lateral es un fenómeno complejo, el cual no está solamente en función de la fricción entre el piso y la llanta, sino también con otros factores dependientes de la geometría, estructura, materiales y condiciones de operación de cada neumático. Esta fuerza lateral (F_y), actúa transversalmente al plano que contiene a la llanta, la cual se desarrolla durante el cambio de dirección de la llanta, denominado en inglés como “cornering”. Esta fuerza tiene una

estrecha relación con el denominado ángulo de deslizamiento, siendo función de la carga vertical y de la presión de inflado del neumático, de acuerdo a la estructura de la llanta. El par de auto-alineamiento (M_z) es la reacción que se produce ante estos cambios de dirección y que trata de reorientar la llanta longitudinalmente, contrarrestando el desplazamiento angular que deforma transversalmente a la llanta, tendiendo a recuperar su condición de desplazamiento transversal neutral al realizar una maniobra. La fuerza longitudinal (F_x) considera la tracción y las fuerzas generadas durante el frenado y la aceleración de la llanta. Cuando la llanta cambia de dirección, esta fuerza se refiere a la resultante en la dirección del plano del rin y no necesariamente a la dirección del movimiento. Entre los factores que participan en el comportamiento de la fuerza longitudinal de la llanta se encuentran las condiciones del camino, la construcción de la llanta y la operación del vehículo.

2.4.2 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL COMPORTAMIENTO DE LAS LLANTAS EN LOS VEHÍCULOS

Existen distintos factores que afectan a la fuerza tractiva entre la banda de rodadura de la llanta y la superficie de rodado (entre llanta y camino) los cuales se deben tener presentes durante el proceso de diseño. Dentro de estos factores se encuentran los asociados al camino, al neumático y al vehículo.

Los factores del camino involucran la superficie de rodamiento, así como las condiciones de compatibilidad entre la llanta y la superficie. Por tanto, son importantes su rugosidad y los materiales que constituyen el camino, así como factores ambientales como la humedad y la temperatura de la superficie.

Con respecto a los factores del neumático, como ya se ha mencionado, son las características propias de las llantas que resultan del diseño (radial, diagonal), tanto geométricas como de componentes. Intervienen también las condiciones de trabajo a las que está sometida la llanta, como cargas que soporta, presión de inflado, estado de desgaste y velocidad de operación.

El vehículo tiene también una influencia en el desempeño de la llanta, ya que la llanta reaccionará, dentro de sus capacidades, a las demandas de éste. Por ello, es importante considerar el tipo de vehículo, función de la llanta en el mismo, condiciones de operación y maniobras de conducción (aceleración, frenado, cambios de trayectoria, etc.). Dentro de estos factores se encuentran también involucrados aspectos del sistema de suspensión, de los frenos y de otros componentes estructurales.

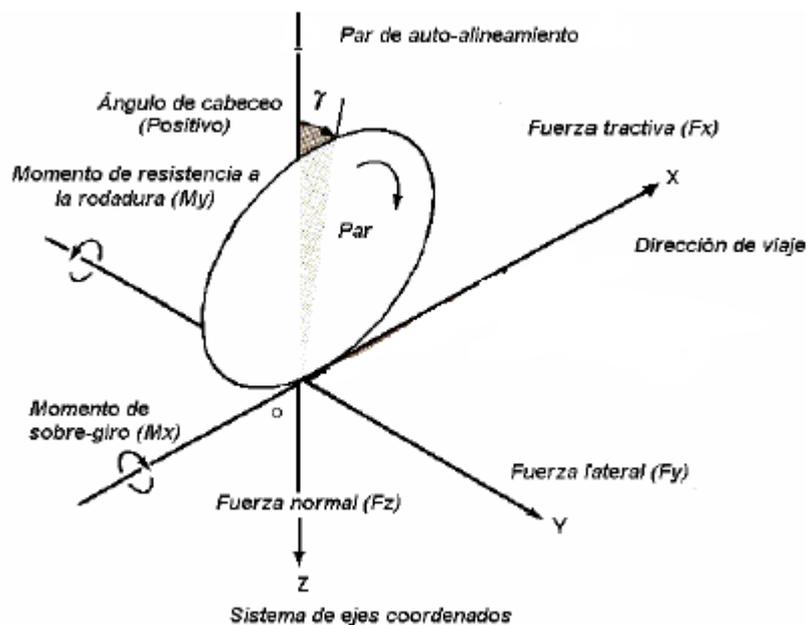


Figura. 2.2 Sistema de ejes coordenados, fuerzas y momentos que actúan sobre el neumático

2.5 TIPOS DE MOVIMIENTO

Los neumáticos están sujetos a distintos tipos de movimiento, como se aprecia en la Figura 2.2. Dentro de los movimientos que se presentan se encuentran el de rotación sobre el eje horizontal, el giro alrededor del eje vertical y el desplazamiento lateral. De acuerdo a ellos, el banco debe simular estos tres movimientos principales, constituyendo la base para su diseño. El banco debe proporcionar, entonces, un movimiento de rotación alrededor del eje horizontal, simulando el giro del neumático; un movimiento lateral (de empuje), que

representa las fuerzas y desplazamientos laterales; además de proveer de un giro alrededor del eje vertical.

2.6 CAPACIDADES DEL BANCO

Como primer requisito que debe cumplir el banco propuesto, es que debe ser aplicable tanto a llantas empleadas por vehículos ligeros como a llantas utilizadas en vehículos de carga. Este requerimiento implica manejar tamaños de llanta desde un rin 13 a 16, con anchos que van cerca de 150 mm hasta prácticamente el doble de este ancho. Excepcionalmente debe tener la posibilidad de adaptar dispositivos para llantas de ancho mayor.

Considerando los aspectos mencionados previamente, el banco de pruebas debe tener las capacidades que representen la operación de la llanta de una manera controlada, proporcionando los movimientos necesarios para tal efecto. Además, debe estar acondicionado para permitir la medición de variables que conlleven al conocimiento de las propiedades de rigidez y su dependencia con la carga vertical soportada y la deformación angular producida (ángulo de deslizamiento). Considerando la magnitud de las posibles dimensiones del banco, una primera e importante condición se refiere a la restricción de movimientos de traslación longitudinal de la llanta. Por ello, el mecanismo que proporcione el accionamiento de la llanta debe aplicarle un movimiento de rotación y simular su movimiento de avance. La velocidad de rotación de la llanta debe ser la mínima necesaria para producir el estado de deformación lateral representativo de la operación en el vehículo. Además, esta condición permite tener un mejor control sobre los dispositivos, demandando la menor potencia posible para el movimiento de la rueda. Es común encontrar como parte de resultados de investigaciones sobre el tema, datos referentes a valores de propiedades de llantas obtenidos a velocidades de prueba de 10 km/h. Así mismo, en ese tipo de investigaciones se indican intervalos de estudio de ángulos de deslizamiento de 0° a 8° en llantas de vehículos ligeros.

Estos intervalos se seleccionan debido a que a mayores ángulos es probable alcanzar la condición de deslizamiento de la llanta sobre el piso, lo cual no es deseable para este tipo de estudios. Por otro lado, en situaciones de operación normal, la llanta trabaja en el intervalo lineal del comportamiento del ángulo de deslizamiento, el cual es típico se encuentre de 0° hasta los 7°, para llantas de vehículos ligeros, y en casos excepcionales hasta los 12° en algunos tipos especiales de llantas de vehículos pesados. Por esta razón, se estima que produciendo un ángulo de orientación de la llanta de 20° puedan alcanzarse esos valores del ángulo de deslizamiento, lo cual se refuerza con la carga lateral que se aplicará también a la llanta.

De acuerdo a esta última condición, el banco deberá contar con un dispositivo que aplique una fuerza lateral, generando un desplazamiento extremo de hasta 8 cm, que es la deflexión máxima sufrida por un neumático al aplicar una carga lateral, de acuerdo a lo reportado en la literatura. Complementariamente, la llanta debe estar de forma combinada operando bajo una carga vertical, que la obliga a tener el contacto con el piso. Por lo tanto, el banco debe aplicar una fuerza vertical de opresión de la llanta con el piso a través de su eje de soporte, simulando la carga o el peso del vehículo. Estas características se resumen en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3 Características de operación necesarias en el diseño del banco de pruebas

Característica	Valor
Tamaño de llantas	rin 13 a 16
Ancho de llantas	De 0,15 a 0,30 m
Ángulo máximo de dirección	0°
Desplazamiento lateral máximo	0,08 m
Carga vertical máxima	50 kN
Velocidad de operación	10 km/h (2,78 m/s)

A partir de estas especificaciones, el siguiente paso es proponer diversas configuraciones que cumplan con ellas, lo cual se muestra en el siguiente capítulo.

III. DISEÑO CONCEPTUAL

En el presente capítulo se exponen algunas de las principales ideas generadas, como parte del proceso de diseño, sobre la posible configuración funcional del banco de pruebas, al igual que el esquema del banco seleccionado para un diseño de mayor detalle. Lo anterior, considerando los requerimientos ya definidos en el capítulo anterior.

Como primer paso se realizó un modelo genérico, buscando con esto obtener una concepción general del conjunto y cumplir con las especificaciones ya mencionadas. Dicho modelo sirvió de base para identificar cada una de las partes principales que debe incluir el banco, definiendo los conceptos de los diversos dispositivos que definen la aplicabilidad propuesta del mismo. Estos dispositivos corresponden a un marco estructural principal que soporte los elementos del banco, a los medios de aplicación de una carga vertical a la llanta, a la superficie de apoyo que representa la superficie de rodamiento y que constituye el contacto de la llanta con el piso.

Para generar el diseño conceptual final, se analizan diversas configuraciones mecánicas para lograr la funcionalidad de los aspectos anteriores, estableciendo las principales ventajas y desventajas. Lo anterior se realizó mediante un proceso reiterativo de diseño, tratando de obtener mejoras progresivas y la compatibilidad de los distintos esquemas y sistemas dentro del banco. Cada alternativa presentada y analizada, constituyó un modelo básico, utilizado en la generación tanto de las configuraciones factibles, como del modelo final.

3.1 GENERACIÓN DE IDEAS

Una vez establecidos los requisitos mínimos con que debe contar, así como la identificación de los probables sistemas que conformarán el banco de pruebas, se propusieron posibles esquemas que cumplieren con tales

especificaciones. Las ideas generadas contemplaron, además de estas características generales de operación, la factibilidad de aplicación práctica, de fabricación y de costos.

Las principales ideas generadas consideran básicamente el empleo de un marco de soporte para la llanta, la aplicación de las cargas en la dirección especificada, así como los mecanismos de accionamiento que simulan la movilidad de la llanta. Estos aspectos, en conjunto, conceptualizan la configuración general del banco, tomando en cuenta la integración de los movimientos básicos y la aplicación de la carga. Lo anterior implica una completa compatibilidad de operación de estos movimientos, de manera que no se presenten interferencias entre componentes cuando varios movimientos se realicen de manera simultánea. Esto permite identificar condiciones críticas, para desarrollar alternativas dentro del concepto principal.

Aunque se identificaron los conceptos básicos correspondientes a los movimientos requeridos, se analizaron algunas variantes, de las cuales se seleccionaron aquellas con mejores características para integrarlas en el concepto final. En dicha concepción se aplica un desarrollo de mayor detalle, que involucra la selección general de materiales, de componentes, de mecanismos y dispositivos de apoyo como soportes y actuadores mecánicos.

3.2 CONCEPTOS BÁSICOS

3.2.1 MECANISMO DE AVANCE DE LA LLANTA

Uno de los principales aspectos para el funcionamiento del banco, es el relativo al movimiento de avance de la llanta, cuando ésta rueda sobre el piso. Puesto que las dimensiones del banco limitan el avance continuo de la llanta, se analizaron diversas alternativas con las cuales se sustituyera el desplazamiento de traslación longitudinal de la llanta, proporcionando medios alternos para simular dicha situación. Sobre el particular se esquematizaron tres conceptos

generales que simulan la rotación de la llanta sobre su eje y la traslación debida a la rodadura.

3.2.1.1 Variante 1. Placa deslizante

El primer concepto es mantener fijo el eje de rotación de la llanta, considerando la posibilidad de mantener una superficie deslizante bajo la misma, que además, constituye el piso o superficie de rodamiento movable, como se muestra en la Figura 3.1.

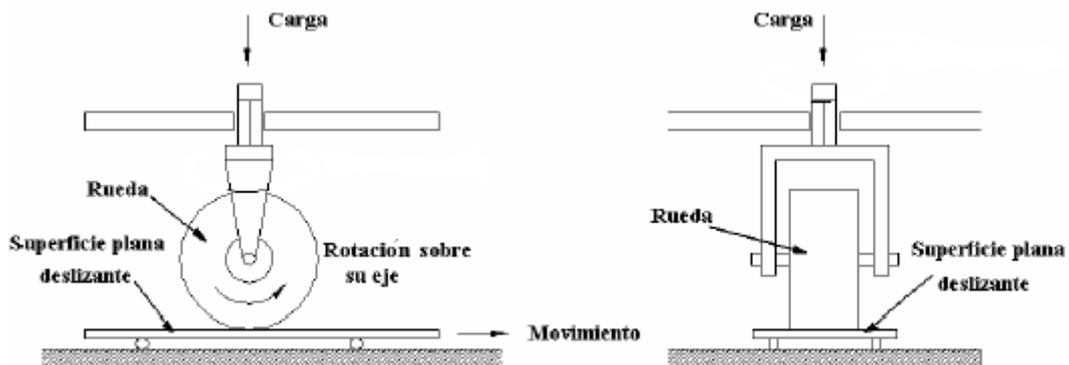


Figura 3.1 Rotación de la llanta sobre una superficie deslizante

Como se aprecia en la figura, la configuración consta de un dispositivo de sujeción de la llanta que aplica la carga vertical sobre el eje de ésta, que le permite girar alrededor de su propio eje y del eje vertical. Como elemento de apoyo para producir la rotación de la llanta, se presenta una superficie plana que desliza sobre una superficie horizontal, simulando el desplazamiento de avance de la llanta.

Esta “base” soporta el peso de la llanta y la carga vertical aplicada a la misma.

Aunque esta configuración presenta conceptualmente las características operativas requeridas, también deja de manifiesto una desventaja operacional, ya que de la carrera longitudinal de esta base dependerá alcanzar un estado de

condición estable de la llanta. Esta configuración podría presentar problemas en la continuidad de la medición, ya que puede no alcanzarse la velocidad que permita mantener el estado de deformación requerido de la llanta, resultando de un recorrido demasiado corto aparte de el análisis de diseño que debe tener la base para soportar la carga y deslizarse sobre el piso sin deformarse. Esta configuración sería de utilidad si se buscara medir las propiedades de la llanta de una manera estática y no simulando condiciones reales de operación.

3.2.1.2 Variante 2. Tambor rotatorio

El concepto de esta variante es introducir una superficie para rotación continua de la llanta, con el mecanismo de soporte y aplicación de carga a la llanta similar al esquema anterior. El elemento primordial en esta variante, consiste de un tambor cilíndrico giratorio en cuya superficie se apoya la llanta para su rotación, constituyendo además una superficie de rodamiento continua.

La inclusión de esta variante presenta, a su vez, dos sub variantes, como se muestra en la Figura 3.2. El esquema (a) muestra la superficie exterior del cilindro para que la llanta ruede, mientras que el esquema (b) muestra como superficie de rodadura la parte interna del tambor giratorio.

Aunque con esta variante se elimina el problema de una superficie de rodadura de longitud finita, presenta el inconveniente de que el área de contacto entre la llanta y la superficie del cilindro depende del diámetro de éste, afectando además la planicidad del contacto. Esta desviación en la planicidad produce, consecuentemente, que la distribución de la presión de contacto de la llanta no se presente de igual manera como en una superficie plana uniforme. Para subsanar este aspecto, se debería contar con un tambor de gran diámetro, disminuyendo con esto la curvatura del área de contacto. Sin embargo, un diámetro importante implica mayores dimensiones en la estructura de soporte general y por lo tanto, el banco requerirá de mayor superficie y espacio para su instalación. Aunado a lo anterior, puede involucrar masas considerables que requieran de motores con la

capacidad suficiente para producir su movimiento, con sus efectos inerciales en el arranque, en cambios de velocidad y en el frenado.

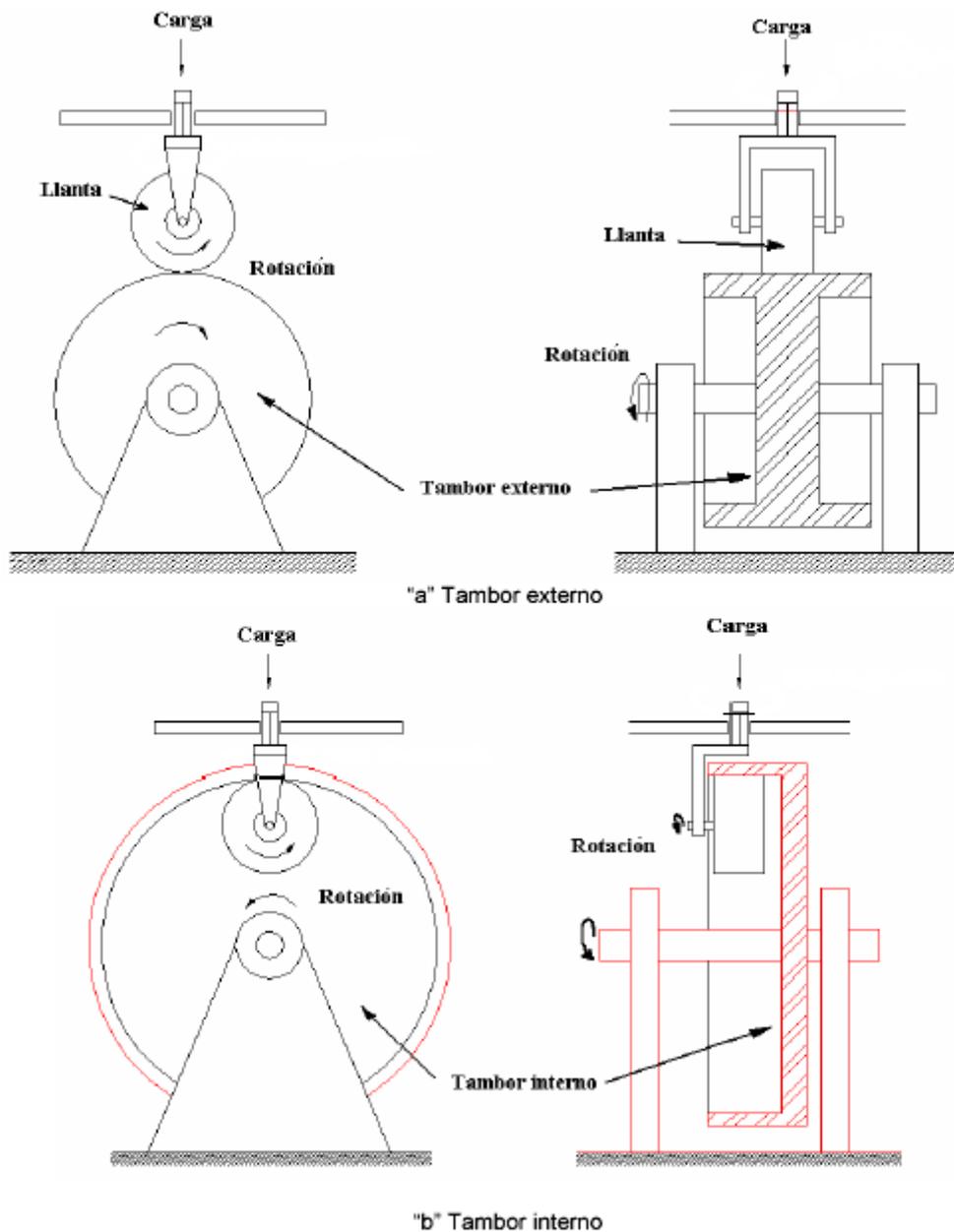


Figura 3.2 Rotación de la llanta en la superficie de un tambor.

Con respecto a la alternativa mostrada en la configuración 3.2b, se presentan, además de los mencionados de la configuración 3.2a, el inconveniente de que al colocar la llanta dentro del cilindro sería necesario cambiar la estructura

de soporte. Esto significa que debe evitarse la interferencia entre el soporte del cilindro y el soporte de la llanta. Así mismo, la posición de la llanta requiere considerar además el peso de la misma y su soporte para la aplicación de la carga. Aunque esto podría resolverse colocando la llanta en la parte inferior, el problema de la compatibilidad de la estructura del tambor y del soporte de la llanta permanecería.

3.2.1.3 Variante 3. Banda plana

Una tercera configuración, surge de la combinación de las dos anteriores, manteniendo la estructura de sujeción de la llanta. Los movimientos rotatorios y de orientación se proporcionan de igual manera como en las configuraciones anteriores, mientras que la superficie utilizada para rodar la llanta se genera por el desplazamiento de una banda plana. Este concepto se obtiene de la conjunción de la superficie plana deslizante de la primera configuración, con la superficie giratoria del tambor de la segunda, dando la ventaja de contar con una superficie plana de longitud "infinita". Esta forma presenta la capacidad de poder simular un camino plano de una manera continua, como se aprecia en la Figura 3.3. Los desplazamientos verticales se aplican de la misma manera que en los casos anteriores.

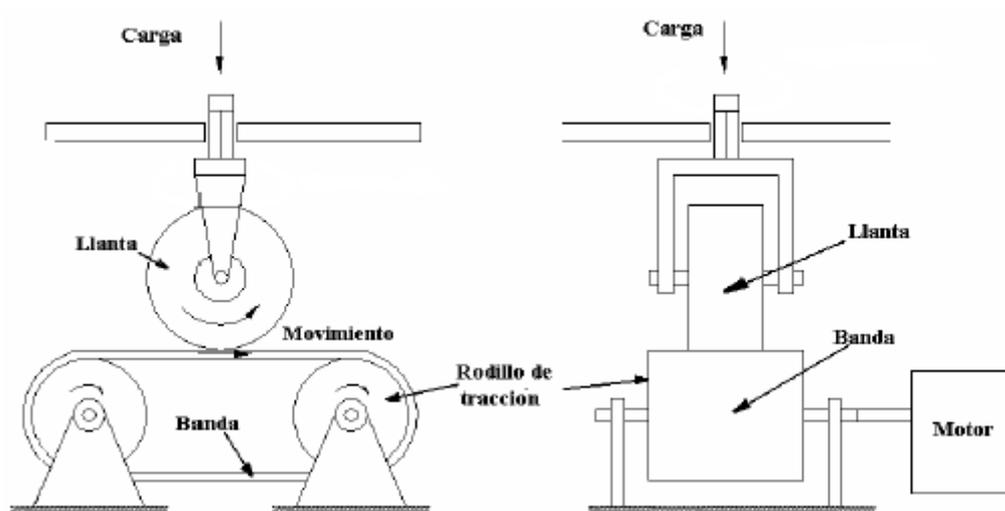


Figura 3.3 Uso de una banda plana como superficie de rodadura

Como en el caso del tambor, el arreglo de la banda ofrece la ventaja de generar un mayor intervalo de velocidades, velocidad que se puede controlar mediante uno de los rodillos de la banda, evitando el uso de motores sobre el eje de la llanta, o mediante el uso de un variador de velocidad para el motor usado en este caso.

Las características de este esquema permiten tener una configuración de los elementos más compacta y segura. Comparando las configuraciones presentadas, de acuerdo a las características operativas de cada una de ellas, esta última configuración presenta mayores ventajas.

3.2.2 MECANISMOS DE APLICACIÓN DE MOVIMIENTO VERTICAL

Una vez definidas las características generales de la superficie que permita simular el desplazamiento lineal debido a la rodadura de la llanta, otro aspecto importante esencial en el proceso de diseño del banco es el concerniente a los desplazamientos. Los desplazamientos necesarios, como se ha comentado previamente, corresponden a los movimientos para la llanta con su eje en forma vertical desplazándose desde la parte superior hacia abajo y viceversa. Por ese motivo, se avocó a la tarea de desarrollar diversas ideas que pudieran generar los movimientos requeridos, de las cuales se presentan tres, consideradas de mayor factibilidad.

3.2.2.1 Variante 1. Columna vertical con brazo

Una primera configuración consta de una columna vertical de soporte, sobre la cual se desplaza un mecanismo que soporta al eje de la llanta y que aloja, a su vez, el mecanismo de empuje para el desplazamiento lateral. La carga vertical se aplica sobre el brazo de empuje, transmitiendo esta carga a la llanta y presionándola sobre el piso de prueba. Además, la columna donde se encuentra soportado dicho brazo tiene la posibilidad de girar sobre su propio eje, que gracias a su geometría transversal, transmite a la llanta de prueba el movimiento de giro

sobre el eje vertical para orientarla angularmente. Este movimiento angular corresponde a la simulación del giro direccional, como se aprecia en la Figura 3.4.

