



ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
SEDE LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“DISEÑO ADAPTACIÓN Y MONTAJE DE UN SISTEMA DE
FRENOS PARA LA CARGADORA FRONTAL CATERPILLAR
MODELO 930”**

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

CHILUISA CALALA MARCO PAÚL

PULLUQUITÍN RAMÍREZ CARLOS SALVADOR

Latacunga, Noviembre 2009

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por CARLOS SALVADOR PULLUQUITÍN RAMÍREZ Y MARCO PAÚL CHILUISA CALALA bajo nuestra supervisión.

Ing. Juan Castro
DIRECTOR

Ing. José Quiroz
CODIRECTOR

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

NOSOTROS:

CARLOS SALVADOR PULLUQUITÍN RAMÍREZ

MARCO PAÚL CHILUISA CALALA

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado titulado “ **DISEÑO ADAPTACIÓN Y MONTAJE DE UN SISTEMA DE FRENOS PARA LA CARGADORA FRONTAL CATERPILLAR MODELO 930**” ha sido desarrollado con base a una exhausta investigación, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Noviembre del 2009.

CARLOS S. PULLUQUITÍN RAMÍREZ
C.I. 1500567217

MARCO P. CHILUISA CALALA
C.I. 0502274343

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORIZACIÓN

NOSOTROS:

CARLOS SALVADOR PULLUQUITÍN RAMÍREZ

MARCO PAÚL CHILUISA CALALA

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la Biblioteca Virtual de la Institución del trabajo “ **DISEÑO ADAPTACIÓN Y MONTAJE DE UN SISTEMA DE FRENOS PARA LA CARGADORA FRONTAL CATERPILLAR MODELO 930**” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Noviembre del 2009.

CARLOS S. PULLUQUITÍN RAMÍREZ
C.I. 1500567217

MARCO P. CHILUISA CALALA
C.I. 0502274343

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERIFICADO

ING. JUAN CASTRO (DIRECTOR)

ING. JOSÉ QUIROZ (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo “ **DISEÑO ADAPTACIÓN Y MONTAJE DE UN SISTEMA DE FRENOS PARA LA CARGADORA FRONTAL CATERPILLAR MODELO 930**” realizado por los señores: CARLOS SALVADOR PULLUQUITÍN RAMÍREZ Y MARCO PAÚL CHILUISA CALALA 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 aplicación 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 a los señores: CARLOS SALVADOR PULLUQUITÍN RAMIREZ Y MARCO PAÚL CHILUISA CALALA, que lo entreguen al ING. JUAN CASTRO; en su calidad de Coordinador de la Carrera.

Latacunga, Noviembre 2009.

Ing. Juan Castro
DIRECTOR

Ing. José Quiroz
CODIRECTOR

DEDICATORIA

Este trabajo realizado con mucho sacrificio porque en el encierra toda mi vida estudiantil, va dedicado primeramente a Dios todo poderoso por darme valor para enfrentar cada día, por darme inteligencia para saber lo que hago y humildad para aceptar mis errores.

A mi padre Salvador Pulluquitín, a mi madre Carmelina Ramírez por su apoyo incondicional tanto económico como moral.

A mis hermanos José Luis, Mario y Estefanía que de uno u otra manera influyeron en mi vida estudiantil y fueron mi inspiración.

A Maricela, mi vida, mi mujer quien me ayuda y me comprende día a día y sabe que este logro no es solo para mí.

A mi hija Camila Nicole Pulluquitin Muñoz que es el pilar fundamental de mi vida, en quien pienso siempre y quien quiero que sea mejor que yo.

Y por último y no por eso muy importante, este trabajo se lo dedico a una persona que ya no está con nosotros a Griselda Marilyn Fiallos Arteaga que además de ser un gran ser humano fue una gran amiga, quien me vio iniciar pero no terminar este sueño.

CARLOS P.

DEDICATORIA

A Dios por estar siempre cuidando de mí y por darme la oportunidad de disfrutar de la unión que tiene mi familia.

A mi madre Fabita que nunca deja de brindarme cariño, comprensión y apoyo incondicional a mis decisiones ya que con su actitud siempre me ha motivado a luchar por mis sueños para llegarlos a conseguir a base de mucho esfuerzo y sacrificio.

A mi Padre Rubencito que esta siempre a nuestro lado y se ha convertido en el pilar fundamental ya que me brinda siempre apoyo moral y sobre todo me inculco valores que sirvieron para culminar mi carrera y en el futuro ser un profesional lleno de éxitos.

A mi hermanita pequeña Majito que nos llena de alegría siempre y es la que me llena de valor para luchar y ser el mejor hermano.

MARCO PAÚL

AGRADECIMIENTO

A mi Papito Dios por cumplirme todos mis favores y peticiones, acompañarme en todo momento y en todo lugar.

A mi padre Salvador por sus consejos, por enseñarme a trabajar, por su ayuda moral, y por decirme palabras que me fortalecieron cuando estaba vencido "la vida y los problemas son de varones" y enseñarme a temer solamente a Dios.

A mi madre Carmelina por creer en mí incondicionalmente desde el principio, por sus palabras de aliento y consejos que me hicieron seguir adelante, por enseñarme desde niño a decir siempre la verdad, por comprenderme y corregirme cuando fue necesario.

A mis queridos hermanos que con su apoyo, bromas y consejos ayudaron a cumplir este sueño y espero ser un ejemplo para ellos.

A Maricela, mi mujer por estar junto a mi desde un principio por ayudarme y apoyarme siempre.

A mi hija Camilita por quien he llegado hasta el final, porque con una sonrisa ilumina mi vida y me hace ser más fuerte gracias por hacerme feliz.

A mis panas Paúl y Edison, que también llegaron al final de este sueño, y saben que el sacrificio valió la pena.

Y a todas las persona que de una u otra manera me ayudaron con consejos y motivaciones primos, tío, abuelitos Gracias.

CARLOS P.

AGRADECIMIENTO

A Dios por escuchar siempre mis oraciones y por darme la oportunidad de contar con el apoyo incondicional de mis padres y a la confianza que depositaron en mi persona pese a mis pequeños tropiezos siempre me supieron dar ánimos y aliento para cada vez luchar más por conseguir mis metas y sueños anhelados.

A toda mi familia en especial a mis ñañas Yolita y Linita que siempre estuvieron dándome apoyo moral y emocional para llegar a culminar mi carrera, a mi hermano Santy que cuidó siempre de mí y fue el ejemplo a seguir y Majito que es la princesita del hogar ya que con su alegría siempre nos motiva a ser mejores.

A mis primos que llenan de alegría mi vida y espero ser el ejemplo para ellos.

A los verdaderos amigos Roberto, Carlos y Edison que conocí en la universidad.

MARCO PAÚL

ÍNDICE

PAG.

| | |
|---------------------------------------|------|
| Carátula..... | i |
| Certificación..... | ii |
| Declaración de responsabilidades..... | iii |
| Autorización..... | iv |
| Certificado..... | v |
| Dedicatorias..... | vi |
| Agradecimientos..... | viii |
| Índice..... | x |
| Índice de figuras..... | xv |
| Índice de tablas..... | xx |

CAPÍTULO I

PAG.

1. MARCO TEÓRICO

| | |
|---|----|
| 1.1.- Descripción general cargadora frontal Caterpillar modelo 930..... | 2 |
| 1.1.1.- Motor..... | 3 |
| 1.1.2.- Chasis..... | 4 |
| 1.1.3.- Sistemas..... | 4 |
| 1.2.- Sistemas de frenos..... | 12 |
| 1.2.1.- Introducción..... | 12 |
| 1.2.2.- Definiciones y descripciones básicas..... | 13 |
| 1.2.3.- Tipos de frenos..... | 17 |
| 1.2.4.- Por la forma de ser accionados..... | 24 |
| 1.3.- Frenos de fricción..... | 31 |
| 1.3.1.- Composición y materiales para fricción..... | 31 |
| 1.3.2.- Frenos de tambor..... | 33 |
| 1.3.3.- Eficacia de frenado..... | 33 |
| 1.3.4.- Tiempo de respuesta..... | 34 |
| 1.3.5.- Fuerza de frenado..... | 36 |
| 1.4.- Justificación..... | 37 |

CAPÍTULO II

2. DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE FRENOS

| | |
|--|----|
| 2.1.- Parámetros de diseño..... | 38 |
| 2.2.- Determinación del par de torsión de frenado..... | 39 |
| 2.3.- Dimensionamiento de los elementos del sistema de frenos..... | 40 |
| 2.3.1.- Dimensionamiento del sistema de frenos traseros..... | 42 |
| 2.3.2.- Dimensionamiento del sistema de frenos delanteros..... | 44 |

| | |
|---|----|
| 2.4.- Modelado y ensamblaje computacional de los elementos mecánicos del sistema de frenos..... | 45 |
| 2.5.- Análisis cinético del sistema de frenos mediante solidworks motion..... | 51 |
| 2.6.- Diseño de los elementos del sistema de frenos mediante solidworks simulation..... | 53 |
| 2.6.1.- Diseño del tambor de freno trasero..... | 54 |
| 2.6.2.- Diseño del tambor de freno delantero..... | 57 |
| 2.6.3.- Diseño del collarín..... | 61 |
| 2.6.4.- Diseño del martillo..... | 63 |
| 2.6.5.- Diseño de los rodillos..... | 65 |
| 2.6.6.- Diseño de las zapatas de freno..... | 67 |
| 2.6.7.- Diseño del regulador de tensión..... | 70 |
| 2.6.8.- Diseño de la base de soporte del pulmón..... | 72 |

CAPÍTULO III

3. DISEÑO NEUMÁTICO DEL SISTEMA DE FRENOS

| | |
|---|----|
| 3.1.- Parámetros de diseño..... | 75 |
| 3.2.- Cálculo de la presión y el caudal necesarios..... | 76 |
| 3.3.- Diseño y simulación computacional del circuito neumático..... | 77 |
| 3.4.- Cálculo de las pérdidas por fricción..... | 82 |
| 3.5.- Selección de los componentes del circuito neumático..... | 83 |

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA

| | |
|--|----|
| 4.1.- Desmontaje de ruedas y componentes..... | 84 |
| 4.2.- Selección de los componentes del sistema de frenos neumáticos para la cargadora..... | 85 |
| 4.2.1.- Funcionamiento neumático..... | 85 |

| | |
|--|-----|
| 4.2.2.- Elementos..... | 86 |
| 4.3.- Adaptaciones de los elementos mecánicos..... | 89 |
| 4.3.1.- Trabajos de adaptación en el torno..... | 89 |
| 4.3.2.- Trabajos con suelda..... | 92 |
| 4.3.3.- Trabajos realizados en un taladro de pedestal..... | 93 |
| 4.4.- Montaje de los componentes..... | 95 |
| 4.4.1.- Montaje del Collarín..... | 95 |
| 4.4.2.- Montaje de todos los elementos mecánicos..... | 96 |
| 4.4.3.- Montaje de todos los elementos neumáticos..... | 96 |
| 4.4.4.- Elementos de accionamiento..... | 101 |

CAPÍTULO V

5. PRUEBAS DE CAMPO

| | |
|--|-----|
| 5.1.- Calibración y puesta a punto del sistema de frenos..... | 102 |
| 5.2.- Realización de pruebas de campo. | 103 |
| 5.2.1.- Prueba del sistema de bloqueo..... | 103 |
| 5.2.2.- Prueba de la velocidad de incremento de la presión aire..... | 104 |
| 5.2.3.- Prueba de la velocidad de pérdida de aire..... | 104 |
| 5.3.- Toma de datos..... | 104 |
| 5.3.1.- Cálculo velocidad máxima..... | 104 |
| 5.3.1.- Cálculo de tiempo de frenado..... | 105 |
| 5.4.- Análisis de resultado..... | 105 |

CAPÍTULO VI

6. MANUAL DE MANTENIMIENTO

| | |
|-------------------------------------|------------|
| 6.1.- Mantenimiento preventivo..... | 107 |
| 6.1.1.- Gobernador..... | 107 |
| 6.1.2.- Tanque de reserva..... | 107 |
| 6.1.3.- Compresor..... | 107 |
| 6.1.4.- Cañerías y Mangueras..... | 107 |
| 6.1.5.- Filtro de aire..... | 108 |
| 6.1.6.- Pedal de freno..... | 108 |
| 6.1.7.- Pulmones..... | 108 |
| 6.1.8.- Zapatas..... | 108 |
| 6.1.9.- Candado..... | 108 |
| 6.1.10.- Martillo..... | 109 |
| 6.2.- Mantenimiento Correctivo..... | 109 |
| 6.2.1.- Gobernador..... | 109 |
| 6.2.2.- Tanque de reserva..... | 109 |
| 6.2.3.- Compresor..... | 109 |
| 6.2.4.- Cañerías y Mangueras..... | 109 |
| 6.2.5.- Filtro de aire..... | 110 |
| 6.2.6.- Pedal de freno..... | 110 |
| 6.2.7.- Pulmón..... | 110 |
| 6.2.8.- Zapatas..... | 110 |
| 6.2.9.- Candado..... | 110 |
| CONCLUSIONES..... | 111 |
| RECOMENDACIONES..... | 112 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | 113 |

ÍNDICE DE FIGURAS

PAG.

CAPÍTULO I

| | | |
|-------------|---|----|
| Figura 1.1 | Dimensiones generales Cargadora Caterpillar Modelo 930..... | 2 |
| Figura 1.2 | Motor Diesel..... | 3 |
| Figura 1.3 | Chasis..... | 4 |
| Figura 1.4 | Elementos del sistema eléctrico..... | 5 |
| Figura 1.5 | Sistema Hidráulico..... | 5 |
| Figura 1.6 | Sistema de lubricación..... | 6 |
| Figura 1.7 | Elementos del sistema de enfriamiento..... | 8 |
| Figura 1.8 | Elementos del sistema de dirección..... | 9 |
| Figura 1.9 | Sistema de transmisión..... | 10 |
| Figura 1.10 | Sistema de frenos hidroneumático..... | 11 |
| Figura 1.11 | Diferencial..... | 12 |
| Figura 1.12 | Composición de los discos de frenos..... | 18 |
| Figura 1.13 | Frenos de disco..... | 18 |
| Figura 1.14 | Disco rotor..... | 19 |
| Figura 1.15 | Calipers o mordazas de frenos..... | 19 |
| Figura 1.16 | Almohadilla de freno..... | 20 |
| Figura 1.17 | Componentes del freno de tambor..... | 21 |
| Figura 1.18 | Cilindro de ruedas..... | 22 |
| Figura 1.19 | Zapata y forro de zapata de freno..... | 22 |
| Figura 1.20 | Componentes del freno mecánico..... | 24 |
| Figura 1.21 | Componentes de los frenos hidráulicos..... | 25 |
| Figura 1.22 | Componentes de los frenos neumáticos..... | 27 |
| Figura 1.23 | Frenos neumáticos de excéntrica en "S"..... | 28 |
| Figura 1.24 | Circuito de frenos hidroneumáticos..... | 30 |
| Figura 1.25 | Composición de los elementos de fricción..... | 32 |
| Figura 1.26 | Cuadro de distancia de parada..... | 35 |

CAPÍTULO II

| | |
|--|----|
| Figura 2.1 Freno de tambor de zapata larga interna..... | 38 |
| Figura 2.2 Fuerzas y dimensiones de un freno de tambor de zapata larga interna..... | 41 |
| Figura 2.3 Modelo en SolidWorks del tambor del freno trasero..... | 45 |
| Figura 2.4 Modelo en SolidWorks del tambor del freno delantero..... | 46 |
| Figura 2.5 Modelo en SolidWorks del collarín..... | 46 |
| Figura 2.6 Modelo del martillo con la excéntrica en “S”..... | 47 |
| Figura 2.7 Modelo en SolidWorks del rodillo de la excéntrica en “S”..... | 47 |
| Figura 2.8 Modelo de la zapata de freno con revestimiento..... | 48 |
| Figura 2.9 Modelo del regulador de tensión..... | 48 |
| Figura 2.10 Modelo de la base de soporte del pulmón..... | 49 |
| Figura 2.11 Modelo del pulmón del freno trasero..... | 49 |
| Figura 2.12 Modelo del pulmón del freno delantero..... | 50 |
| Figura 2.13 Ensamblaje del sistema de frenos trasero..... | 50 |
| Figura 2.14 Ensamblaje del sistema de frenos delantero..... | 51 |
| Figura 2.15 Configuración: a) Resorte inferior, b) Resorte superior y c) Velocidad de activación de los frenos..... | 52 |
| Figura 2.16 Ejecución del análisis de movimiento y generación de algunas curvas de resultados..... | 52 |
| Figura 2.17 Ventana para la importación de cargas desde el análisis de movimiento..... | 53 |
| Figura 2.18 Distribución de presiones y ubicación de la presión máxima del tambor..... | 54 |
| Figura 2.19 Tensión de Von Mises en el tambor de freno trasero..... | 55 |
| Figura 2.20 Desplazamientos resultantes en el tambor de freno trasero..... | 56 |
| Figura 2.21 Distribución del factor de seguridad en el tambor de freno trasero..... | 57 |
| Figura 2.22 Tensión de Von Mises en el tambor de freno delantero..... | 58 |
| Figura 2.23 Desplazamientos resultantes en el tambor de freno delantero..... | 59 |

| | |
|--|----|
| Figura 2.24 Distribución del factor de seguridad en el tambor de freno delantero..... | 60 |
| Figura 2.25 Tensión de Von Mises en el collarín..... | 61 |
| Figura 2.26 Desplazamientos resultantes en el collarín..... | 62 |
| Figura 2.27 Distribución del factor de seguridad en el collarín..... | 62 |
| Figura 2.28 Tensión de Von Mises en el martillo..... | 63 |
| Figura 2.29 Desplazamientos resultantes en el martillo..... | 64 |
| Figura 2.30 Distribución del factor de seguridad en el martillo..... | 65 |
| Figura 2.31 Tensión de Von Mises en los rodillos..... | 66 |
| Figura 2.32 Desplazamientos resultantes en los rodillos..... | 66 |
| Figura 2.33 Distribución del factor de seguridad en los rodillos..... | 67 |
| Figura 2.34 Tensión de Von Mises en las zapatas..... | 68 |
| Figura 2.35 Desplazamientos resultantes en las zapatas..... | 69 |
| Figura 2.36 Distribución del factor de seguridad en las zapatas..... | 69 |
| Figura 2.37 Tensión de Von Mises en el regulador de tensión..... | 71 |
| Figura 2.38 Desplazamientos resultantes en el regulador de tensión..... | 71 |
| Figura 2.39 Distribución del factor de seguridad en el regulador de tensión..... | 72 |
| Figura 2.40 Tensión de Von Mises en la base de soporte del pulmón..... | 73 |
| Figura 2.41 Desplazamientos resultantes en la base de soporte del pulmón..... | 74 |
| Figura 2.42 Distribución del factor de seguridad en la base de soporte del pulmón..... | 74 |

CAPÍTULO III

| | |
|---|----|
| Figura 3.1 Parámetros de diseño neumático..... | 75 |
| Figura 3.2 Cálculo de la presión requerida..... | 76 |
| Figura 3.3 Funcionamiento del circuito cuando la presión del sistema es superior a 50 psi y ninguna de las válvulas se encuentra accionada..... | 78 |
| Figura 3.4 Funcionamiento del circuito cuando se presiona el pedal de freno... | 79 |

| | | |
|------------|---|----|
| Figura 3.5 | Funcionamiento del circuito cuando la presión en el sistema es inferior a 50 psi..... | 80 |
| Figura 3.6 | Funcionamiento del circuito cuando se acciona el freno de parqueo..... | 81 |
| Figura 3.6 | Modelado del circuito neumático en PIPE FLOW EXPERT..... | 82 |

CAPÍTULO IV

| | | |
|-------------|---|----|
| Figura 4.1 | Desmontaje de neumáticos..... | 84 |
| Figura 4.2 | Desmontaje de mordazas..... | 84 |
| Figura 4.3 | Desmontaje de los ejes..... | 85 |
| Figura 4.4 | Desmontaje de los discos de freno..... | 85 |
| Figura 4.5 | Compresor..... | 86 |
| Figura 4.6 | Gobernador..... | 87 |
| Figura 4.7 | Deposito de aire..... | 87 |
| Figura 4.8 | Válvula Check..... | 88 |
| Figura 4.9 | Válvula de seguridad regulable..... | 88 |
| Figura 4.10 | Construcción del anillo guía en el torno..... | 89 |
| Figura 4.11 | Marcación de agujeros..... | 90 |
| Figura 4.12 | Construcción del plato guía en el torno..... | 90 |
| Figura 4.13 | Perforaciones guías..... | 90 |
| Figura 4.14 | Agrandamiento del diámetro interior del tambor en el torno..... | 91 |
| Figura 4.15 | Corte de eje para bocines..... | 91 |
| Figura 4.16 | Perforación de ejes en el torno..... | 92 |
| Figura 4.17 | Unión del martillo con suelda..... | 92 |
| Figura 4.18 | Acortamiento de la base del pulmón..... | 93 |
| Figura 4.19 | Rellenado de agujeros..... | 93 |
| Figura 4.20 | Perforaciones en el tambor delantero..... | 94 |
| Figura 4.21 | Perforaciones en el tambor trasero..... | 94 |
| Figura 4.22 | Perforaciones en el collarín..... | 95 |
| Figura 4.23 | Sujeción del collarín..... | 95 |

| | |
|---|-----|
| Figura 4.24 Montaje del Tambor..... | 96 |
| Figura 4.25 Conexión de mangueras..... | 96 |
| Figura 4.26 Colocación de los manómetros..... | 97 |
| Figura 4.27 Ubicación del tanque..... | 97 |
| Figura 4.28 Sujeción del pulmón posterior..... | 98 |
| Figura 4.29 Sujeción del pulmón delantero..... | 98 |
| Figura 4.30 Colocación de la válvula 800 delantera..... | 99 |
| Figura 4.31 Colocación de la válvula 800 delantera..... | 99 |
| Figura 4.32 Válvula PP1..... | 100 |
| Figura 4.33 Ubicación de la válvula PP1..... | 100 |
| Figura 4.34 Ubicación del regulador de tensión..... | 101 |

CAPÍTULO V

| | |
|--|-----|
| Figura 5.1 Calibración de zapatas..... | 102 |
| Figura 5.2 Circuito de accionamiento de bloqueo..... | 103 |
| Figura 5.3 Manómetros a 50 Psi..... | 103 |

ÍNDICE DE TABLAS

PAG.

CAPÍTULO II

| | | |
|-----------|--|----|
| Tabla 2.1 | Propiedades del material de los tambores de freno..... | 54 |
| Tabla 2.2 | Propiedades del material del martillo..... | 63 |
| Tabla 2.3 | Propiedades del material de los rodillos..... | 65 |
| Tabla 2.4 | Propiedades del material de las zapatas de freno..... | 68 |
| Tabla 2.5 | Propiedades del material del regulador de tensión..... | 70 |
| Tabla 2.6 | Propiedades del material de la base de soporte del pulmón..... | 72 |

CAPÍTULO III

| | | |
|-----------|---|----|
| Tabla 3.1 | Perdidas por fricción en tuberías y accesorios..... | 83 |
|-----------|---|----|

INTRODUCCIÓN

La cargadora de pala frontal también denominada pala cargadora. Se compone de un tractor sobre neumáticos o sobre orugas siendo el más utilizado el de neumáticos para sectores regularmente planos o con pendiente baja, además de poseer el caso de una articulación este último equipado de una cuchara cuyo movimiento de elevación se logra mediante dos brazos laterales articulados. La cuchara por si misma puede realizar un movimiento de rotación de cierta amplitud alrededor de un eje horizontal, con, inclinación negativa de la cuchara.

Hoy en día, es necesaria la utilización de maquinaria pesada como lo es la pala cargadora con el fin de reducir la mano de obra y realizar determinados trabajos en menor tiempo. Para ello es de suma importancia tener y mantener en perfecto funcionamiento todos los sistemas y componentes que conforman la pala cargadora, uno de estos sistemas son los frenos los cuales brindan seguridad en el momento de operación y desplazamiento, por lo que es importante y necesario entender cómo funciona este sistema ya sea actual o antiguo, relacionarse con este para poder dar mantenimiento y de ser posible optimizarlo.

Debido a las inclemencias del tiempo, según el lugar de trabajo y además de que los sistemas de frenos de maquinarias antiguas se deterioran con mayor facilidad antes de cumplir con su vida útil y mucho más si sus trabajos los realiza en contacto con el agua, se ha propuesto diseñar y adaptar un sistema fiable de frenos para esta maquinaria, analizando sus requerimientos, e investigando los diferentes tipos existentes así como sus ventajas y desventajas.

En nuestro medio existen máquinas con sistema de frenos hidráulicos, neumáticos e hidroneumáticos (mixtos), los mismos que al averiarse por lo general han sido adaptados artesanalmente dejando así la posibilidad de que puedan llegar a fallar, siendo este un punto importante en el diseño y adaptación de nuestro proyecto, pues de esta manera se garantizará la durabilidad y confiabilidad en este sistema.