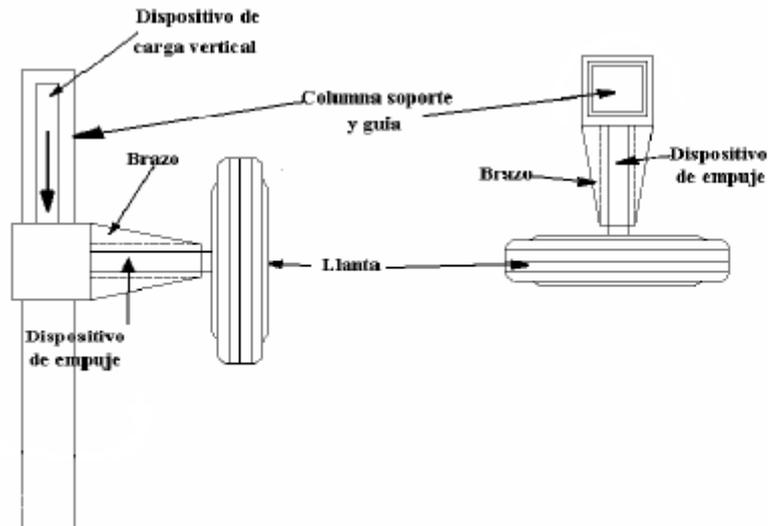


Figura 3.4 Mecanismos de desplazamiento vertical con brazo.

La posible dificultad en este esquema, es que el mecanismo para proporcionar el movimiento vertical, debe tener un acoplamiento extra para que pueda aplicarse la fuerza para el movimiento vertical y los elementos de sujeción de la llanta.

Adicionalmente, al requerirse una mayor longitud se incrementaría el brazo de palanca de la fuerza vertical aplicada, lo que repercutiría sobre la alineación vertical de la llanta además el espacio que necesita para el juego de desplazamiento influiría directamente en la alineación de la llanta.

3.2.2.2 Variante 2. Brazo curvo

Una segunda alternativa referente a la aplicación del movimiento y de la carga vertical, se muestra en la Figura 3.5, en la que el eje de desplazamiento vertical contiene el plano de la llanta. Esto se logra con la inclusión de un elemento cuya geometría permita la sujeción de la llanta en ese plano, ilustrado en la figura como el brazo curvo. Bajo esta configuración, el par sobre el eje de

carga vertical se reduce significativamente, lo que requiere de un mecanismo compatible con el desplazamiento lateral de la llanta.

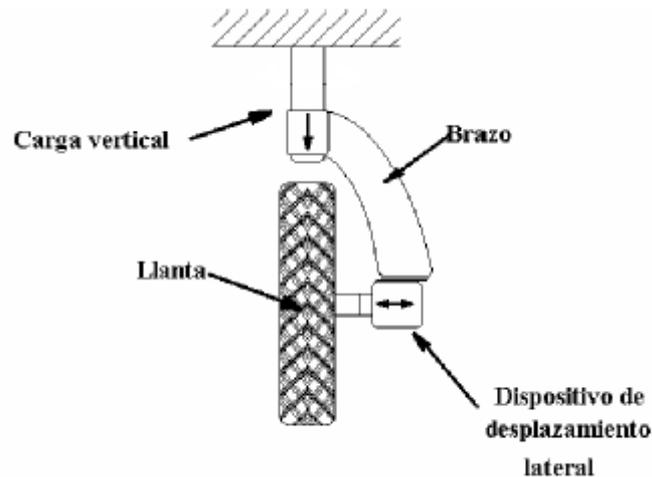


Figura 3.5 Configuración de brazo transmisor

Como se observa, se pueden aplicar los movimientos requeridos de manera similar al arreglo anterior, cuya operación resulta semejante. Sin embargo, una de las diferencias importantes consiste en que en este arreglo no se cuenta con una columna de soporte, sino que el brazo es directamente soportado por una estructura rígida, permitiéndole libertad de movimiento vertical.

3.2.2.3 Variante 3. Eje rígido

Este sistema nos permite tener el mismo resultado permitiendo un soporte sólido para la aplicación de la presión para el movimiento vertical sin tener que preocuparnos por la alineación de la llanta ya que esta se afirma con la aplicación de las fuerzas en forma paralela al eje, como el descrito en el arreglo que se muestra en la Figura 3.6. Dicho movimiento es proporcionado por un dispositivo con doble base ubicado en la parte de unión del eje con el brazo.

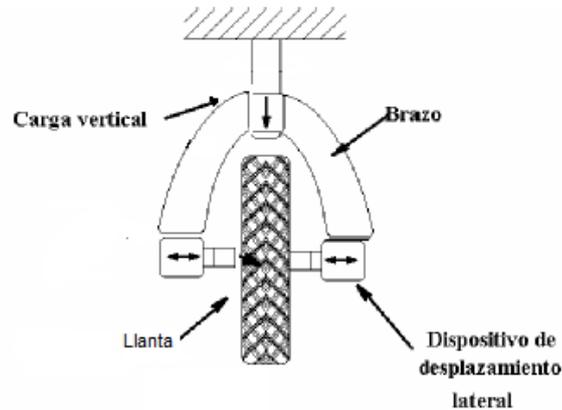


Figura 3.6 Configuración del eje rígido.

Este tipo de dispositivos hidráulicos brindan además ventajas de control de dirección y presión.

3.2.3 APLICACIÓN DE CARGA

Como se desprende de la sección anterior, los mecanismos de generación del movimiento y de aplicación de las cargas están estrechamente relacionados. Consecuentemente, los mecanismos utilizados para producir los desplazamientos vertical y lateral pueden aplicar conjuntamente la carga vertical requerida. Para llevar a cabo la aplicación de esta carga y, por consiguiente, los movimientos tanto descendente como ascendente, se idearon dispositivos capaces de producir dicho efecto.

Tomando en cuenta que la magnitud de la fuerza vertical aplicada a la llanta de prueba puede ser elevada (en el orden de varios PSI) y que los desplazamientos asociados son relativamente pequeños (de unos cuantos centímetros), una forma de efectuar dicho movimiento podría ser por medios hidráulicos. Los cilindros hidráulicos proporcionan un desplazamiento lineal y una fuerza de empuje considerable y de manera uniforme, controlando el gasto de alimentación de los mismos. Por otra parte, este tipo de dispositivos presenta una operación relativamente simple y la ventaja de conocer y controlar los valores de la carga a través de la presión del fluido de trabajo.

El utilizar sistemas de un solo tipo conlleva a obtener una operación integrada y sencilla de los mecanismos durante el accionamiento del banco. Además, pueden lograrse reducciones en costos de fabricación y mantenimiento del conjunto aplicando mecanismos de accionamiento similar. Para cada una de las variantes presentadas relativas a los movimientos que debe experimentar la llanta, se especificó la forma en que se llevarían a cabo tales movimientos y la aplicación de las cargas correspondientes.

3.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE CONFIGURACIONES FACTIBLES

Buscando cumplir con la totalidad de los requisitos especificados en un principio, se generaron, de manera paralela diversas configuraciones, mediante la combinación de todos los conceptos anteriormente mencionados, las cuales combinan las mejores características funcionales. Con base en una valoración técnica de estas configuraciones y los mecanismos mostrados, se analizó la factibilidad de aplicación de las alternativas propuestas para el diseño del banco.

Los resultados del análisis permitieron preseleccionar aquellos arreglos que presentan, bajo ciertos criterios, menores dificultades para una posible aplicación práctica de acuerdo a las ventajas y beneficios asociados. La selección consistió en conservar todas aquellas propuestas de configuración que pudieran ser de mayor utilidad y que cumplieran de una mejor manera los requerimientos previamente especificados. Entre las características consideradas están la funcionalidad, facilidad de operación, factibilidad de construcción, costo y, aunque no de manera detallada, la probable instrumentación que el banco requiere para el registro de datos ya que estos pueden tener un sinnúmero de variaciones de acuerdo a la tecnología que desee usar.

Para producir el avance de la llanta y por tanto, su rotación, sobresale el uso de una banda, que proporciona continuidad del movimiento y la posibilidad de manejar diversas velocidades de prueba. Aunque implica un mecanismo complejo que puede representar un costo significativo, comparado con el empleo de un

tambor rotatorio y con una placa deslizante, cumple con mayor precisión el requisito establecido.

Respecto a la aplicación de la carga vertical y horizontal (desplazamiento lateral), resalta la utilización de cilindros de acción hidráulica. Estos cilindros permiten generar una carga uniforme, además de proporcionar un control sencillo y facilidad para la medición de la fuerza a través de la presión hidráulica (manómetro). Este tipo de arreglo representa menores costos relativos de construcción, siendo de simple operación y mantenimiento, comparados con mecanismos que involucran otros tipos de accionamiento, como motores, engranes y cremalleras.

El análisis para cada uno de los requisitos de carga y movimiento de la llanta, de las variantes correspondientes, se resume en la Tabla 3.1. En ella se muestran las características de los mecanismos tentativos, los cuales presentan mayores ventajas y con los que debe contar el diseño.

Tabla 3.1 Resumen de características de las variantes consideradas

Operación	Variantes	Ventaja principal	Desventaja principal	Factible
Rotación	Placa deslizante	Contacto plano	Longitud insuficiente No permite simular altas velocidades	No
	Cilindro rotatorio	Longitud infinita	Gran volumen y peso No hay contacto plano entre la superficie y la llanta Dificultad para el movimiento rotatorio	No
	Banda plana	Longitud "infinita" Continuidad de movimiento Posibilidad de desarrollar altas velocidades		Si
Carga vertical	Columna	Más robusta	Mayor momento sobre el brazo Dos cilindros para generar la carga Posibilidad de carga no uniforme	No
	Vástago	Un solo cilindro Carga uniforme Menor momento en el brazo		Si
Desplazamiento lateral	Piñón cremallera	Movimientos precisos	Mecanismo complejo Necesidad de mayor control	No
	Cilindro hidráulico	Presión uniforme Mayor facilidad de control Simplicidad de instrumento		Si
Giro de dirección	Cilindros simples	No requiere mecanismo complejo para el giro	Posibilidad de interferencia cinemática Cilindros más robustos Sopores anexos Un solo cilindro actúa a la vez	No
	Vástago dentado, cilindros opuestos (par de dirección)	Volumen pequeño No existe interferencia Posibilidad de uso simultáneo con los otros sistemas Los dos cilindros actúan al mismo tiempo		si

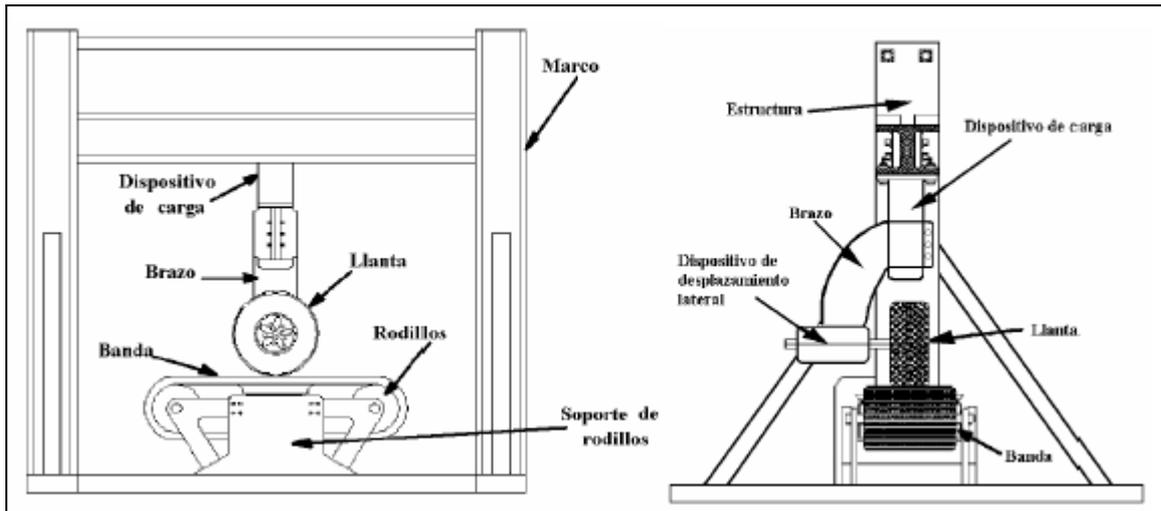


Figura 3.7 Vistas frontal y lateral de los bancos genéricos, con carga en el eje rígido del neumático, banda rotatoria

El modelo seleccionado como el que se aprecia en la Figura 3.7 resulta de la combinación de las configuraciones realizadas. Este arreglo cuenta con una banda de rodadura que simula una superficie continua de longitud “infinita” y un eje transmisor a través del cual se transmite la carga a la llanta. Este eje está sujeto a los brazos para transmitir la carga vertical a la llanta. El dispositivo de accionamiento lateral, que transmite la carga a la flecha sobre la cual gira la llanta y sobre la cual se monta esta última, se encuentra localizado en la parte inferior del eje rígido. Dicho eje estará montado sobre una estructura que dará soporte a todo el conjunto.

Este tipo de configuración de marco, fue seleccionada debido a que presenta mayores ventajas sobre la configuración de columna. Entre las razones de selección se encuentran, la facilidad de fabricación, menos problemas en la sujeción del sistema de carga y el eje, mostrando una menor dificultad de fabricación.

El criterio de selección para este nivel de diseño, se basó principalmente en la funcionalidad que presenta cada mecanismo, el costo y facilidad de construcción.

Analizadas las diversas configuraciones preseleccionadas, se procedió a la extracción de una en particular para el detallado posterior. La configuración elegida pretende reunir, de manera conjunta, cada uno de los requisitos especificados para el diseño del banco, que cubra un mayor grupo de expectativas tanto presentes como futuras, tendientes a visualizar etapas posteriores de instrumentación y automatización del banco.

Teniendo ya la selección de la configuración, el siguiente paso es realizar el diseño a mayor detalle del banco, definiendo y generando la concepción específica de cada sistema principal, buscando mantener la armonía y funcionalidad del conjunto, así como la consideración de la posible instrumentación.

3.4 PROPUESTA DE BANCO DE PRUEBAS

La proposición del banco de pruebas, basada en los componentes discutidos, incluyendo las características generales de los principales conjuntos. También, se detalla la compatibilidad funcional de esos componentes y de los aspectos móviles de la operación. Así mismo, se presentan los esquemas generales de los conjuntos, sus principales elementos y los materiales sugeridos a primera instancia, con algunos ejemplos simples de cálculo de esfuerzos. Complementariamente se indican algunas recomendaciones para llevar a cabo una posible instrumentación, acoplamientos, tecnificación y otras aplicaciones posibles para el banco.

En las siguientes secciones se describe a mayor detalle cada uno de estos sistemas.

3.4.1 SISTEMA 1. MARCO ESTRUCTURAL

El sistema que conforma la estructura de soporte y base principal de apoyo de los distintos elementos del banco, es el marco estructural, el cual está

constituido por elementos estructurales, en su mayoría unidos entre sí mediante soldadura. Este marco no necesita de un soporte en cimentación.

Considerando aspectos de resistencia y de reducción de flexión de los elementos superiores debido a las fuerzas de reacción de los elementos estructurales bajo la aplicación de carga vertical a la llanta, se propone una forma poligonal combinado, como se muestra en la Figura 3.8. Esta forma brinda al banco la capacidad de montar llantas de hasta 1200 mm de diámetro, permitiendo una buena maniobrabilidad en los diferentes sistemas.

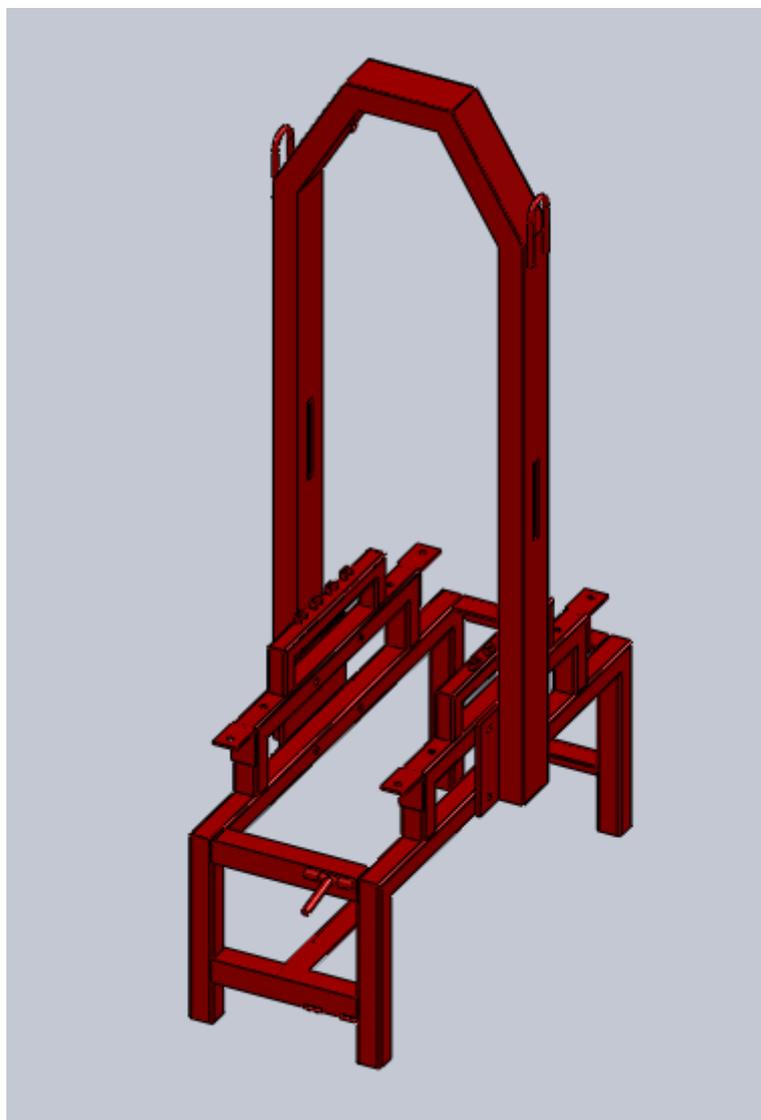


Figura 3.8 Estructura del banco

En la parte superior se forma un marco para alojar la base del sistema de aplicación de carga vertical. Este alojamiento o marco orientado horizontalmente, se forma con cinco secciones de perfil estructural tipo “C” reforzada con placas en la parte exterior de la misma.

Poliedro cubico

La estructura se sostiene mediante un acople soldado de una placa lateral sujeta por pernos y anclada a la base estructural del apoyo al piso y soporte del sistema de rodamiento. Para el apoyo al piso, la estructura está diseñada por un poliedro cubico fabricado en estructura de ángulo en “L” soldada a los dos lados para formar una estructura tubular, soldadas entre sí para favorecer la rigidez del conjunto disminuyendo la transmisión de vibraciones a través de la estructura.

3.4.2 SISTEMA 2. SOPORTE Y CARGA DE LA LLANTA

El segundo sistema corresponde al soporte de la llanta y al sistema de aplicación de la carga a la misma. Los componentes de este conjunto son elementos que sostienen la llanta y producen los movimientos para presionar la llanta contra el piso, para contrarrestar el desplazamiento lateral y para orientarla de acuerdo a la dirección de viaje supuesta. Estos elementos pueden observarse en la Figura 3.9

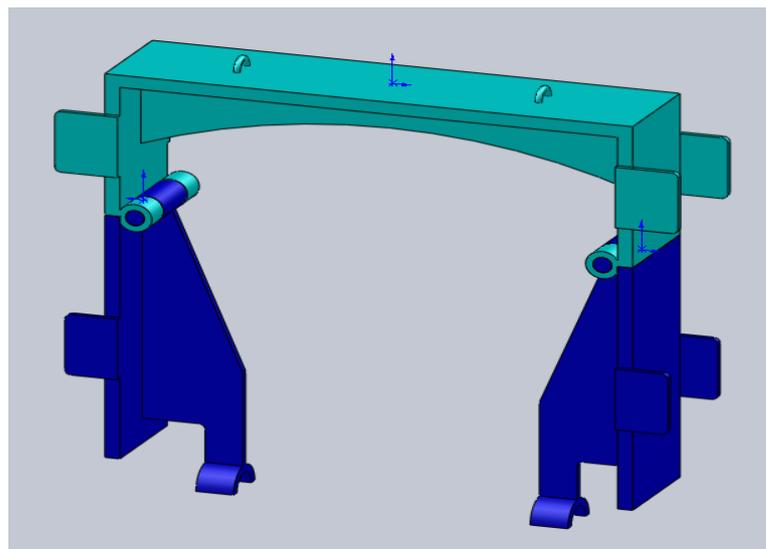


Figura 3.9 Sistema del eje de sujeción y aplicación de cargas

La carga vertical es producida por un sistema que consta de un pistón hidráulico, unido a una base con muelles recuperadores la cual permite aplicar la carga sobre la estructura del banco y permitiendo el desplazamiento lineal en dirección vertical de todo el conjunto hacia el eje rígido donde se aplica la carga.

La estructura se encuentra formada por tres placas soldadas de tal manera que formen una base reforzada para permitir una distribución uniforme de la fuerza y unida a dos brazos móviles mediante un acople tipo buje. Los brazos están contruidos por dos placas delineadas para llegar al eje rígido y soldadas entre si para su refuerzo y complementadas con placas eje planas y cilíndricas para su desplazamiento vertical y sujeción de las partes móviles. (Figura 3.10).

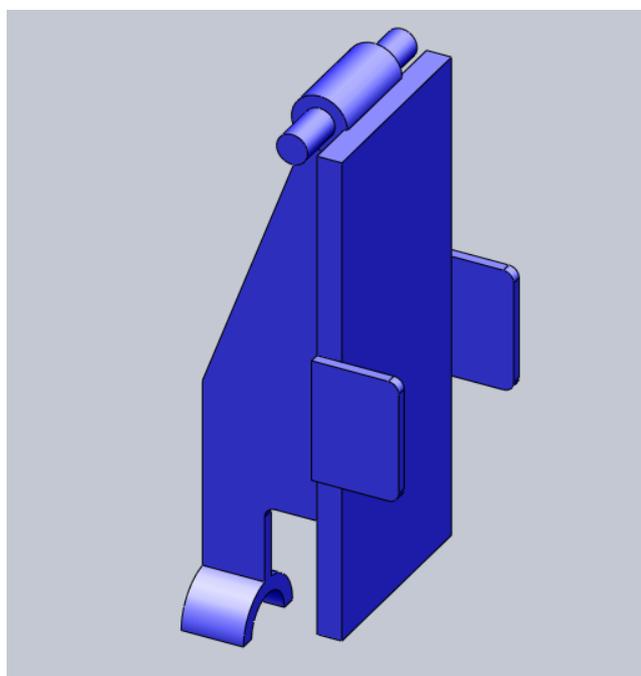


Figura 3.10 Acoplamiento del brazo móvil y el eje rígido para producir el desplazamiento

Las palancas transmisoras de la carga transmite la fuerza al eje rígido sobre el que gira la llanta en la que se aloja la manzana de soporte de la llanta constituida por un sistema de rosca con tornillo y sus respectivos rodamientos que permiten la libertad de desplazamiento a la llanta. (Figura 3.11).

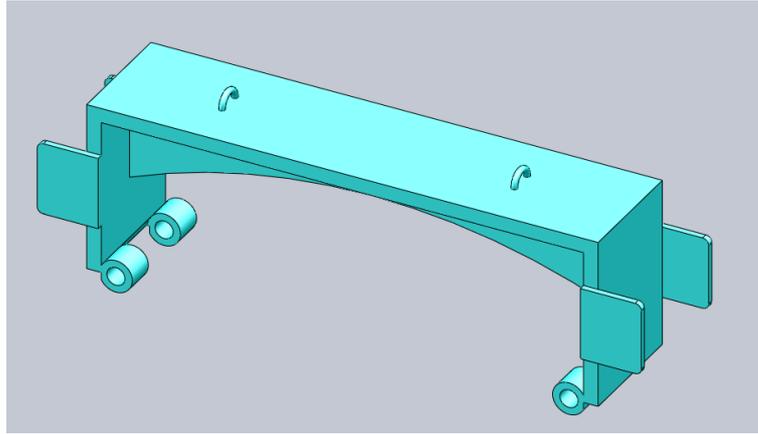


Figura 3.11 Sistema de los brazos transmisores y sujeción de la llanta

3.4.3 SISTEMA 3. SISTEMA DE RODAMIENTO

Brindar tanto la superficie de apoyo como la generación de la rotación de la llanta por fricción, son parte de la función del tercer conjunto. Este conjunto consta de dos rodillos sobre los cuales se encuentra montada una banda flexible que, al girar, transmite el movimiento de traslación a la zona de contacto plana de la llanta con la banda, produciendo su rotación alrededor del eje horizontal. Los dos rodillos se encuentran montados sobre una estructura que le brinda soporte y estabilidad, conformando una unidad, como se muestra en la Figura 3.12

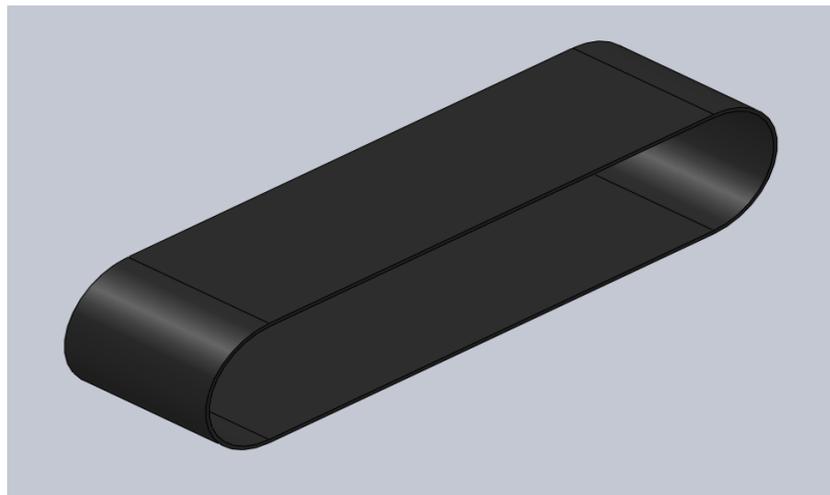


Figura 3.12 Banda para los rodillos.

Para proporcionar el movimiento de desplazamiento de la banda, uno de los cilindros es accionado a través de un motor externo (eléctrico) con velocidad fija o controlada, que produce su rotación. Los dos brazos horizontales rectos sobre los que se apoya uno de los rodillos, poseen la libertad de poder desplazarse axialmente, lo que facilita el montaje y el tensado de la banda. El ajuste principal de la tensión se realiza a través del sistema que soporta el rodillo opuesto, compuesto de un mecanismo que empuja el eje del rodillo, con independencia en cada lado del mismo para compensar posibles diferencias en la tensión de la banda en sus costados.

Para proporcionar una superficie plana de apoyo a la llanta, se ubica bajo la banda, en la zona de contacto con el neumático, un juego de cuatro rodillos que soportan la fuerza de contacto de la llanta con el piso. El ensamble de rodillos y banda son soportados por la estructura base. Esto proporciona al banco, a su vez, la versatilidad de admitir llantas de diferentes diámetros. La altura prefijada, según las dimensiones de la llanta de prueba, se mantiene a través de la estructura que soporta todo el conjunto. Figura 3.13

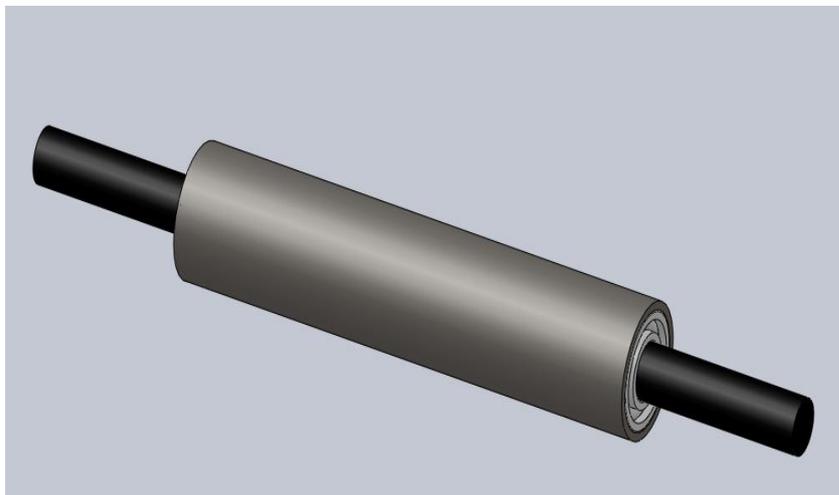


Figura 3.13 Base soporte de los rodillos para la llanta

3.5 MATERIALES PRINCIPALES

Dentro del proceso de diseño, la adecuada selección de materiales representa una etapa importante, ya que involucra relaciones combinadas entre la geometría, la función, la exposición, la operación y el tipo de material. Esta permite que exista una variedad de combinaciones entre las cuales se pueda ubicar la que proporcione las mayores ventajas para los aspectos considerados. Aunque especificaciones precisas se requerirían en diseños con alto grado de detalle, en el diseño conceptual se requiere de una selección preliminar de los posibles materiales con los cuales pudieran fabricarse los componentes principales. Esto permite contar con una base de referencia para mejoras posteriores, tanto de la geometría como de las características mecánicas deseadas, incluso de modificaciones funcionales del elemento específico.

De esta manera, se sugieren materiales que muestran factibilidad para la fabricación de los componentes principales del banco así como de su adquisición fácil en el Ecuador. Para la estructura de soporte (marco) se propone el uso de perfiles estructurales de acero del tipo “L”. Este elemento presenta características que combinan la resistencia mecánica del material con una distribución de esfuerzos debida a la forma, lo cual puede resultar mecánicamente ventajoso, aligerando el peso y disminuyendo el costo. Otro aspecto importante de este tipo de elementos estructurales es su amplio uso comercial, facilidad de adquisición y costo moderado.

Para facilitar su fabricación y ensamble, la base transmisora se sugiere sea compuesta por placas de acero, adoptando la forma de una estructura tipo puente, que permite aprovechar el volumen del material y disminuir el peso sin decremento significativo de la resistencia del elemento. Los espacios generados permiten la ubicación de los diversos actuadores en la parte inferior de los brazos transmisores, los cuales se fijan a la base mediante unos seguros los cuales proporcionarán movimiento para facilitar el montaje y desmontaje de la llanta.

En el eje rígido que soporta la llanta, se sugiere la utilización de un acero con buena resistencia a la fatiga y al desgaste, como serían los AISI 4340, ya que, debido a su condición de movilidad y soporte, estos elementos estarán sujetos a cargas repetitivas, alternantes y de contacto.

Para el sistema de rodamiento, aprovechando la versatilidad del acero, la estructura de soporte puede ser fabricada con manzanas de este material con, la cual está ubicada de manera que su orientación promueve que el conjunto tenga una mejor resistencia a las cargas de trabajo. Un tubo de acero de espesor reducido pero gran diámetro, es sugerido para fabricar los rodillos, mientras que la banda debe ser una combinación de un material flexible y resistente, como neopreno, reforzado con una malla de fibras metálicas o de nylon de alto rendimiento, para que presente una mayor resistencia a la tracción pero flexibilidad en la deformación adaptable a la forma del rodillo.

Debido a las características complejas que requeriría un diseño de detalle, únicamente se han sugerido materiales con características generales. Mayores especificaciones de esos materiales, así como para elementos específicos, resultarán del análisis preciso de cada uno de los sistemas y sus elementos.

3.5.2 COMPATIBILIDAD FUNCIONAL (accionamientos e interferencias)

Para incrementar la certidumbre del funcionamiento del banco en su conjunto, se realizó una verificación general con el propósito de confirmar el cumplimiento de las características impuestas para su desempeño. Esta consistió en revisar que no existiese interferencia alguna entre las parte móviles (accionamiento) durante la operación del banco. Lo anterior implica que cada uno de los movimientos muestre independencia y pueda ser realizado de manera simultánea con el movimiento de otros miembros. Tal es el caso de la base transmisora, que debe ejecutar movimientos de desplazamiento vertical, como se observa en la Figura 3.14

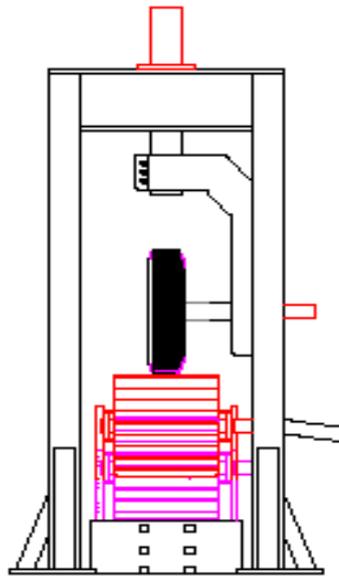


Figura 3.14 Verificación de no-interferencia entre componentes, admisión de tamaño de llanta

En la misma figura se aprecia que las dimensiones de la estructura presentan, en primera instancia, compatibilidad para albergar los demás componentes, así como de las llantas a ser probadas. Además, el proceso de verificación incluye el movimiento adecuado de los componentes individuales, evitando y delimitando las posiciones de interferencia entre partes fijas y móviles.

3.5.3 DIMENSIONES GENERALES

Considerando los requisitos de operación y la funcionalidad del banco, cuyas capacidades en la aplicación de diversas medidas de neumáticos para vehículos ligeros (llantas Rin 13 a Rin 16), magnitudes de desplazamiento y deformaciones máximas esperadas, se obtuvieron las dimensiones globales. De esta manera, se realizaron los esquemas y dibujos generales del banco de acuerdo a las dimensiones propuestas.

Posteriormente, se realizaron algunos cálculos para la verificación de la geometría con relación a las cargas y deformaciones supuestas.

Como parte complementaria del diseño, es necesario verificar la resistencia mecánica de los componentes. Aunque el cálculo de tal resistencia para todos los elementos del banco no está dentro del alcance de este proyecto, con el propósito de esquematizar uno de los métodos que pudieran aplicarse para su estimación, se presenta el análisis de un componente. Por tanto, se presenta parte del proceso del análisis estructural de la base transmisora de fuerza, elemento principal del sistema de carga y soporte de la llanta. De acuerdo a sus funciones, se considera que este elemento estará sujeto a las mayores cargas dentro del conjunto, transmitiendo el movimiento y la carga al neumático de prueba. Por tanto, es importante estimar la magnitud y localización de los esfuerzos y deformaciones que experimenta, criterios que pueden ser utilizados para posibles modificaciones en la geometría o el material propuestos.

Para el análisis se utilizó una herramienta computacional (SOLID WORK), proporcionando información valiosa para la especificación de espesores y longitudes recomendables de una manera general. Los resultados permiten confirmar que las dimensiones y espesores propuestos fuesen adecuados para resistir los esfuerzos teóricos esperados.

Los resultados obtenidos mediante el análisis de esfuerzos y deformaciones, mostraron que unos y otras resultan de pequeña magnitud, comparados con la resistencia y dimensiones de los transmisores de esfuerzo, siendo por ello prácticamente despreciables. Estos resultados de la excesiva robustez del mecanismo de presión dan lugar a considerar la modificación de espesores que promuevan, además, una reducción en masa y peso. En este caso, se propone un nuevo espesor. Sin embargo, en un futuro sería recomendable actualizar el análisis de ésta y otras piezas del banco.

El análisis muestra que los mayores esfuerzos se localizan en una zona de unión, por lo que se deberá poner especial atención durante el proceso de fabricación de esta pieza, para evitar que existan discontinuidades en dicha área.

3.6 GENERALIDADES DE LA INSTRUMENTACIÓN

Un sistema de medición consta de la aplicación de diversos dispositivos como sensores o transductores que pueden llevar una información precisa e inmediata que debe ser convertida mediante un programa para cambiar de un tipo a otro permitiendo detectar la variación de sus lecturas de señal, que pueda ser manejada posteriormente para su análisis.

El diseño del sistema de medición en nuestro caso consiste en el uso de elementos mecánicos exactos necesarios y adecuados para la detección e indicación de las variables a medir. Este proceso generalmente no es sencillo, por esta razón y debido al nivel de detalle del diseño aquí presentado, se presentan de manera general algunas propuestas de las posibles formas de instrumentación, que permitan medir y obtener los parámetros necesarios para la obtención de las propiedades mecánicas de la llanta.

Dentro de las alternativas de medición e instrumentación se encuentran, el aprovechar el uso de los manómetros para monitorear la presión del fluido del sistema hidráulico, que dota de movimiento a los actuadores ubicados en la base de transmisión de movimiento. De manera complementaria o redundante, dependiendo de la exactitud de los instrumentos de medición disponibles, se pueden complementar con el uso de sensores específicos con base a los diferentes programas existentes, que constituyan por sí mismos un papel semejante a las herramientas mecánicas.

IV.- DISEÑO MECÁNICO

4.1 INTRODUCCIÓN

Para establecer los principales requerimientos para el diseño de un banco de ese tipo, es ineludible recurrir a información de diversas fuentes. Una fuente la constituyen normas y métodos de prueba existentes. Con base en estos, se establecen las características funcionales y de desempeño del banco de pruebas.

4.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

Existen distintos factores que afectan a la fuerza tractiva entre la banda de rodadura de la llanta y la superficie de rodado (entre llanta y camino) los cuales se tendrán presentes durante el proceso de diseño. Dentro de estos factores se encuentran los asociados al camino, al neumático y al vehículo.

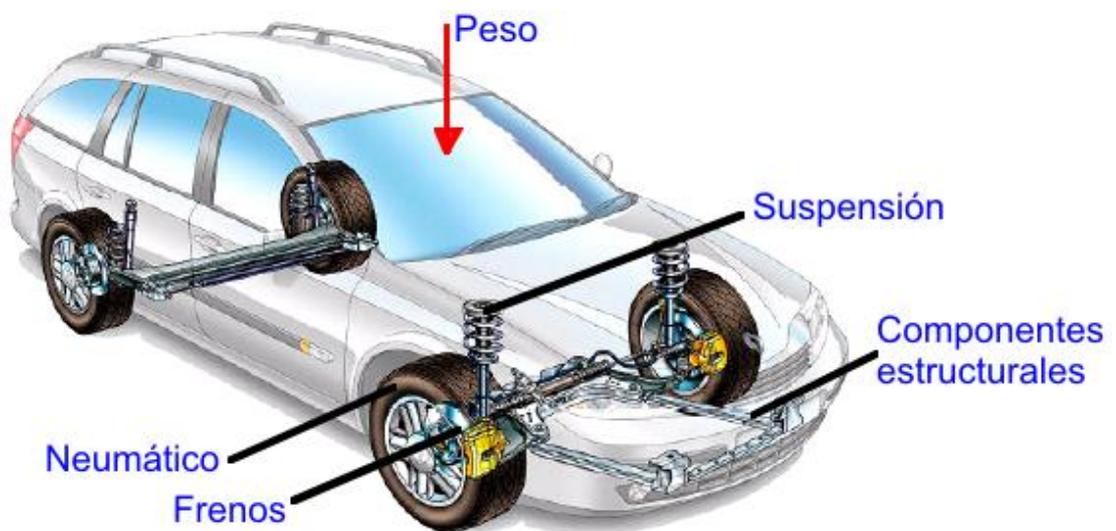


Figura 4.1 Factores que influyen en el comportamiento de los neumáticos

Para lograr simular en el banco de pruebas el comportamiento y desempeño real de los neumáticos durante su funcionamiento normal, es importante considerar el peso promedio de los vehículos, la función de la llanta en el mismo, las condiciones de operación y maniobras de conducción (aceleración, frenado, cambios de trayectoria, etc.). Dentro de estos factores se encuentran

también involucrados aspectos del sistema de suspensión, de los frenos y de otros componentes estructurales (figura 4.1).

En base a los factores antes mencionados y tomando en cuenta los aspectos citados en los capítulos anteriores, a continuación se establecen los parámetros de operación del banco de pruebas que influyen directamente en su diseño:

Diámetro de los neumáticos =	0.5 a 1.0 m
Ancho de los neumáticos =	0.15 a 0.30 m
Fuerza vertical máxima (F) =	1000 kg (10 kN)
Velocidad máxima de operación =	3.0 m/s (10.8 km/h)

Basándonos en estos parámetros y en las diferentes secciones del capítulo anterior se procede a modelar computacionalmente los diferentes componentes mecánicos del banco de pruebas.

4.3 MODELADO Y ENSAMBLAJE COMPUTACIONAL DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS

Utilizando el paquete SolidWorks, el cual es un programa de diseño asistido por computadora que utiliza el Método de Elemento Finito (FEM), modelamos las diferentes piezas que componen el banco de pruebas para determinar la rigidez de los neumáticos para su posterior ensamblaje, análisis y simulación. A partir de los análisis y simulaciones obtendremos resultados que nos permitirán lograr un diseño seguro y eficiente de dicha maquina.

Mediante la aplicación de los diferentes comandos para croquizar y para editar operaciones de sólidos, disponibles en Solidworks, procedemos a modelar computacionalmente en 3D los principales elementos del banco de pruebas (los planos detallados y sus dimensiones se encuentran del (Anexo 1).