CAPITULO I

MARCO TEORICO

1.1.- DESCRIPCION GENERAL CARGADORA FRONTAL CATERPILLAR MODELO 930

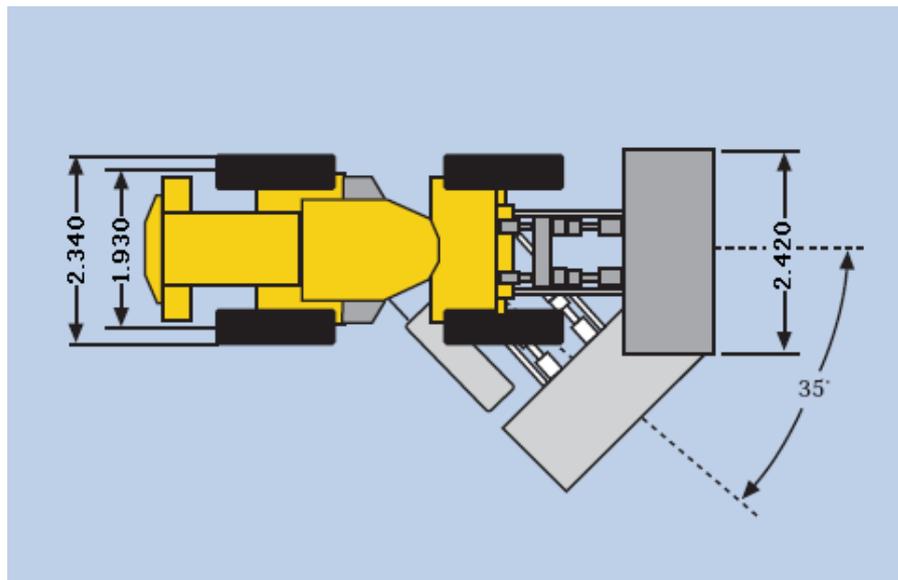
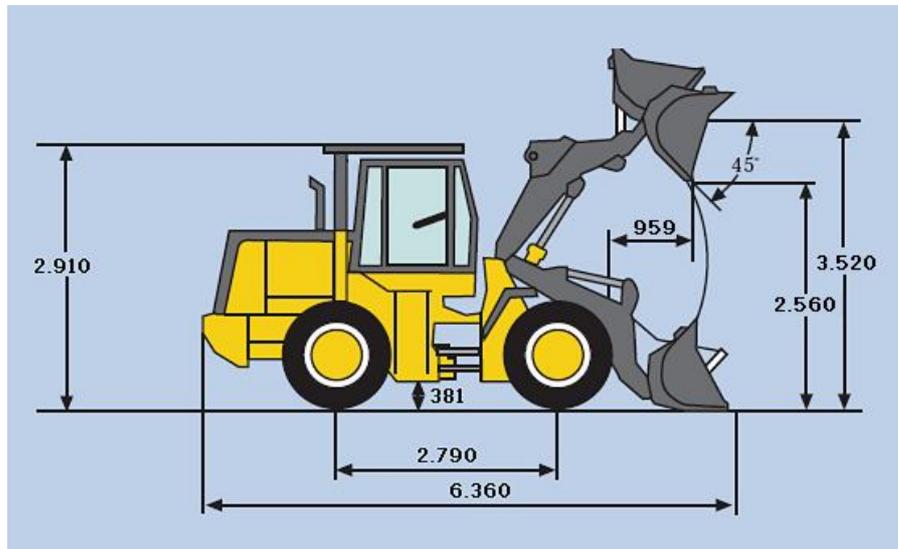


Figura 1.1 Dimensiones generales Cargadora Caterpillar Modelo 930

1.1.1.- MOTOR

El motor diesel (figura 1.2), llamado también encendido por compresión (EC) se diseña con relación de compresión muy alta, que produce presiones elevadas y por lo tanto temperaturas muy altas en el aire que se comprime en la cámara de combustión del motor. Estas temperaturas son bastante altas para hacer que se inflame el combustible que en forma de chorro de rocío es atomizado en la cámara de combustión. Por ello, la compresión ocasiona la ignición y por lo tanto se les conoce a los motores de ignición por compresión o encendido por compresión.

El motor y todos sus componentes periféricos también han sufrido abundantes transformaciones tecnológicas a lo largo de los años, fundamentalmente el sistema de gestión de la inyección que de mecánico se ha convertido en electrónico, la refrigeración por ventiladores movidos hidráulicamente que adaptan su velocidad a la demanda de cada momento. Los sistemas de dirección y frenos que se accionan hidráulicamente evitando compresores de aire, calderines, complicadas válvulas, etc.

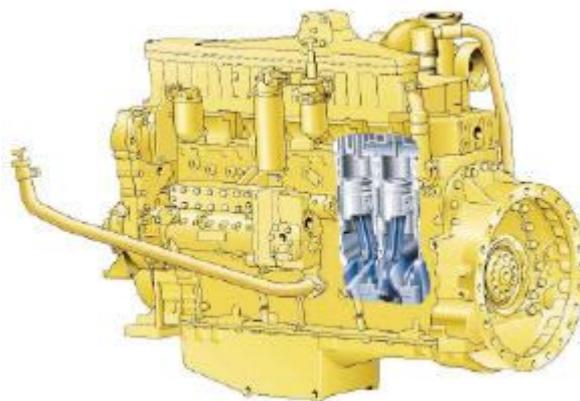


Figura 1.2 Motor Diesel

La demanda de la legislación en cuanto a emisiones contaminantes obliga a los fabricantes a afinar cada vez más los componentes para conseguir cumplir la normativa. En este sentido los motores están evolucionando sus sistemas para conseguir mayor potencia, menor consumo, menor número de componentes, mayor fiabilidad y todo ello respetando el medio ambiente.

1.1.2.- CHASIS

El chasis (figura 1.3) está formado normalmente en una cargadora común por dos partes delantera y trasera unidas por el centro por dos bulones que permiten el giro de una respecto de la otra.

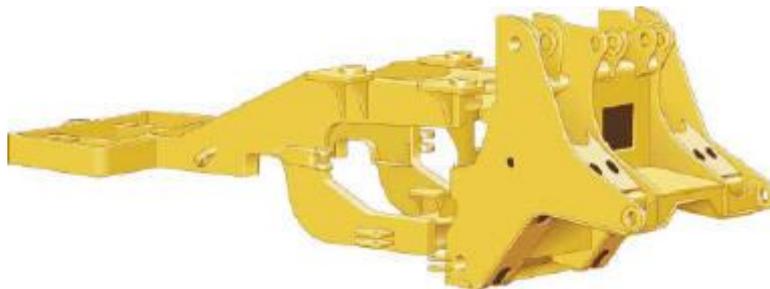


Figura 1.3 Chasis

La parte trasera soporta el diferencial trasero, motor, cabina, transmisión y los depósitos de fluidos.

La parte delantera soporta el diferencial delantero, brazos y cucharón, botellas hidráulicas y otros componentes hidráulicos.

1.1.3.- SISTEMAS

1.1.3.1.- Sistema eléctrico

Los elementos que conforman el sistema eléctrico (figura 1.4) han ido evolucionando con el pasar de los años ya que desde el principio se han utilizado accionamientos mecánicos los que han sido cambiados por componentes, eléctricos y electrónicos para permitir al operador más libertad, el uso de controles eléctricos en vez de controles mecánicos reduce el problema de ruido.

El monitoreo de factores de funcionamiento como potencia, desplazamiento de las ruedas, consumo de combustible, temperaturas críticas, presiones, velocidades, etc., en la pala cargadora es probable que se aumente con la implementación de monitores eléctricos para mayor precisión.

Así tenemos los sistemas que van a actuar en el equipo eléctrico son los siguientes:

- Sistema de arranque
- Sistema de carga
- Sistema de luces
- Sistema de protección de los elementos de transmisión y sistemas hidráulicos
- Indicadores del estado del equipo

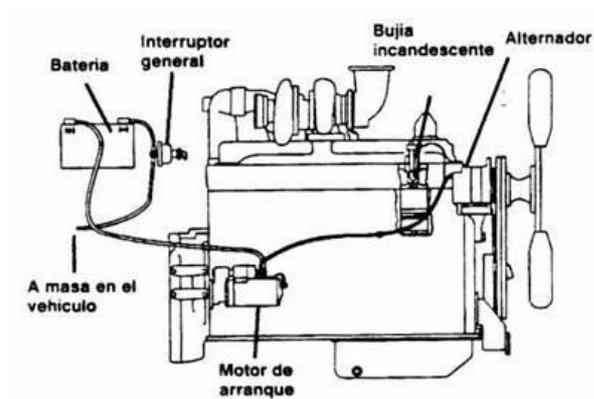


Figura 1.4 Elementos del sistema eléctrico

1.1.3.2.- Sistema hidráulico

El sistema hidráulico (figura 1.5) se compone del tanque de fluido hidráulico, bombas, válvulas y botellas.



Figura 1.5 Sistema Hidráulico

Es otro de los componentes que está en proceso de cambios tecnológicos importantes, generalmente había dos circuitos independientes, uno de control de baja presión que servía para gobernar los circuitos del otro sistema de alta presión. En la actualidad se está sustituyendo el sistema de baja presión también llamado “piloto” por componentes electrónicos que contribuyen a un control más exhaustivo del sistema, menor número de componentes, mayor fiabilidad y menor coste.

1.1.3.3.- Sistema de lubricación

Reduce la fricción entre las piezas en movimiento del motor situando una película delgada de aceite entre dos elementos en constante movimiento; podemos realizar lubricación con aceites y grasas que cumplen las siguientes funciones:

- Lubricar las partes móviles para que el desgaste y la pérdida de potencia por roce sea mínima, además actúa como elemento limpiador.
- Absorber los choques entre cigüeñales y otras partes del motor, reduciendo sus ruidos y alargando la vida útil de este.
- Forman un buen cierre entre los anillos del pistón y las paredes del cilindro.

La lubricación en el motor de la pala cargadora es a presión (figura 1.6). El aceite es absorbido desde el cárter por una bomba que lo envía a presión a las diversas partes móviles del motor. Este pasa por un filtro que retiene las impurezas y partículas que puedan dañar algunos mecanismos o superficie de roce,

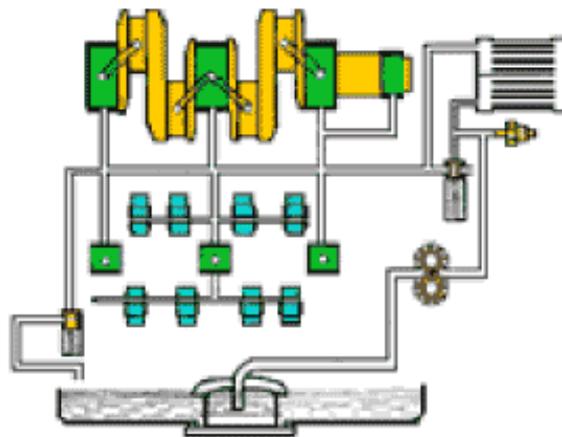


Figura 1.6 Sistema de lubricación

Los elementos con que está formado el sistema de lubricación son:

- Colador de succión
- Eje motriz
- Tubería de presión
- Válvula reguladora de presión
- Válvula de derivación del enfriador
- Filtro de aceite
- Válvula de derivación del filtro
- Válvula de lubricación del turbo
- Engrase del cigüeñal
- Engrase de pistones y camisas
- Engrase del árbol de levas y eje balancines
- Respiradero del cárter
- Varilla de nivel

1.1.3.4.- Sistema de enfriamiento

Es el encargado de mantener la temperatura normal de funcionamiento del motor, debido a la combustión de la mezcla en su interior y el roce en las piezas en movimientos se producen temperaturas elevadas que este sistema debe controlar.

El tipo de refrigeración empleado en el motor de esta máquina es por agua (figura 1.7), el mismo es usado por regla general en los autos, camiones y maquinaria pesada.

En este sistema, nos encontramos ante un doble intercambio de calor; el agua pasa por los cilindros, se calienta al recibir de estos gran parte del calor de la combustión y luego le cede a su vez al aire en el radiador, enfriándose para estar en disposición de reanudar el ciclo. Cuando el motor arranca se encuentra en frío y es necesario acelerar el proceso de calentado del motor, para esto, el sistema de refrigeración lleva un dispositivo llamado termostato que se encarga de acelerar este proceso cuando el motor esta frio y cuando el motor llega a su temperatura normal de trabajo el termostato lo mantiene constante.

El termostato tiene solo dos posiciones estas son abierto y cerrado. Si el termostato se encuentra abierto el agua pasa a través de él y si se encuentra cerrado el agua no pasa y el motor se calienta más rápido. La temperatura de abertura de este dispositivo es de 70° a 80° C.

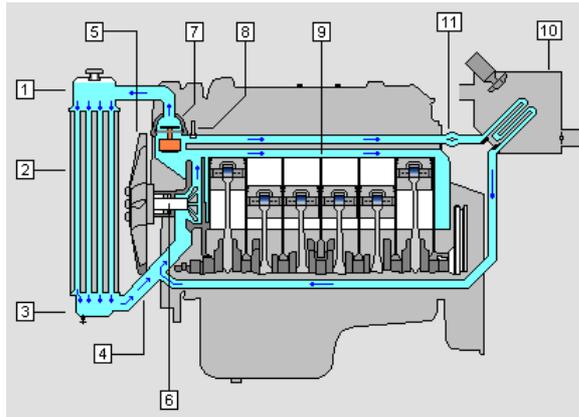


Figura 1.7 Elementos del sistema de enfriamiento

Elementos básicos del sistema de refrigeración:

1. Radiador
2. Panel del radiador
3. Depósito de agua
4. Manguito flexible
5. Ventilador
6. Bomba de agua
7. Termostato
8. Sensor de temperatura
9. Camisa de agua
10. Intercambiador de calor
11. Válvula regulación calefacción

1.1.3.5.- Sistema de dirección

El sistema de dirección (figura 1.8) de la pala cargadora funciona de igual manera hidráulicamente, comandada por una válvula hidráulica de cuatro entradas y dos posiciones situada en la parte baja del volante, la misma que envía fluido en dos

direcciones con alta presión generada por la bomba principal, hacia dos gatos hidráulicos los mismos que determinan el sentido de movimiento.

En base a la figura el aceite desde el tanque hidráulico (1) es enviado a la válvula de dirección (2) por la bomba hidráulica y de dirección (8).

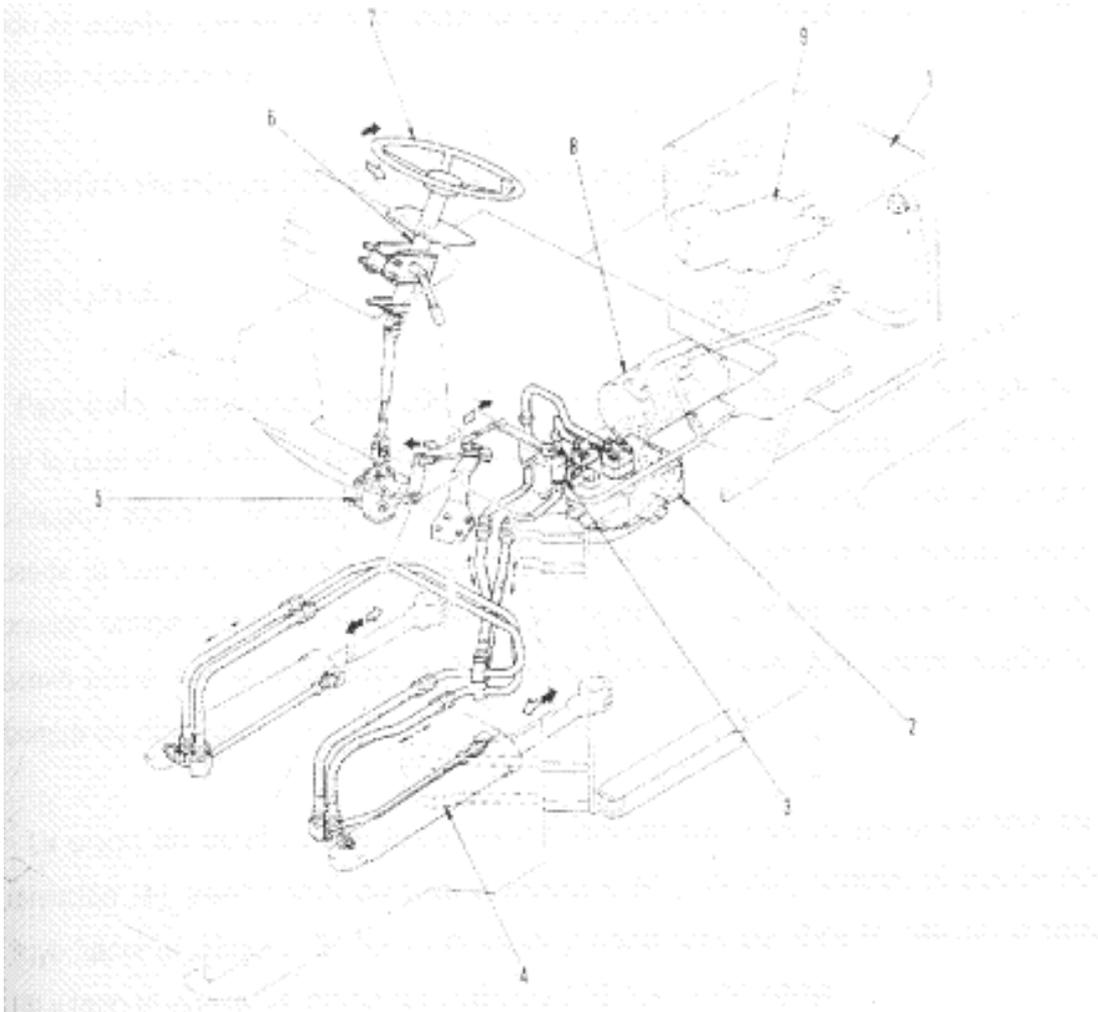


Figura 1.8 Elementos del sistema de dirección

- | | |
|--|--------------------------|
| 1. Tanque | 2. Válvula de dirección |
| 3. Válvula reguladora de caudal de dos vías | 4. Cilindro de dirección |
| 5. Caja de engranajes de dirección | 6. Columna de dirección |
| 7. Volante de dirección | 8. Bomba hidráulica |
| 9. Válvula de control hidráulico (válvula principal) | |

1.1.3.6.- Sistema de transmisión

Dentro del concepto transmisión podemos distinguir tres componentes principales: Convertidor, transmisión propiamente dicha y caja de transferencia.

El componente que une el motor con la transmisión (figura 1.9) es el convertidor de par que hace las veces de embrague automático en una pala de ruedas.

Pueden existir diversos modelos de convertidores dependiendo del modelo y marca de la máquina, pero su funcionamiento se reduce a efectuar el acoplamiento motor- transmisión.

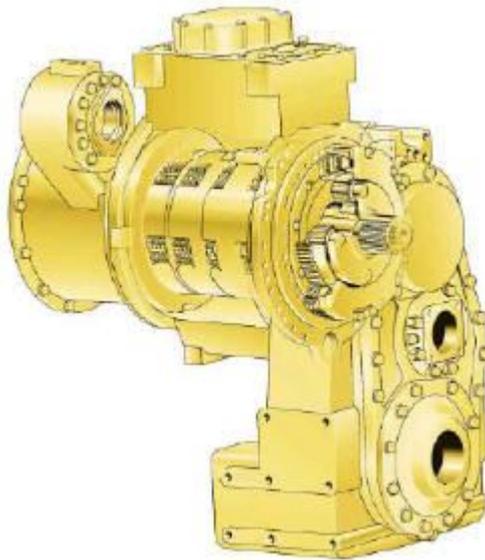


Figura 1.9 Sistema de transmisión

La transmisión propiamente dicha es en resumen como la caja de cambios de un automóvil, su funcionamiento nos permite cambiar de una velocidad a otra procurando hacerlo de la manera más suave posible. Dependiendo de la marca y el modelo se pueden presentar diversos tipos de transmisiones con sus ventajas e inconvenientes.

Por último la caja de transferencia es la que lleva la fuerza de salida de la transmisión al diferencial delantero y trasero repartiendo la carga.

1.1.3.7.- Sistema de frenos

El sistema de frenos con el que originalmente viene equipado este modelo de maquina es de tipo hidroneumático el cual utiliza aire y liquido de frenos para funcionar, la acción combinada de un líquido y un gas soporta los desplazamientos de las ruedas.

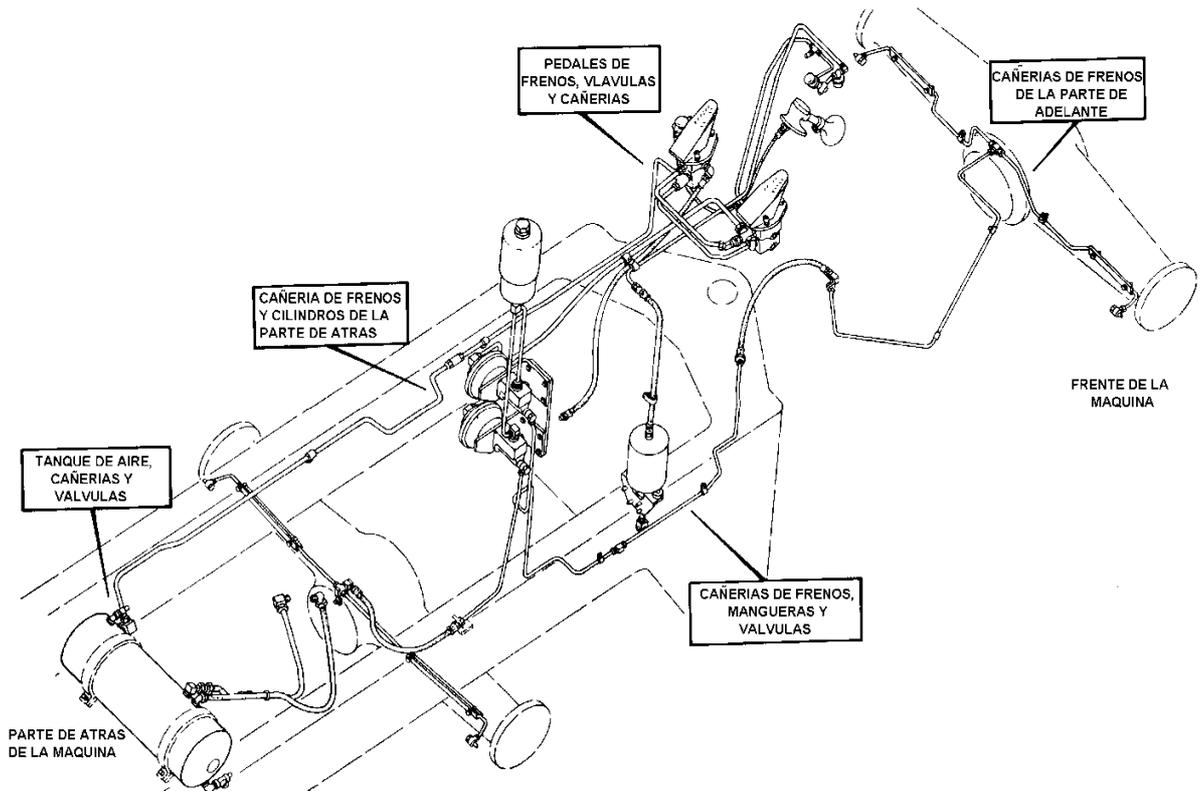


Figura 1.10 Sistema de frenos hidroneumático

Como se puede observar en la figura 1.11 el sistema de frenos hidroneumático de la cargadora frontal consta básicamente de un compresor y tanque de almacenamiento de aire cañerías y mangueras de alta presión, servofrenos, depósito de líquido de frenos, bombas principales de frenos, válvula de parqueo y dos pedales equipados con válvulas de accionamiento, cabe destacar que funcionan independientemente con las ruedas delanteras y posteriores.

1.1.3.8.- Diferenciales

Es el componente que menos ha cambiado durante el paso de los años (figura 1.10), si bien es verdad que últimamente se ha producido una evolución en la que los mandos finales y los frenos tienden a situarse en el centro formando un todo con la piña del diferencial obteniendo dos finalidades importantes: Separar los mandos finales de la zona de impactos exteriores que siempre es una fuente de averías y posibilitando bañar en aceite los discos de freno mejorando su refrigeración y aumentando su vida útil así como prolongando su mantenimiento.

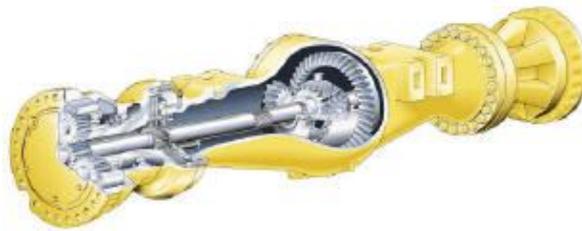


Figura 1.11 Diferencial

1.2.- SISTEMAS DE FRENOS

1.2.1.- INTRODUCCIÓN

El sistema proporciona seguridad a la máquina y al conductor únicamente cuando dispone de toda su capacidad de frenado tanto en su desplazamiento o en caso de inmovilización cuando está detenida, además está diseñado para que a través del funcionamiento de sus componentes a voluntad del conductor se pueda disminuir o anular progresivamente la velocidad e incluso pararlo si fuera preciso, sin modificar la trayectoria del mismo y mantener parada a la máquina, en una pendiente ascendente o descendente de una inclinación del 18%

La mayoría de las veces en que entra en funcionamiento el sistema de frenos solamente se emplea una parte de la capacidad total de frenado. El resto, es decir el freno de reserva, se usa cuando se frena a fondo o cuando se recalientan los frenos.

Cuando se acciona el freno con cargas pesadas, a altas velocidades, o cuando se desciende una gradiente muy pronunciada, o en una emergencia, la pérdida de capacidad de frenado de reserva significa que la distancia para frenar será más larga que la normal, o incluso quizás no se pueda parar, por lo que es vital inspeccionar correctamente el ajuste de este sistema.

1.2.2.- DEFINICIONES Y DESCRIPCIONES BÁSICAS

1.2.2.1.- Freno

Es un dispositivo utilizado para detener o disminuir el movimiento de algún cuerpo, generalmente un eje, árbol o tambor. Los frenos son transformadores de energía, por lo cual pueden ser entendidos como una máquina, ya que transforman la energía cinética de un cuerpo en calor o trabajo y en este sentido pueden visualizarse como “extractores” de energía.

1.2.2.2.- Presión

Fuerza ejercida por un líquido, o por un gas, sobre cada cm^2 , o cada m^2 , de la superficie de un sólido con el que está en contacto.

La presión ejercida por el aire que nos rodea se llama presión atmosférica.

1.2.2.3.- Caudal

Flujo volumétrico o volumen que pasa por un área dada en la unidad de tiempo. Menos frecuentemente, se identifica con el flujo másico o masa que pasa por un área dada en la unidad de tiempo.

1.2.2.4.- Bomba principal

Convierte o transforma la fuerza mecánica de la presión ejercida por el conductor del vehículo sobre el pedal de freno, en presión hidráulica.