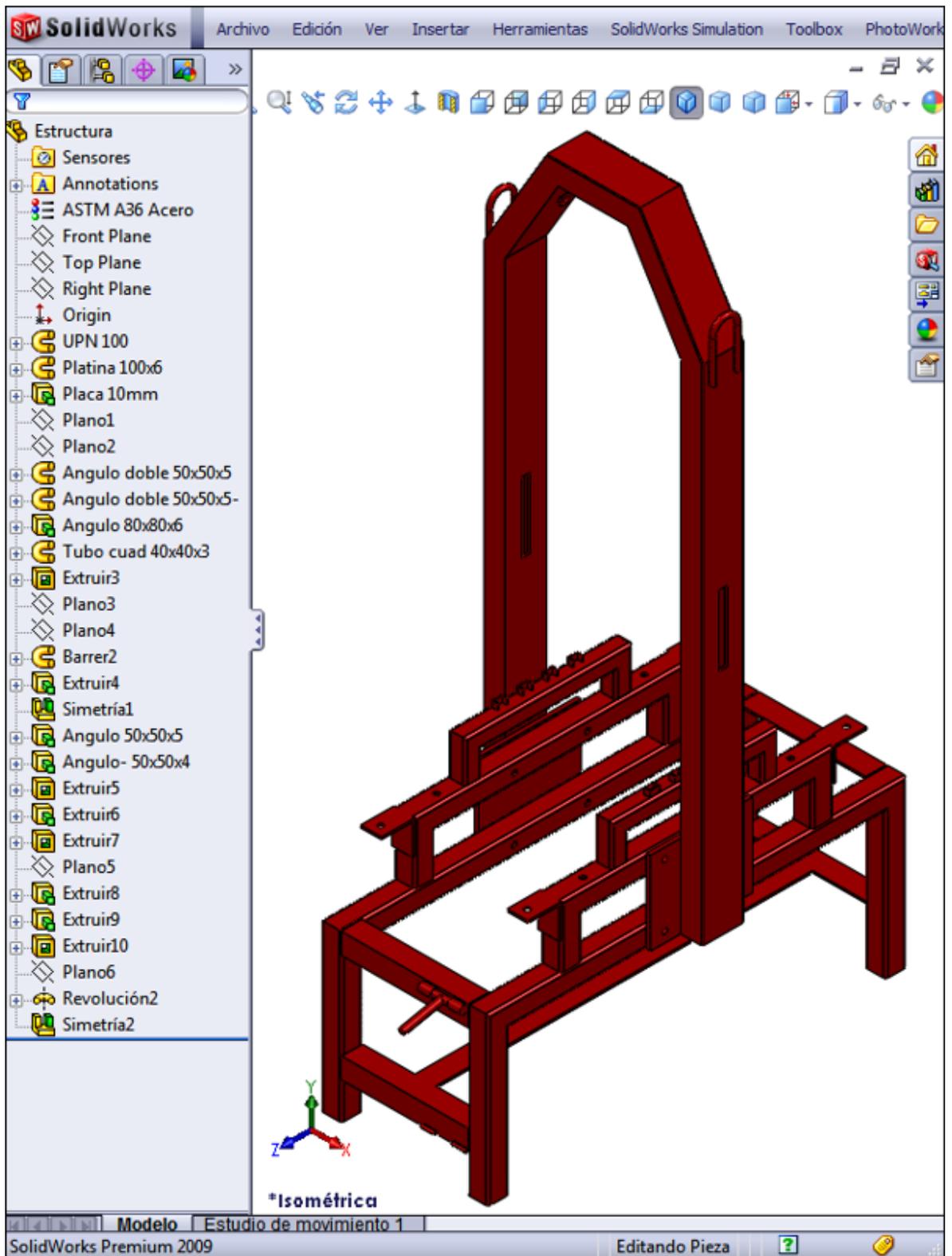


Figura 4.2 Modelo en SolidWorks de la estructura base

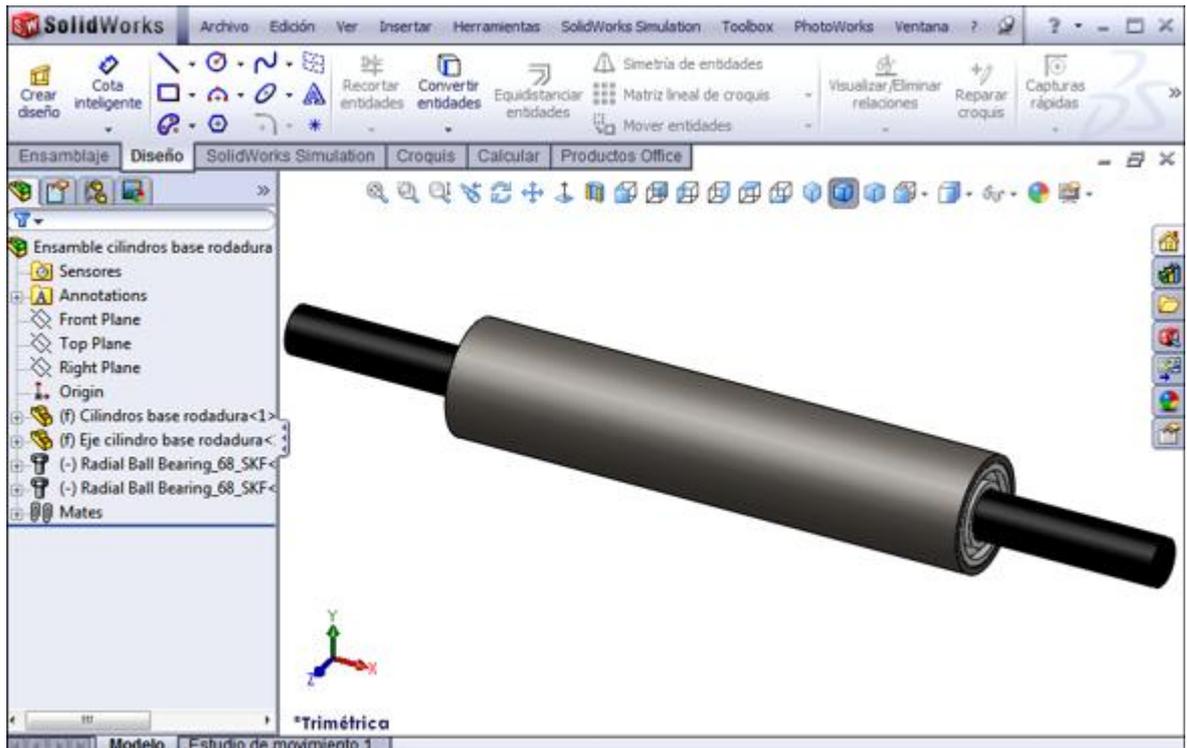


Figura 4.3 Modelo en SolidWorks del cilindro base de la banda de rodadura

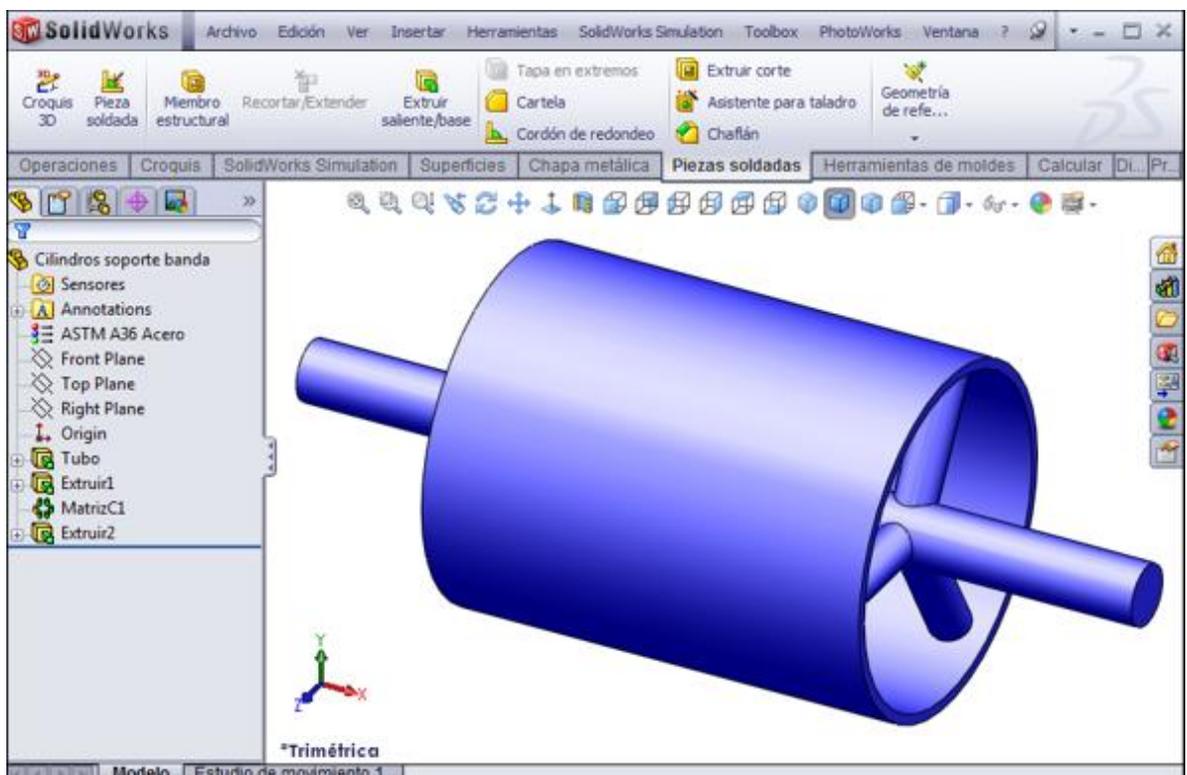


Figura 4.4 Modelo del cilindro soporte de la banda de rodadura

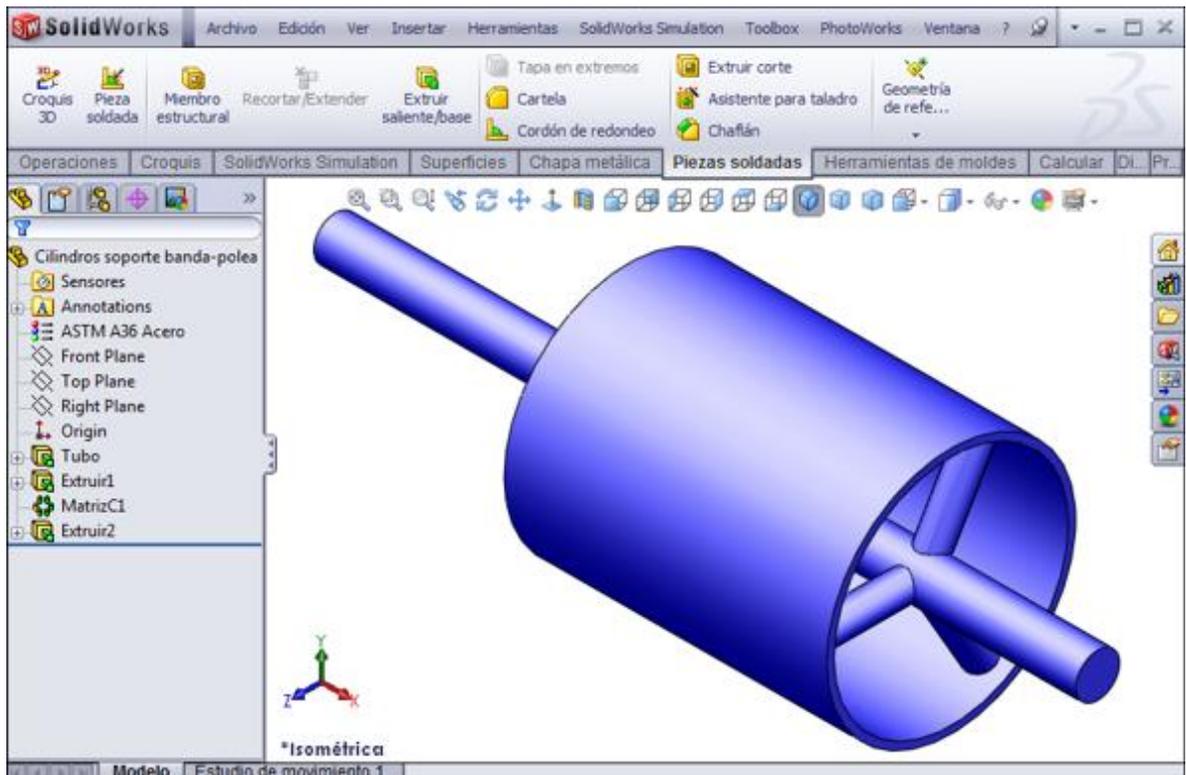


Figura 4.5 Modelo del cilindro impulsor de la banda de rodadura

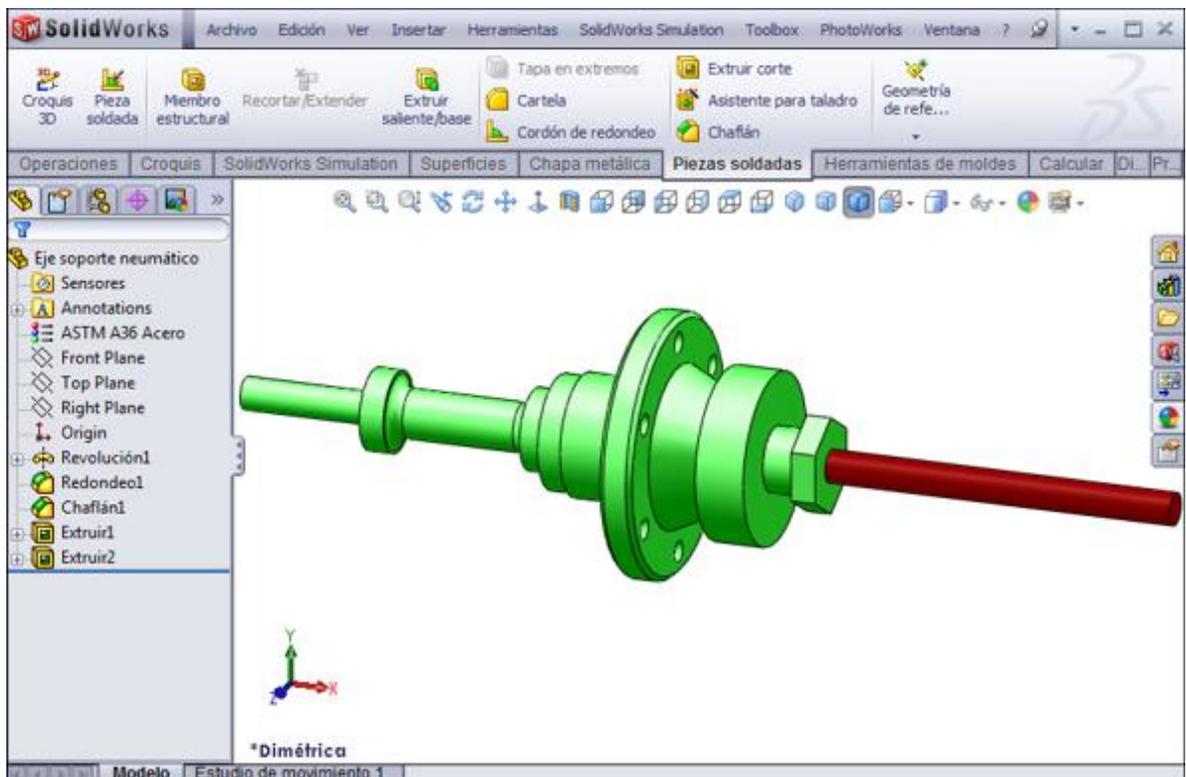


Figura 4.6 Eje de soporte del neumático

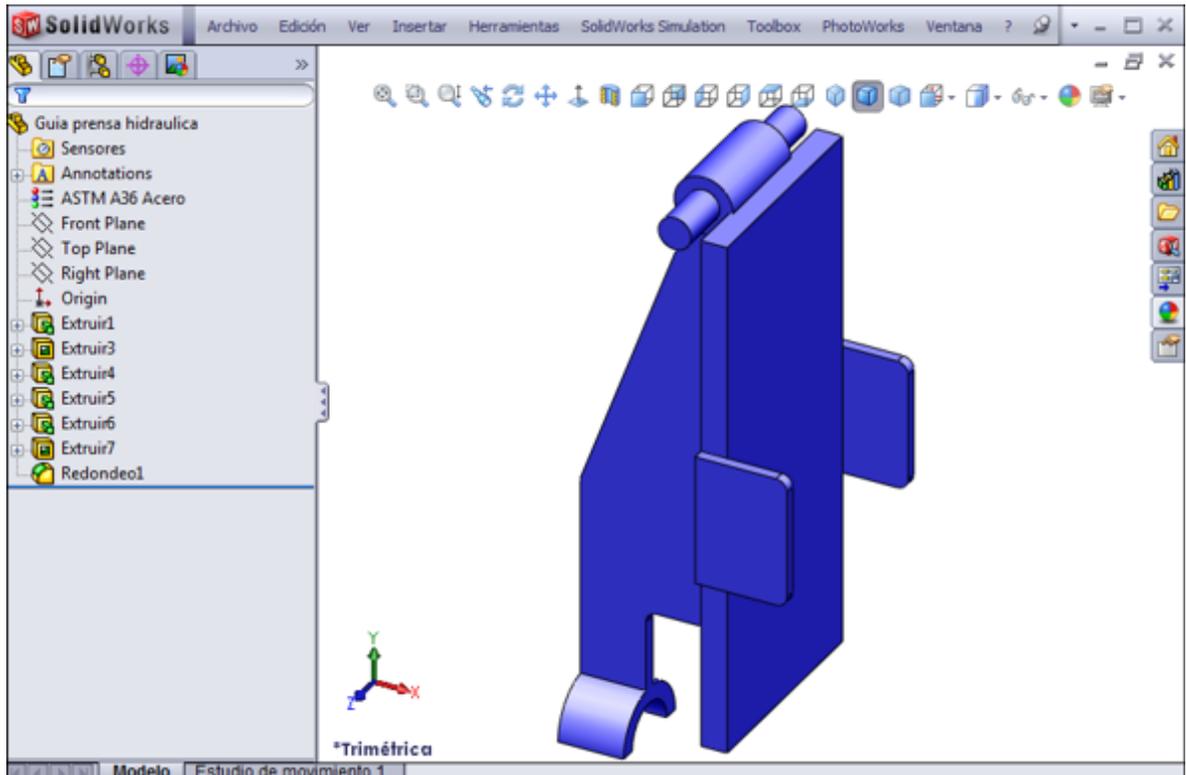


Figura 4.7 Modelo de la guía del elemento opresor del neumático

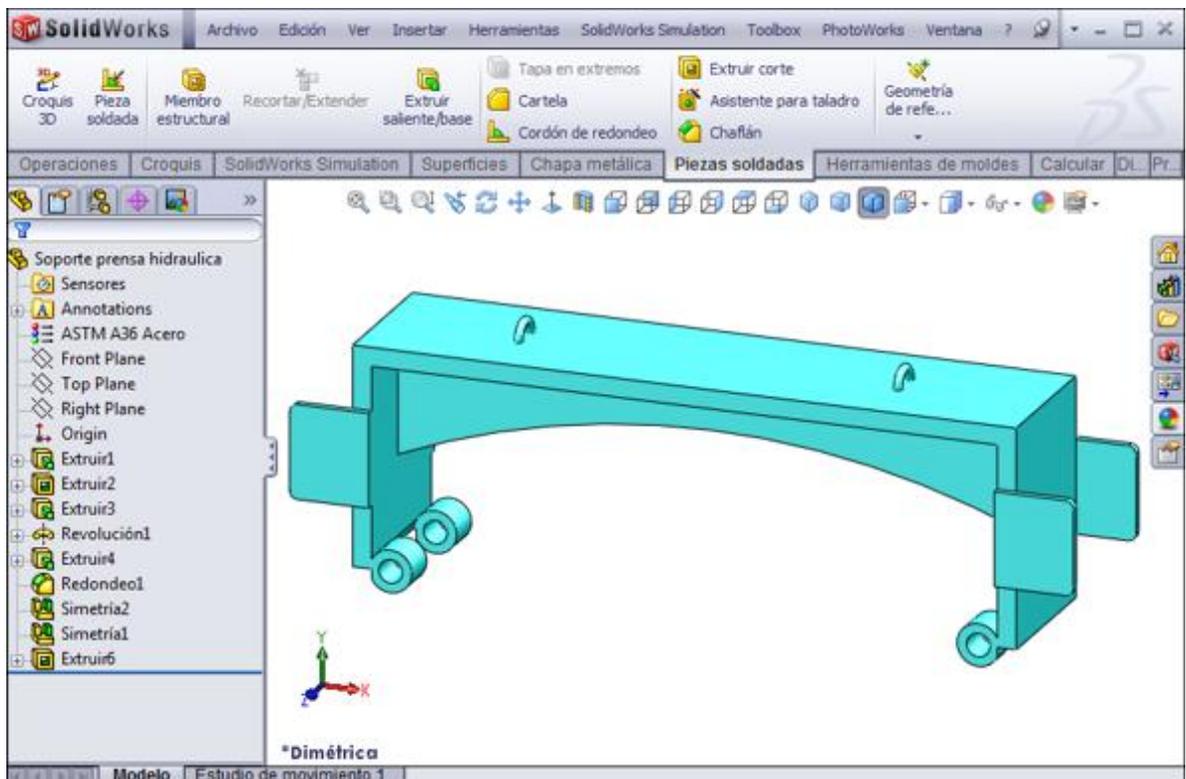


Figura 4.8 Modelo del soporte de la gata hidráulica

Para propósitos de la simulación de movimiento y para tomar en cuenta las cargas que estos generan, también se seleccionaron y modelaron los elementos de la biblioteca de diseño de SolidWorks que se muestran a continuación:

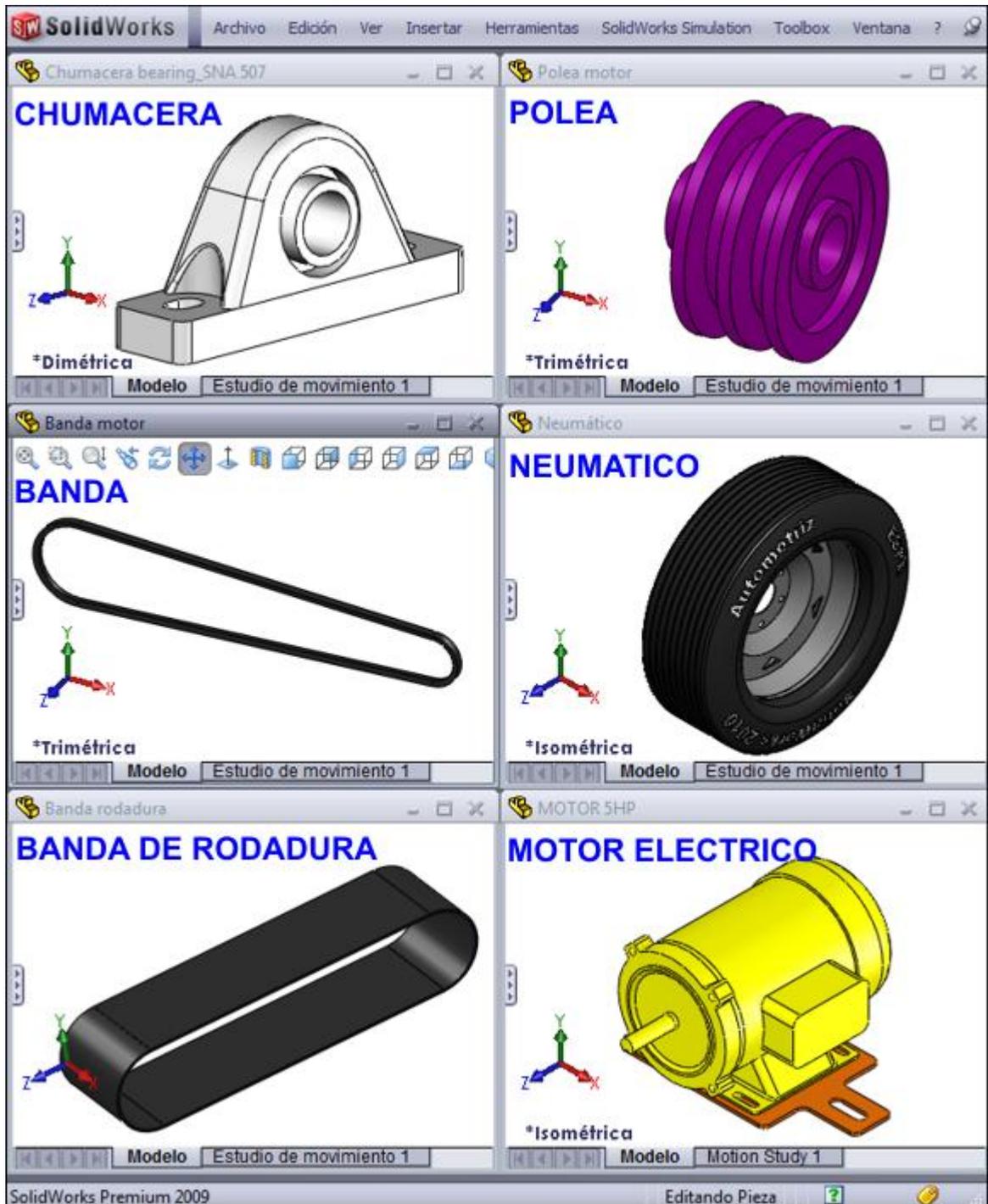


Figura 4.9 Modelo de los componentes de la biblioteca de diseño de SolidWorks

Una vez modelado los diferentes componentes del banco de pruebas, procedemos a ensamblar dichos componentes en SolidWorks mediante relaciones de posición que nos permitan posteriormente simular, analizar y calcular su movimiento real.

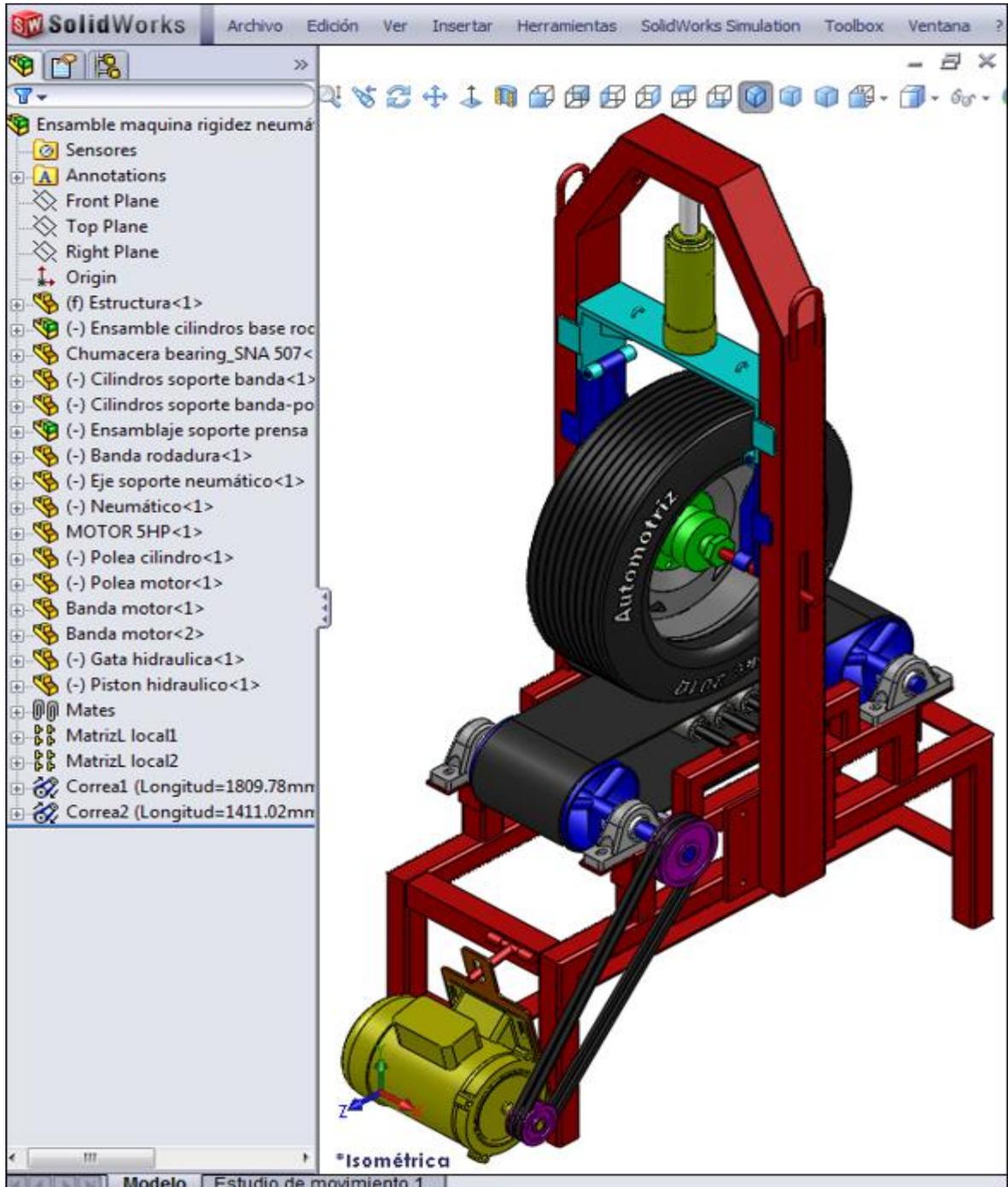


Figura 4.10 Ensamblaje del banco de pruebas

4.4 ANÁLISIS DE MOVIMIENTO DE LA MÁQUINA

A fin de obtener los resultados de la geometría de movimiento, así como las fuerzas y reacciones que se generan en los diferentes componentes y soportes del banco de pruebas para determinar la rigidez de los neumáticos, se ejecutará su análisis y simulación de movimiento en SolidWorks Motion.

Partiendo del ensamblaje de la máquina, generamos un estudio de análisis de movimiento en SolidWorks Motion para luego proceder a la asignación y configuración de la velocidad de giro del motor eléctrico y la velocidad de descenso de la gata hidráulica, tal como se muestra en la Figura 4.11

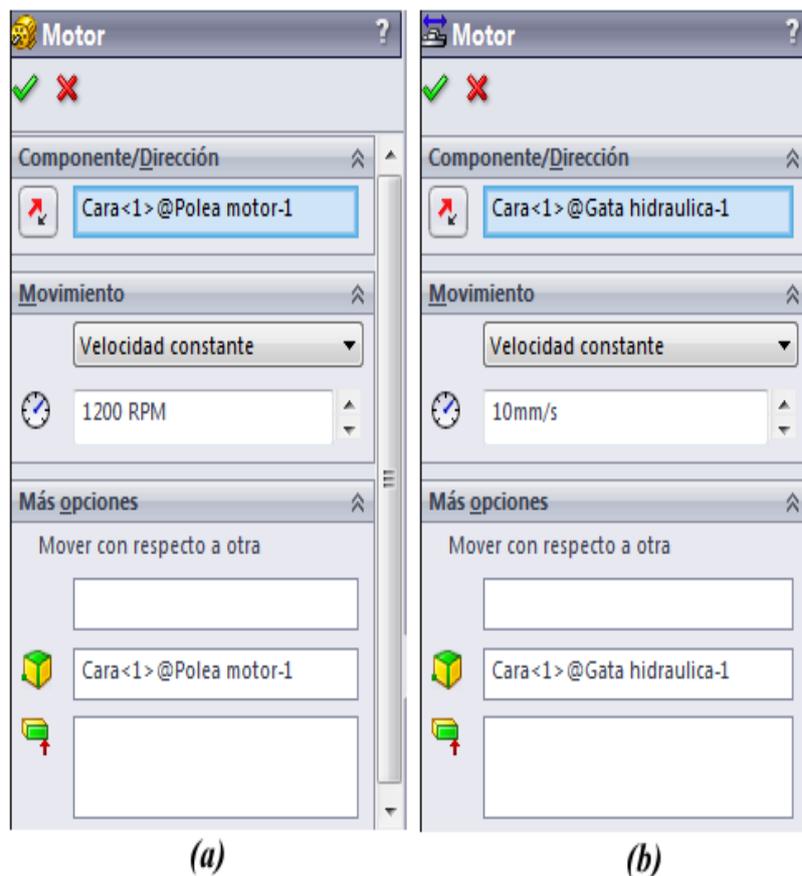


Figura 4.11 Configuración: a) Velocidad del motor eléctrico, y b) Velocidad del pistón hidráulico

A continuación ejecutamos el análisis de movimiento para calcular los resultados y generar tablas y curvas de magnitud de la fuerza en la gata hidráulica

y magnitud de la fuerza en los resortes de soporte (figura 4.12) para su posterior utilización en el análisis de esfuerzos de los diferentes componentes.

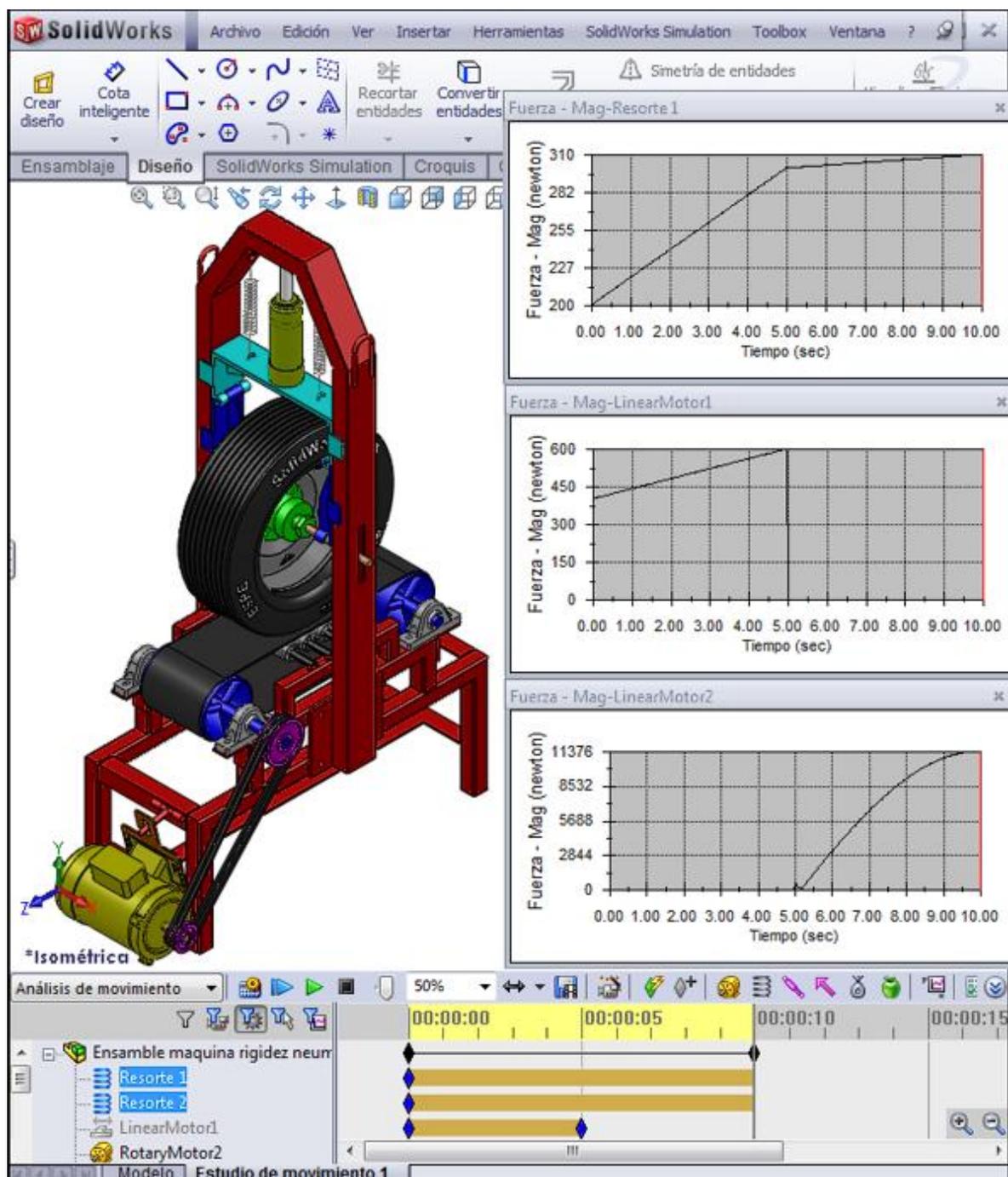


Figura 4.12 Ejecución del análisis de movimiento y generación de varias curvas de resultados

4.5 DISEÑO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS DEL COMPRESOR DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR

Una vez ejecutado el análisis movimiento el programa calcula todas las fuerzas y reacciones que se producen en los diferentes componentes de la máquina y estos resultados son importados (figura 4.13) al programa SolidWorks Simulation para utilizarlas en los estudios de análisis de esfuerzos y posteriormente determinar si dichos componentes resisten o no los esfuerzos a los que están sometidos.