Esta presión hidráulica transmitida a través de las mangueras y líneas del sistema, crea la presión necesaria en el caliper, y cilindros de las ruedas para

activar el sistema de frenos obteniendo la disminución de la velocidad o el detenimiento de la máquina.

La bomba puede cumplir con la función siempre y cuando el sistema "no contenga aire".

1.2.2.5.- Cañería

Conducto que cumple la función de transportar, líquido o gas que servirá como un elemento principal en el momento del accionamiento del sistema de frenos, se suele elaborar con materiales especiales puesto que debe resistir altas presiones durante su funcionamiento.

Una de las características de la cañería es que no se corroe. Su interior es enchapado de tal manera que no se debilite o desprenda pequeñas partículas de metal que puedan intervenir en el perfecto funcionamiento del sistema, pero así como es muy resistente a la presión, se debe tener cuidado en no manipular porque suele romperse con facilidad.

Hay tres métodos de fabricación de tubería.

- Sin costura (sin soldadura).
- Con costura longitudinal.
- Con soldadura helicoidal (o en espiral).

1.2.2.6.- Zapata

Elementos finales los cuales actúan directamente con el tambor de frenos

Son construidos de hierro fundido o bien de acero, recubierta por un material de fricción.

El material de rozamiento que recubre en la mayor parte de los casos las zapatas de frenos, es comúnmente un polímero termoestable de tipo fenólico, relleno con fibras de refuerzo y en algunos casos, polvos metálicos o negro de humo para aumentar la conductividad de calor.

1.2.2.7.- Pastilla de frenos

Las almohadillas de freno son hechas de material de fricción que genera fuerza de frenado por creación de la fricción con el disco rotor.

Elas son hechas de un material que tiene excelente resistencia al calor y al desgaste.

1.2.2.8.- Disco de frenos

Superficie contra la cual interactúan las pastillas para frenar el vehículo, debido a que el disco gira solidario con las ruedas. Ese rozamiento entre discos y pastillas produce la transformación de energía cinética en energía calorífica, provocando una reducción de la velocidad.

El material escogido para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el período de vida de los discos.

Hay dos tipos de disco rotor, el tipo sólido y el tipo ventilado.

El tipo sólido consiste en un simple disco rotor, mientras que el tipo ventilado tiene agujeros en la mitad del disco rotor, haciendo esto un interior hueco. Estos agujeros amplían la vida de las almohadillas de freno por la mejora de la radiación de calor.

1.2.2.9.- Tambor de freno

Elemento de forma circular hecho de hierro fundido. Hay una pequeña holgura establecida entre el tambor y el forro de la zapata. El tambor de freno rota juntamente con el neumático. Cuando los frenos son aplicados, el forro de zapata de freno es empujado contra el interior del tambor, estableciendo la fricción que genera la fuerza de frenado.

1.2.2.10.- Líquido De Frenos

Líquido hidráulico que hace posible la transmisión de la fuerza ejercida sobre el pedal de freno a los cilindros de freno en las ruedas.

1.2.2.11.- Aire comprimido

Tecnología o aplicación técnica que hace uso de aire que ha sido sometido a presión por medio de un compresor.

Su uso tiene la ventaja sobre los sistemas hidráulicos de ser más rápido, aunque es menos preciso en el posicionamiento de los mecanismos y no permite fuerzas grandes.

1.2.2.12.- Gas

Estado de agregación de la materia que no tiene forma ni volumen propio. Su principal composición son moléculas no unidas, expandidas y con poca fuerza de atracción, haciendo que no tengan volumen y forma definida, provocando que este se expanda para ocupar todo el volumen del recipiente que la contiene.

1.2.2.13.- Potencia hidráulica

1.2.2.13.1.- Reseña

Los antiguos romanos aprovechaban la energía del agua; utilizaban ruedas hidráulicas para moler trigo. Sin embargo, la posibilidad de emplear esclavos y animales de carga retrasó su aplicación generalizada. Durante la edad media, las grandes ruedas hidráulicas de madera desarrollaban una potencia hidráulica máxima de cincuenta caballos (caballo de vapor). La energía hidroeléctrica debe su mayor desarrollo al ingeniero civil británico John Smeaton, que construyó por vez primera grandes ruedas hidráulicas de hierro colado.

1.2.2.14.- Ley de los gases

1.2.2.14.1.- Ley de Boyle – Mariotte

Cuando el volumen y la presión de una cierta cantidad de gas son mantenidos a temperatura constante, el volumen será inversamente proporcional a la presión.

$$PV=K$$

Cuando aumenta la presión, el volumen disminuye; si la presión disminuye el volumen aumenta.

$$V_1 \cdot P_1 = V_2 \cdot P_2$$

1.2.2.14.2.- Ley de Charles

A una presión dada, el volumen ocupado por un gas es directamente proporcional a su temperatura.

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

1.2.2.14.3.- Ley de Gay-Lussac

La presión del gas, que se mantiene a volumen constante, es directamente proporcional a la temperatura:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

1.2.3.- TIPOS DE FRENOS

1.2.3.1.- Frenos de Disco

Los frenos de disco (figura 1.13) son un sistema que obtiene fuerza de frenado por el uso de almohadillas de freno (material de fricción), empujando contra ambos lados del disco rotor cuando este rota con el neumático. Estos frenos tienen un excelente efecto de radiación de calor y una fuerza estable de frenado que es obtenida uniformemente cuando los frenos son usados frecuentemente. El material escogido para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos. Existen también, discos de materiales compuestos en matriz de carbono, usados en la alta competición y en los frenos de los aviones, aunque debido al alto coste que tienen son inviables para los vehículos comunes. En la actualidad se están desarrollando discos de freno en aluminio con una base de carburo de silicio, ya que su menor peso los hacen muy atractivos, pero la mala disipación de calor que tienen los hacen inviables de momento, ya

que necesitan un sobredimensionamiento importante que hacen que pierdan las ventajas del reducido peso.

Las características básicas de la fundición de los discos son.

| Propiedades físicas | Valores |
|------------------------|-------------------------|
| Resistencia a tracción | 240 N / mm ² |
| Dureza | 170 – 250 HB |

La composición básica del material de los discos (figura 1.12) es una fundición gris nodular de grafito laminar, que contiene entre un 92% y un 93% de hierro. En el gráfico siguiente podemos ver el porcentaje de los diferentes materiales que junto con el hierro, que supone el 93% del total, el resto de materiales suponen entre el 7% y el 8% que resta de la composición total del disco.

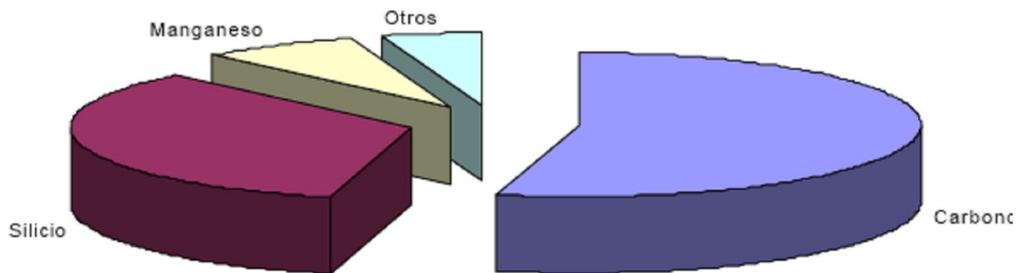


Figura 1.12 Composición de los discos de frenos

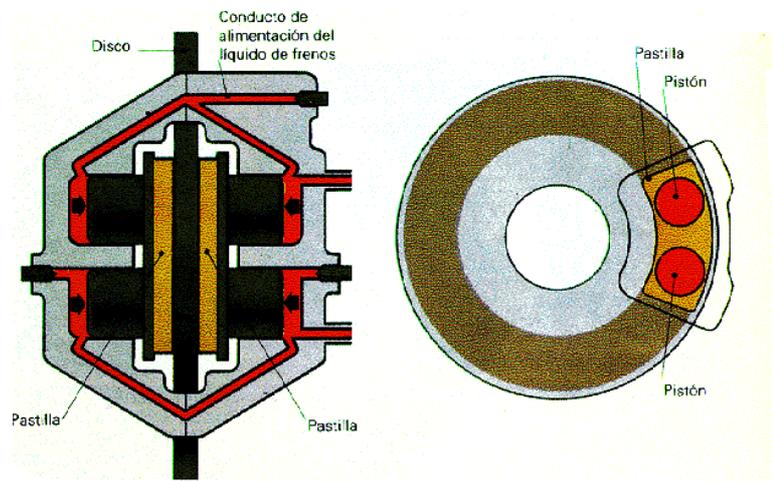


Figura 1.13 Frenos de disco

1.2.3.2.- Configuración del freno de disco

1.2.3.2.1.- Disco Rotor

Este es un plato redondo (figura 1.14) hecho de hierro fundido que rota con el neumático. Hay dos tipos de disco rotor, el tipo sólido y el tipo ventilado.

El tipo sólido consiste en un simple disco rotor, mientras que el tipo ventilado tiene agujeros en la mitad del disco rotor, haciendo esto un interior hueco. Estos agujeros amplían la vida de las almohadillas de freno por la mejora de la radiación de calor.

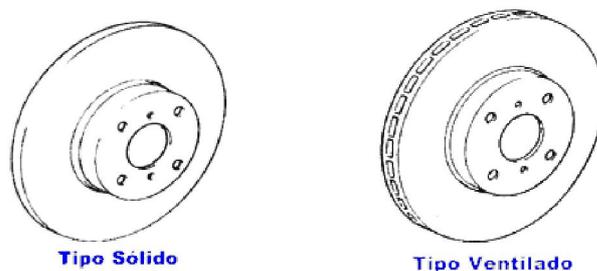


Figura 1.14 Disco rotor

1.2.3.2.2.- Calipers

Son dispositivos (figura 1.15) que reciben la presión hidráulica del cilindro maestro y obtienen fuerza de frenado por el empuje de los pistones de las almohadillas de disco contra el disco rotor. Comúnmente, los calipers flotantes son usados (con un pistón en uno de los lados del freno de disco solamente). Cuando los pistones empujan las almohadillas contra el disco rotor, los calipers aplican fuerza a los lados opuestos del disco, agarrando y ajustando al disco rotor y de este modo creando la fuerza de frenado.

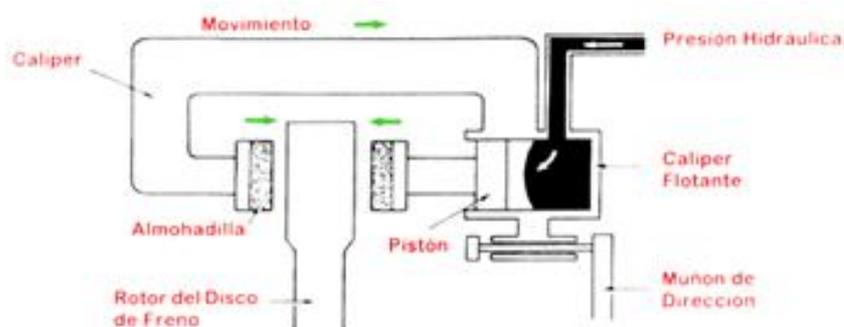


Figura 1.15 Calipers o mordazas de frenos

1.2.3.2.3.- Almohadilla de Freno

Las almohadillas de freno (figura 1.16) son hechas de material de fricción que genera fuerza de frenado por creación de la fricción con el disco rotor.

Elas son hechas de un material que tiene excelente resistencia al calor y al desgaste.

Cuando estas empiezan a desgastarse, el fluido en el tanque reservorio disminuye ligeramente, pero esto es normal. A fin de determinar la cantidad de desgaste en las almohadillas, se usa un indicador de almohadilla de freno.



Figura 1.16 Almohadilla de freno

1.2.3.3.- Ventajas del freno de disco.

- Mayor refrigeración.
- Montaje y funcionamiento sencillo.
- Piezas de menor tamaño para la misma eficacia.
- No se cristalizan, ya que se enfrían rápidamente.
- Cuando el rotor se calienta y se dilata, se hace más grueso, aumentando la presión contra las pastillas.
- Tiene un mejor frenado en condiciones adversas, cuando el rotor desecha agua y el polvo por acción centrífuga.

1.2.3.4.- Desventajas del freno de disco.

- No tienen la llamada acción de servo o de aumento de potencia.
- Sus pastillas son más pequeñas que las zapatas de los frenos de tambor.
- Se gastan más pronto.

1.2.3.5.- Precaución

Un indicador de desgaste es provisto para cada uno de los discos de freno. Cuando una almohadilla de freno llegó a desgastarse y debe ser reemplazada, el indicador de desgaste de la almohadilla llega a entrar en contacto con la almohadilla de freno y genera un sonido muy agudo para alertar al conductor. Puesto que el indicador de desgaste de la almohadilla está tocando sólo ligeramente al disco rotor, el mismo no será dañado cuando el indicador empiece a chillar.

1.2.3.6.- Frenos de tambor

El freno de tambor es un sistema que aplica la fuerza de frenado usando material de fricción que es empujado contra la superficie interior de un tambor que gira conjuntamente con el neumático. Una gran fuerza de frenado puede ser obtenida comparativamente con una pequeña fuerza de presión en el pedal.

1.2.3.7.- Partes del freno de tambor

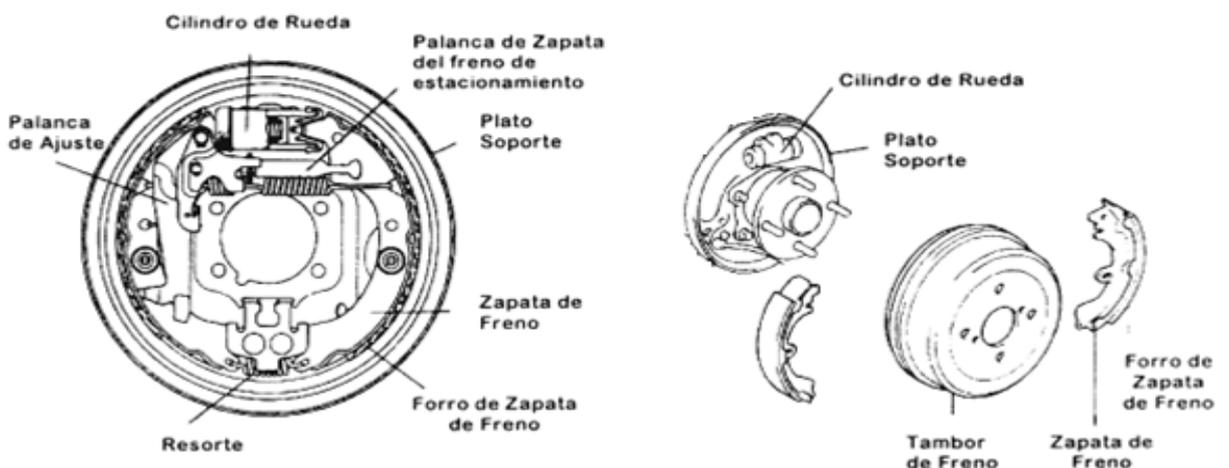


Figura 1.17 Componentes del freno de tambor

1.2.3.7.1.- Cilindro de Rueda

Este cilindro (figura 1.18) convierte la presión hidráulica del cilindro maestro en una fuerza que mueve la zapata de freno.

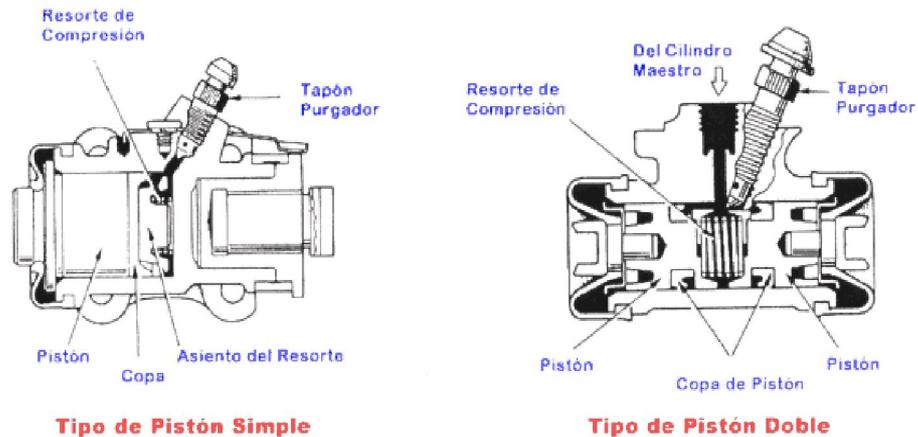


Figura 1.18 Cilindro de ruedas

1.2.3.7.2.- Zapata de Freno y Forro de Zapata de Freno

La zapata de freno (figura 1.19) tiene la misma forma circular como el tambor de freno y tiene un forro de zapata de freno (material de fricción) fijado a su circunferencia exterior. El forro de la zapata de freno es un material de fricción que obtiene fuerza de frenado de la fricción entre este y el tambor de freno cuando este rota. Materiales con excelente resistencia al calor y resistencia al desgaste son usados.

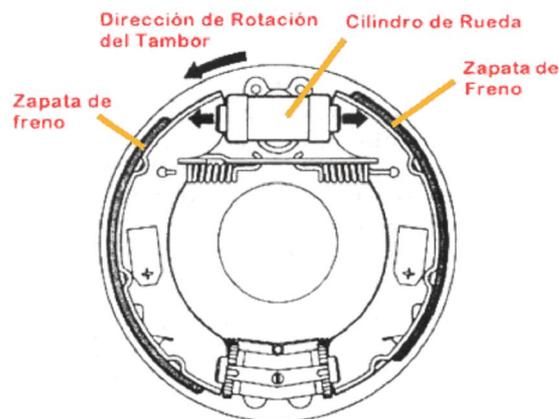


Figura 1.19 Zapata y forro de zapata de freno

1.2.3.7.3.- Tambor de Freno

El tambor de freno (figura 1.17) es hecho de hierro fundido. Hay una pequeña holgura establecida entre el tambor y el forro de la zapata. El tambor de freno rota juntamente con el neumático. Cuando los frenos son aplicados, el forro de zapata de freno es empujado contra el interior del tambor, estableciendo la fricción que genera la fuerza de frenado.

1.2.3.7.4.- Palanca de Ajuste (Mecanismo de Auto Ajuste)

Este es un mecanismo que ajusta la luz entre el tambor de freno y el forro de la zapata (figura 1.17) de freno automáticamente, corrigiendo la holgura tanto como sea necesario cuando el freno de estacionamiento es operado.

1.2.3.8.- Ventajas del freno de tambor

- Temperatura de trabajo menor que la obtenida en freno de disco.
- Protegidos contra la suciedad del medio ambiente.
- Mayor superficie de contacto.
- Energización de las zapatas mejorando la eficiencia en el frenado.

1.2.3.9.- Desventajas del freno de tambor

- El cambio del material de fricción requiere más tiempo que en freno de disco.
- Los dispositivos de reglaje son más complejos que en freno de disco.
- La disipación del calor es menor que en freno de disco.
- La superficie de fricción es curva actuando en forma radial.

1.2.4.- POR LA FORMA DE SER ACCIONADOS

1.2.4.1.- Frenos mecánicos

Básicamente están constituidos por los siguientes elementos (figura 1.20):

- | | |
|------------------------------|---|
| 1. Pedal de freno. | 2. Varillas. |
| 3. Eje transversal. | 4. Palanca de levas. |
| 5. Palanca de freno de mano. | 6. Leva de accionamiento de patines de Freno. |
| 7. Patines de freno. | |
| 8. Tambor. | |

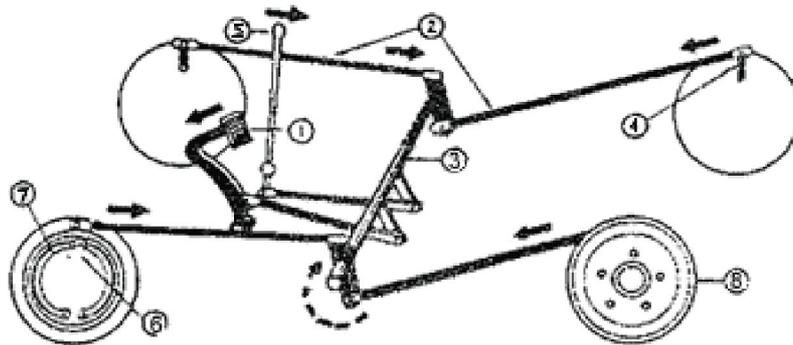


Figura 1.20 Componentes del freno mecánico

En el sistema de freno mecánico, la fuerza aplicada al pedal se transmite a los patines de freno de las diversas ruedas, por medio de varillas o cables (piolas), logrando de esta forma abrirlas y mediante las balatas de éstas, trabar los tambores de las ruedas.

Antiguamente, el sistema de frenos mecánicos era el más utilizado, pero debido a que los vehículos actuales desarrollan velocidades mayores y principalmente la dificultad de mantener una presión pareja de frenado en las ruedas, fue necesario reemplazarlos por frenos hidráulicos o freno neumáticos.

Por lo general este tipo de frenos no se utiliza en la maquinaria pesada, debido a que es un sistema muy sencillo y débil en comparación de los otros tipos, por lo que no soportaría los requerimientos deseados.

1.2.4.2.- Frenos hidráulicos

Los elementos constitutivos del sistema de freno hidráulicos son (figura 1.21):

- | | |
|----------------------------------|-------------------------|
| 1. Pedal de freno. | 2. Bomba de freno. |
| 3. Cañerías flexibles. | 4. Cilindros de ruedas. |
| 5. Conjunto de patines de freno. | 6. Tambor de freno. |

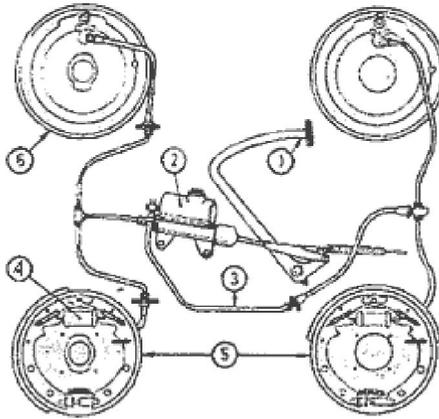


Figura 1.21 Componentes de los frenos hidráulicos

En el sistema de freno hidráulico, el desplazamiento de los patines de freno, para apoyarse contra los tambores, se obtiene mediante la presión transmitida por una columna de líquido.

Al accionar el pedal de freno actúa la bomba de freno que envía líquido a presión por las cañerías de freno, hasta los cilindros de las ruedas; los pistones de cada cilindro son desplazados hacia fuera, presionando a los patines y balatas de frenado contra la superficie de trabajo del tambor de freno.

Al soltar el pedal la presión del líquido baja; los resortes de retracción de los patines del tambor haciéndola volver a su posición inicial a estas, regresando el líquido del cilindro hacia la bomba.

Con el objeto de reforzar la fuerza de frenado, al igual que los vehículos la maquinaria pesada traen incorporado al sistema de freno hidráulico un dispositivo de ayuda accionado por vacío que se le conoce como servofreno.

1.2.4.2.1.- Ventajas del sistema de freno hidráulico

- Regulación: las fuerzas pueden regularse de manera continua.
- Sobrecargas: se puede llegar en los elementos hidráulicos de trabajo hasta su total parada, sin riesgos de sobrecarga o tendencia al calentamiento.
- Flexibilidad: el líquido se adapta a las tuberías y transmite fuerza como si fuera una barra de acero.
- Elementos: los elementos son reversibles además de que se pueden frenar en marcha.
- Simplicidad: hay pocas piezas en movimiento como por ejemplo: bombas y cilindros.
- Multiplicación de Fuerzas: visto en la prensa hidráulica.

1.2.4.2.2.- Desventajas del sistema de freno hidráulico

- Velocidad: se obtienen velocidades bajas en los actuadores.
- Limpieza: en la manipulación de los aceites, aparatos y tuberías, como el lugar de la ubicación de la máquina, para no interferir en el funcionamiento del sistema con impurezas.
- Alta Presión: exige un buen mantenimiento.
- Coste: las bombas, válvulas proporcionales y servo válvulas son caras.

1.2.4.3 Frenos neumáticos

En los dispositivos de frenado con transmisión neumática (figura 1.22), la energía auxiliar, constituida por el aire comprimido, substituye a la energía muscular del conductor.

Los frenos en los camiones pesados y en los tractores de ruedas, generalmente se aplican por medio de aire comprimido. El aire comprimido lo suministra un compresor movido por una banda que se descarga, o deja de bombear, cuando llega a la presión total que es generalmente de 100 lb/plg² en el depósito o tanque, y vuelve a caminar cuando baja a 90 lb. El compresor es generalmente sencillo, de movimiento alternativo.

Una válvula operada por una palanca de pie o un pedal convencional, permite el control exacto de la presión del aire en la tuberías que van a las cámara de los frenos, en donde obra contra los diafragmas en donde mueven las varillas y palancas llamadas compensadoras que aplican los frenos. Las tuberías delanteras de los frenos están provistas de una válvula de efecto rápido para soltar los frenos que vacían el aire rápidamente, para evitar cualquier retraso que pueda interferir con la dirección o con el equilibrio del vehículo.

Los elementos constitutivos del sistema de freno neumático son:

1. Compresor.
2. Filtro y regulador del aire.
3. Estanque acumulador.
4. Válvula accionada por pedal.
5. Pulmones.
6. Válvulas de purga.
7. Cañerías.

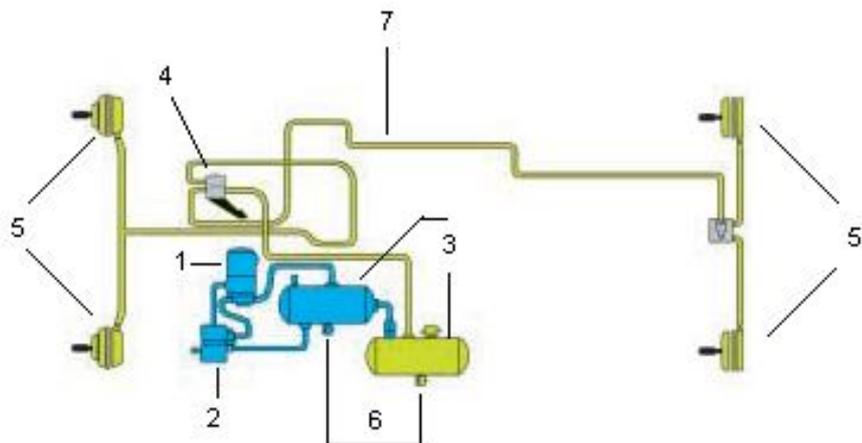


Figura 1.22 Componentes de los frenos neumáticos

1.2.4.4.- Tipos de frenos neumáticos

1.2.4.4.1 Frenos de excéntrica en "S"

Cuando se presiona el pedal de freno, ingresa aire a cada recámara del freno. La presión del aire empuja la varilla hacia fuera, que hace mover el regulador, con lo cual el eje de la excéntrica del freno gira. Esta acción hace girar la excéntrica en "S" (llamada así por su forma de letra "S"), la cual separa las zapatas una de otra y las presiona contra la cara interior del tambor de freno. Cuando se suelta el pedal de freno, la excéntrica en "S" vuelve a su lugar y un resorte aleja las

zapatas del freno lejos del tambor, lo cual permite que las ruedas vuelvan a girar libremente (figura 1.23).

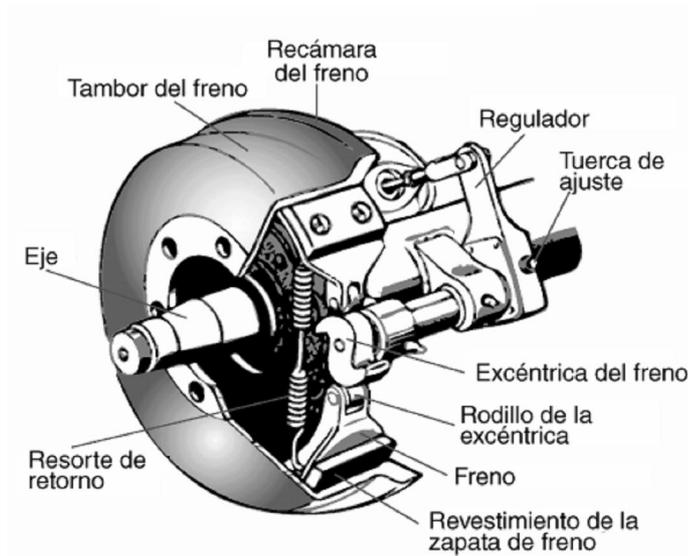


Figura 1.23 Frenos neumáticos de excéntrica en S

1.2.4.4.2.- Frenos de cuña.

En este tipo de freno, la varilla de empuje de la recámara del freno empuja una cuña situada entre los extremos de las dos zapatas de freno. Esta acción las empuja separándolas y las presiona contra la cara interior del tambor del freno. Los frenos de cuña pueden tener una o dos recámaras de freno. Este tipo de frenos pueden ser de ajuste automático o requerir ajuste manual.

1.2.4.4.3.- Frenos de disco.

En los frenos de disco accionados por aire, la presión del aire actúa sobre la recámara del freno y el regulador, tal como sucede en los frenos de excéntrica en "S". Pero en lugar de la excéntrica en "S", se utiliza un "tornillo de potencia". La presión de la recámara del freno sobre el regulador hace girar el tornillo de potencia que, a su vez, prensa al disco o rotor entre las pastillas de los revestimientos de los frenos, similar a como lo hace una pinza en "C" grande. Los frenos de cuña y los de disco no son tan comunes como los frenos de excéntrica en "S".

1.2.4.4.4.- Ventajas del sistema de freno neumático

- Abundante: se refiere principalmente al aire, el cual es ilimitado y se encuentra disponible gratuitamente en cualquier lugar. No precisa conductos de retorno; lo cual implica que el aire utilizado pasa de nuevo a la atmósfera.
- Almacenaje: el aire es almacenado y comprimido en acumuladores o tanques, puede ser transportado y utilizado donde y cuando se precise.
- Antideflagrante: el aire está a prueba de explosiones. No hay riesgo de chispas en atmósferas explosivas y puede ocuparse en lugares húmedos sin riesgo de electricidad estática.
- Temperatura: el aire es fiable, incluso a temperaturas extremas.
- Limpieza: cuando se produce escapes de aire no son perjudiciales, por lo que su inhalación no es nociva.
- Elementos: el diseño y constitución de los elementos es fácil y de simple conexión.
- Velocidad: se obtienen tiempo de respuesta y velocidades muy elevadas en aplicación de los frenos.
- Sobrecargas: se puede llegar en los elementos neumáticos de trabajo hasta su total parada, sin riesgos de sobrecarga o tendencia al calentamiento.

1.2.4.4.5.- Desventajas del sistema de freno neumático

- Obtención: la obtención del aire comprimido es costosa.
- Ruidos: el aire que escapa a la atmósfera produce ruidos bastante molestos.
- Velocidad: debido a su gran compresibilidad, no se obtienen velocidades uniformes en los elementos de trabajo.
- Coste: es una fuente de energía cara.

1.3.- FRENOS DE FRICCIÓN

1.3.1.- Composición y materiales para fricción

La obligatoriedad de eliminar el amianto supuso un cambio importante dentro de las formulaciones.

En la actualidad la mayoría de los fabricantes de elementos de fricción emplea en mayor o menor medida la base de composición (figura 1.25).

1.3.1.1.- Las fibras

Las fibras son los elementos encargados de aglutinar y ligar el resto de los elementos. Es decir, las fibras son el “armazón” de los frenos, a través de sus múltiples ramificaciones van uniendo el resto de los elementos. Existen dos tipos principales de fibras las sintéticas y las minerales. Las más usuales en el campo de la fricción son: fibras de vidrio, fibras de aramida.

1.3.1.2.- Las cargas minerales

Las cargas minerales son las encargadas de dar consistencia mecánica al conjunto, es decir, le aportan resistencia a la abrasión, resistencia a cortadura. Están encargadas también de aportar resistencia a las altas temperaturas, las más usuales son: barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato y otros.

1.3.1.3.- Componentes metálicos

Se añaden en forma de polvo o viruta para conseguir homogenizar el coeficiente de fricción así como la transferencia de calor de la pastilla al caliper. Los más usuales son: latón, cobre, bronce entre otros.

No obstante una gran parte de los componentes metálicos usados en los materiales de fricción, tienen efectos nocivos sobre la salud por lo que se recomienda seguir estrictamente la legislación referente a los productos que contengan tales metales pesados.

1.3.1.4.- Los lubricantes o modificadores de coeficiente

Son los encargados de hacer variar el coeficiente de fricción normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura de funcionamiento. Son empleados en forma de polvo suelen ser grafitos, coques, sulfuros, antracitas, etc.

1.3.1.5.- Los materiales orgánicos

Son los encargados de aglomerar el resto de los materiales. Cuando alcanzan una determinada temperatura fluyen y ligan el resto de componentes hasta que se polimerizan. Las más importantes son las resinas fenólicas termoendurecibles, aunque también son empleados diferentes tipos de cauchos, ceras, aceites...

1.3.1.6.- Los abrasivos

Cumplen principalmente la misión de incrementar el coeficiente de fricción y también renuevan y limpian la superficie del disco o tambor permitiendo la formación de la capa intermedia o también conocida como tercera capa.



Figura 1.25 Composición de los elementos de fricción

1.3.2.- FRENOS DE TAMBOR

En los frenos de tambor existen dos tipos de zapatas que son: zapata larga y zapata corta.

Los frenos de zapata larga abarcan más del 45% del tambor, la presión entre la zapata y el tambor es muy dispereja, al igual que al momento de la fuerza de fricción y la fuerza normal con respecto al pivote de la zapata.

1.3.3.- EFICACIA DE FRENADO

La eficacia de frenado es la consecuencia de la acción de las fuerzas de retención de las ruedas, desarrolladas por los elementos frenantes del sistema de frenos, en combinación con la adherencia de los neumáticos al asfalto.

Si no existe adherencia entre la superficie de contacto de los neumáticos y el asfalto, la frenada y deceleración del automóvil es nula y el vehículo no se detiene. Por ejemplo, al frenar en una zona con placas de hielo, cuanto más elevada sea la adherencia entre la superficie de contacto de los neumáticos y la calzada, mayor fuerza de rozamiento de los neumáticos, mayor deceleración y menor tiempo y espacio recorrido en la frenada.

Como ya se expuso anteriormente, la deceleración depende básicamente de la adherencia de las superficies de contacto y su valor debe medirse de forma experimental. Es por este motivo que para medir el grado de deceleración en el frenado se recurre a valorar el rendimiento o eficacia de frenado de los automóviles.

La eficacia de frenado de un automóvil se mide de forma porcentual, en función del peso que gravita sobre las ruedas y la fuerza de frenado aplicada por el equipo de frenos de servicio a las cuatro ruedas.

1.3.4.- TIEMPO DE RESPUESTA

La frenada tiene tres etapas en las cuales se recorre una distancia específica según sea el tiempo que transcurra en cada una de ellas.

1.3.4.1.- Tiempo de reacción del conductor

Depende de las condiciones biológicas del conductor tales como: reflejos, cansancio, etc. Durante este tiempo el vehículo recorre una distancia.

S1= 0.5 a 1.5 segundos.

1.3.4.2.- Etapa de respuesta del sistema

Depende de las condiciones mecánicas del sistema de frenos, tales como desgaste del material de fricción, funcionamiento de cada componente, etc.

Durante este tiempo el vehículo recorre una distancia S2 que puede estar entre 0.2 y 0.5 segundos; si el sistema es hidráulico, o entre 0.6 y 1.2 segundos cuando es neumático.

1.3.4.3.- Distancia de frenado propiamente dicho S3:

Que corresponde a la distancia recorrida desde cuando el sistema actúa de lleno y comienza la desaceleración. Depende de la naturaleza y estado del piso y de las llantas, peso, velocidad, etc.

Para hallar S3 tenemos la siguiente fórmula: $S3 = V * Ke / 254 * n$

Donde V= Velocidad

Ke= Constante cinética, la cual vale 1.2 cuando se trata de automóviles y 1.4 cuando se trata de camiones.

n= Coeficiente de rozamiento pavimento-llanta y se toma como 0.6 cuando el piso está en buenas condiciones ó 0.2 cuando está húmedo.

Por lo tanto, la distancia mínima para accionar el freno antes del obstáculo debe ser la suma de S1+S2+S3.

A 100 Km/h

S1= 28 m aprox. (en 1 seg.)

S2= 8 m. aprox. (en 0.3 seg)

S3= 67 m. aprox. (n= 0.6)

Para un total de 103 m.

En el caso de los frenos de aire hay una demora adicional, el tiempo necesario para que los frenos funcionen después de haber pisado el pedal del freno es levente mayor. Con los frenos hidráulicos (utilizados en automóviles y camiones livianos o medianos) los frenos funcionan en forma instantánea. En el caso de los frenos de aire se necesita un tiempo mínimo (medio segundo o más) para que el aire pase por los ductos y llegue hasta los frenos. En consecuencia, la distancia total de parada para los vehículos con sistemas de frenos de aire consta de *cuatro* factores diferentes:

Distancia de percepción + distancia de reacción + *distancia de demora del freno* + distancia efectiva de frenado = distancia total de parada

La distancia de demora del freno de aire a 55 millas por hora (88 km/h) en pavimento seco agrega unos 32 pies (10 m). De modo que a 55 millas por hora, la distancia total de parada para un conductor promedio con un vehículo con buena tracción y frenos en buenas condiciones, es de más de 480 pies (146 m). Ver la figura 1.26.

| Millas por hora (o km por hora) | Recorrido que realizará el equipo en un segundo | Distancia de reacción del conductor | <i>Distancia de demora del freno</i> | Distancia de frenado del vehículo | Distancia total de parada |
|---------------------------------|---|-------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------|
| 55 m/h (88 km/h) | 81 pies (25 m) | 61 pies (18 m) | 32 pies (10 m) | 390 pies (119 m) | 483 pies (147 m) |

Figura 1.26 Cuadro de distancia de parada

1.3.5.- FUERZA DE FRENADO

Si el conductor acelera se genera un incremento de velocidad o aceleración, y si lo frena, lo que se produce es decremento de la velocidad o desaceleración. La aceleración se define como la variación de la velocidad en la unidad de tiempo. En las fases de aceleración y deceleración que se producen en el automóvil, se pone de manifiesto la fuerza de inercia definida como la resistencia que opone todo cuerpo en los cambios de movimiento y cuya magnitud depende de la masa del vehículo en función del grado de intensidad de la aceleración o deceleración aplicada.

$$F_i = m.a$$

Cuando el conductor procede a frenar el vehículo, al soltar el pedal del acelerador se suprime la fuerza de impulsión y se inicia la deceleración del vehículo. A partir de este momento, el desplazamiento depende directamente de la fuerza de inercia generada en la deceleración, que mantiene la marcha continuada del automóvil. Al pisar el pedal de freno, la fuerza de frenado que debe aplicarse para anular la fuerza de impulsión, en este caso la fuerza de inercia, depende directamente de la oposición de la fuerza de rozamiento, es decir, del peso del automóvil y del coeficiente de adherencia entre la banda de rodadura de los neumáticos y el asfalto.

$$F_{\text{Frenado}} = P \cdot f = F_{\text{Rozamiento}}$$

Por lo tanto, la condición a cumplir en todo proceso de frenado es que la fuerza de rozamiento o de adherencia debe ser igual o inferior a la fuerza de inercia del automóvil.

$$F_{\text{Inercia}} = F_{\text{Rozamiento}}$$

En resumen, la fuerza de frenado de todo automóvil se determina por la limitación de la física de la deceleración dependiente de la adherencia entre los neumáticos y la calzada.

1.4.- JUSTIFICACIÓN

Con la exhausta investigación previamente realizada, reconociendo las ventajas y desventajas de todos los tipos de sistemas de frenos existentes para vehículos de gran tonelaje y maquinaria pesada, comparando entre ellos precios y puntualmente analizando los requerimientos de la pala cargadora Caterpillar modelo 930, su lugar de trabajo y las exigencias que esta presenta.

Se ha seleccionado para el diseño y adaptación del sistema de frenos el **SISTEMA DE FRENOS NEUMATICOS.**

Este sistema además de reunir todos los requisitos presenta una ventaja muy importante la cual es que posee un dispositivo de bloqueo, el mismo que aumenta la seguridad lo que es muy importante por tratarse de maquinaria pesada, pues de llegar a tener un accidente sus costos serian muy elevados.

Si bien es cierto hoy en día existe en el mercado varios sistemas de frenos muchos más seguros los que vienen equipados en las nuevas y modernas palas cargadoras, pero de igual manera muchos más costosos.

En nuestro caso lo primordial es la seguridad y la fiabilidad que estos presenten pero también el aspecto económico, pues no es razonable ni conveniente hacer una gran inversión que nos dará a la vez los mismos resultados.

CAPÍTULO II

DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE FRENOS

2.1.- PARÁMETROS DE DISEÑO

Antes de proceder con la selección de los elementos del sistema de frenos a continuación se menciona las características de la cargadora que influyen directamente en el diseño de dicho sistema:

Peso neto de la cargadora = 7400 kg (72570 N)

Máxima capacidad de carga = 2500 kg (24500 N)

Velocidad máxima = 20 km/h (5.56 m/s)

Además; para lograr un tiempo de respuesta adecuado en el frenado, se recomienda que al aplicar los frenos a fondo cuando la cargadora se mueve con su velocidad máxima, se detenga completamente en un tiempo de 1.5 segundos.

En función de estos parámetros y del fundamento teórico del capítulo anterior se seleccionó un sistema de frenos neumáticos de tambor y zapatas largas internas (figura 2.1), cuyo diseño y selección se justifica a continuación en el presente capítulo, y su despiece y dimensionamiento se muestra en los anexos A01-A09.

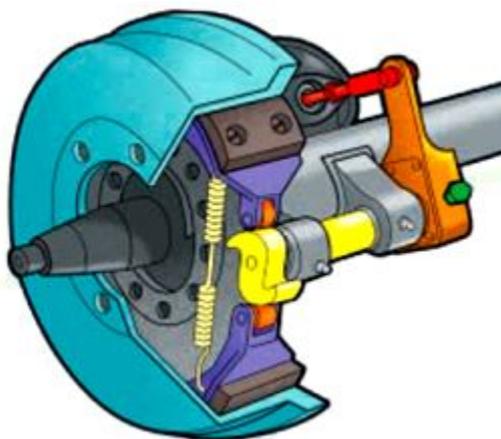


Figura 2.1 Freno de tambor de zapata larga interna

2.2.- DETERMINACIÓN DEL PAR DE TORSIÓN DE FRENADO

En base a los parámetros anteriores se calcula la desaceleración máxima que experimenta la cargadora al detenerse desde su velocidad máxima, así:

$$v = v_0 + a \cdot t$$

Donde:

$$v = \text{velocidad final} = 0 \text{ m/s}$$

$$v_0 = \text{velocidad inicial} = 5.56 \text{ m/s}$$

$$t = \text{tiempo} = 1.5 \text{ s}$$

Reemplazando los valores y despejando la aceleración obtenemos:

$$a = -3.7 \frac{m}{s^2}$$

A continuación, mediante un análisis cinético de la cargadora se procede a calcular la fuerza de fricción requerida en los frenos para detener la cargadora:



$$\sum F_x = m \cdot a$$

$$-F_f = \frac{W_t}{g} a$$

$$-F_f = \frac{(72570 + 24500)N}{9.81 \text{ m/s}^2} (-3.7 \text{ m/s}^2)$$

$$F_f = 36612 \text{ N}$$

Donde:

F_f = fuerza de fricción requerida

W_t = peso total = $m \cdot g$

La fuerza de fricción requerida para detener la cargadora será generada el 60 % por los frenos traseros, por lo que cada freno trasero deberá producir:

$$F_{fT} = \frac{36612 \cdot 0.6}{2} = 10983.6 \text{ N}$$

Y, el 40 % por los frenos delanteros:

$$F_{fD} = \frac{36612 \cdot 0.4}{2} = 7322.4 \text{ N}$$

Debido a que los tambores utilizados en el sistema de frenos tienen un diámetro interior de 430 mm, el par de torsión de frenado viene dado por:

$$T_f = F_f \cdot \frac{\phi}{2}$$

Por lo tanto, el torque de fricción que debe generar cada freno trasero es:

$$T_{fT} = 10983.6 \cdot \frac{0.430}{2} = 2361.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Y el torque de fricción que debe generar cada freno delantero es:

$$T_{fD} = 7322.4 \cdot \frac{0.430}{2} = 1574.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.3.- DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE FRENOS

Una vez determinado el par de torsión de fricción máximo requerido se procede a comprobar si el material y el tamaño de los elementos del sistema de frenos

seleccionado tienen la capacidad suficiente para cumplir con los requerimientos de frenado.

El tambor de freno es de hierro fundido y el material de fricción de la zapata es asbesto moldeado, con las siguientes propiedades:

Material: Asbesto moldeado sobre hierro fundido.

Coefficiente de fricción (μ): 0.25

Presión de contacto máxima (p_{max}): 850 kPa

Temperatura volumétrica máxima: 260 °C

En la siguiente figura se muestran las fuerzas y dimensiones que intervienen en el análisis de un freno de tambor de zapatas largas internas.

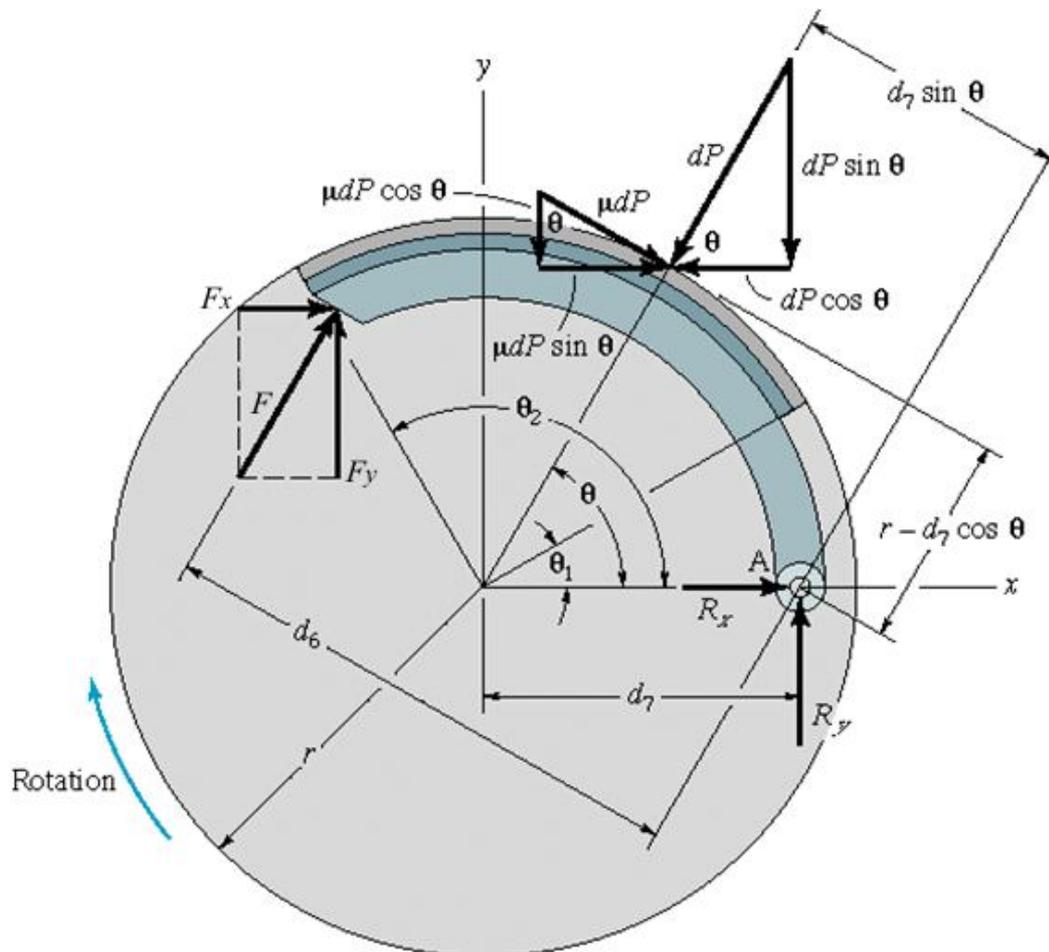


Figura 2.2 Fuerzas y dimensiones de un freno de tambor de zapata larga interna

Donde, del sistema de frenos seleccionado tenemos:

- $F =$ fuerza de accionamiento
- $R =$ reacciones en el pasador de la articulación
- $P =$ presión de contacto
- $r =$ radio interior del tambor = 215 mm
- $d_7 =$ 165 mm
- $d_6 =$ 315 mm
- $\theta_1 =$ 22.5° (0.3927 rad)
- $\theta_2 =$ 142.5° (2.487 rad)
- $b =$ ancho de la cara de la zapata (perpendicular a la hoja)

2.3.1.- DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENOS TRASEROS

Debido a que los frenos traseros tanto como los delanteros tienen las mismas dimensiones generales y solo difieren en el ancho de la zapata, primero calculamos el mínimo ancho de la cara de la zapata necesario para generar el torque de fricción requerido:

$$b_T = \frac{T_{fT}}{r^2 \cdot \mu \cdot p_{max}(\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}$$

$$b_T = \frac{2361.5}{0.215^2 \cdot 0.25 \cdot 850000 \cdot (\cos 22.5 - \cos 142.5)}$$

$$b_T = 0.140 \text{ m} = 140 \text{ mm}$$

El ancho de la cara de la zapata mínimo requerido es de 140 mm y el sistema seleccionado tiene un ancho de cara de zapata de 160 mm (anexo A07), por lo que se concluye que es más que suficiente para generar el torque de fricción requerido.

Como la presión máxima es proporcional al ancho, la presión máxima real será:

$$p_{max} = 850 \frac{\text{kPa} \cdot 140}{160}$$

$$p_{max} = 743.75 \text{ kPa} = 107.9 \text{ psi}$$

En la *zapata autoenergizante* el momento de la fuerza normal M_N respecto al pasador en A es:

$$M_N = 0.25 \cdot p_{max} \cdot b \cdot r \cdot d_7 \cdot [2(\theta_2 - \theta_1) - \sin 2\theta_2 + \sin 2\theta_1]$$

$$M_N = 0.25 \cdot 743750 \cdot 0.160 \cdot 0.215 \cdot 0.165 \cdot [2(2.487 - 0.3927) - \sin 285 + \sin 45]$$

$$M_N = 6186.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El momento de la fuerza de fricción M_f en la zapata será:

$$M_f = \mu \cdot p_{max} \cdot b \cdot r \cdot [r(\cos \theta_1 - \cos \theta_2) - 0.25 \cdot d_7(\cos 2\theta_2 + \cos 2\theta_1)]$$

$$M_f = 0.25 \cdot 743750 \cdot 0.16 \cdot 0.215 [0.215(\cos 22.5 - \cos 142.5) + 0.25 \cdot 0.165(\cos 285 - \cos 45)]$$

$$M_f = 2243.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La fuerza de accionamiento F que se requiere aplicar en los rodillos por el martillo para accionar los frenos, viene dado por:

$$F = \frac{M_N - M_f}{d_6} = \frac{6186.5 - 2243.3}{0.315}$$

$$F = 12518 \text{ N}$$

Cuando la cargadora se desplaza con la velocidad máxima de 20 km/h a 1000 rpm, la potencia de fricción generada por cada freno trasero es:

$$Pot = T_{fT} \cdot n$$

$$Pot = 2361.5 \text{ Nm} \cdot 1000 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$Pot = 247 \text{ kW}$$

2.3.2.- DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENOS DELANTEROS

Siguiendo un procedimiento idéntico al anterior pero utilizando el torque de fricción T_{fD} , calculamos las diferentes fuerzas y dimensiones de los frenos delanteros, cuyos resultados se muestran a continuación:

El mínimo ancho de la cara de la zapata delantera es:

$$b_D = 0.093 \text{ m} = 93 \text{ mm}$$

El ancho de la cara mínimo requerido para la zapata delantera es de 93 mm y debido a que el sistema seleccionado tiene un ancho de cara de zapata de 100 mm, por lo que se concluye que es más que suficiente para generar el torque de fricción requerido.