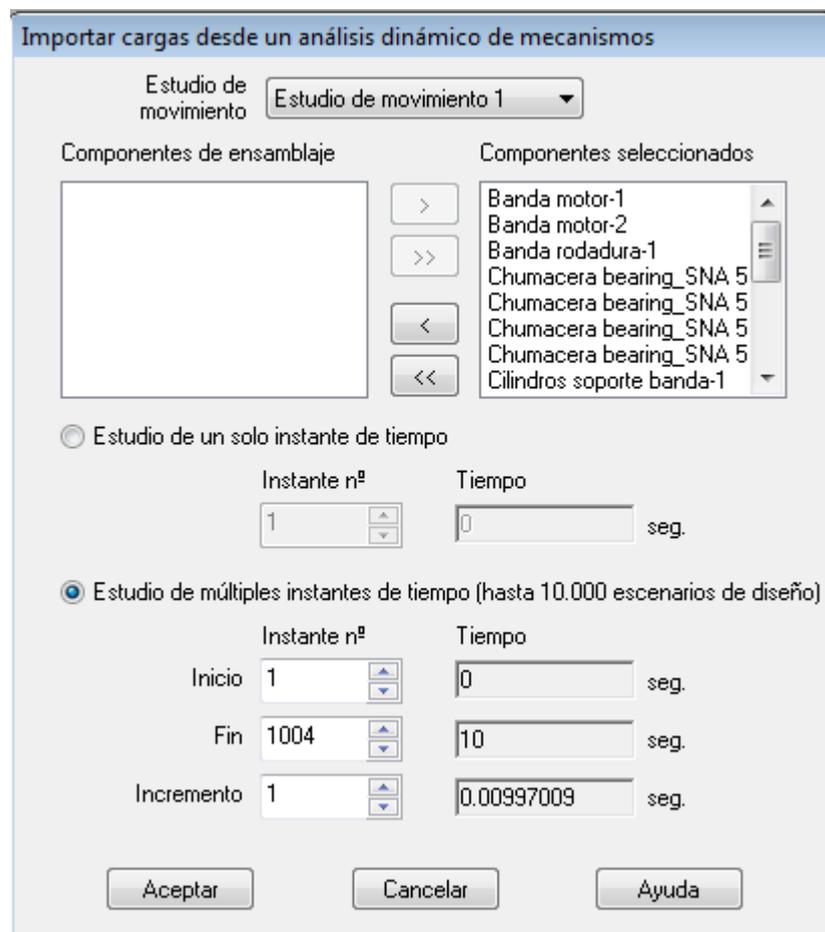


Figura 4.13 Ventana para la importación de cargas desde el análisis de movimiento

Luego de importar las cargas desde el análisis de movimiento se procede a realizar los estudios de análisis de esfuerzos de los diferentes componentes del banco de pruebas de la rigidez de los neumáticos y sus resultados se presentan a continuación.

4.5.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA BASE

La estructura base soporta todos los elementos tanto mecánicos como eléctricos del banco de pruebas para determinar la rigidez de los neumáticos. Esta estructura está fabricada con diferentes perfiles estructurales (anexo 2) de acero ASTM A36 cuyas propiedades se muestran en la tabla 2.1

Tabla 4.1 Propiedades del material de la estructura base (ASTM A36)

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Estructura DIS	[SW]ASTM A36 Acero	102.254 kg	0.013026 m ³
Nombre de material:		[SW]ASTM A36 Acero		
Descripción:				
Origen del material:				
Tipo de modelo del material:		Isotrópico elástico lineal		
Criterio de error predeterminado:		Desconocido		
Datos de aplicación:				
Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor	
Módulo elástico	2e+011	N/m ²	Constante	
Coefficiente de Poisson	0.26	NA	Constante	
Módulo cortante	7.93e+010	N/m ²	Constante	
Densidad	7850	kg/m ³	Constante	
Límite de tracción	4e+008	N/m ²	Constante	
Límite elástico	2.5e+008	N/m ²	Constante	

Utilizando las cargas dinámicas generadas en el análisis de movimiento de la máquina y exportadas al SolidWorks Simulation, y ejecutando el análisis de esfuerzos, se obtienen los siguientes resultados:

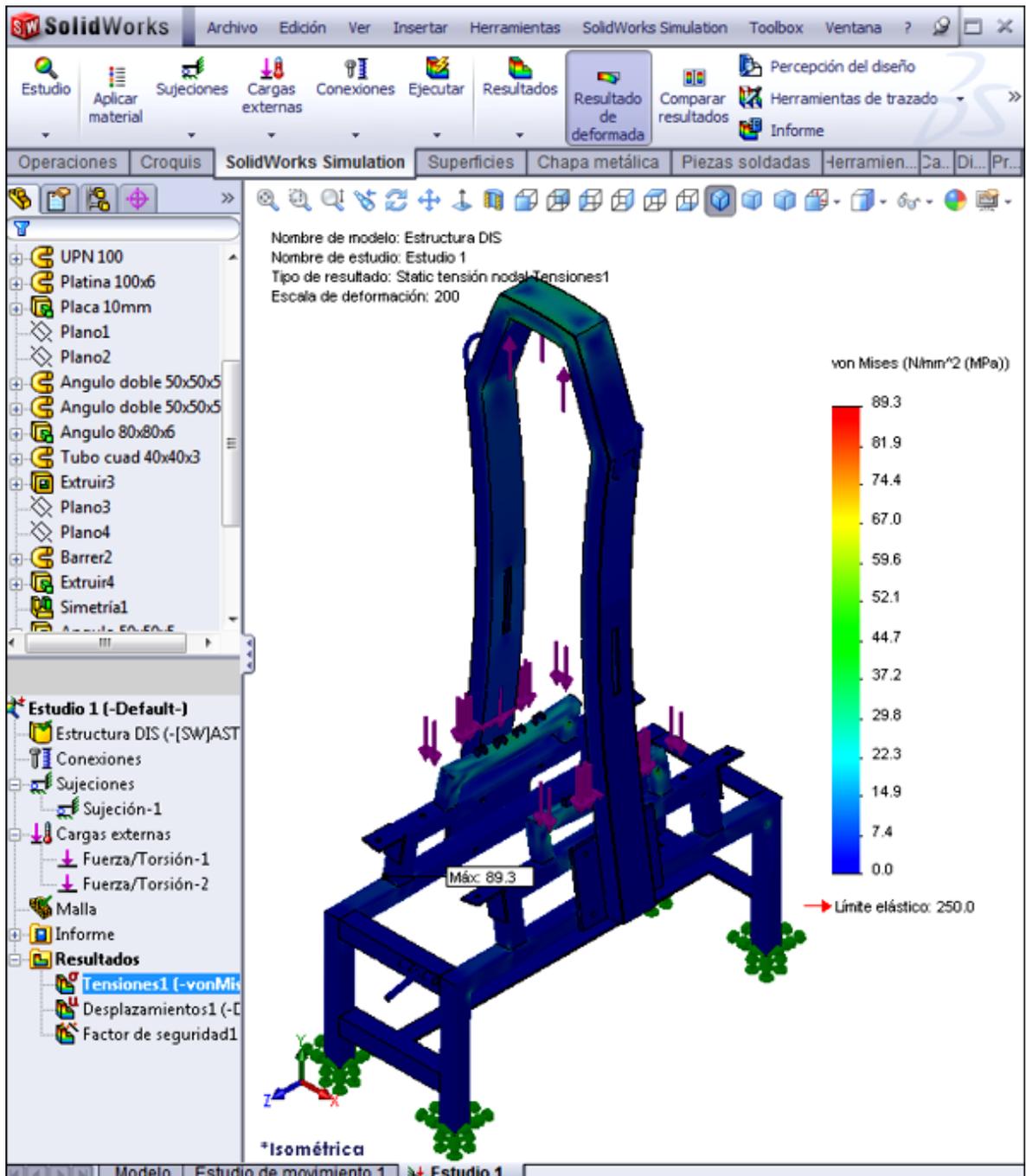


Figura 4.14 Tensión de Von Mises en la estructura base

Al analizar la figura 4.14 se observa que la máxima tensión de Von Mises en la estructura base es de 89.3 MPa y se produce en la base que soporta los rodillos para la banda de rodadura, sin embargo esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 250 MPa, por lo tanto la estructura resiste la tensión máxima a la que está sometido.

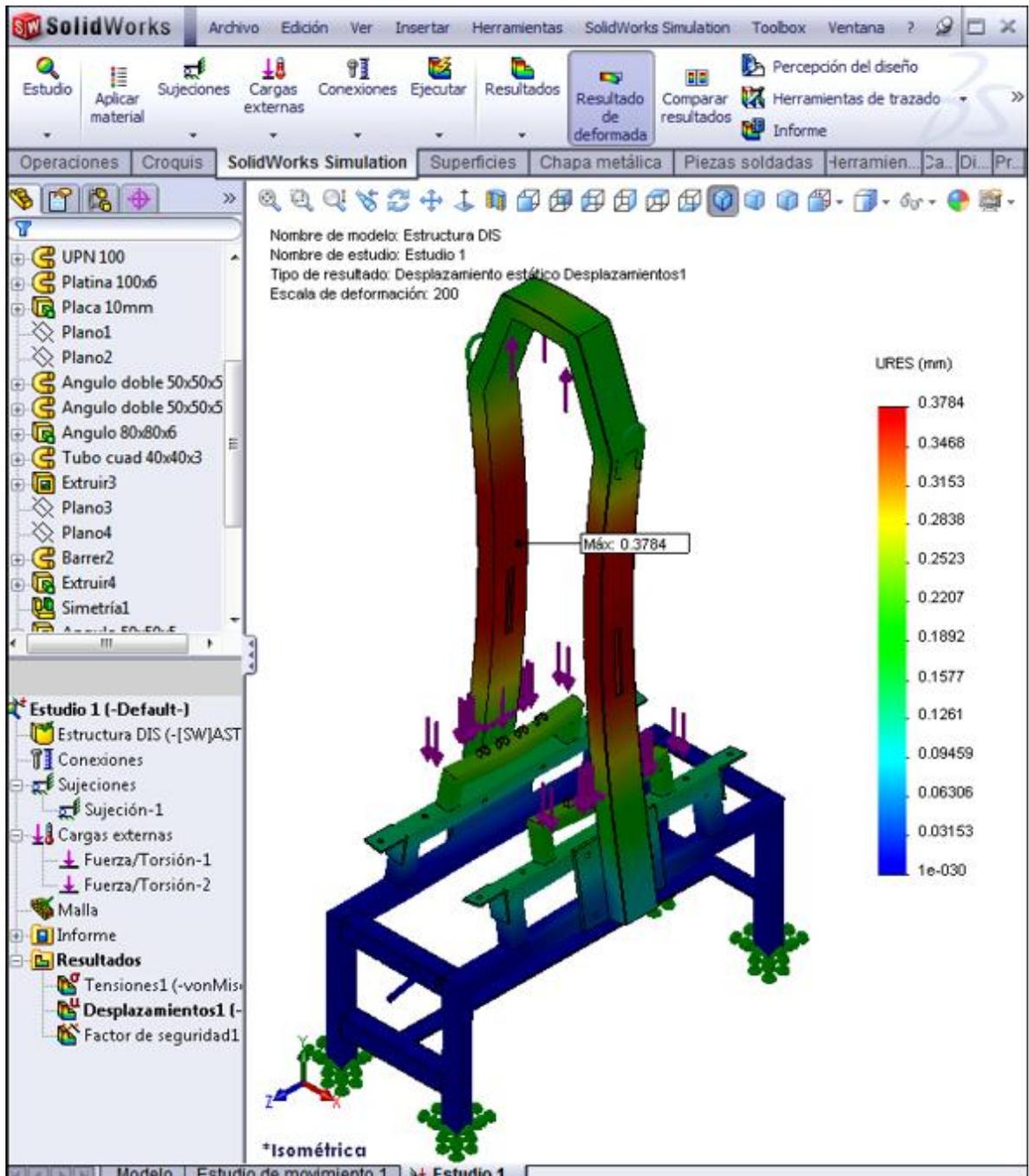


Figura 4.15 Desplazamientos resultantes en la estructura base

En la figura 4.15 se observa que el desplazamiento máximo ocurre en la parte media de la columna vertical de la estructura base y su valor es de 0.378

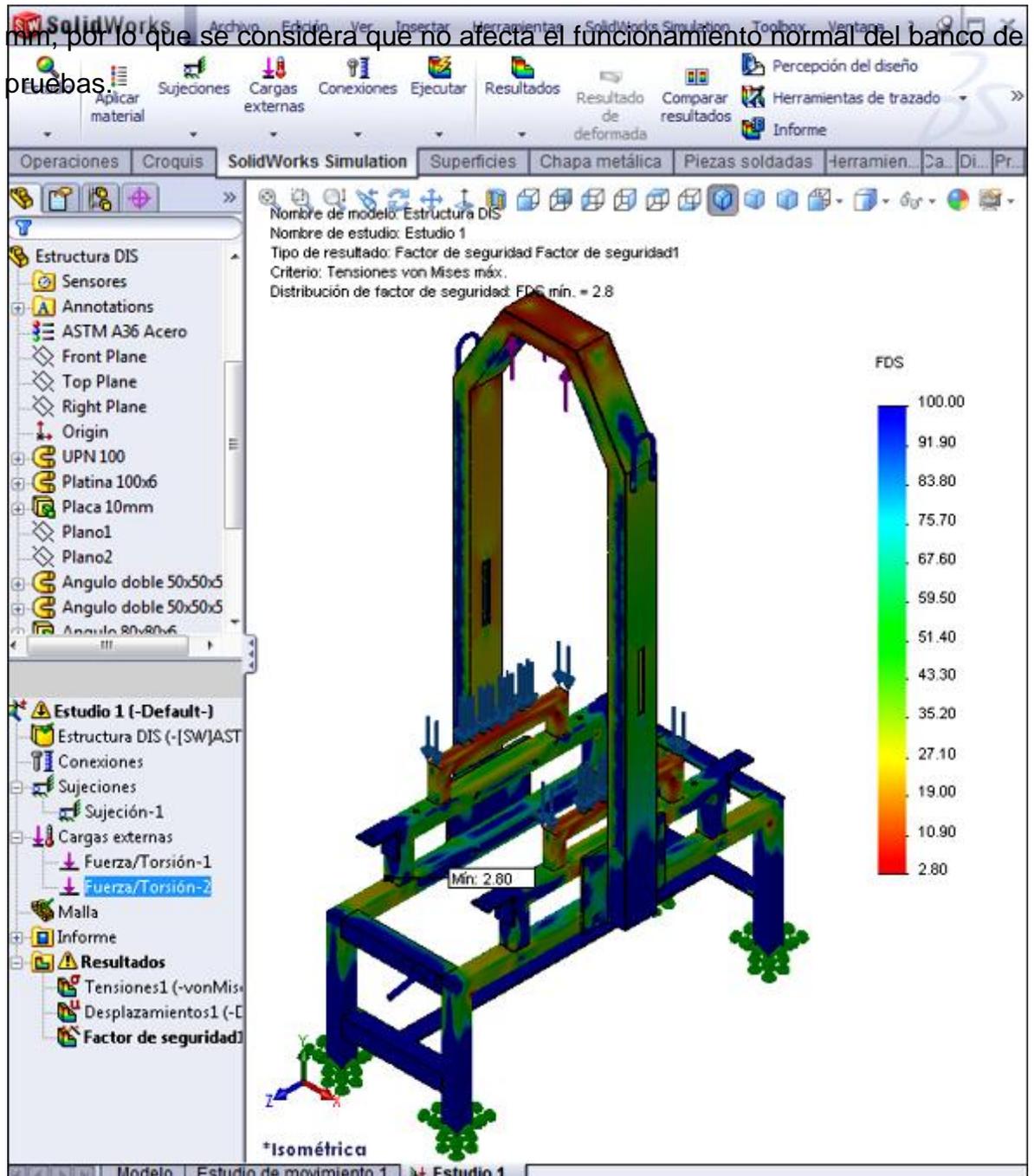


Figura 4.16 Distribución del factor de seguridad en la estructura base

Con respecto a la distribución del factor de seguridad, en la figura 4.16 se observa que las zonas críticas son en los soportes para los rodillos de la banda de rodadura y en el extremo superior donde se apoya el vástago de la gata hidráulica, sin embargo, ya que su valor mínimo es de 2.80, se concluye que su diseño es seguro.

4.5.2 DISEÑO DE LOS CILINDROS BASE DE LA BANDA DE RODADURA

Los cilindros base son cuatro rodillos que sostienen la banda de rodadura y no permiten que esta se deforme por acción de la fuerza que ejerce el neumático sobre la banda, por lo tanto deben soportar entre los cuatro toda la fuerza que genera la gata hidráulica (1000 kg). Al igual que la estructura base, los cilindros y sus ejes se encuentran fabricados con acero estructural.

Una vez restringido el modelo y asignadas las cargas que soporta, se procede a mallarlo, para posteriormente ejecutar el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

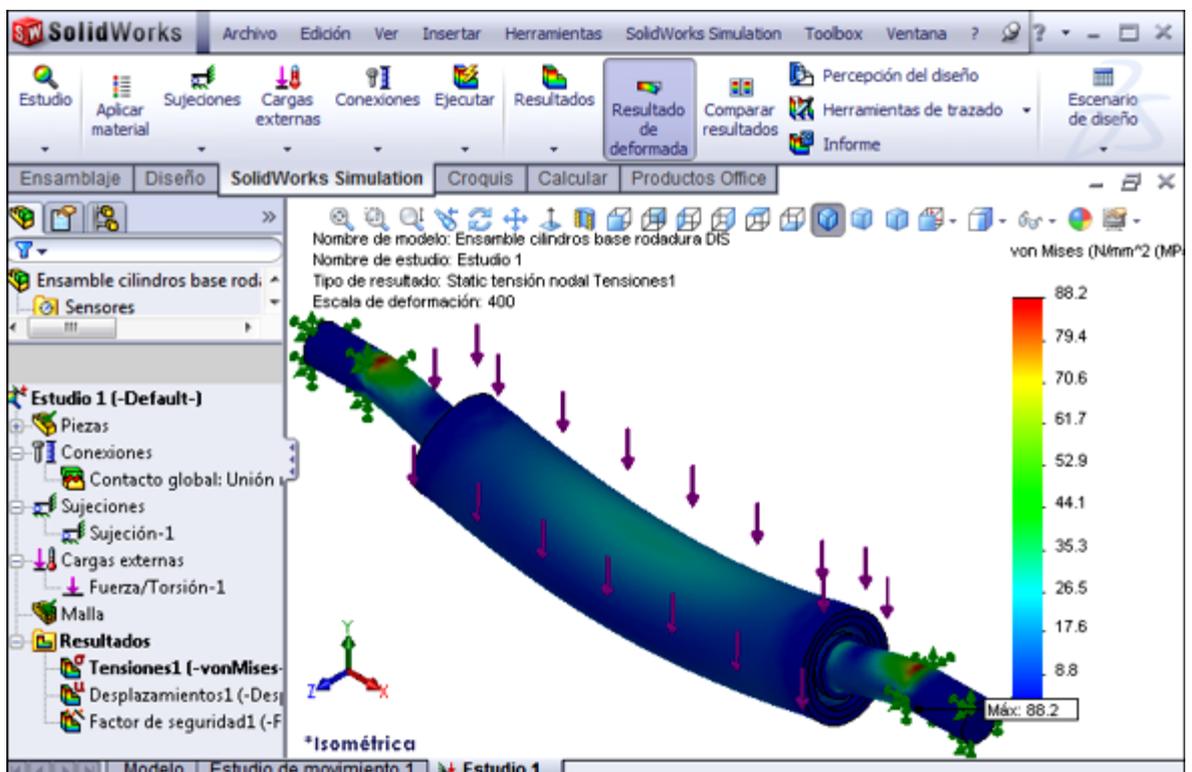


Figura 4.17 Tensión de Von Mises de los cilindros base de la banda de rodadura

En la figura 4.17 se observa que la máxima tensión de Von Mises es de 88.2 MPa y se produce en el eje del rodillo, en los extremos donde se apoya en la estructura, sin embargo, esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 250 MPa, por lo tanto los rodillos pueden resistir sin fallar la tensión máxima.

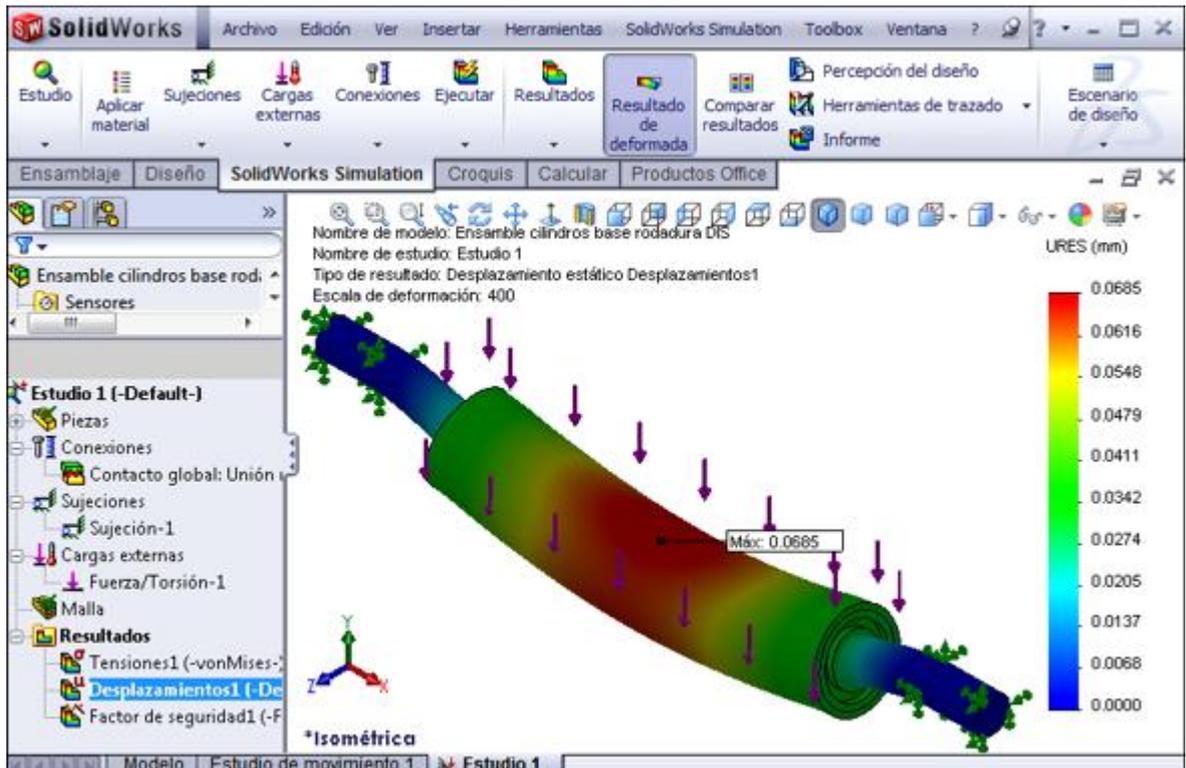


Figura 4.18 Desplazamientos resultantes en los cilindros base de la banda

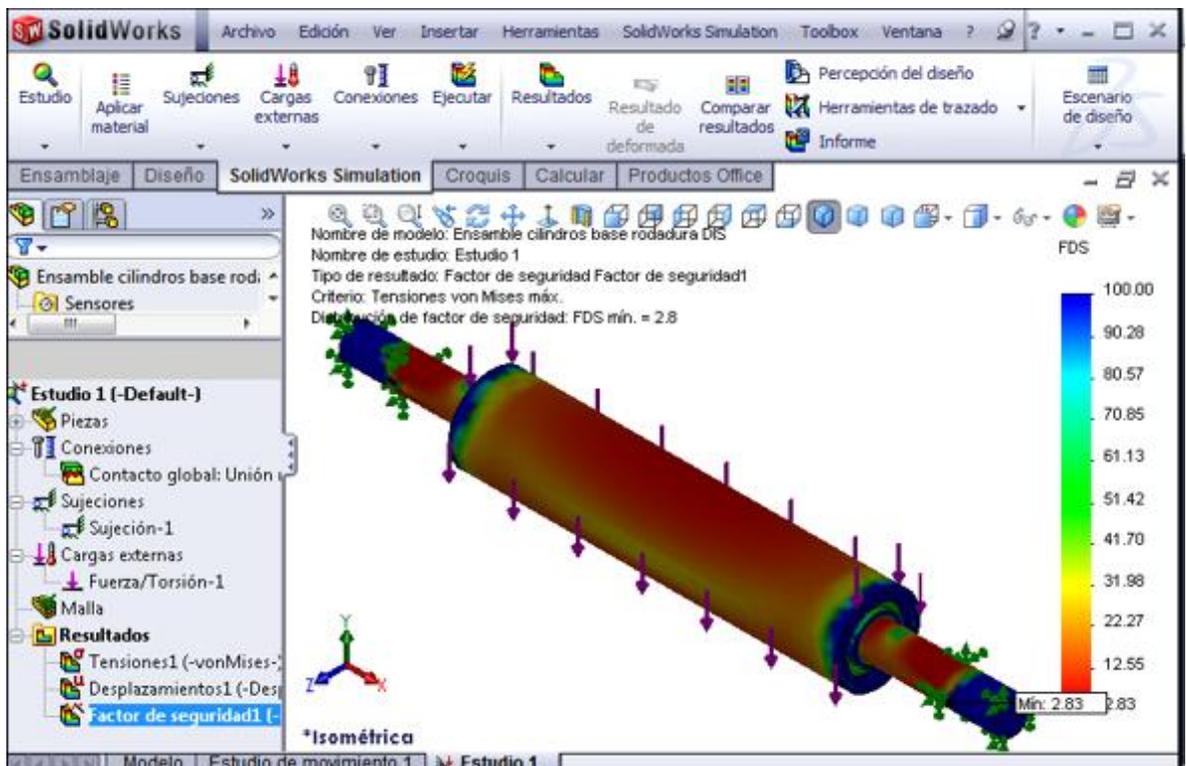


Figura 4.19 Distribución del factor de seguridad en los cilindros base de la banda

Al analizar la figura 4.18 se observa que el desplazamiento máximo ocurre en la parte media de los cilindros y su valor es de 0.068 mm por lo que se considera que no afecta el funcionamiento normal de los cilindros.