Como la presión máxima es proporcional al ancho, la presión máxima real será:

$$p_{max} = 790.5 \text{ kPa} = 114.6 \text{ psi}$$

En la *zapata autoenergizante* el momento de la fuerza normal M_N respecto al pasador en A es:

$$M_N = 4124.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El momento de la fuerza de fricción M_f en la zapata será:

$$M_f = 1495.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La fuerza de accionamiento F que se requiere aplicar a los rodillos es:

$$F = 8344 \text{ N}$$

La potencia de fricción generada por cada freno delantero es:

$$Pot = 165 \text{ kW}$$

2.4.- MODELADO Y ENSAMBLAJE COMPUTACIONAL DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS DEL SISTEMA DE FRENOS

Usando el paquete SolidWorks, que es un programa de diseño asistido por computadora que utiliza el Método de Elemento Finito (FEM), modelamos las diferentes piezas que componen el sistema de frenos trasero y delantero 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 del sistema de frenos.

Mediante la aplicación de los diferentes comandos para croquizar y para realizar y editar operaciones de sólidos disponibles en Solidworks, procedemos a modelar computacionalmente en 3D y asignar los diferentes materiales a los siguientes elementos del sistema de frenos:

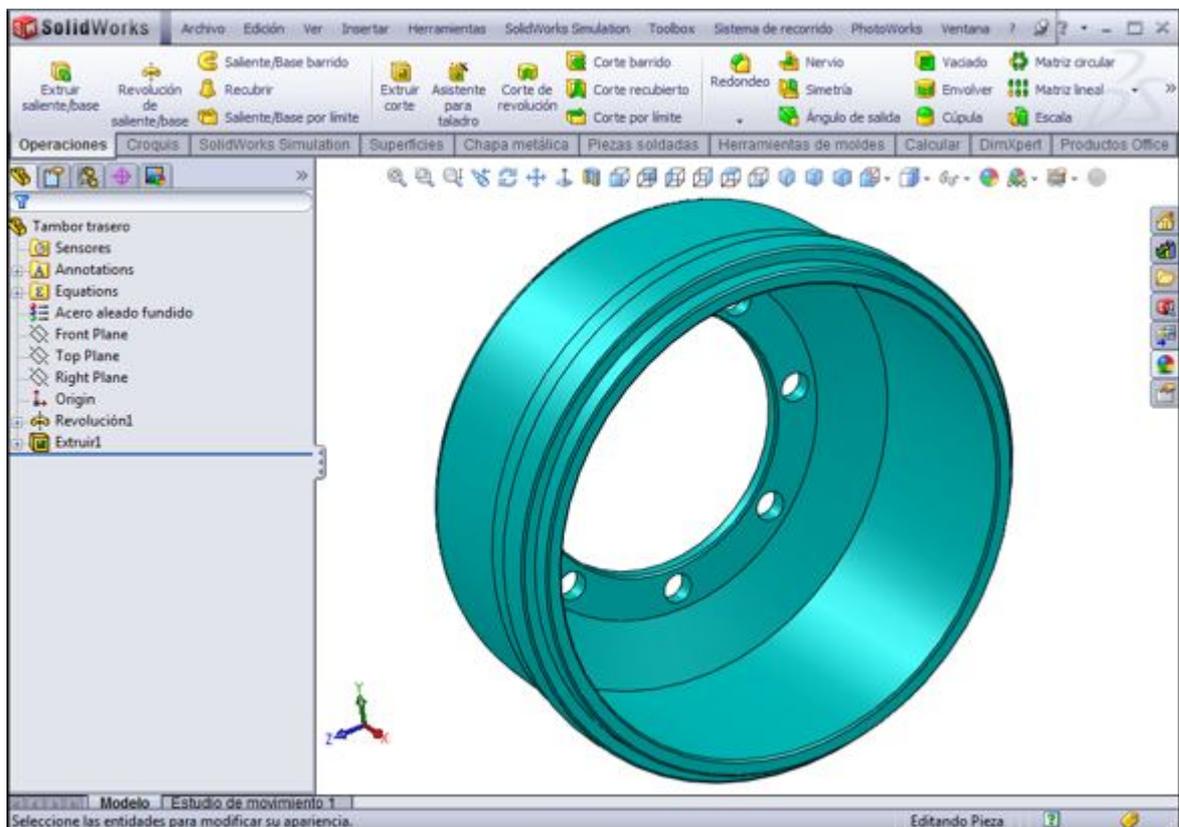


Figura 2.3 Modelo en SolidWorks del tambor del freno trasero

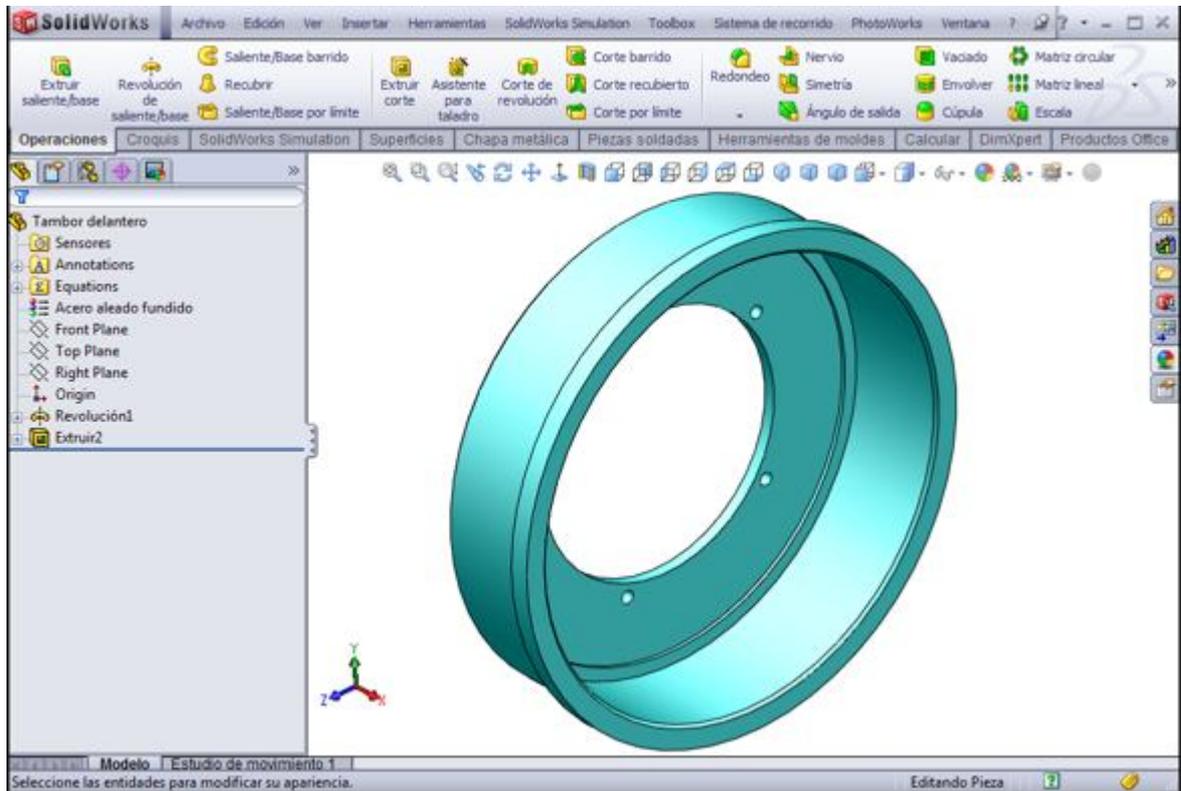


Figura 2.4 Modelo en SolidWorks del tambor del freno delantero

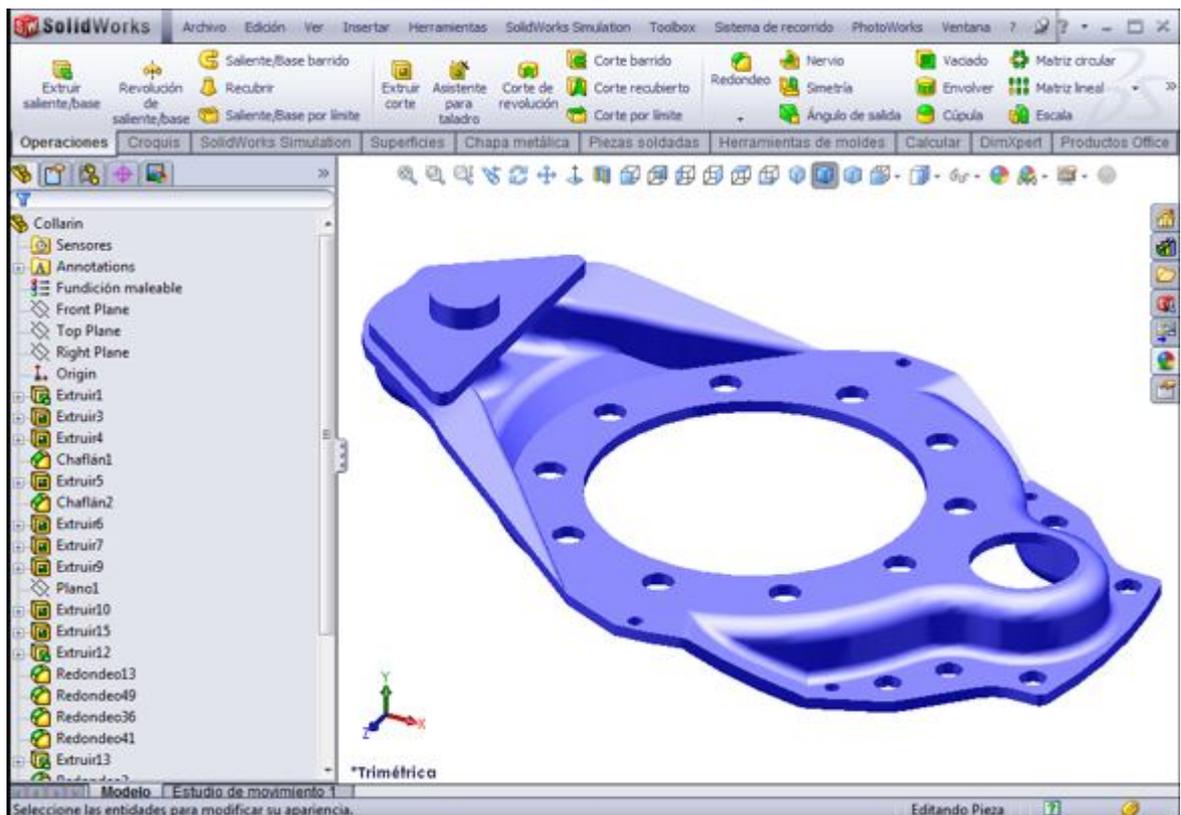


Figura 2.5 Modelo en SolidWorks del collarín

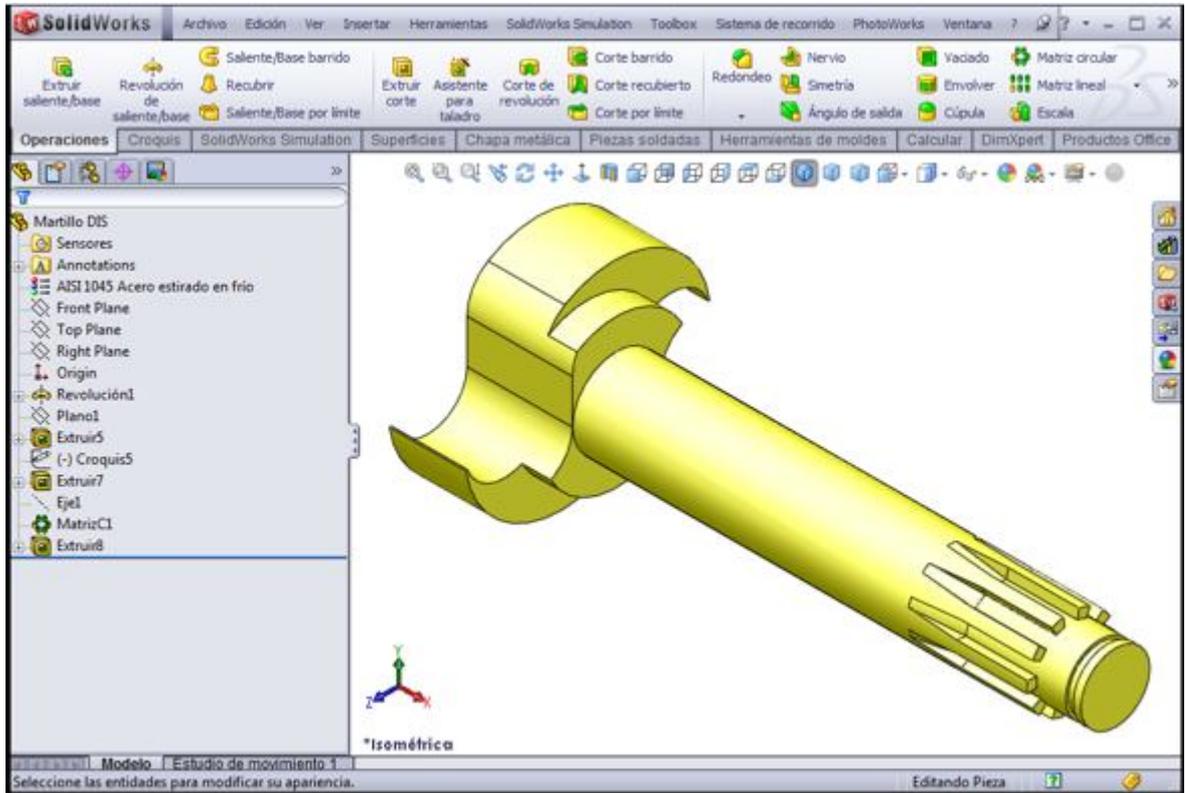


Figura 2.6 Modelo del martillo con la excéntrica en “S”

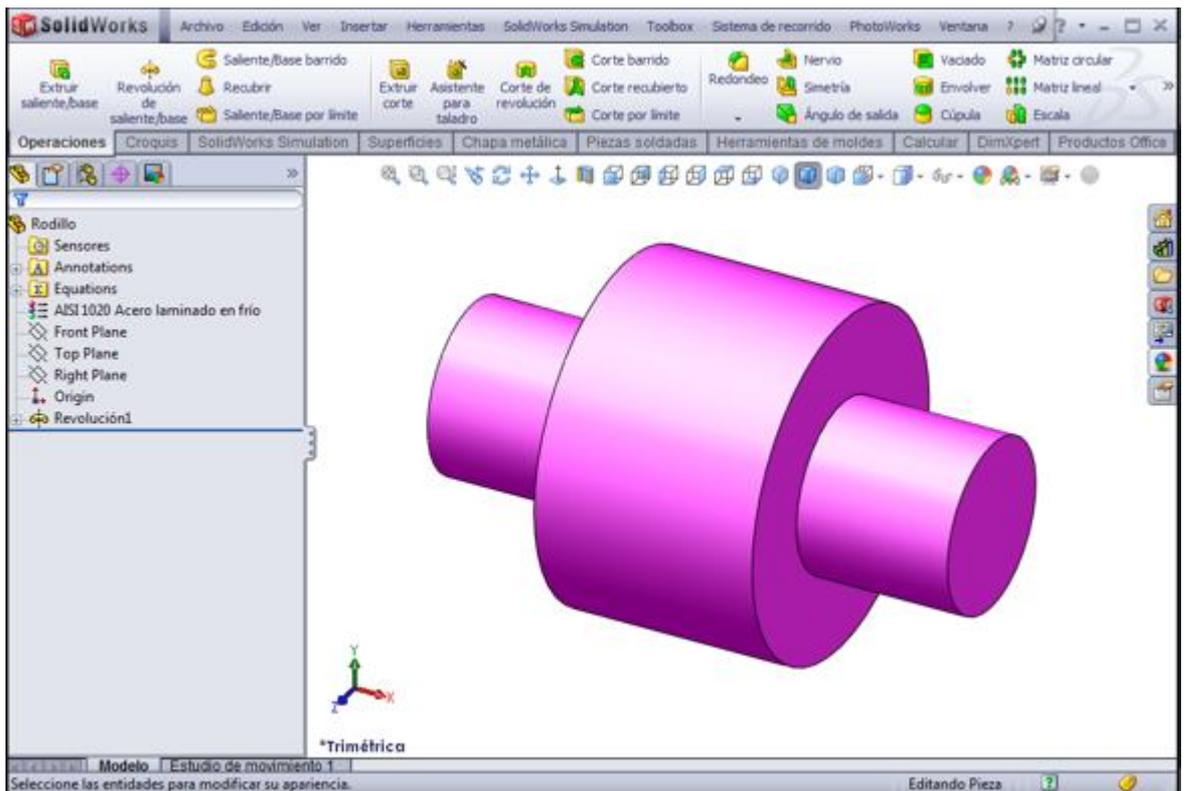


Figura 2.7 Modelo en SolidWorks del rodillo de la excéntrica en “S”