Con respecto al factor de seguridad, en la figura 4.19 se muestra su distribución y se observa que las partes críticas son el centro del cilindro y los apoyos en los extremos, sin embargo, su valor mínimo es de 2.83, por lo que se concluye que el diseño es seguro.

4.5.3 DISEÑO DEL CILINDRO SOPORTE DE LA BANDA DE RODADURA

Este cilindro soporta la banda de rodadura y la mantiene con la tensión adecuada durante el funcionamiento del banco de pruebas, está fabricada con planchas roladas y ejes de acero estructural ASTM A36 y soporta las cargas de tensión que produce la banda de rodadura.

Luego de restringir el modelo y asignar las cargas que soporta, se malla y ejecuta su análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

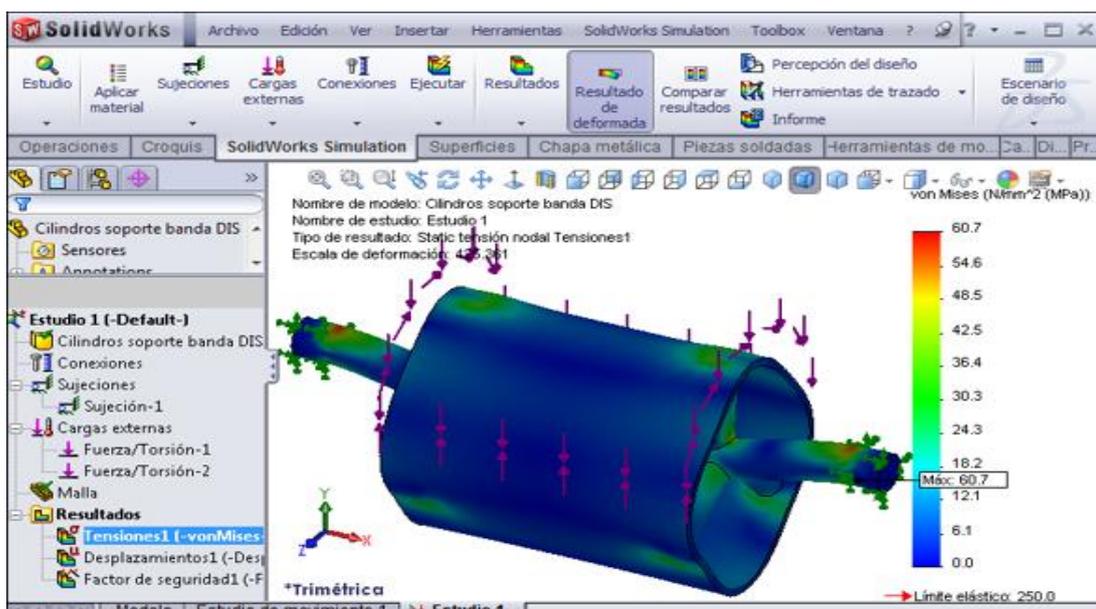


Figura 4.20 Tensión de Von Mises en el cilindro soporte de la banda de rodadura

En la figura 4.20 se observa que la máxima tensión de Von Mises ocurre en los ejes de cilindros, en el lugar donde se apoya en las chumaceras y su valor es de 60.7 MPa, sin embargo, al ser esta tensión menor que el límite de fluencia del material, el cilindro la puede resistir sin fallar.

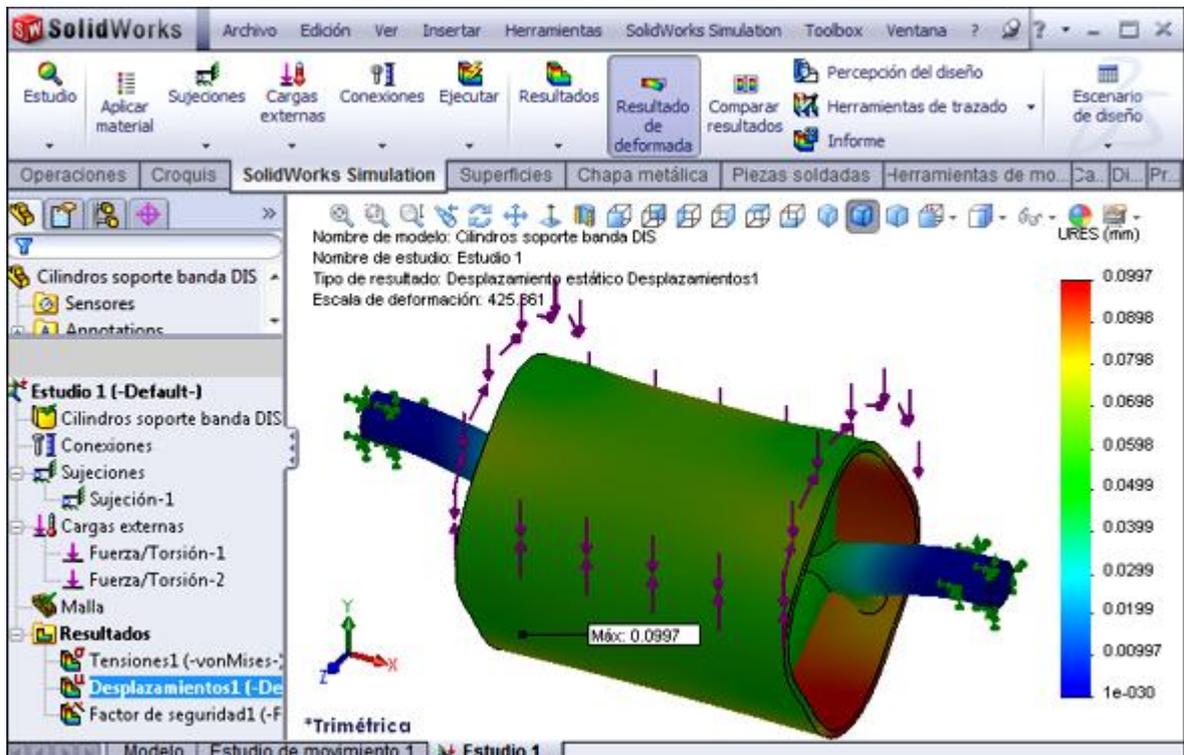


Figura 4.21 Desplazamientos resultantes en el cilindro soporte de la banda de rodadura

De la figura 4.21 se determina que el desplazamiento máximo en el cilindro soporte de la banda de rodadura ocurre en la superficie interior de los cilindros y su valor es de 0.0999 mm, por lo que se considera que no afecta el funcionamiento normal del banco de pruebas.

En la figura 4.22 se muestra la distribución del factor de seguridad en el cilindro soporte y se observa que las zonas críticas son en los extremos del eje del cilindro y en los apoyos con los ejes radiales, sin embargo, el valor mínimo del factor de seguridad es de 4.12, por lo que se concluye que su diseño es seguro.

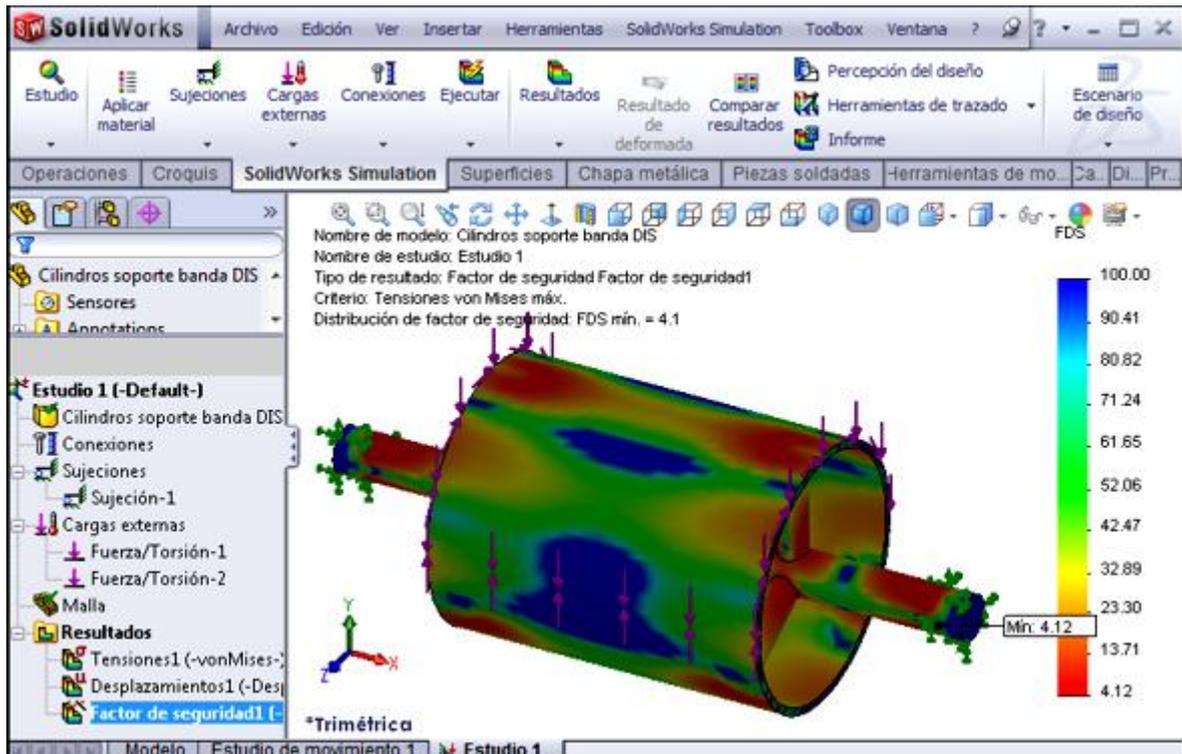


Figura 4.22 Distribución del factor de seguridad en el cilindro soporte de la banda de rodadura

4.5.4 DISEÑO DEL CILINDRO IMPULSOR DE LA BANDA DE RODADURA

Este cilindro recibe el torque del motor por medio de dos bandas en V y lo transmite a la banda de rodadura impulsándola y haciéndola girar, está fabricada con planchas roladas y ejes de acero estructural ASTM A36 y soportas las cargas de tensión que produce la banda de rodadura y torque del motor eléctrico a través de las bandas en V.

Luego de restringir el modelo, asignamos las fuerzas que el cilindro impulsor soporta, mallamos y ejecutamos el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

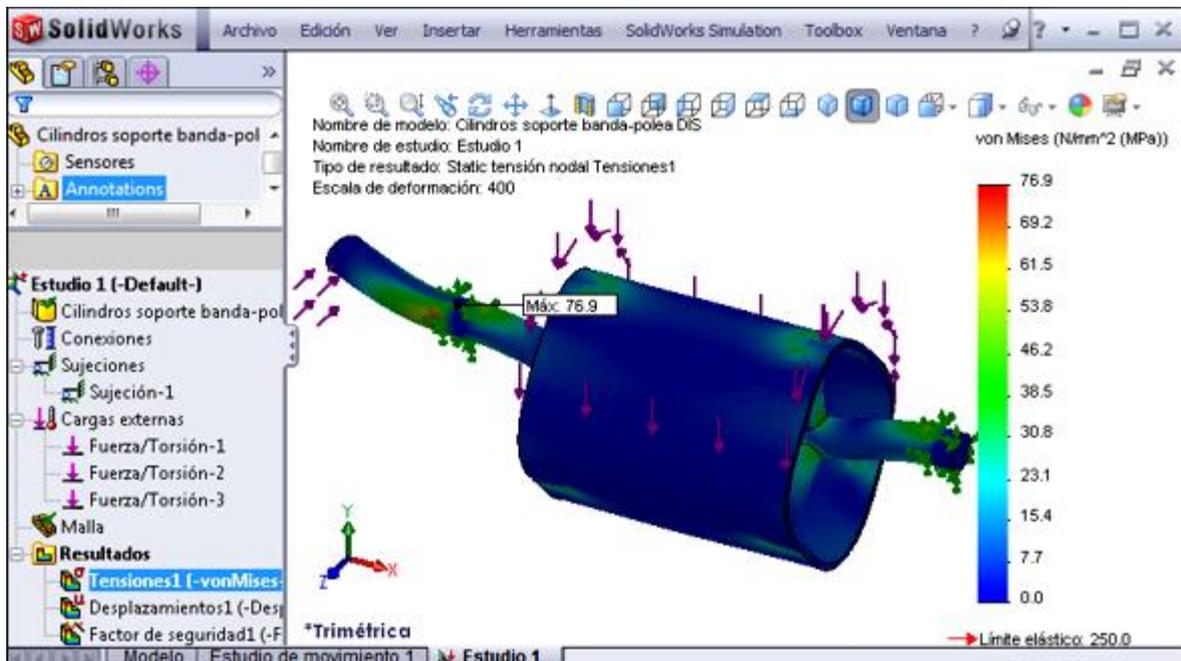


Figura 4.23 Tensión de Von Mises en el cilindro impulsor de la banda de rodadura

Al analizar la figura 4.23 se observa que la máxima tensión de Von Mises ocurre en el eje del cilindro al lado que soporta la polea, su valor es de 76.9 MPa, sin embargo, esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 250 MPa, por lo tanto, el cilindro resiste la tensión máxima.

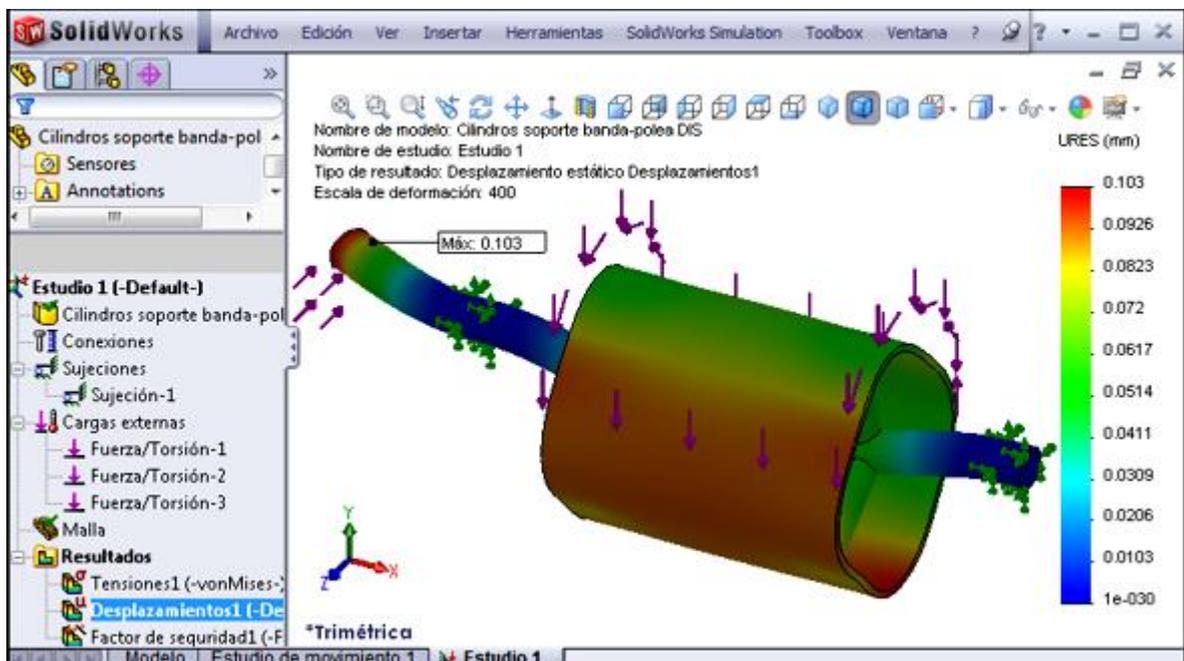


Figura 4.24 Desplazamientos resultantes en el cilindro impulsor de la banda

Al analizar la figura 4.24 se determina que el mayor desplazamiento en el cilindro impulsor de la banda rodadura ocurre en el extremo que soporta la polea para la banda en V, su valor máximo es de 0.103 mm, el mismo que se considera que no afecta de forma importante en el funcionamiento normal del cilindro.

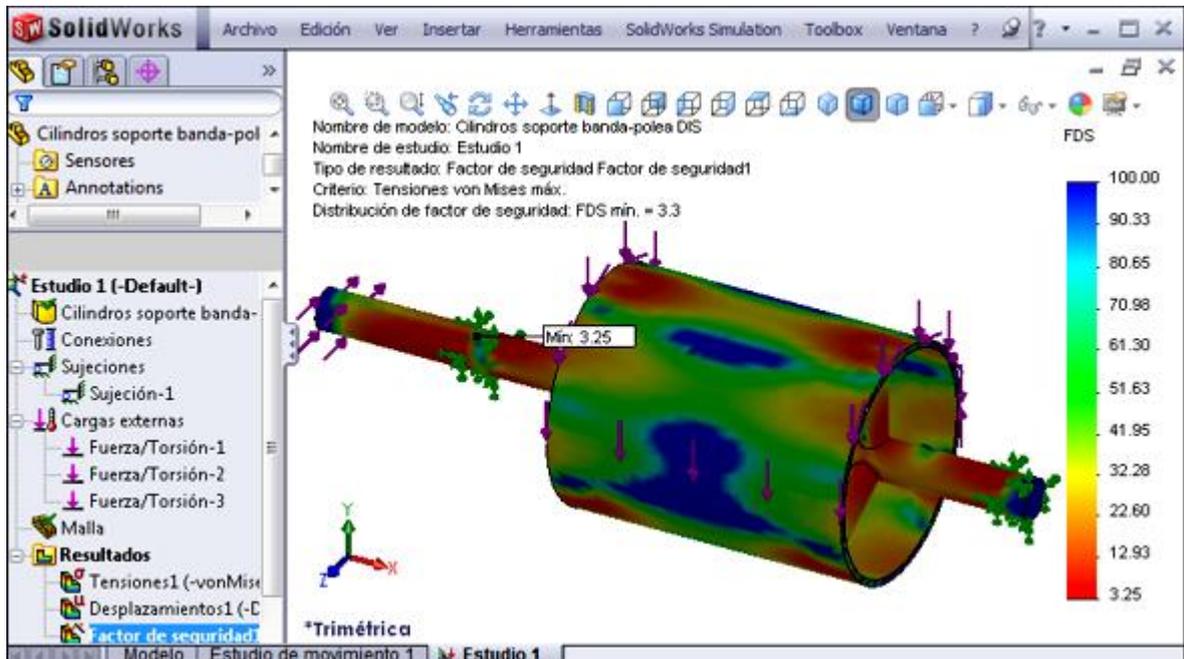


Figura 4.25 Distribución del factor de seguridad en el cilindro impulsor de la banda de rodadura

En cuanto al factor de seguridad, en la figura 4.25 se muestra su distribución y se observa que las zonas críticas son en los extremos del eje del cilindro, sin embargo; al ser su valor mínimo igual a 3.25, el diseño es confiable.

4.5.5 DISEÑO DEL EJE DE SOPORTE DEL NEUMÁTICO

Este eje soporta en neumático y lo presiona contra la banda de rodadura para simular su funcionamiento en el vehículo y está fabricado con acero AISI 1020 laminado en frío cuyas propiedades se muestran en la tabla 4.1.

Luego de asignar las cargas y restricciones al modelo, se malla y se ejecuta su análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 4.2 Propiedades del material del eje (Acero AISI 1020)

N°	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Eje soporte neumático DIS	[SW]AISI 1020	10.4494 kg	0.00132271 m ³

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	7.7e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7900	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	4.2051e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	3.5157e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	1.5e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	47	W/(m.K)	Constante
Calor específico	420	J/(kg.K)	Constante

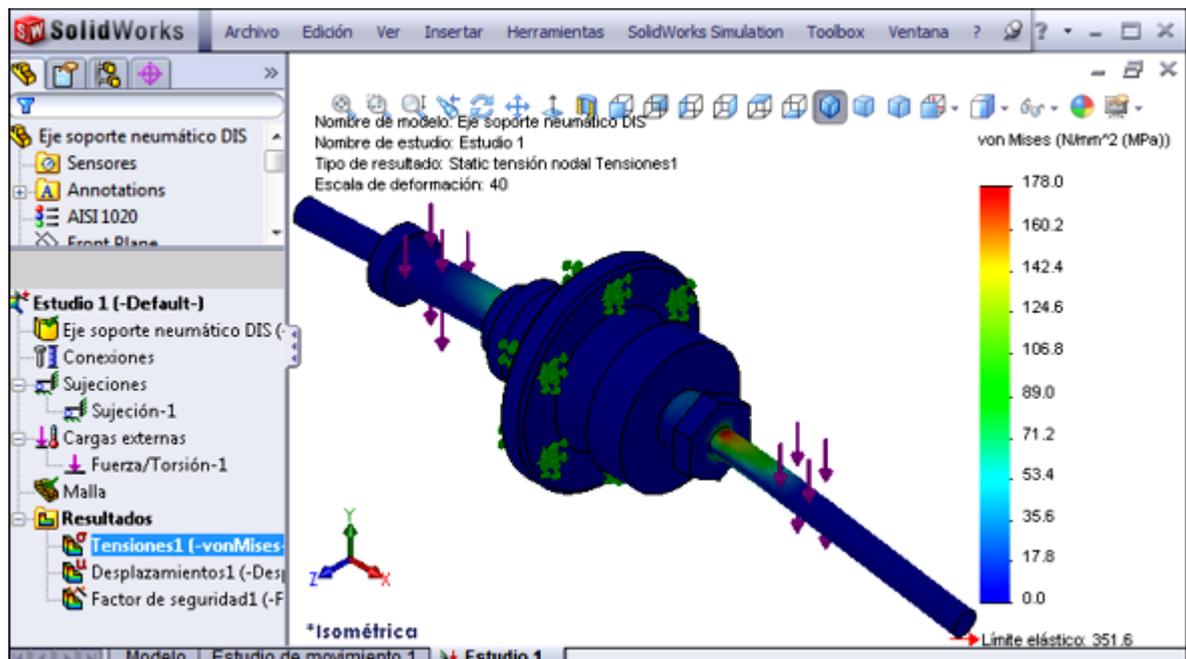


Figura 4.26 Tensión de Von Mises en el eje

En la figura 4.26 se observa que la máxima tensión de Von Mises ocurre en la zona de cambio de sección y su valor es de 178.0 MPa, pero al ser esta tensión menor que el límite de fluencia del material, el eje no falla.