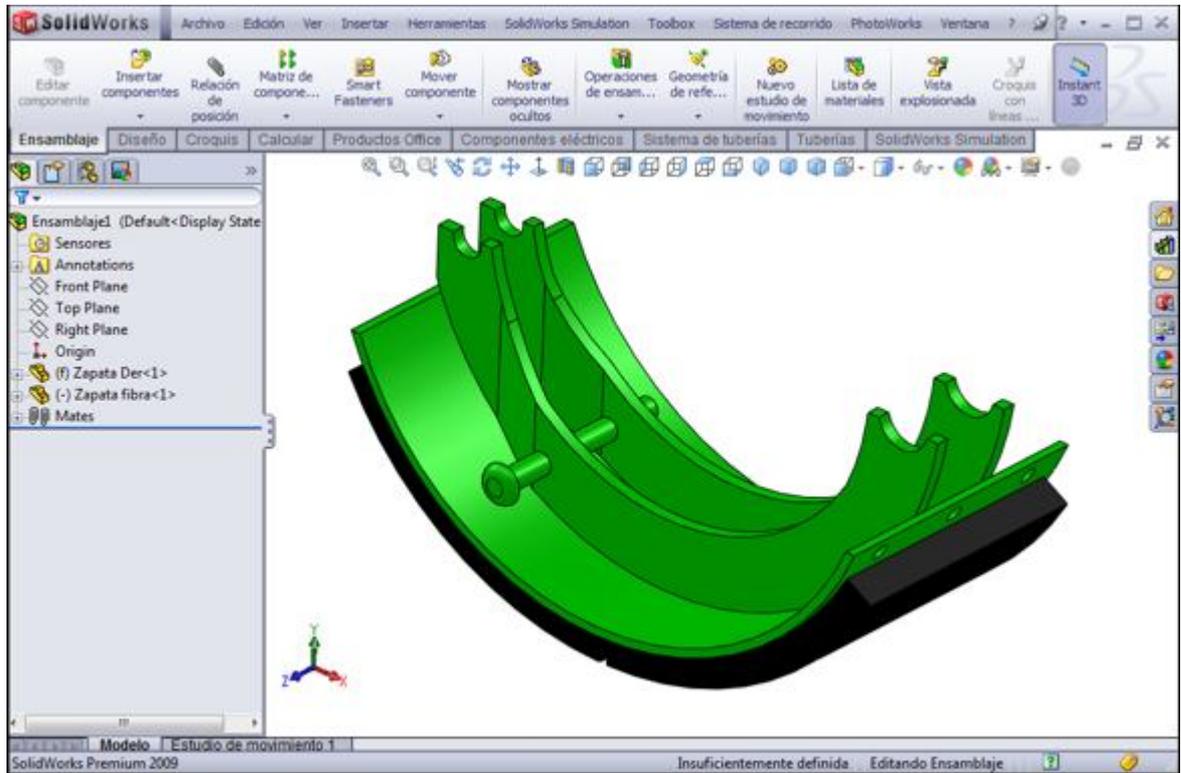


Figura 2.8 Modelo de la zapata de freno con revestimiento

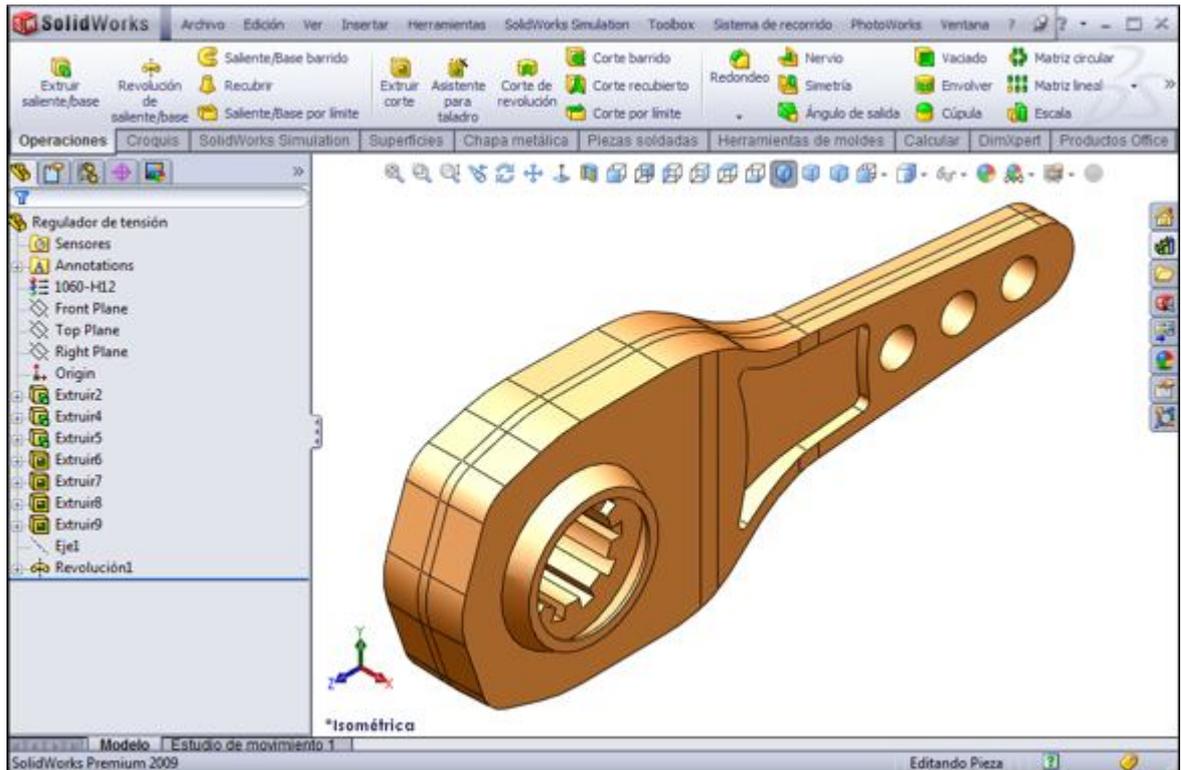


Figura 2.9 Modelo del regulador de tensión

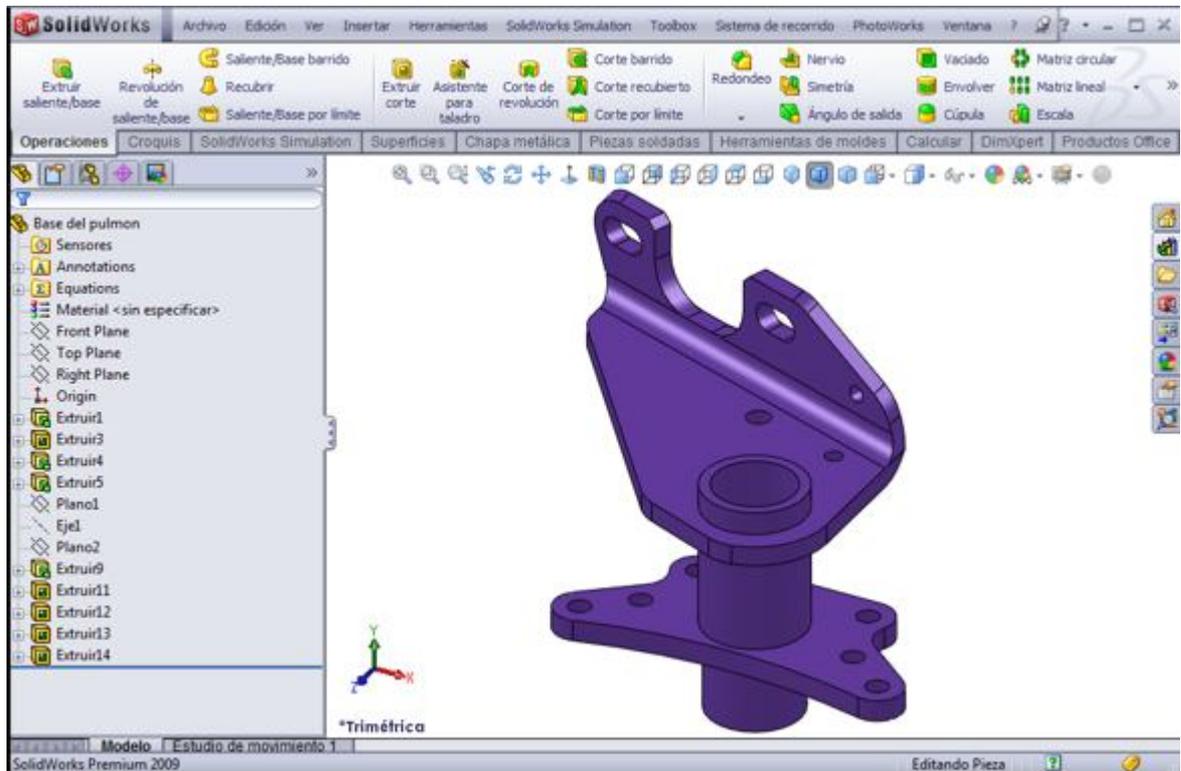


Figura 2.10 Modelo de la base de soporte del pulmón

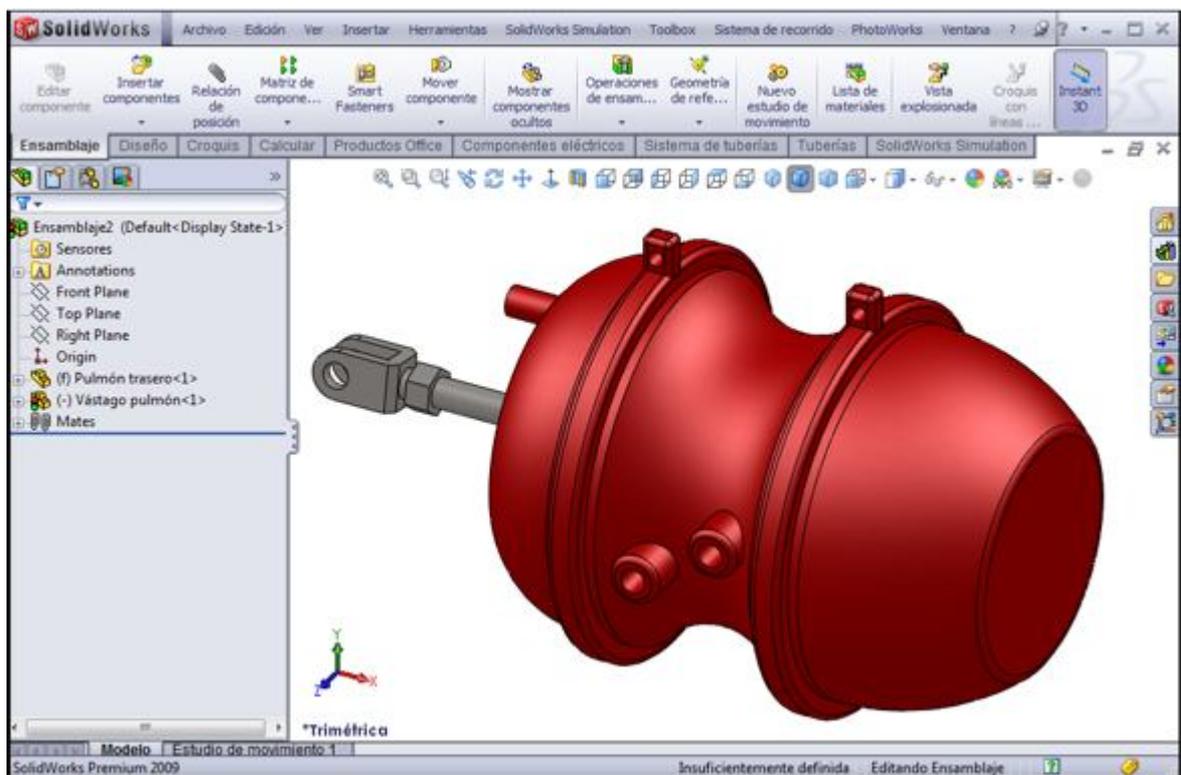


Figura 2.11 Modelo del pulmón del freno trasero

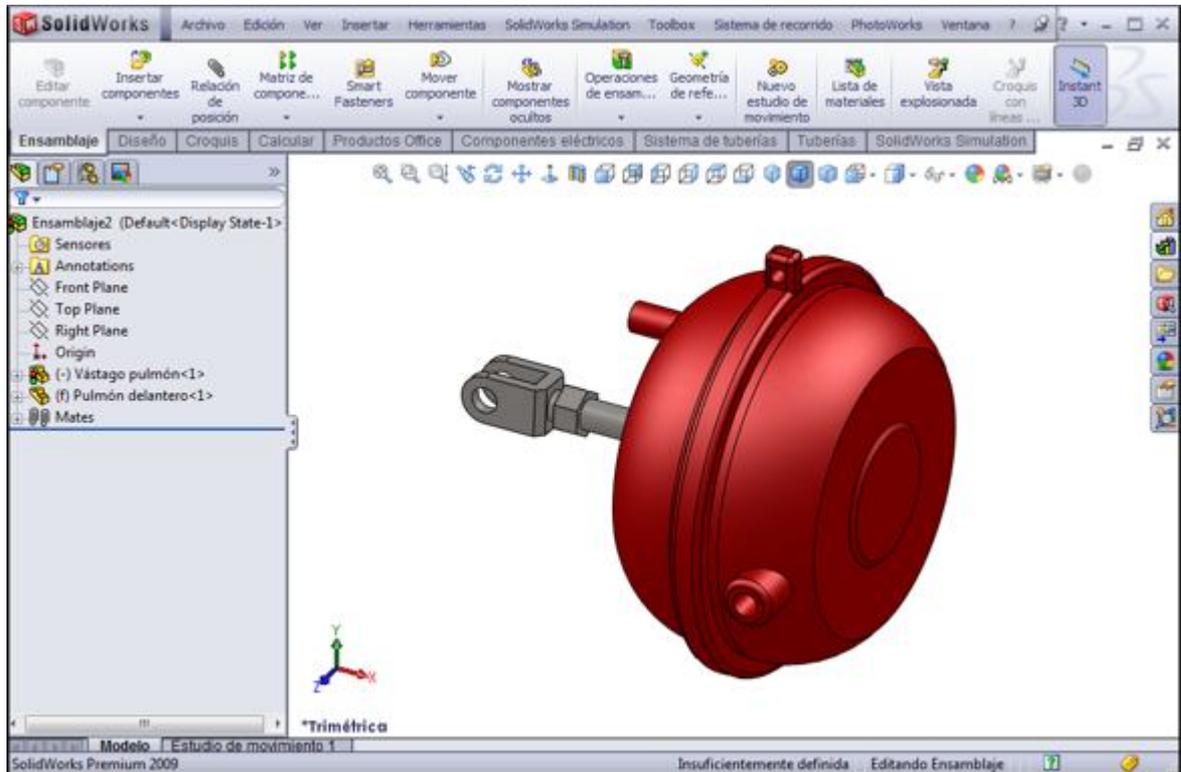


Figura 2.12 Modelo del pulmón del freno delantero

Una vez modelado los diferentes componentes mecánicos, procedemos a ensamblar el sistema de frenos trasero y el delantero, como se muestra a continuación:

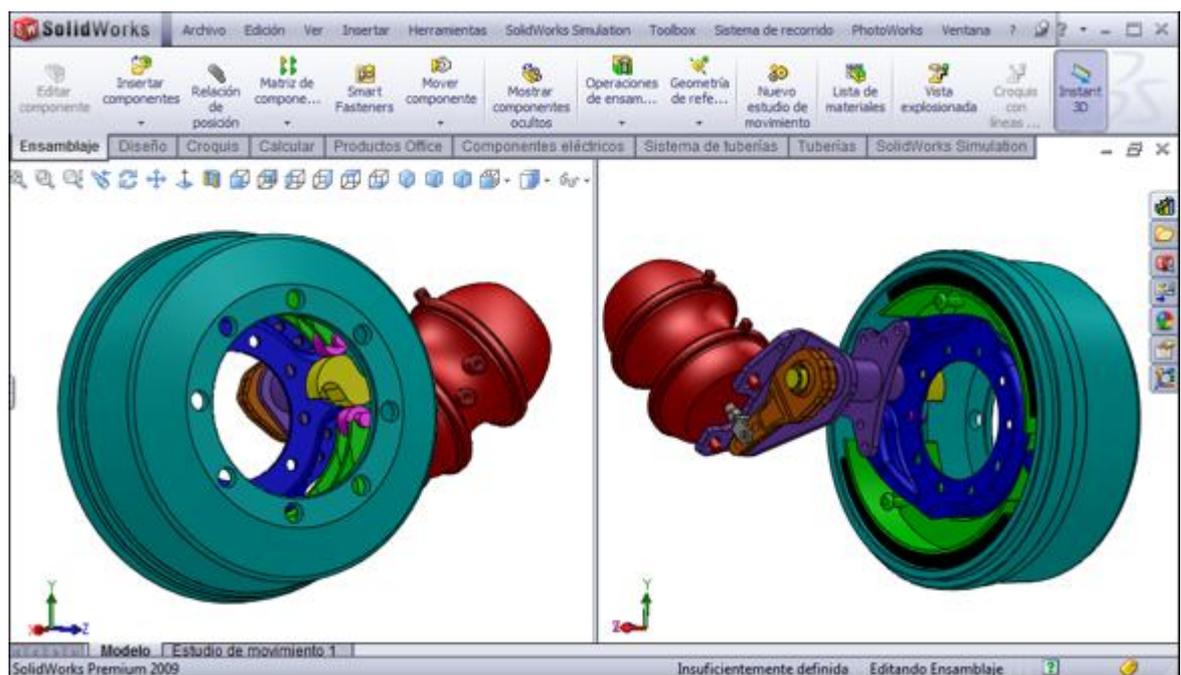


Figura 2.13 Ensamblaje del sistema de frenos trasero

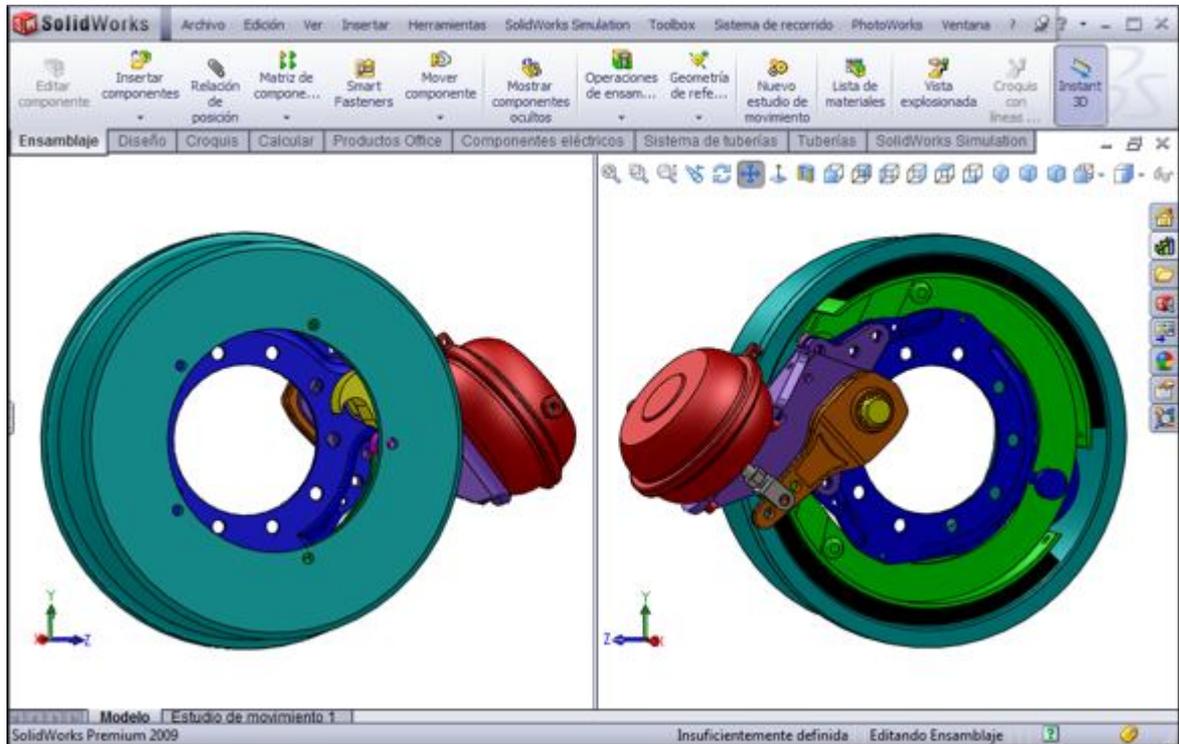


Figura 2.14 Ensamblaje del sistema de frenos delantero

2.5.- ANÁLISIS CINÉTICO DEL SISTEMA DE FRENOS MEDIANTE SOLIDWORKS MOTION

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 sistema de frenos, se ejecutará su análisis y simulación de movimiento en SolidWorks Motion.

Partiendo del ensamblaje del sistema de frenos, generamos un estudio de análisis de movimiento en SolidWorks Motion para luego proceder a la asignación de las características de los resortes para retorno de las zapatas, la configuración de la velocidad de activación y la fuerza de activación de los frenos, tal como se muestra en la figura 2.15.

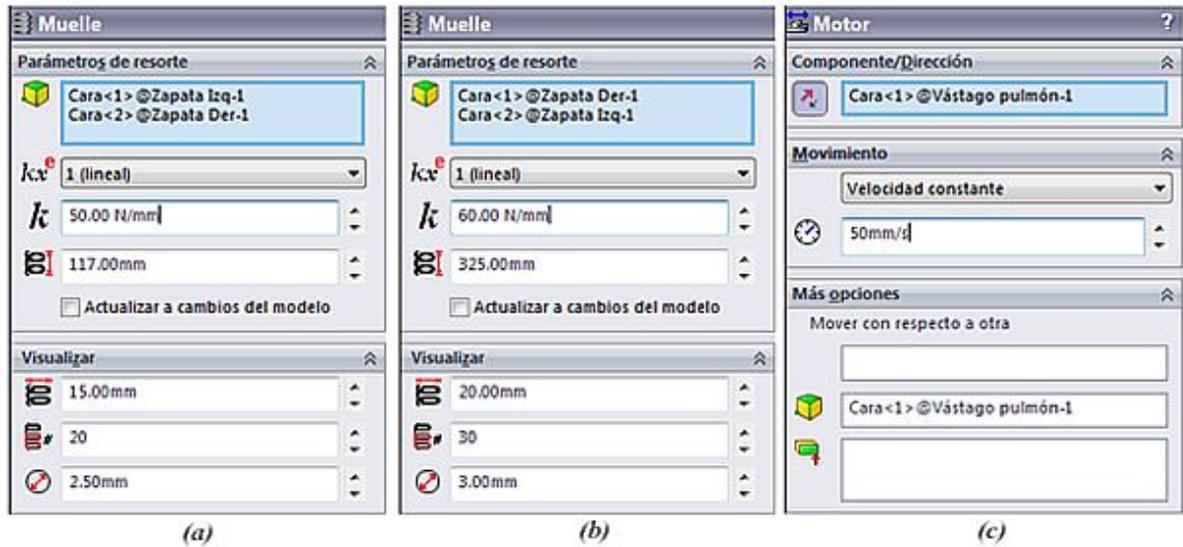


Figura 2.15 Configuración: a) Resorte inferior, b) Resorte superior y c) Velocidad de activación de los frenos

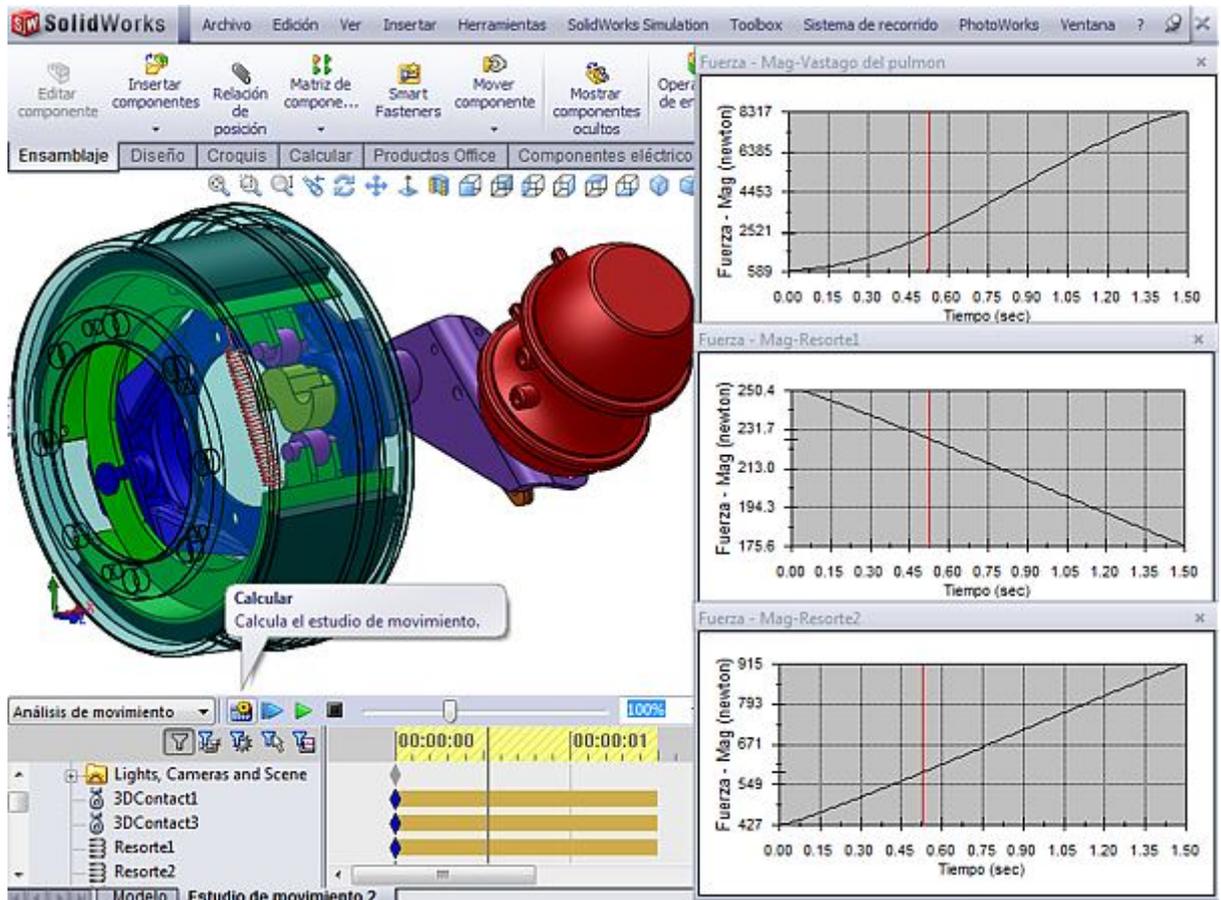


Figura 2.16 Ejecución del análisis de movimiento y generación de algunas curvas de resultados

A continuación se ejecuta el análisis de movimiento y se genera las curvas de fuerza en el vástago del pulmón y fuerzas en los resortes (figura 2.16) para su posterior utilización en el análisis de esfuerzos y diseño neumático del sistema.

2.6.- DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE FRENOS MEDIANTE SOLIDWORKS SIMULATION

Una vez ejecutado el análisis movimiento el programa calcula todas las fuerzas y reacciones que se generan en los diferentes componentes del sistema de frenos y estas pueden ser importadas (figura 2.17) 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.

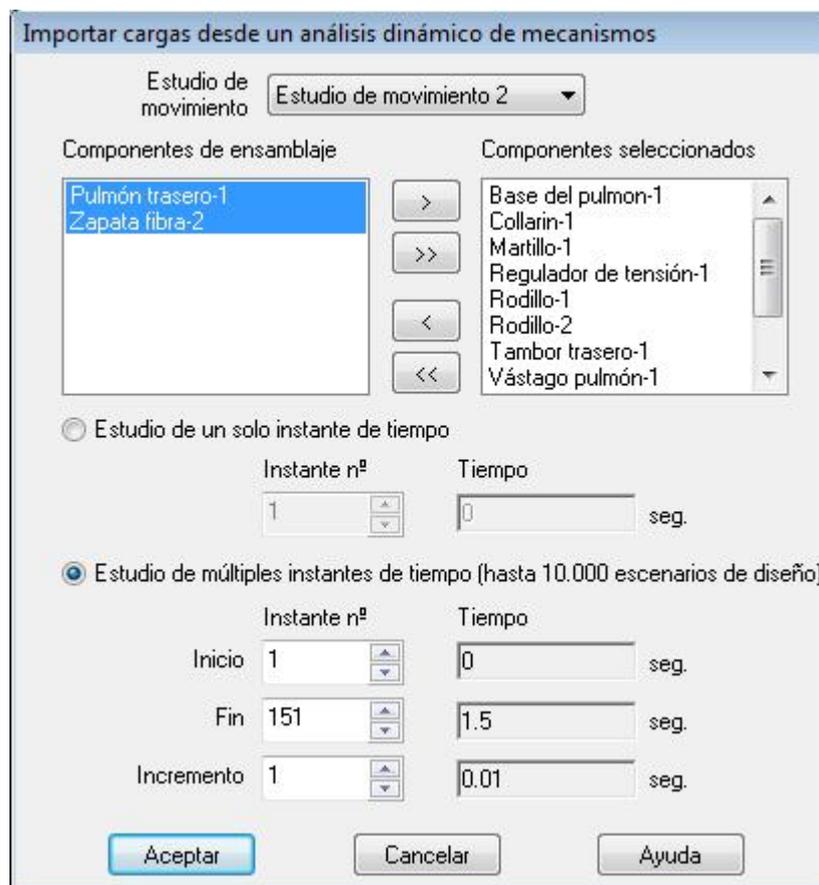


Figura 2.17 Ventana para la importación de cargas desde el análisis de movimiento

Luego de importar las cargas desde el análisis de movimiento se procedió a realizar los estudios de análisis de esfuerzos de los diferentes componentes del sistema de frenos y sus resultados se presentan a continuación.

2.6.1.- DISEÑO DEL TAMBOR DE FRENO TRASERO

Para detener el vehículo, las zapatas y sus revestimientos son empujados contra en interior del tambor con una presión cuyo valor máximo (107.9 psi) se calculó en la sección 2.3.1 y su distribución se muestra en la figura siguiente.

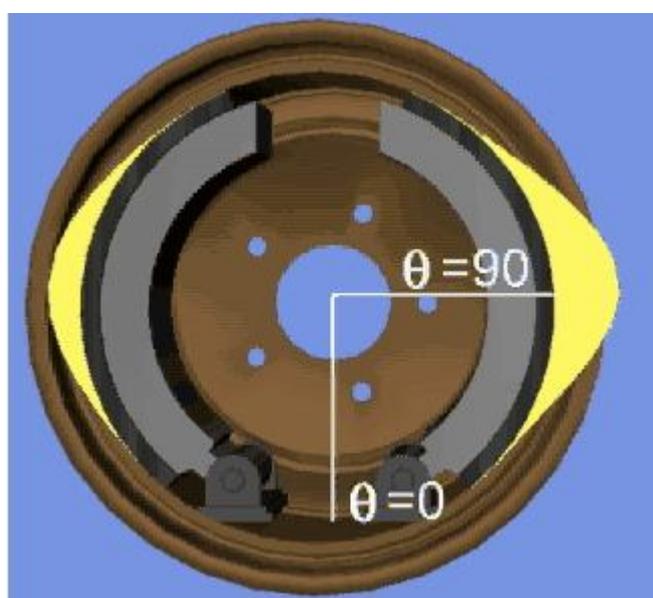


Figura 2.18 Distribución de presiones y ubicación de la presión máxima del tambor

Tabla 2.1 Propiedades del material de los tambores de freno

| Nº | Nombre de sólido | Material | Masa | Volumen |
|-----------------------------------|--------------------|------------------------|-------------------|---------------------------|
| 1 | Tambor trasero DIS | [SW]Fundición maleable | 47.3289 kg | 0.00648341 m ³ |
| Nombre de propiedad | | Valor | Unidades | Tipo de valor |
| Módulo elástico | | 1.9e+011 | N/m ² | Constante |
| Coeficiente de Poisson | | 0.27 | NA | Constante |
| Módulo cortante | | 8.6e+010 | N/m ² | Constante |
| Densidad | | 7300 | kg/m ³ | Constante |
| Límite de tracción | | 4.1361e+008 | N/m ² | Constante |
| Límite elástico | | 2.7574e+008 | N/m ² | Constante |
| Coeficiente de dilatación térmica | | 1.2e-005 | /Kelvin | Constante |

El tambor de freno trasero está fabricado con hierro fundido maleable cuyas propiedades se indican en la Tabla 2.1 y una vez restringido el modelo y asignada la presión que soporta, se malla y se ejecuta el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

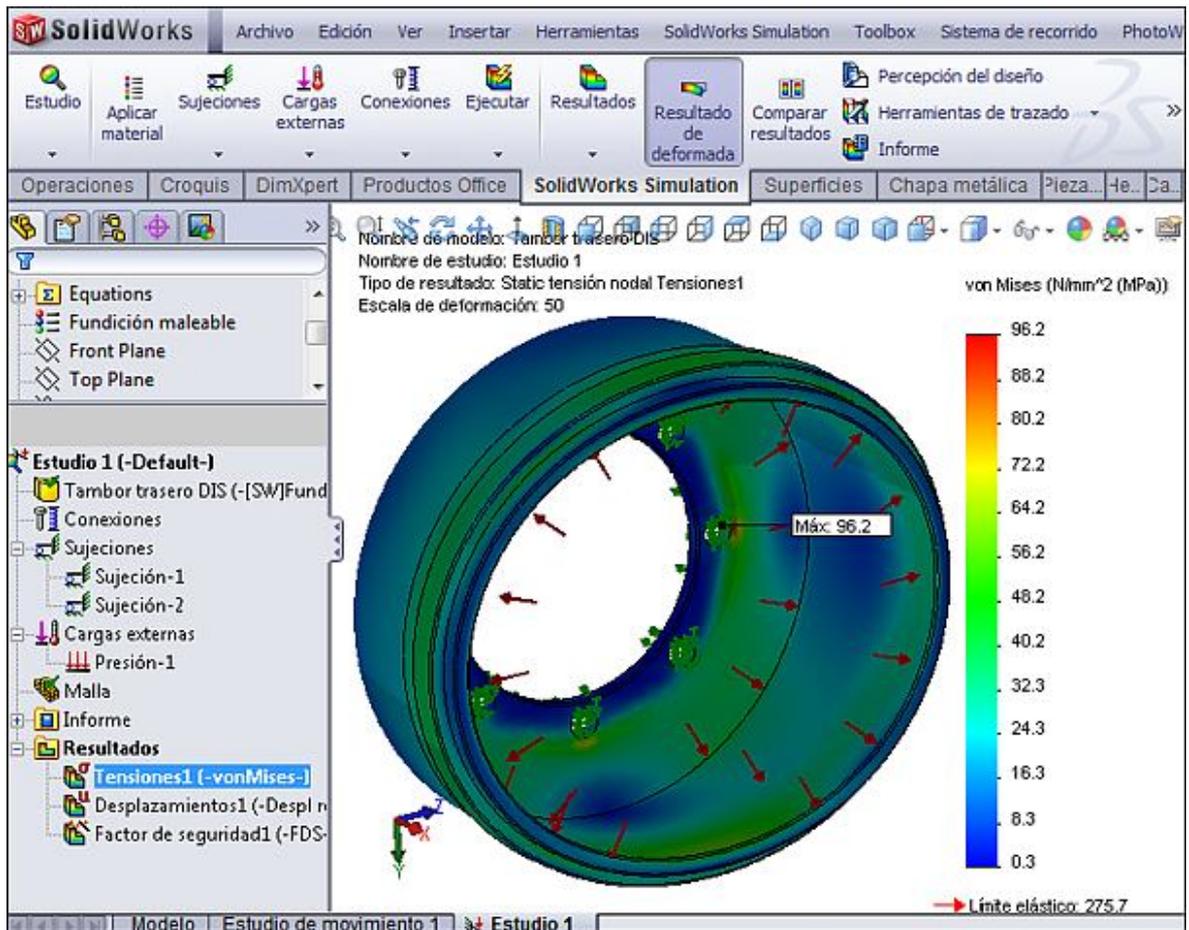


Figura 2.19 Tensión de Von Mises en el tambor de freno trasero

Al analizar la figura 2.19 se observa que la máxima tensión de Von Mises ocurre en los agujeros para los pernos de soporte y su valor es de 96.2 MPa, sin embargo, esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 275.7 MPa, por lo tanto, el tambor de freno trasero puede resistir sin fallar esta tensión máxima.