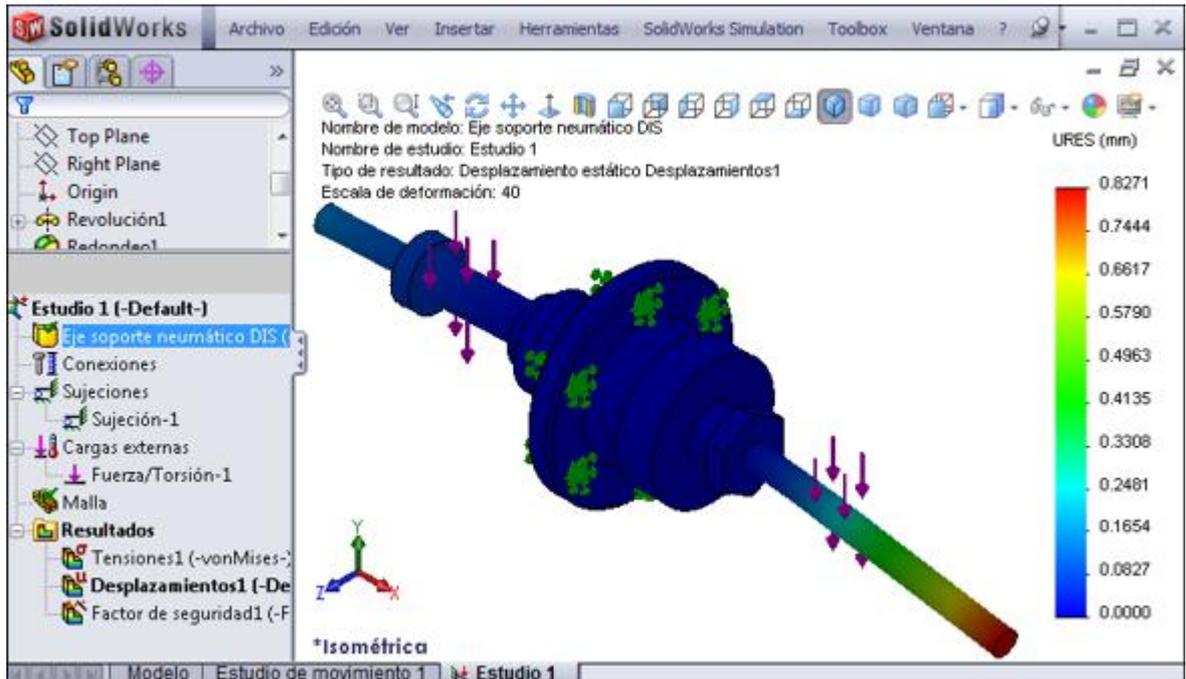


Figura 4.27 Desplazamientos resultantes en el eje

De la figura 4.27 se determina que el desplazamiento máximo en el eje es de 0.827 mm y ocurre en el extremo del eje, en dirección de la fuerza de accionamiento, por lo que se considera que no compromete el funcionamiento normal del eje.

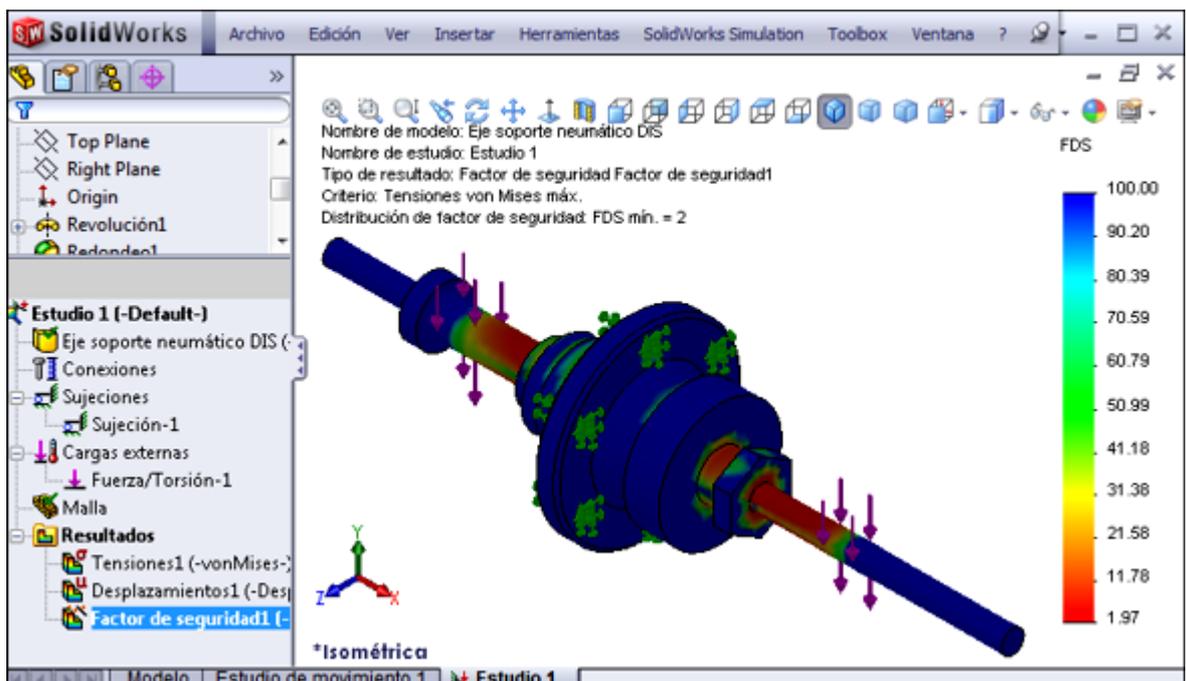


Figura 4.28 Distribución del factor de seguridad en el eje

Con respecto al factor de seguridad, en la figura 4.28 se muestra su distribución y se observa que los puntos críticos son en las zonas de cambio de sección y el valor mínimo del factor de seguridad es de 1.97, por lo que se concluye que el diseño es seguro.

4.5.6 DISEÑO DEL SISTEMA OPRESOR DEL NEUMÁTICO

Este sistema se compone de tres piezas (dos guías y el soporte de la gata hidráulica) fabricadas con acero estructural ASTM A36, que empujan hacia abajo al eje que sujeta el neumático, presionándolo contra la banda de rodadura, y por lo tanto, soporta la fuerza que genera la gata hidráulica (1000 kg)

Restringido el modelo del sistema opresor del neumático y asignadas las cargas que soporta, mallamos y ejecutamos el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

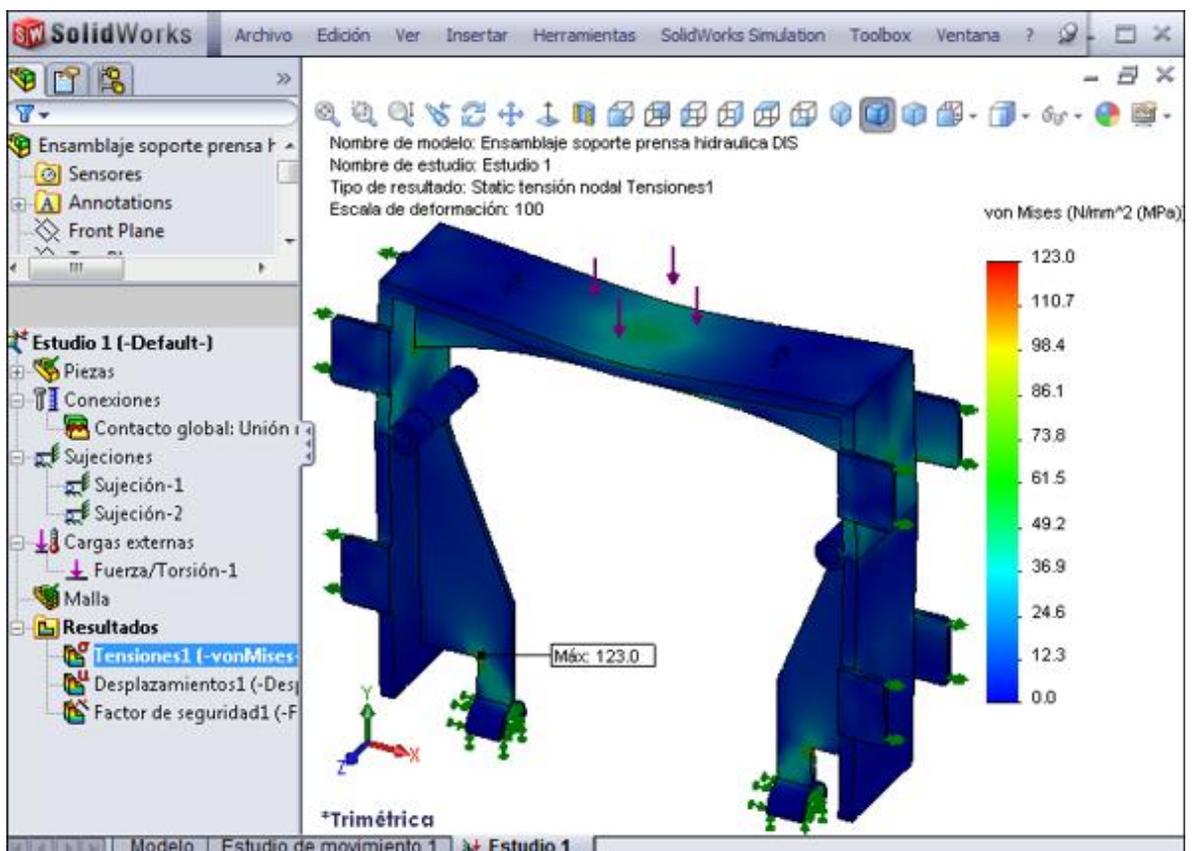


Figura 4.29 Tensión de Von Mises en el sistema opresor del neumático

Al analizar la figura 4.29 observamos que la máxima tensión de Von Mises ocurre cerca de los extremos donde el sistema opresor sujeta al eje que soporta el neumático y su valor es de 123.0 MPa, por lo tanto, el sistema opresor puede resistir dicha tensión sin fallar.

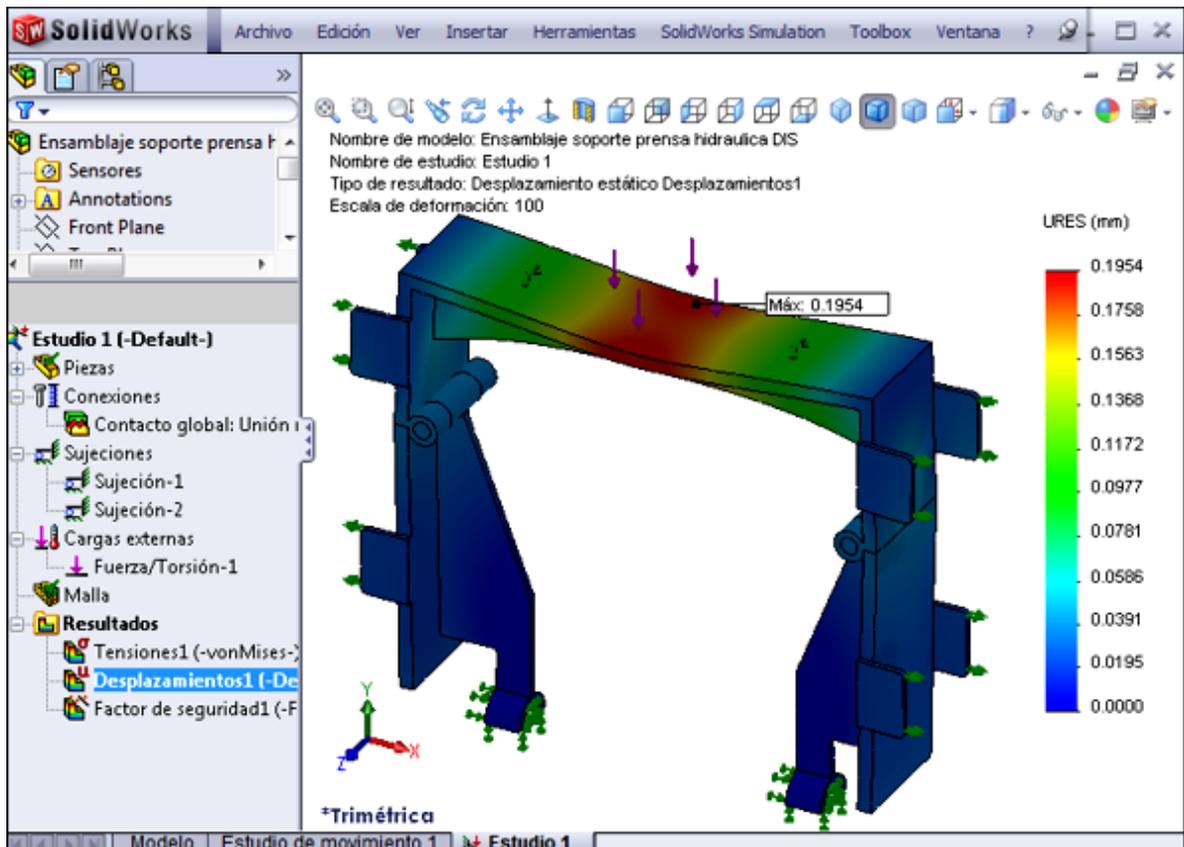


Figura 4.30 Desplazamientos resultantes en el sistema opresor del neumático

En la figura 4.30 se observa que el mayor desplazamiento en el sistema opresor del neumático ocurre en zona donde se fija la gata hidráulica, su valor máximo es de 0.1954 mm y por lo tanto se considera que no compromete su adecuado funcionamiento.

La distribución del factor de seguridad se muestra en la figura 4.31, su valor mínimo es de 2.03 y se produce cerca de los extremos donde el sistema opresor sujeta al eje que soporta el neumático y en zona donde se fija la gata hidráulica, por lo tanto, se considera que el diseño es seguro.

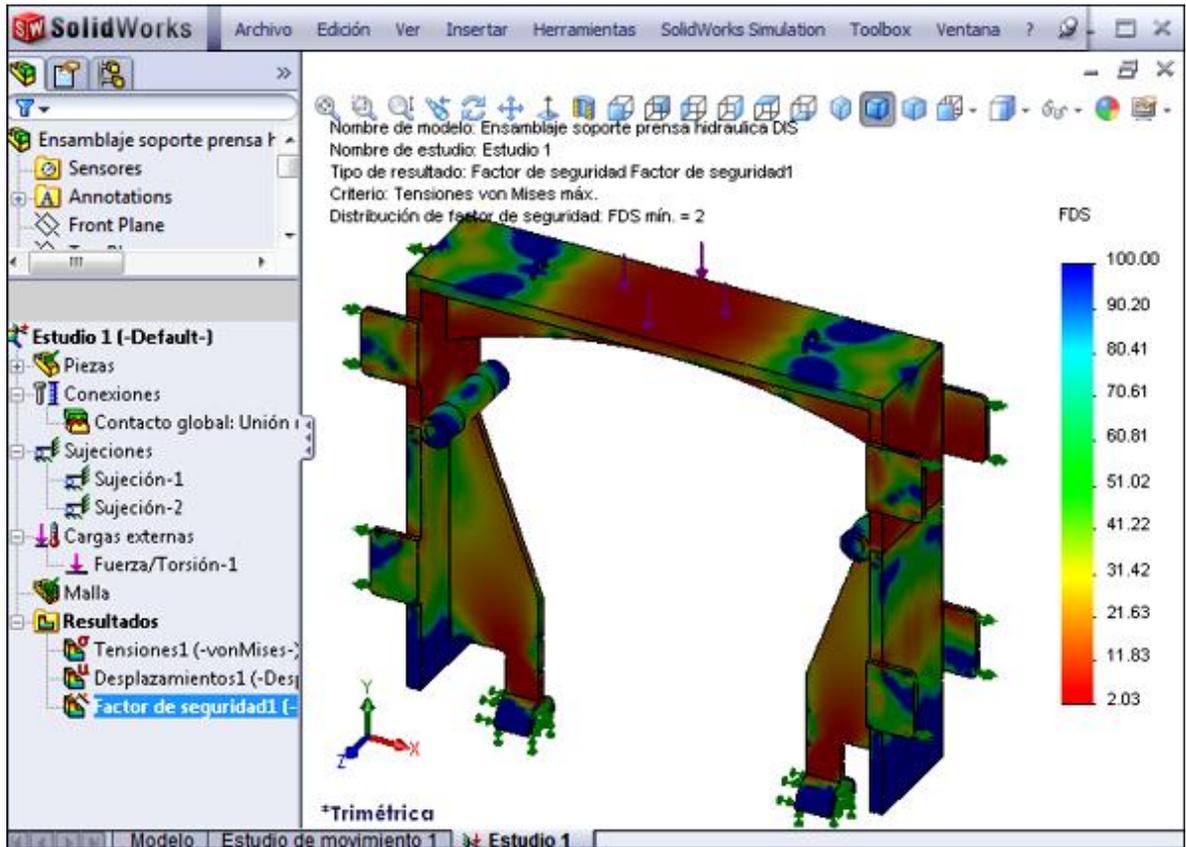


Figura 4.31 Distribución del factor de seguridad en el sistema opresor

V. MONTAJE DE LOS DIFERENTES SISTEMAS PARA EL BANCO DE PRUEBAS

5.1 CONSTRUCCIÓN DEL MARCO ESTRUCTURAL

5.1.1 OBJETIVO

Construir una base estructural que pueda soportar el peso total de la estructura y brinde las mejores prestaciones para el mismo.

5.1.2 HERRAMIENTAS A UTILIZARCE

- Amoladora
- Cepillo de acero
- Combo de 15 lb
- Escuadras
- Esmeril
- Flexo metro
- Juego de brocas
- Juego de llaves
- Lima plana
- Lima triangular
- Nivel
- Perfil en L ASTM A 36
- Pico de loro de 12 pulg
- Playo
- Punzón de centros
- Rayadores
- Soplete
- Soldadura MIG
- Taladro de pedestal

- Tornillos

5.1.3 CONSTRUCCION DE ESTRUCTURA BASE

La estructura realizada esta basada en un diseño estructural básico rectangular en el cual, los soportes inferiores será los que adsorban el peso total de la estructura y sus aditamentos más no los esfuerzos de presión y tensión que van a realizar los mecanismos pues estos están acoplados en forma independiente en su parte superior.

El material utilizado para el diseño de esta estructura es un perfil angular de 2mm ASTM A36 acero estructural el mismo que fue reforzado con otro ángulo de similares características para crear una estructura cuadra que soporte una carga de aproximadamente 1000 kg.

Su sencillez permite que se pueda acoplar a su estructura diversas bases para ensamblar los diferentes mecanismos para acoplase posteriormente como indica en la figura 5.1.



Fig 5.1 Ángulos para la base.

Las uniones fueron realizadas mediante suelda electrica MIG (tipo de suelda), la cual nos permite un soporte de aproximadamente (1000 Kg) como indica en la figura 5.2.



Fig5.2 Estructura Base

En el cual formamos la base solida del banco de pruebas, tomando en cuenta de que se podia haber realizado otro tipo de estructura más solida y fuerte pero esto influye directamente en los costos y su maniobrabilidad en el traslado de un lugar a otro, cumpliendo las mismas funciones que nuestro diseño propuesto como indica en la figura 5.3.



Fig 5.3 banco de soporte base

Es importante tomar en cuenta que los materiales con los que se realizó la estructura son de fácil adquisición en el mercado y no requiere de importaciones ni de recargos en sus precios ya que son de producción nacional como indica en la figura 5.4.



Fig 5.4 Montaje de soporte para los rodillos

Para los acabados se procederá al lijado y colocación de una base anticorrosiva previa a la pintura final.

5.2 SOPORTE Y CARGA DE LA LLANTA

5.2.1 OBJETIVO

Construir una base estructural para el soporte y carga del peso total de la llanta y brinde las mejores prestaciones para el mismo.

5.2.2 HERRAMIENTAS A UTILIZARCE

- Amoladora
- Cepillo de acero
- Combo de 15 lb
- Eje de tracción de 1 pulg
- Escuadras
- Esmeril
- Flexo metro
- Juego de brocas
- Juego de llaves
- Lima plana
- Lima triangular
- Manzana mecanizada forma cónica
- Nivel
- Oxiacetileno
- Perfil C
- Pico de loro de 12 pulg
- Playo
- Plancha de 4 mm.
- Punzón de centros
- Rayadores
- Rodamientos cónico de 1 pulg de eje
- Rodamiento plano 1 pulg de eje

- Soplete
- Soldadura MIG
- Taladro de pedestal
- Tornillo

5.2.3 CONSTRUCCION DEL SOPORTE Y CARGA DE LA LLANTA

En el perfil U PN se realizan cortes oxiacetileno de acuerdo a las dimensiones que se muestra en el plano (N).

Realizando un chaflán con la pulidora para preparar las partes a soldar estas uniones son realizadas con la suelda MIG 7018 para un soporte de 70.0000 libras de tracción.

Las dimensiones utilizadas nos permite trabajar con las dimensiones de las diferentes tamaños de las llantas entre los rines 13 a 16. Se realizan cortes tipo ventana en los lugar donde ingresara el eje y se cubrirá el perfil C mediante una placa de 4 mm de espesor creando una mayor rigidez en la estructura al mismo tiempo que mejora su presentación como indica en la figura 5.5.



Fig 5.5 Soporte y carga de la llanta.

Esta estructura en forma de herradura es acoplada a la estructura base mediante una placa una placa 30 X 30 espesores 4 mm, sujeta por 8 pernos de media pulg de espesor como indica en la figura 5.6.



Fig 5.6 Construcción del soporte y carga de la llanta.

5.3 SISTEMA DE RODADURA

5.3.1 OBJETIVO

Construir un sistema de rodadura que pueda soportar toda la presión aplicada por el sistema hidráulico.

5.3.2 HERRAMIENTAS A UTILIZARCE

- Amoladora
- Banda 4 lonas de tracción a 500 kgf.
- Cepillo de acero
- Cilindro de 10 pulg
- Combo de 15 lb
- Chumaceras de 1 pulg
- Ejes te transmisión de 1 pulg
- Escuadras

- Esmeril
- Flexo metro

5.3.3 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE RODADURA

Mediante la utilización de un cilindro 10 pulg procedemos a realizar la construcción de los cilindros motrices los cuales juega un papel importante en el movimiento de la banda de rodadura como indica en la figura 5.7.



Fig 5.7 Sistema de rodadura.

Su diseño se lo realizo mediante la soldadura MIG 7018 con ejes de media pulg acoplados en tres puntos entre el eje principal de 1 pulg y el cilindro, rectificando sus dimensiones en el torno como indica en la figura 5.8.



Fig 5.8 Construcción del sistema de rodadura

El soporte base principal de la carga de llanta se lo construyo mediante un sistema de 4 rodillos los cuales están equidistantes en el centro del mecanismo y permitirán el soporte y desplazamiento de la banda de rodadura y la llanta con la presión ejercida como indica en la figura 5.9.



Fig 5.9 Montaje de los rodillos en el sistema de rodadura

El sistema de rodamiento se lo diseñó mediante la utilización de una banda de rodamiento construida a medida 163 X 20 mm, con sentido de giro horario y tensionada mediante un sistema de pernos regulables acoplados al cilindro motriz principal como indica en la figura 5.10.



Fig 5.10 Montaje de la banda en el sistema de rodadura

5.4 MECANISMO PARA LA APLICACIÓN DE FUERZA.

5.4.1 OBJETIVO

Construir un sistema de rodadura que pueda soportar toda la presión aplicada por el sistema hidráulico.

5.4.2 HERRAMIENTAS A UTILIZARCE

- Amoladora
- Banda 4 lonas de tracción a 500 kgf.
- Cepillo de acero
- Cilindro de 10 pulg
- Combo de 15 lb
- Chumaceras de 1 pulg
- Ejes de transmisión de 1 pulg
- Escuadras

- Esmeril
- Flexo metro

5.4.3 CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO PARA LA APLICACIÓN DE FUERZA

Este diseño es la parte principal de estructura debido a que este permite la transmisión de la fuerza ejercida por el sistema hidráulico hacia el eje de la llanta, este mecanismo consta de una placa base 5 mm de espesor, sobre la cual van soldadas dos placas que transmite la fuerza a los brazos seccionados mediante pasadores como indica en la figura 5.11.



Fig 5.11 Construcción del mecanismo para aplicación de la fuerza

Esta placa esta reforzada por otra placa de las mismas características con un corte curvo el cual permite reforzar su estructura.

Los brazos de anclaje están diseñados para soportar sobre los 300 kgf y permite su acoplamiento al eje principal mediante unas uñetas cilíndricas para ejercer la presión uniforme sin perdidas de fuerza como indica en figura 5.12.

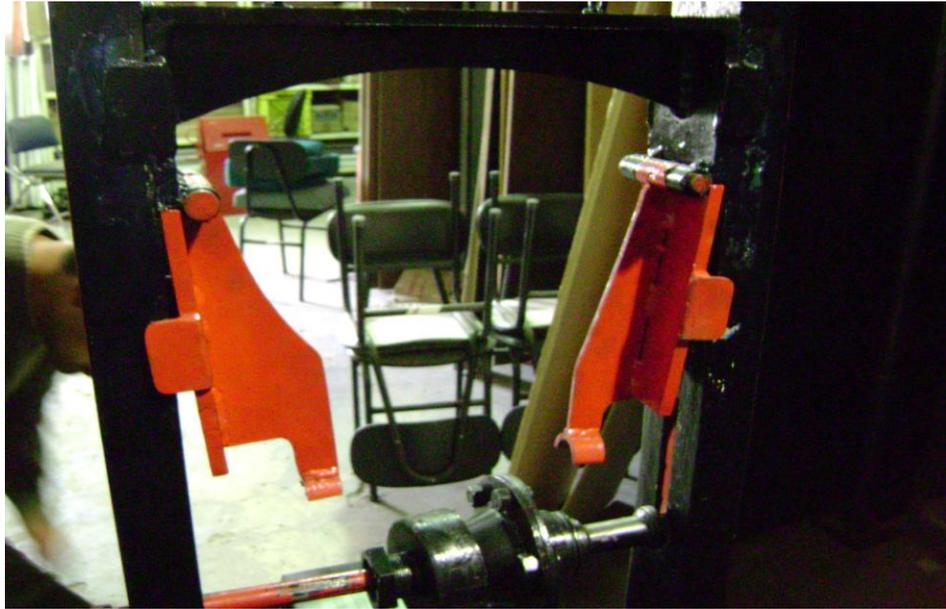


Fig 5.12 Montaje del mecanismo para aplicación de la fuerza

Al aplicar la fuerza mediante el sistema hidráulico necesitamos un sistema de recuperación el cual lo logramos aplicar mediante el uso de 2 resortes que facilita este trabajo como indica en la figura 5.13.