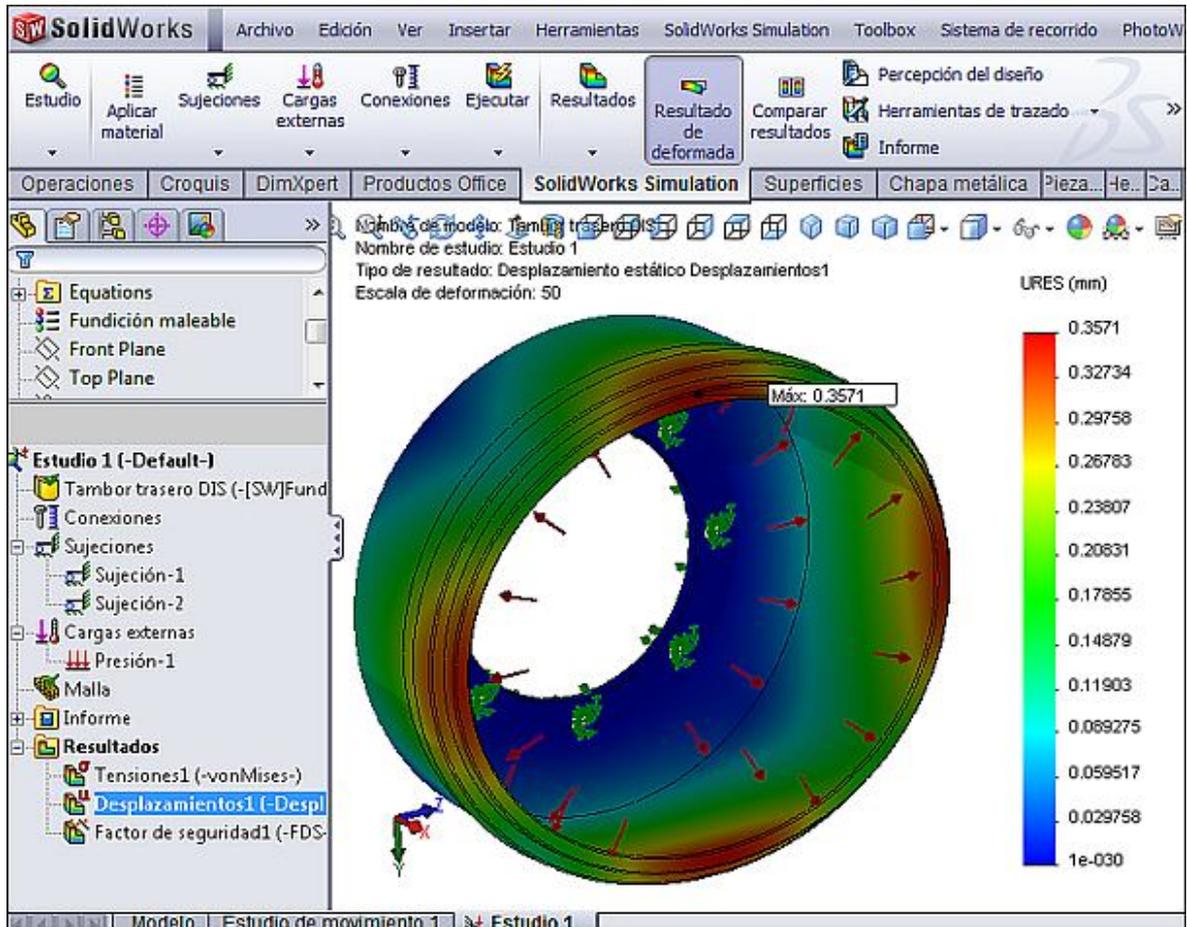


Figura 2.20 Desplazamientos resultantes en el tambor de freno trasero

En la figura 2.20 se observa que el desplazamiento máximo en el tambor ocurre en el cuadrante superior donde el martillo aplica a los rodillos la fuerza de accionamiento de frenado y su valor es de 0.357 mm, por lo que se considera que no afecta el funcionamiento normal del tambor.

Con respecto al factor de seguridad, en la figura 2.21 se muestra su distribución y se observa que las zonas críticas del tambor son los agujeros para los pernos de sujeción y la superficie donde las zapatas empujan con la presión máxima, sin embargo, el valor mínimo del factor de seguridad es de 2.87, por lo que se concluye que el diseño es seguro.

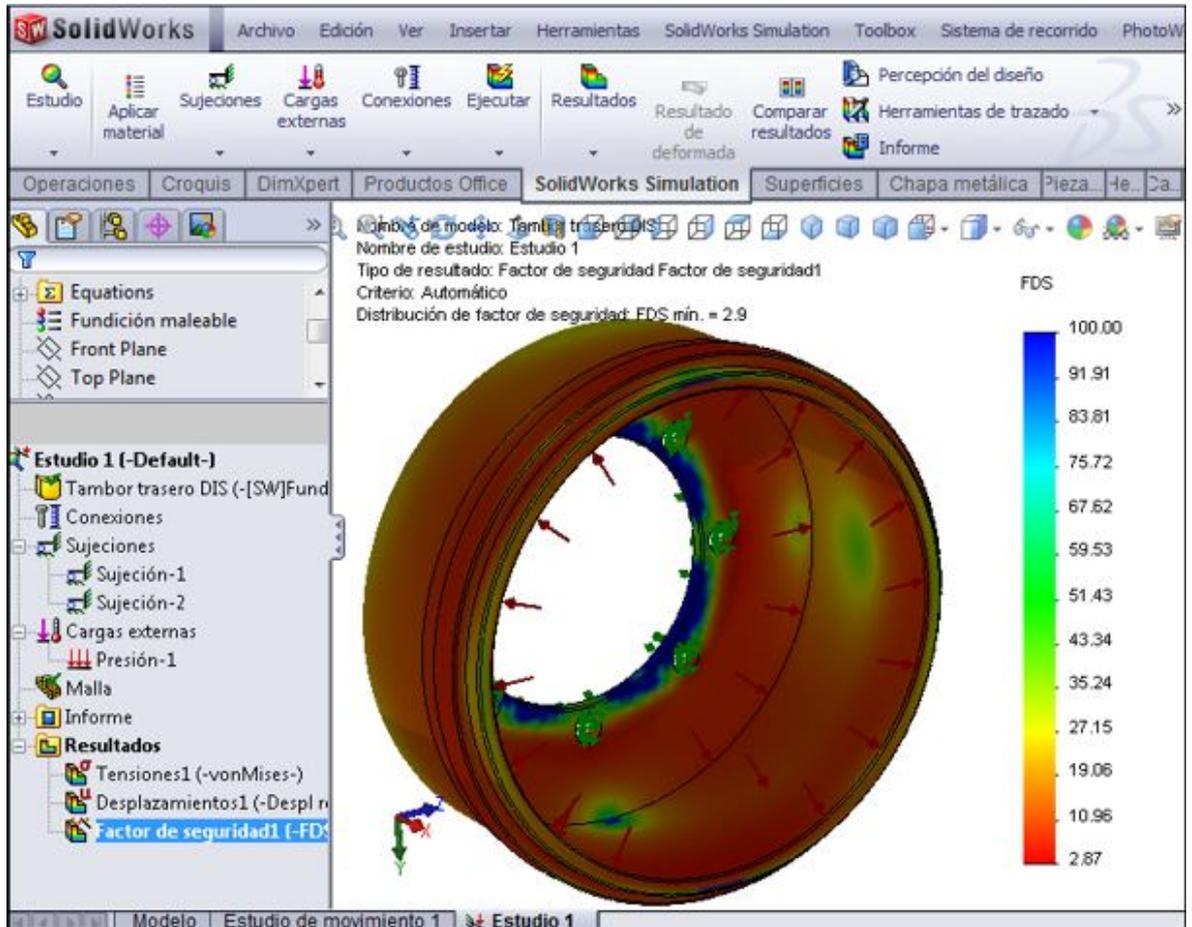


Figura 2.21 Distribución del factor de seguridad en el tambor de freno trasero

2.6.2.- DISEÑO DEL TAMBOR DE FRENO DELANTERO

El tambor de freno delantero trabaja de forma semejante al tambor trasero con la diferencia que soporta una presión máxima de 114.6 psi, cuyo valor se calculó en la sección 2.3.2.

Al igual que el tambor de freno trasero, el tambor delantero está fabricado con hierro fundido maleable y luego de restringir el modelo y asignarle la presión que soporta, se malla y se ejecuta el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

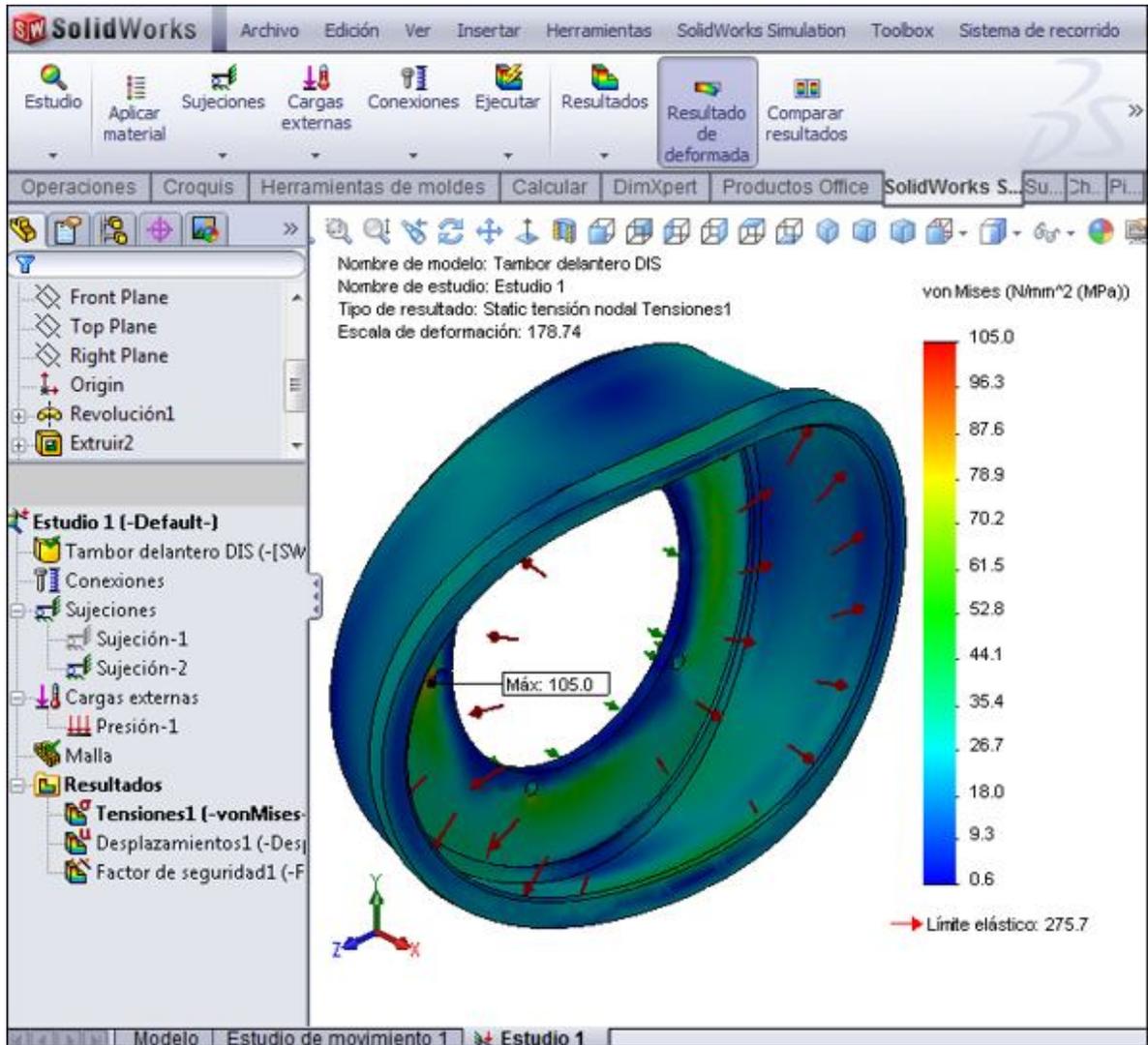


Figura 2.22 Tensión de Von Mises en el tambor de freno delantero

Al igual que en el tambor de freno trasero, en la figura 2.22 se observa que la máxima tensión de Von Mises ocurre en los agujeros para los pernos de soporte y su valor es de 105.0 MPa, pero al ser esta tensión menor que el límite de fluencia del material, el tambor de freno delantero también puede resistir la tensión máxima sin fallar.

Al analizar la figura 2.23 se determina que, como en el tambor de freno trasero, el desplazamiento máximo en el tambor ocurre en el cuadrante superior donde el martillo aplica a los rodillos la fuerza de accionamiento de frenado, siendo su valor

de 0.307 mm, el mismo que no afecta de forma considerable el funcionamiento normal del tambor.

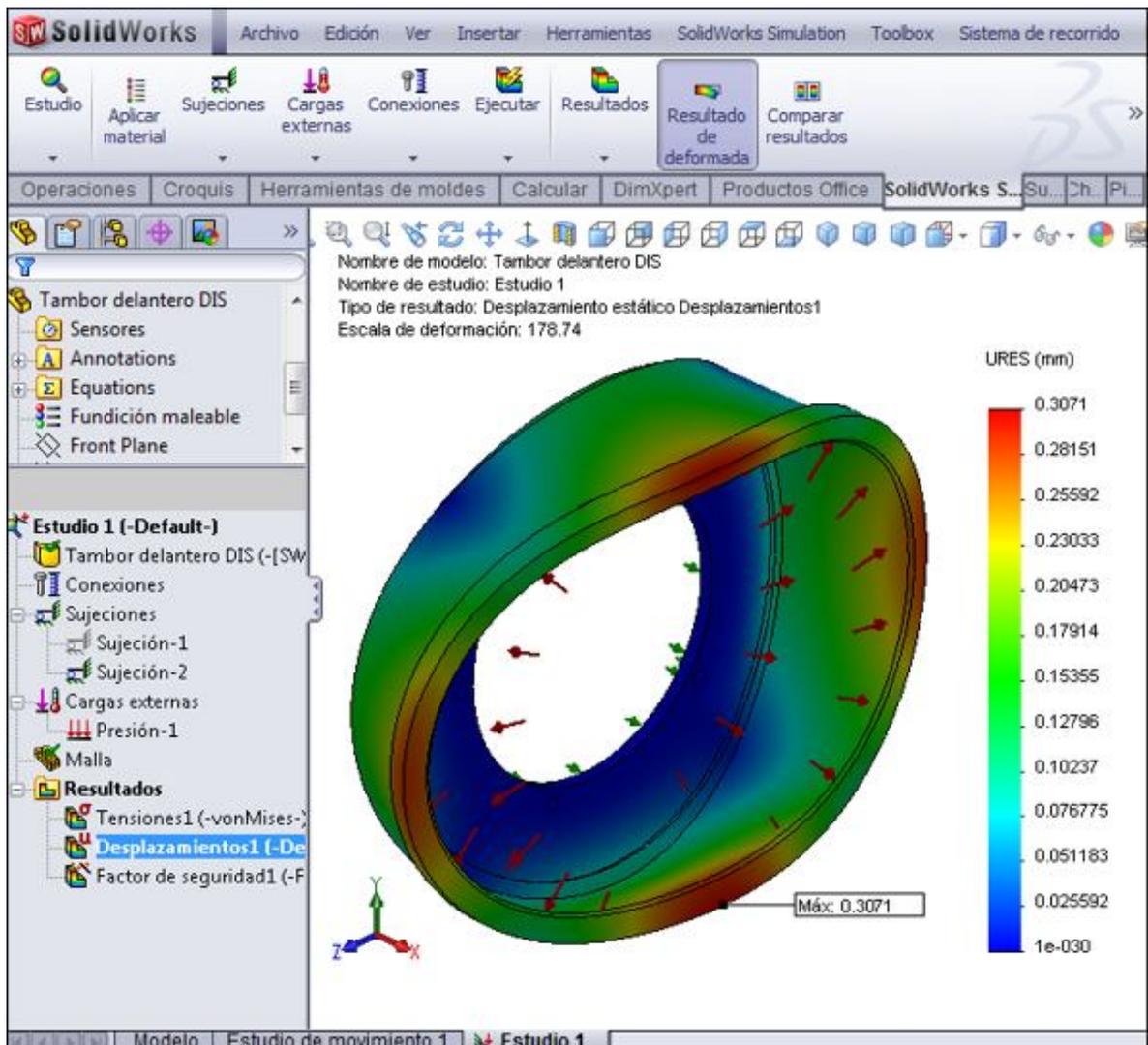


Figura 2.23 Desplazamientos resultantes en el tambor de freno delantero

En cuanto al factor de seguridad, en la figura 2.24 se muestra su distribución y se observa que las zonas críticas del tambor son los agujeros para los pernos de sujeción y la superficie donde las zapatas empujan con la presión máxima, sin embargo, su valor mínimo es de 2.62, por lo que se concluye que el diseño es seguro.

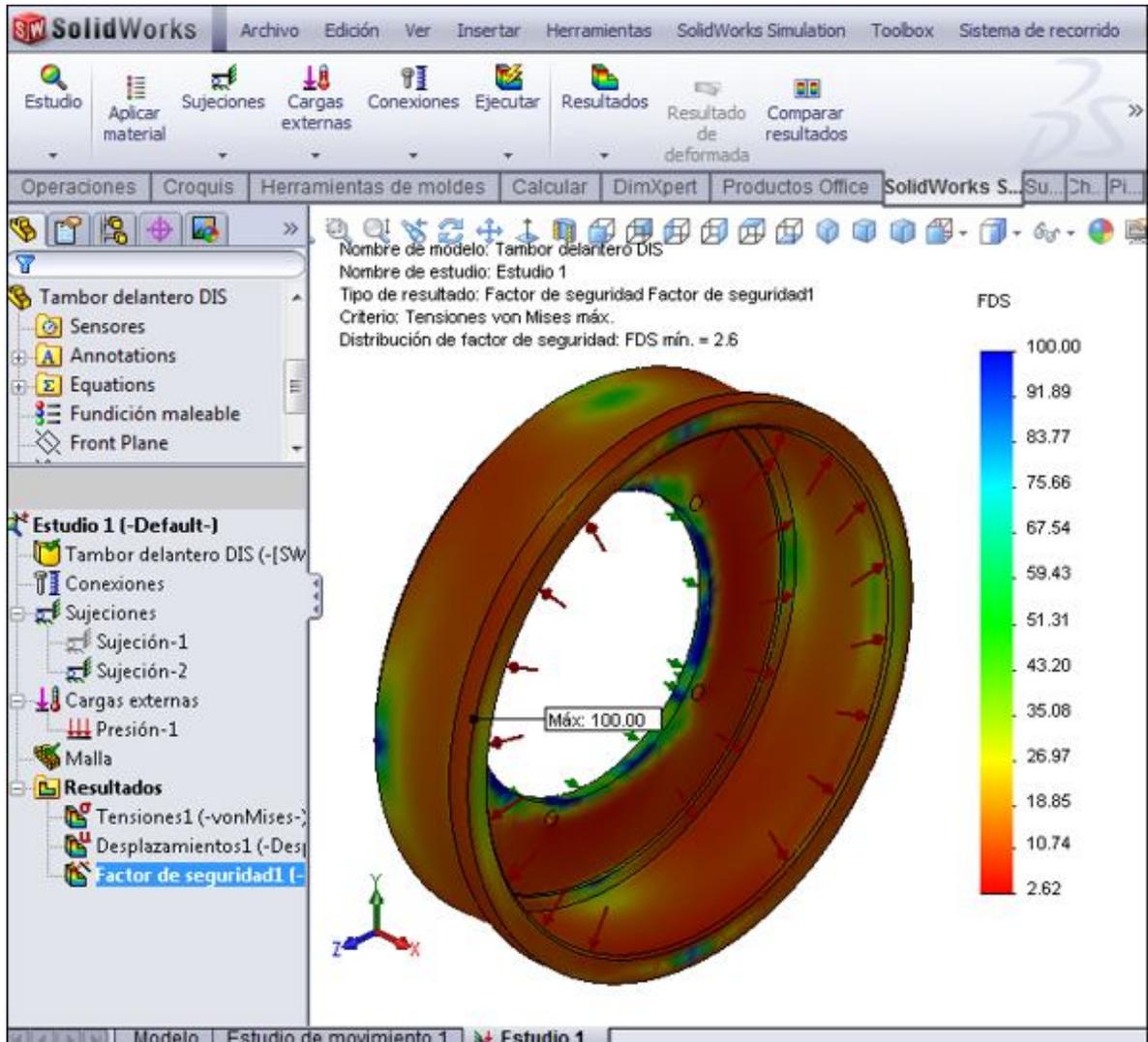


Figura 2.24 Distribución del factor de seguridad en el tambor de freno delantero

Debido a que el resto de elementos mecánicos del sistema de frenos son los mismos para los frenos traseros y para los delanteros, y puesto que la mayor fuerza de accionamiento se aplica en los frenos traseros, se considera que los elementos del sistema de frenos traseros son los críticos y por lo tanto a continuación se procede con el análisis de esfuerzos y el diseño solo de dichos elementos.

2.6.3.- DISEÑO DEL COLLARÍN

El collarín es un plato fijo de hierro fundido maleable que soporta a varios de los componentes del sistema de frenos (martillo, zapatas, base sujetadora del pulmón, etc.) y por lo tanto debe resistir las fuerzas que estos generan.

Luego que se ha restringido el modelo del collarín y se han asignado las cargas que soporta, se procede a mallar y ejecutar su análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

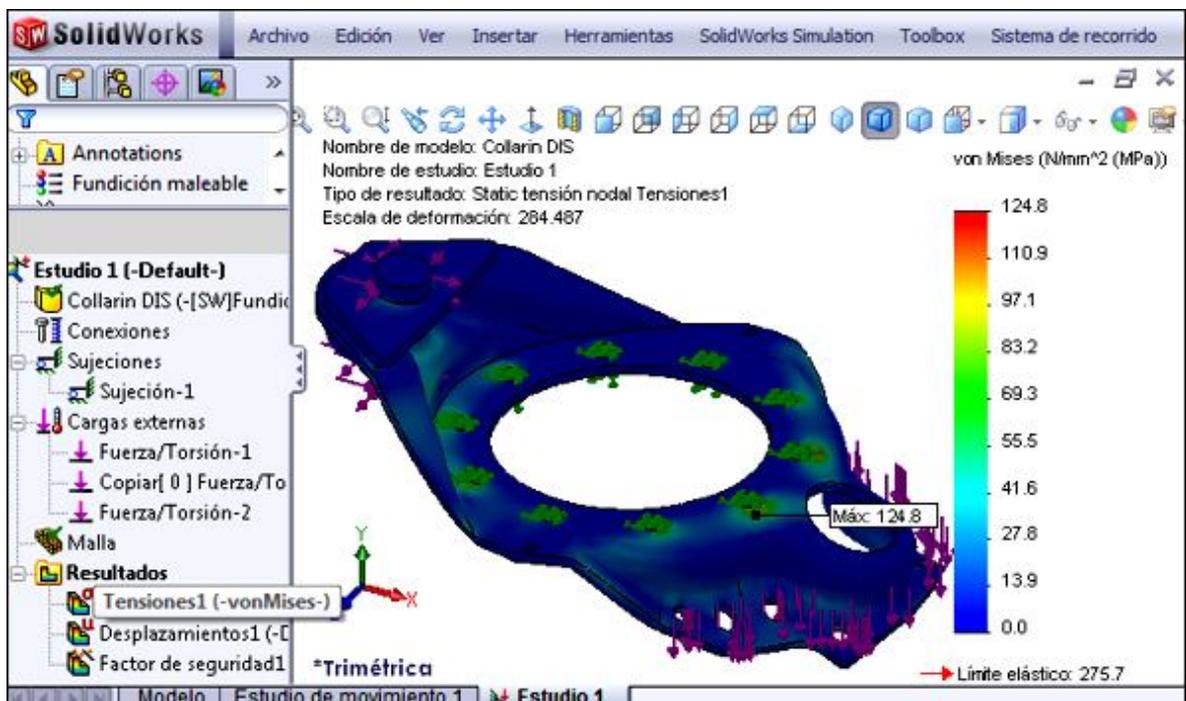


Figura 2.25 Tensión de Von Mises en el collarín

En la figura 2.25 se observa que la máxima tensión de Von Mises ocurre en los agujeros para los pernos de soporte y su valor es de 124.8 MPa, sin embargo, al ser esta tensión menor que el límite de fluencia del material, el collarín la puede resistir sin fallar.