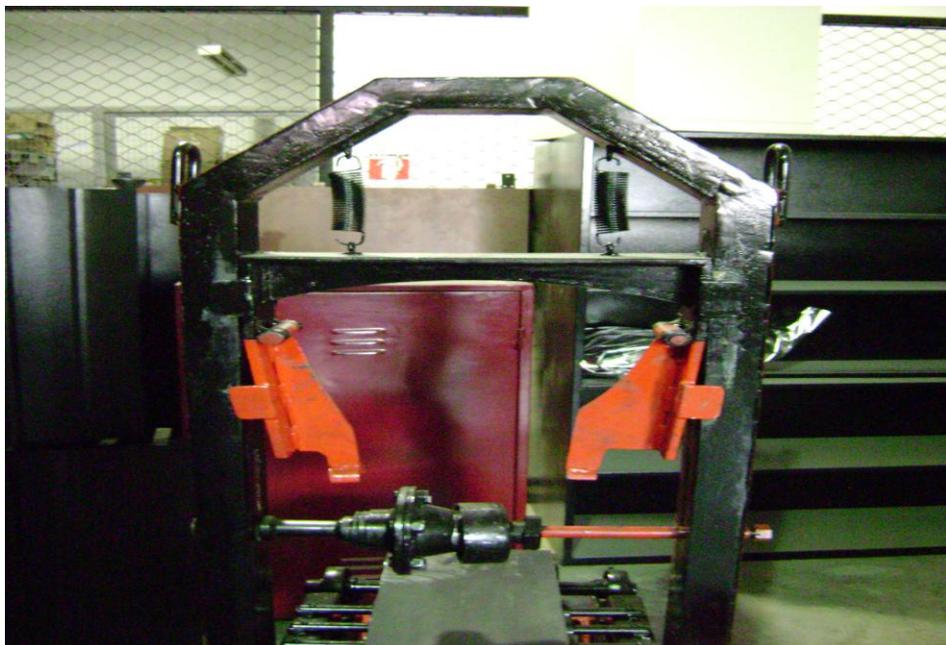


Fig 5.13 Montaje de resortes para aplicación de la fuerza

5.5 MONTAJE DE LOS COMPONENTES ELÉCTRICOS

Las máquinas eléctricas de corriente alterna, son las responsable con gran medida del desarrollo de la industria, por su gran robustez y flexibilidad a las variaciones de carga. Son máquinas fáciles de maniobrar y por tanto adecuadas para dar un gran servicio en ambientes industriales. Los motores, al contrario que los generadores, transforman la energía en forma de corriente alterna que reciben en sus bornes, en energía mecánica, que aplicamos a nivel industrial o doméstico.

Un motor se compone de dos partes principales: estator y rotor. Constructivamente son similares a los generadores.

- El estator consiste en una carcasa de fundición y un núcleo formado por chapas magnéticas troqueladas y apiladas formando ranuras, en las que se alojan las bobinas que forman el circuito inductor.
- El rotor está formado por un núcleo de chapas magnéticas ajustado a presión sobre el eje. El circuito inducido puede ser de “jaula de ardilla”, a base de barras y anillos de aluminio fundidos conjuntamente en el núcleo, o bien bobinados y terminados en anillos, sobre los que frotan las escobillas como indica en la figura 5.14.

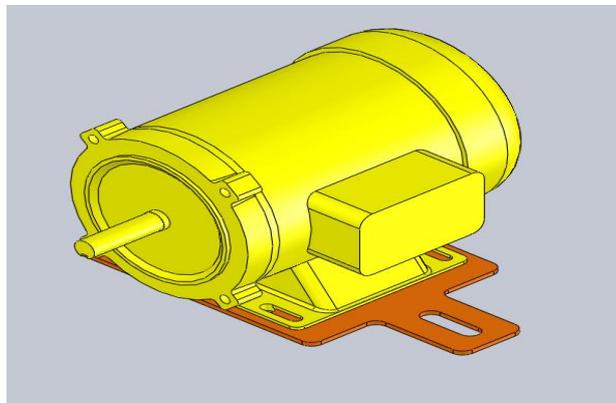


Fig 5.14 Montaje del motor trifásico de 5 HP.

Supongamos tres grupos de bobinas conectadas en triángulo, formando entre sí ángulos iguales. Cada grupo de bobinas se conecta a una fase de la Corriente Alterna.

Como sabemos las corrientes trifásicas tienen distinta intensidad en cada fase y en cada momento que las consideramos, luego el valor del campo magnético generado por una fase dependerá de la intensidad en esta fase en el instante dado. De otra parte, al estar las intensidades desfasadas entre sí 120 grados eléctricos en los tres devanados, los valores de los campos magnéticos generados también estarán desfasadas 120 grados.

Estos tres campos magnéticos existentes en cualquier instante, se combinarán para producir un campo magnético resultante, que va girando a medida que varía la intensidad de la corriente de las tres fases.

5.5.1 EN FUNCIÓN DE LAS FASES PUEDEN SER

Monofásico: cuando van alimentados por una sola fase. Tendrán una entrada y una salida solamente.

Bifásicos: llevan dos grupos de bobinas separadas 90° eléctricos y se alimentan por dos fases.

Trifásicos: tienen tres grupos de bobinas separadas 120° eléctricos y serán alimentados por un sistema trifásico.

5.5.2 ATENDIENDO A LA AMPLITUD DE LAS BOBINAS PODRÁN SER

Acortados: cuando la amplitud de las ranuras que quedan libres en el interior de los haces activos de una bobina es menor que el paso polar, o distancia entre los ejes de polos consecutivos.

Diametrales: las bobinas tienen una amplitud igual al paso polar.

Alargados: cuando la amplitud de la bobina es mayor que el paso polar.

5.5.3 SEGÚN LA DISTRIBUCIÓN DE LAS BOBINAS PUEDEN SER

Concéntricos: son aquellos que están formados por bobinas de distinta amplitud, de forma que cada una rodea a la siguiente.

Excéntricos: cuando están formados por bobinas iguales, desplazadas una respecto a las otras en uno u otro sentido.

Separados: en estas bobinas no tienen ranuras comunes y van situadas en distintas posiciones.

5.5.4 TENIENDO EN CUENTA EL SENTIDO DE AVANCE DE LA CORRIENTE, SERÁN

Imbricados: cuando la corriente avanza o retrocede en sentido espiral

Ondulados: si la corriente tiene sentido de avance o retroceso continuo en forma de onda.

5.5.5 EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE GRUPOS POR FASE, ENCONTRAMOS

Por polos: es así cuando el número de grupos por fase es igual al número de polos de la máquina y se conectan; final con final y principio con principio.

Por polos consecuentes: un devanado es por polo consecuente cuando el número de grupos por fase, es la mitad que el número de polos de la máquina, y también igual al número de pares de polos. Sus grupos de bobinas se conectarán final con principio y final con principio.

5.5.6 DE ACUERDO AL NÚMERO DE HACES ACTIVOS POR RANURA, LOS BOBINADOS SERÁN

De una capa: cuando en cada ranura sólo se aloja un haz activo y el número de bobinas del devanado es la mitad que el número de ranuras.

De dos capas: cuando en cada ranura se alojan dos haces activos, correspondientes a bobinas distintas y el número de bobinas es igual al número de ranuras de la máquina.

5.5.7 CÁLCULO DE BOBINADOS

Para calcular un bobinado se han de considerar los siguientes apartados:

1. Número de grupos del bobinado.
2. Número de bobinas por grupo.
3. Número de ranuras por polo y fase.
4. Amplitud de grupo.
5. Paso de principios.
6. Tabla de principios.

5.6 VARIADOR DE VELOCIDAD POWERFLEX 700

En los mismos se requiere un control preciso de la velocidad para lograr una adecuada productividad, una buena terminación del producto elaborado, o garantizar la seguridad de personas y bienes.

El estudio de este fenómeno para cada caso particular tiene una gran importancia práctica, ya que la elección correcta de las características de los motores y variadores a instalar para un servicio determinado.

La regulación de velocidad puede realizarse por métodos mecánicos, como poleas o engranajes, o por medios eléctricos.

La máquina de inducción alimentada con corriente C.A., especialmente la que utiliza un rotor en jaula de ardilla, es el motor eléctrico más común en todo tipo de aplicaciones industriales y el que abarca un margen de potencias mayor. Pero no basta conectar un motor a la red para utilizarlo correctamente, sino que existen diversos elementos que contribuyen a garantizar un funcionamiento seguro.

La fase de arranque merece una especial atención. El par debe ser el necesario para mover la carga con una aceleración adecuada hasta que se alcanza la velocidad de funcionamiento en régimen permanente, procurando que

no aparezcan problemas eléctricos o mecánicos capaces de perjudicar al motor, a la instalación eléctrica o a los elementos que hay que mover.

El motor de corriente alterna, a pesar de ser un motor robusto, de poco mantenimiento, liviano e ideal para la mayoría de las aplicaciones industriales, tiene el inconveniente de ser un motor rígido en cuanto a su velocidad. La velocidad del motor asíncrono depende de la forma constructiva del motor y de la frecuencia de alimentación. Como la frecuencia de alimentación que entregan las Compañías de electricidad es constante, la velocidad de los motores asíncronos es constante, salvo que se varíe el número de polos, el resbalamiento o la frecuencia.

El método más eficiente de controlar la velocidad de un motor eléctrico es por medio de un variador electrónico de frecuencia. No se requieren motores especiales, son mucho más eficientes y tienen precios cada vez más competitivos.

El variador de frecuencia regula la frecuencia del voltaje aplicado al motor, logrando modificar su velocidad. Sin embargo, simultáneamente con el cambio de frecuencia, debe variarse el voltaje aplicado al motor para evitar la saturación del flujo magnético con una elevación de la corriente que dañaría el motor.

Los variadores son convertidores de energía encargados de modular la energía que recibe el motor. Otra definición sería, los variadores de velocidad son dispositivos que permiten variar la velocidad y la acopla de los motores asíncronos trifásicos, convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión de red en magnitudes variables.

Los variadores de velocidad son dispositivos electrónicos que permiten variar la velocidad y la cupla de los motores asíncronos trifásicos, convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión de red en magnitudes variables. Se utilizan estos equipos cuando las necesidades de la aplicación sean:

- Dominio de par y la velocidad
- Regulación sin golpes mecánicos
- Movimientos complejos
- Mecánica delicada

El control de los motores eléctricos mediante conjuntos de conmutación “Todo o Nada” es una solución bien adaptada para el accionamiento de una amplia gama de máquinas. No obstante, conlleva limitaciones que pueden resultar incómodas en ciertas aplicaciones.

5.6.1 PROBLEMAS QUE SURGEN EN EL ARRANQUE DE MOTORES ASÍNCRONOS

- El pico de corriente en el arranque puede perturbar el funcionamiento de otros aparatos conectados a la red,
- Las sacudidas mecánicas que se producen durante los arranques y las paradas pueden ser inaceptables para la máquina así como para la seguridad y comodidad de los usuarios,
- Funcionamiento a velocidad constante.

Los arrancadores y variadores de velocidad electrónicos eliminan estos inconvenientes. Adecuados para motores de corriente tanto alterna como continua, garantizan la aceleración y deceleración progresivas y permiten adaptar la velocidad a las condiciones de explotación de forma muy precisa. Según la clase del motor, se emplean variados de tipo rectificador controlado, convertidor de frecuencia o regulador de tensión.

5.6.2 FACTORES A TENER EN CUENTA A LA HORA DE DISEÑAR UN SISTEMA DE REGULACIÓN DE VELOCIDAD

- a) Límites o gama de regulación.
- b) Progresividad o flexibilidad de regulación.
- c) Rentabilidad económica.
- d) Estabilidad de funcionamiento a una velocidad dada.

- e) Sentido de la regulación (aumento o disminución con respecto a la velocidad nominal).
- f) Carga admisible a las diferentes velocidades.
- g) Tipo de carga (par constante, potencia constante, etcétera).
- h) Condiciones de arranque y frenado.
- l) Condiciones ambientales (temperatura, humedad, etc.)
- j) Tipo de motor (potencia, corriente, voltaje, etc.).
- k) Rangos de funcionamiento (vel. máx., mín.)
- l) Aplicación como o multimotor.
- m) Consideraciones de la red (micro interrupciones, fluctuaciones de tensión, armónicas, factor de potencia, corriente de línea disponible).(fig 5.15), ver en el (Anexo 3).

Motor asíncrono	... en uso normal	...con variador de velocidad
Corriente de arranque	Muy elevada, del orden de 6-8 veces la corriente nominal en valor eficaz, 15-20 veces en valor cresta	Limitado en el motor (en general: cerca de 1,5 veces la corriente nominal)
Par de arranque C_d	Elevado y no controlado, del orden de 2 a 3 veces el par nominal C_n	Del orden de 1,5 veces el par nominal C_n y controlado durante toda la aceleración
Arranque	Brutal, cuya duración sólo depende de las características del motor y de la carga arrastrada (Par resistente, inercia)	Progresivo, sin brusquedades y controlado (rampa lineal de velocidad, por ejemplo)
Velocidad	Variando ligeramente según la carga (Próxima de la velocidad de sincronismo N_s)	Variación posible a partir de cero hasta un valor superior a la velocidad de sincronismo N_s
Par máximo C_m	Elevado, del orden de 2-3 veces el par nominal C_n	Elevado disponible para todo el rango de velocidades (del orden de 1,5 veces el par nominal)
Frenado eléctrico	Relativamente complejo, necesita protecciones y un esquema particular	Fácil
Inversión del sentido de marcha	Fácil solamente después de parada motor	Fácil
Riesgo de bloqueo	Sí, en caso de exceso de par (par resistente $> C_m$), o en caso de bajada de tensión	No
Funcionamiento del motor en el plano par-velocidad	Cf. fig. 2	Cf. fig. 3

Tabla 5.1 Sistema de regulación de velocidad.

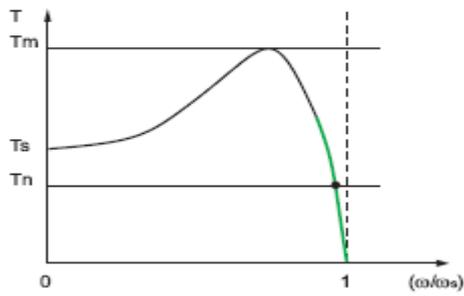


Fig. 2: Diagrama par-velocidad de un motor alimentado en directo. La zona de funcionamiento del motor en el plano par-velocidad está limitada a la parte verde de la curva.

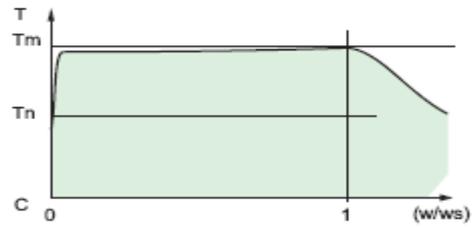


Fig. 3: Diagrama par-velocidad de un motor alimentado por convertidor de frecuencia. Aquí la zona de funcionamiento del motor en el plano par-velocidad está representada en verde.

Fig 5.15 Gráfica del Sistema del variador velocidad.

VI. PRUEBAS DE CONFIABILIDAD

6.1 ELABORACION DEL MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

6.1.2 INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN

A. DESCRIPCIÓN

- El diseño y construcción de nuestro banco de pruebas se describe como un equipo de comprobación y entrenamiento, en lo referente a neumáticos.
- Diseñado para aplicar cargas sobre los ejes de los neumáticos o de las llantas mientras existe un sistema de simulación de rodamiento los cuales permite verificar y constatar las diferentes deformaciones que sufre el neumático a diferentes presiones.
- En general permite ampliar los conocimientos de las características tanto mecánicas como neumáticas, de las llantas vehiculares.

B. SEGURIDAD

- Usar ropa adecuada de trabajo (overol o mandil), zapatos de trabajo (duros), guantes Gafas de protección.
- Mantenerse a una distancia segura y prudencial de la maquinaria.
- Trabajar en un área cerrada.
- Antes de la operación asegúrese de verificar la instalación eléctrica (220v), y cualquier artículo que puede estar sobre los elementos mecánicos del banco de pruebas durante la operación del mismo.
- No exceda la presión de operación máxima del equipo (2000 psi).
- Revise el estado de la banda rodamiento, las bandas de transmisión del motor al mecanismo giratorio y las conexiones eléctricas antes de cada uso.

- No trabaje con piso resbaloso, escombros o líquidos inflamables.

C. OPERACIÓN – MANIPULACIÓN

- Asegúrese que el banco esté conectado a la red eléctrica y que el motor se encuentre apagado mediante el interruptor (OFF).
- Durante la operación no exponga las manos y piernas a los elementos móviles de la máquina.
- Seleccionar el tamaño adecuado del neumático antes de su montaje (13 a 16 Rin).
- Verifique y tome nota de los parámetros señalados por el fabricante de acuerdo a la marca de la llanta, en cuanto a presión, soporte de carga y velocidad máxima.
- Realice un buen ajuste en el seguro del cono del eje de la llanta.
- Oprima el botón de encendido para poner en marcha los mecanismos.
- Opere manualmente la variación de presión que se somete a la llanta en funcionamiento.
- Realice las mediciones pertinentes.
- Apagar el banco de pruebas antes de cambiar los accesorios o realizar cualquier ajuste.
- Una vez culminado el trabajo desarmar y colocar las piezas limpias en el lugar que le corresponde.
- Asegúrese de desconectar completamente todo el banco del sistema eléctrico.

D. APLICACIONES

- Se dispone una variada aplicación como se detalla a continuación en la tabla 6.1

TABLA 6.1 Aplicaciones

TIPO DE NEUMÁTICO	APLICACIÓN
Diagonal	Deformación. Desgaste Central. Desgaste en los Hombros.
Radial	Reducción de la superficie en contacto. Mayor Agarre. Reduce la Fricción.
Diagonal	Distribución irregular. Reducción de maniobrabilidad. Dificultad al conducir.
Radial	Mayor maniobrabilidad. Confort. Facilidad al conducir.

E. PARAMETROS SELECCIONADOS DE TRABAJO

En la tabla 6.2 se detalla el tipo de neumático, aplicación de velocidad, presión de trabajo y sugerencias.

TABLA 6.2 Parámetros de Trabajo

NEUMÁTICO	VELOCIDAD DE TRABAJO	PRESIÓN	SUGERENCIAS
DIAGONAL			
13	1200 rpm	26 lbs.	Desgaste Irregular
14	1200 rpm	30 lbs.	Desgaste Irregular
15	1200 rpm	32 lbs.	Desgaste Irregular
16	1200 rpm	35lbs.	Desgaste Irregular
NEUMÁTICO	VELOCIDAD DE TRABAJO	PRESIÓN	SUGERENCIAS
RADIAL			
13	1200 rpm	26 lbs.	Mayor superficie

			en contacto
14	1200 rpm	30 lbs.	Mayor superficie en contacto
15	1200 rpm	32 lbs.	Mayor superficie en contacto
16	1200 rpm	35lbs.	Mayor superficie en contacto

F. MANTENIMIENTO

- Revise mensualmente el estado de los cables, acoples, uniones, interruptores, banda de rodadura, bandas tracción y poleas para verificar su buen estado.
- Cuando no opere la maquina se debe mantener desconectado de la red eléctrica para evitar cualquier daño por descarga eléctrica.
- En lo posible mantenga tapado el banco con un cobertor para evitar acumulaciones de basura y polvo principalmente en el sistema rodamiento.
- Mantener limpio y seco el lugar de trabajo para evitar humedad y deterioró de sus elementos.
- Evite manipular los elementos móviles con ayuda de palancas y otros objetos.
- Después de cada uso debe realizarse la limpieza respectiva te todos sus elementos.

G. AVERÍAS

A continuación en la tabla 6.3 se indica las posibles averías y su acción correctivas.

Tabla 6.3 Averías y Correcciones

SINTOMA	CAUSA (S) POSIBLE(S)	ACCION CORRECTIVA
No entra en marcha el motor.	<ol style="list-style-type: none"> 1. No existe corriente eléctrica. 2. Se conecto a una fuente de (110v). 3. Separación de un acople. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Verifique que la toma sea de (220v). 2. Compruebe mediante el voltímetro la continuidad de corriente. 3. Verifique que todos los acoples se encuentre en buen estado.
La banda de rodamiento sale de su eje.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Mal ajuste en los tensores de banda. 2. Ruptura de banda. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Reajusta los tensores hasta templar la banda. 2. Cambio de la banda.
Llanta descentrada	<ol style="list-style-type: none"> 1. Mal ajuste del seguro cónico del eje. 2. Deformación del aro de la llanta 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Detener la maquina y reajustar el seguro del eje cónico. 2. Cambiar de llanta.
Vibración excesiva del banco.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Aflojamiento de los tornillos de soporte en la placa base. 2. Deformación en la llanta o falta de balanceo. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Reajuste de los tornillos de placa base. 2. Cambio de llanta o balanceo de la misma.

<p>Falta de presión sobre el neumático</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. El recorrido del cilindro no es suficiente 2. Falta de lubricación en el eje y topes laterales. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Aplicar alzas en la parte superior del cilindro. 2. Lubricar y engrasar las partes deslizantes.
--	---	---

VII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- El diseño del banco de pruebas presenta facilidad para el montaje y desmontaje.
- La llanta neumática es uno de los componentes de mayor complejidad que participan en el comportamiento dinámico de los vehículos. Por tanto, conocer sus propiedades mecánicas permite identificar algunas características y efectos sobre dicho comportamiento
- Su mantenimiento es simple y económico.
- Se consiguió con este banco de pruebas re potenciar los conocimientos sobre neumáticos características y aplicaciones que son fundamentales en el conocimiento del futuro ingeniero.
- La sencillez en su uso permite su operación sin mucho conocimiento de sus elementos mecánicos.
- El diseño permite realizar el trabajo básico para comprobar y determinar la rigidez neumática.
- Disminución de los gastos que se realiza por las visitas técnicas a empresas relacionadas con neumáticos.
- El principio para determinar la rigidez del neumático se basa en la acción de reacción ejercida desde la gata hidráulica hasta el neumático presionado sobre la banda.
- Una ventaja muy importante es que la superficie formada por los rodillos y la banda se asemeja a una base de rodamiento plano, dando como resultado la deformación que sufre el neumático haber presionado sobre la banda.

- El motor de 5HP presta el torque necesario para vencer la resistencia ejercida entre la banda y neumático.
- Los materiales usados para la construcción de este banco de pruebas permite soportar las presiones ejercidas sobre esta maquinaria con un margen de seguridad del 90%.
- La longitud de trabajo varía de acuerdo al tipo de llanta utilizada (13 a 16 Rin)

7.2 RECOMENDACIONES

- A partir de las características del diseño presentado, se pueden detallar y refinar tanto aspectos geométricos como de materiales. Así, se puede desarrollar un proceso específico para la selección adecuada de los materiales de cada componente, así como de las formas de los elementos que puedan proporcionar un mejor desempeño al banco, mejorando así sus capacidades.
- EL diseño mecánico detallado de cada componente, es necesario realizar el análisis correspondiente al proceso de instrumentación, ya que en este trabajo no se profundiza demasiado y se lo topa de manera superficial.
- Por tanto, una de las propuestas de investigación que pueden ser continuación de este trabajo es el de tomar mayores consideraciones para el diseño de la instrumentación, en el que se definan con mayor precisión los accesorios, los sensores y los dispositivos de medición y registro, tomando en consideración los sistemas de control necesarios para su operación.
- El diseño aquí presentado puede servir como base para el desarrollo de futuros bancos de pruebas que permitan analizar los neumáticos más detalladamente, así como de ampliar la gama de su aplicación dentro de la universidad o fuera de ella.

BIBLIOGRAFÍA

- MANUAL DE LA TOYOTA “Alineamiento de ruedas y neumáticos”, Toyota Motor Corporation”.
- TAVARES Augusto, “Administración Moderna de Mantenimiento”
- ABBEY, S. “Temática automotriz: servicio y mantenimiento de dirección, frenos, suspensión y ruedas en el automóvil”.
- CONTINENTAL “CONTI BASIC Segunda Parte Manual”
- FALCON STEERING SYSTEMS “Tech Bulletin # 07-1”
- BEISSBARTH “The latest Beissbarth service equipment for cars and trucks, recommended by Mercedes-Benz.”
- Catalogos de neumáticos – General Tire
- Catalogos de neumáticos – Bridgeston/Firestone Inc.
- DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS/Robert L. Mott – 2da edición – México, D.F. Hall Hispanoamericana 1995.
- DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA/Joseph Edgard Shigley y Charles R. Mischke 6ta edición – México D.F. Mc Graw Hill, 2002.
- MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADOS/Robert L. Mott – 4ta edición - México D.F. Prentice - Hall, 1996
- ELECTRICIDAD INDUSTRIAL Esquemas Básicos/José Roldan Vibcia – 7ma Edición – Madrid – Thomson/Paraninfo, 1982.
- www.conti-tire.br
- <http://www.automecanico.com>
- <http://www.tire-information-world.com/alignment-es.html>

ANEXOS

ANEXO 1

ANEXO 2