De la figura 2.26 se determina que el desplazamiento máximo en el collarín ocurre en el extremo del soporte del pulmón y su valor es de 0.156 mm, por lo que se considera que no afecta el funcionamiento normal del sistema de frenos.

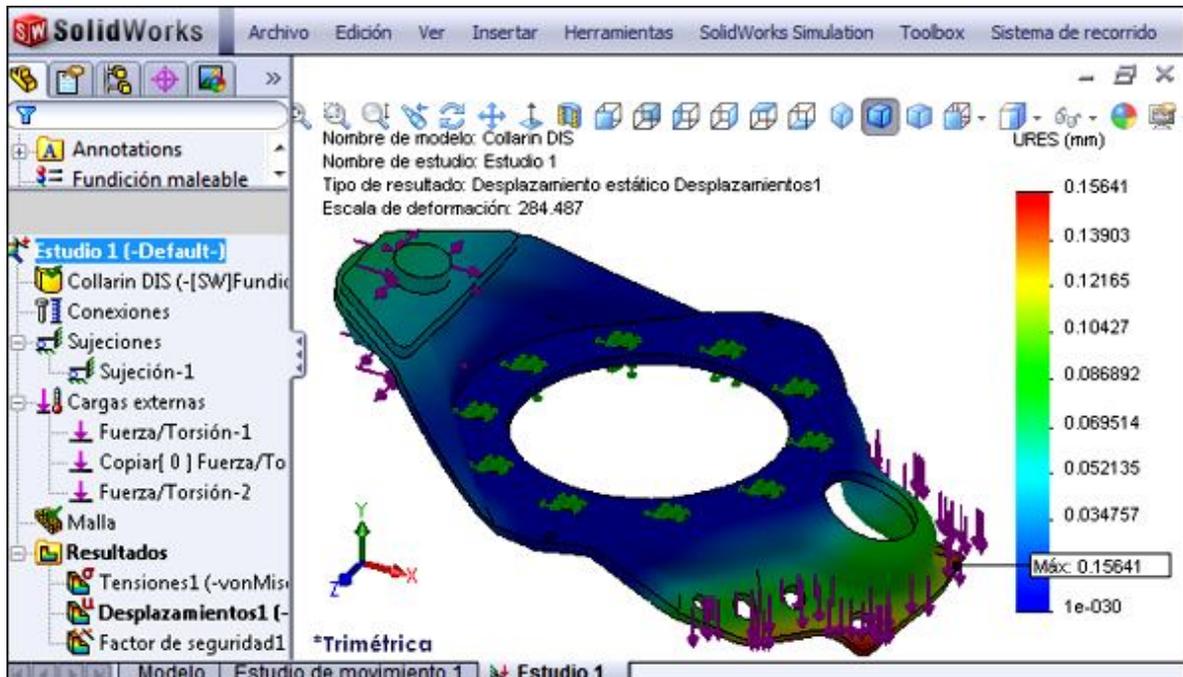


Figura 2.26 Desplazamientos resultantes en el collarín

En la figura 2.27 se muestra la distribución del factor de seguridad y se observa que las zonas críticas son los agujeros para los pernos de sujeción, sin embargo, el valor mínimo del factor de seguridad es de 2.21, por lo que se concluye que su diseño es seguro.

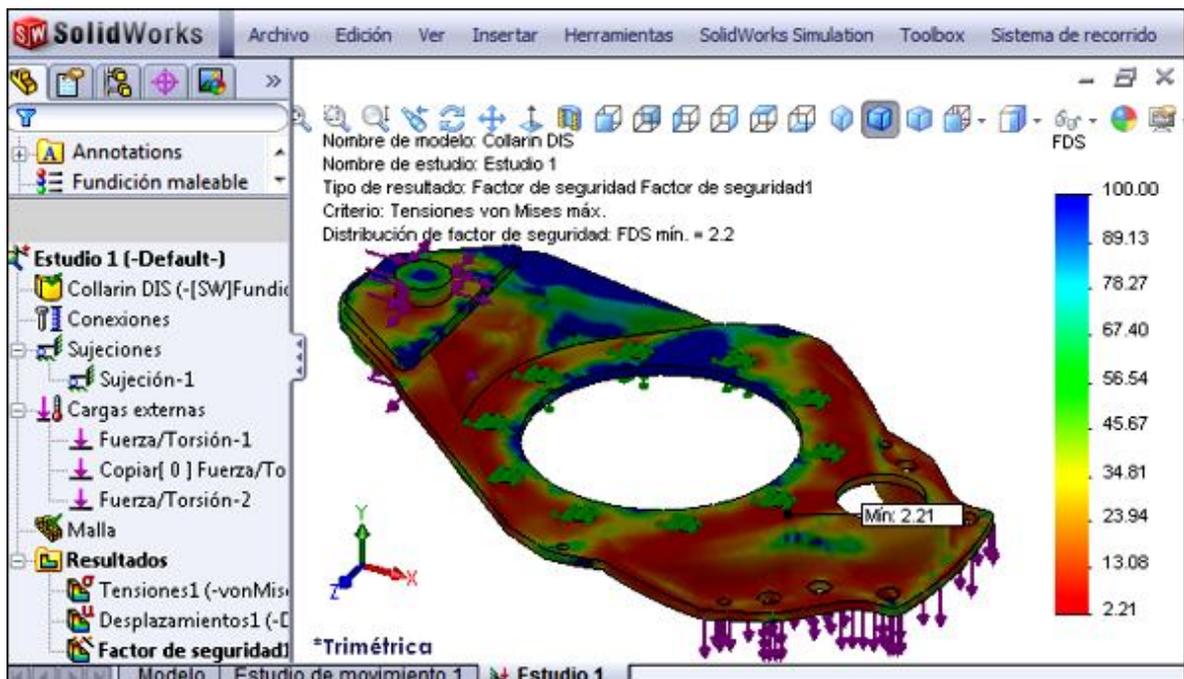


Figura 2.27 Distribución del factor de seguridad en el collarín

2.6.4.- DISEÑO DEL MARTILLO

El martillo es una pieza fabricada con acero 1045 extruido en frío que transmite la fuerza de accionamiento de frenado (12518 N) desde el vástago del pulmón hasta los rodillos, por lo que soporta dicha fuerza a cada lado.

Tabla 2.2 Propiedades del material del martillo

| Nº | Nombre de sólido | Material | Masa | Volumen |
|----|------------------|--------------------------------------|------------|----------------------------|
| 1 | Martillo DIS | [SW]AISI 1045 Acero estirado en frío | 2.70509 kg | 0.000344598 m ³ |

| Nombre de propiedad | Valor | Unidades | Tipo de valor |
|------------------------------------|-----------|-------------------|---------------|
| Módulo elástico | 2.05e+011 | N/m ² | Constante |
| Coefficiente de Poisson | 0.29 | NA | Constante |
| Módulo cortante | 8e+010 | N/m ² | Constante |
| Densidad | 7850 | kg/m ³ | Constante |
| Límite de tracción | 6.25e+008 | N/m ² | Constante |
| Límite elástico | 5.3e+008 | N/m ² | Constante |
| Coefficiente de dilatación térmica | 1.2e-005 | /Kelvin | Constante |

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

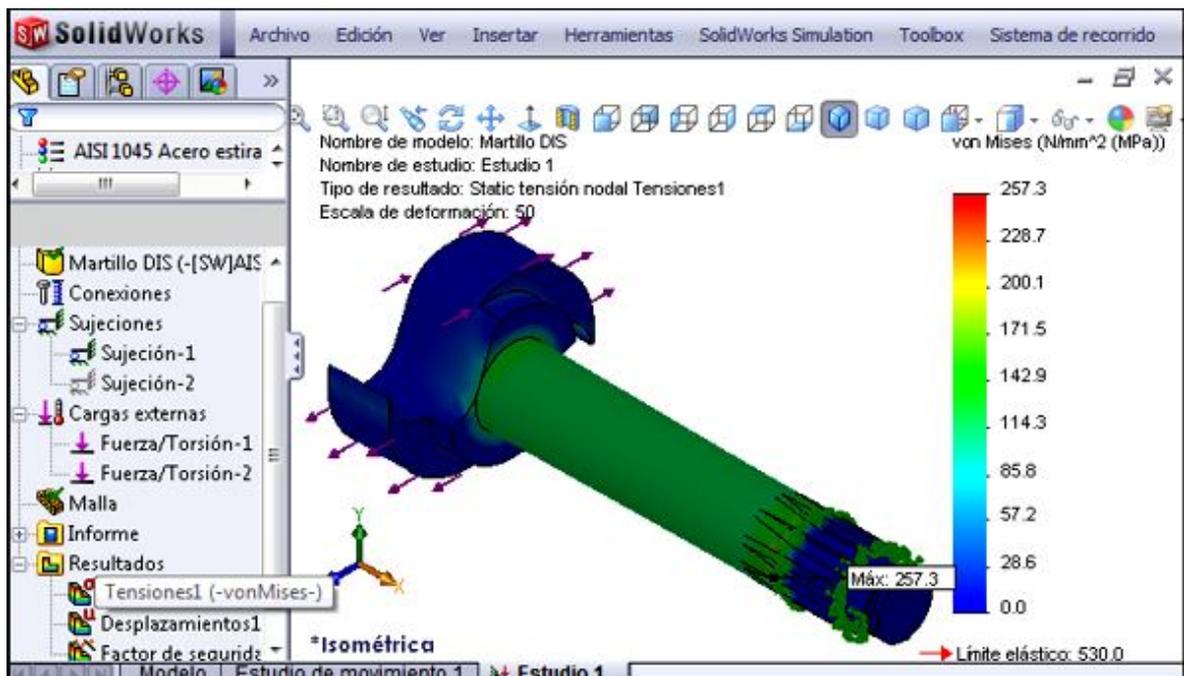


Figura 2.28 Tensión de Von Mises en el martillo

Al analizar la figura 2.28 se observa que la máxima tensión de Von Mises ocurre en el estriado que une el eje del martillo con el regulador de tensión, su valor es de 257.3 MPa, sin embargo, esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 530 MPa, por lo tanto, el martillo resiste la tensión máxima.

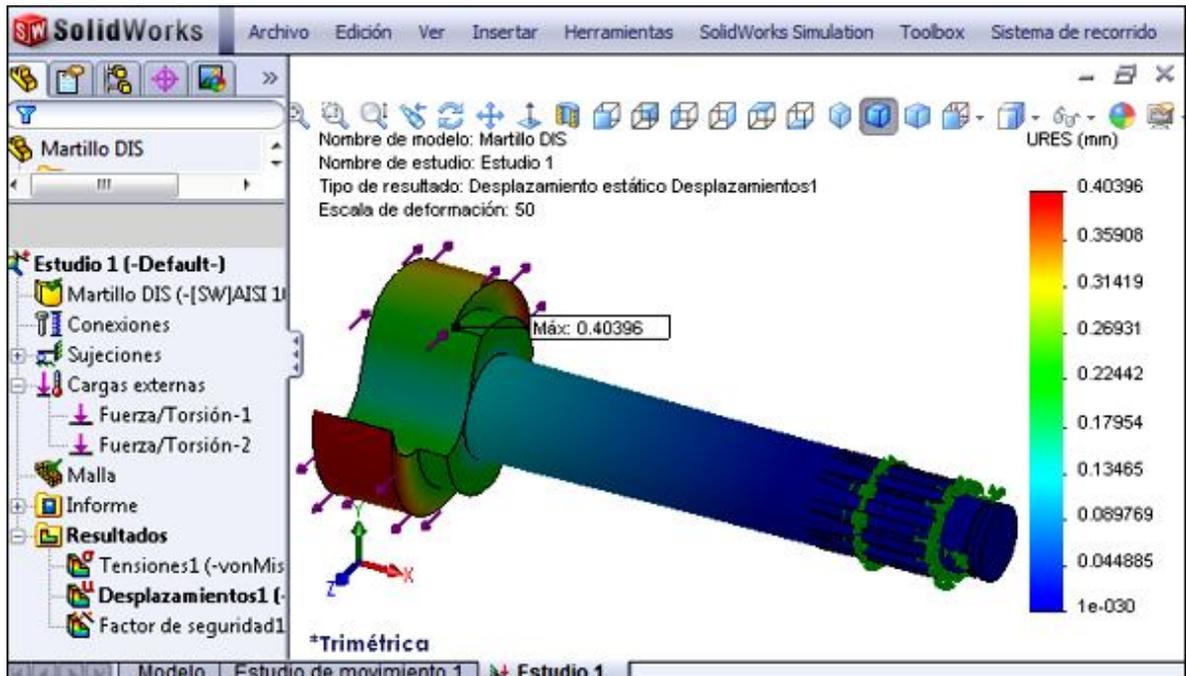


Figura 2.29 Desplazamientos resultantes en el martillo

Al analizar la figura 2.29 se determina que el mayor desplazamiento en el martillo ocurre en los extremos donde la excéntrica en “S” empuja a los rodillos para separar las zapatas, su valor máximo es de 0.404 mm, el mismo que se considera que no afecta de forma importante en el funcionamiento normal del martillo.

En cuanto al factor de seguridad, en la figura 2.30 se muestra su distribución y se observa que las zonas críticas son el estriado que une el eje del martillo con el regulador de tensión, el eje del martillo y los extremos de la excéntrica en “S”, sin embargo; al ser su valor mínimo igual a 2.06, el diseño es confiable.

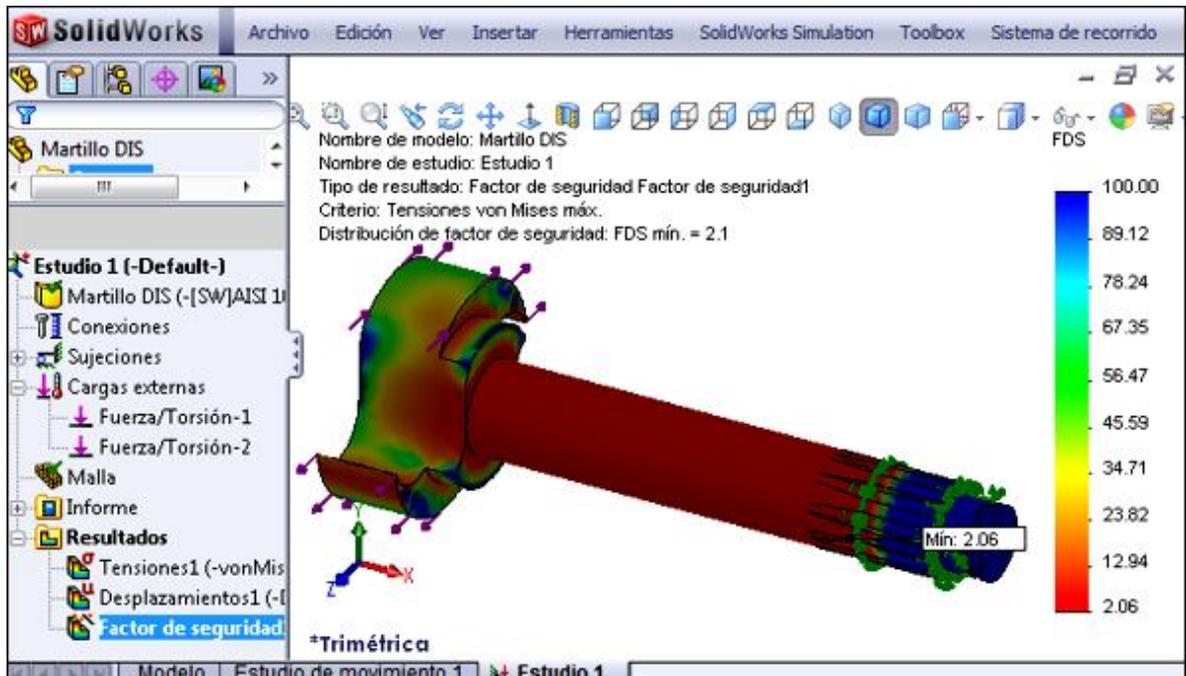


Figura 2.30 Distribución del factor de seguridad en el martillo

2.6.5.- DISEÑO DE LOS RODILLOS

Los rodillos son piezas cilíndricas de acero 1020 laminado en frío (Tabla 2.3) que reciben la fuerza de accionamiento de la excéntrica en “S”, separando las zapatas y presionándolas contra la cara interior del tambor.

Tabla 2.3 Propiedades del material de los rodillos

| N° | Nombre de sólido | Material | Masa | Volumen |
|------------------------------------|------------------|--------------------------------------|---------------|-----------------------------|
| 1 | Rodillo DIS | [SW]AISI 1020 Acero laminado en frío | 0.346141 kg | 4.39823e-005 m ³ |
| Nombre de propiedad | Valor | Unidades | Tipo de valor | |
| Módulo elástico | 2.05e+011 | N/m ² | Constante | |
| Coefficiente de Poisson | 0.29 | NA | Constante | |
| Módulo cortante | 8e+010 | N/m ² | Constante | |
| Densidad | 7870 | kg/m ³ | Constante | |
| Límite de tracción | 4.2e+008 | N/m ² | Constante | |
| Límite elástico | 3.5e+008 | N/m ² | Constante | |
| Coefficiente de dilatación térmica | 1.2e-005 | /Kelvin | Constante | |

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

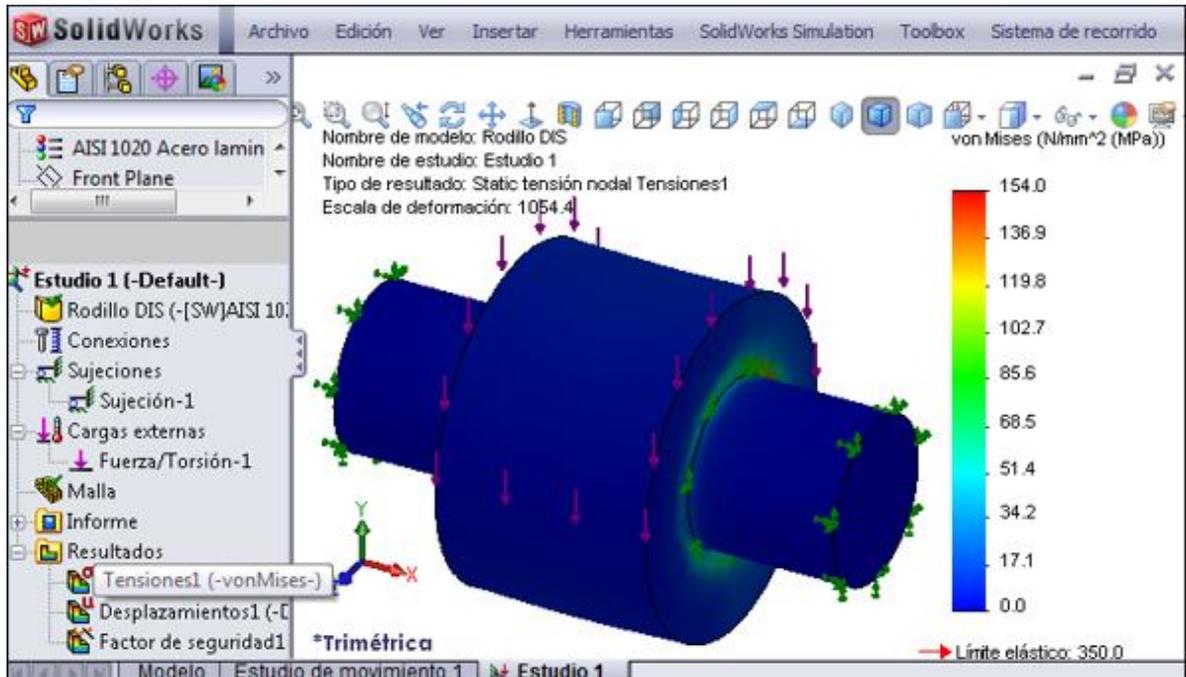


Figura 2.31 Tensión de Von Mises en los rodillos

En la figura 2.31 se observa que la máxima tensión de Von Mises ocurre en la zona de cambio de sección y su valor es de 154.0 MPa, pero al ser esta tensión menor que el límite de fluencia del material, los rodillos no fallan.

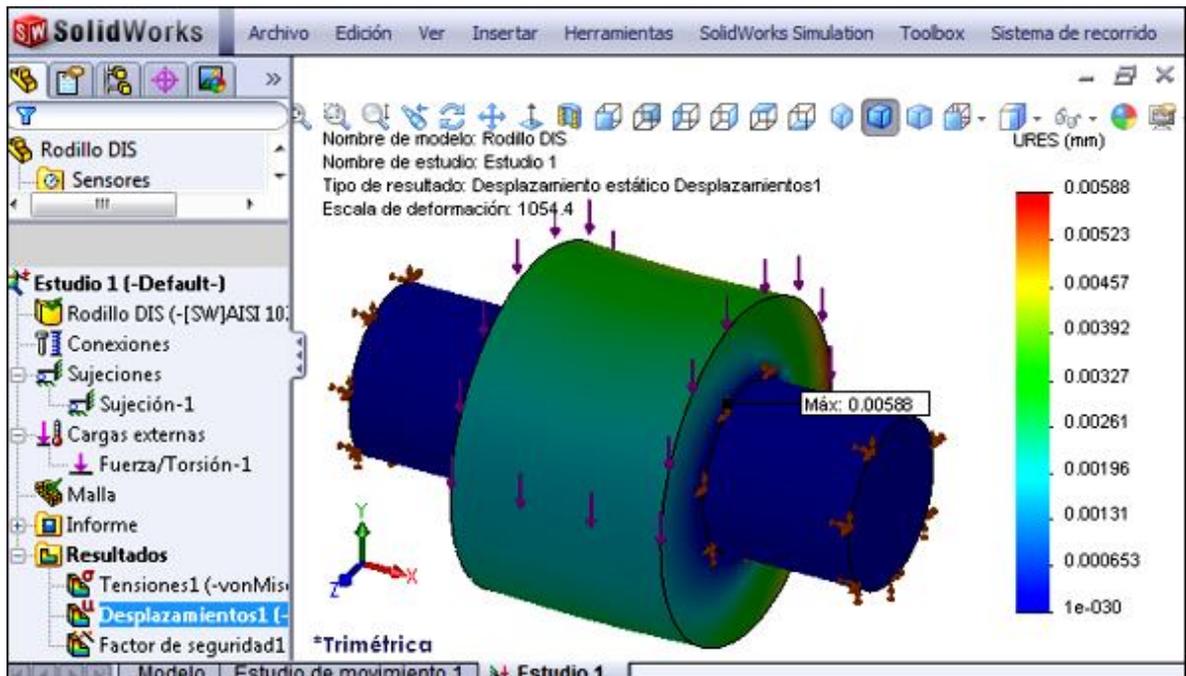


Figura 2.32 Desplazamientos resultantes en los rodillos

De la figura 2.32 se determina que el desplazamiento máximo en los rodillos es de 0.0059 mm y ocurre en la circunferencia exterior del cilindro grande, en dirección de la fuerza de accionamiento, por lo que se considera que no compromete el funcionamiento normal de los rodillos.

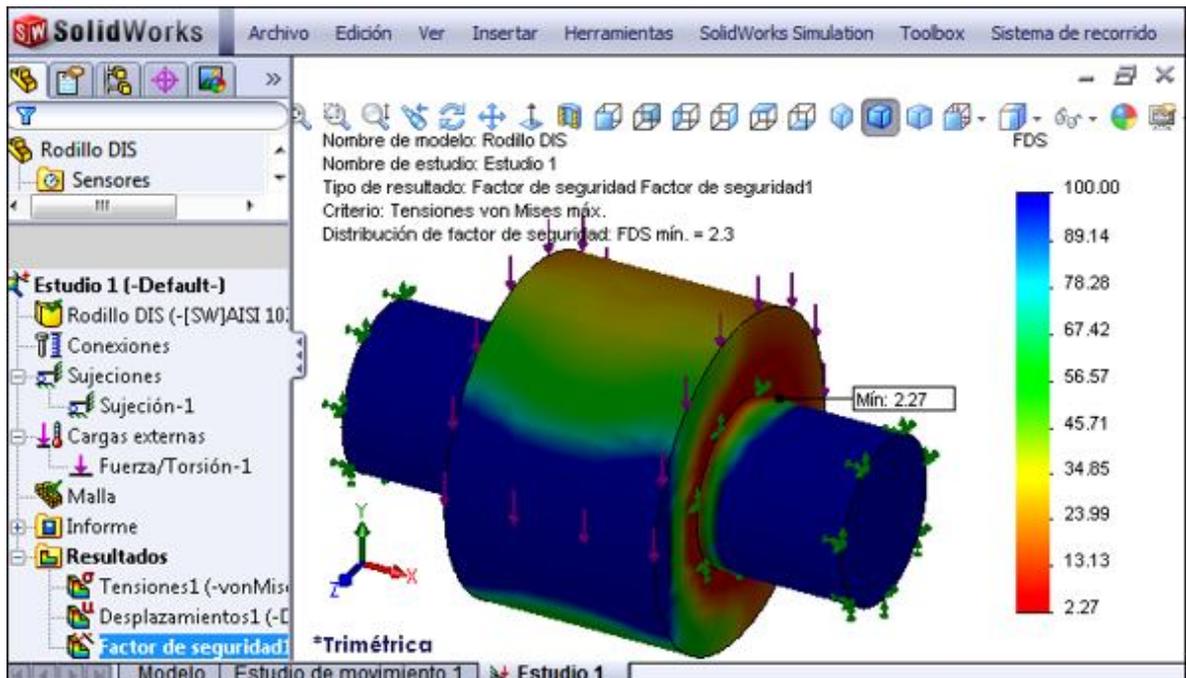


Figura 2.33 Distribución del factor de seguridad en los rodillos

Con respecto al factor de seguridad, en la figura 2.33 se muestra su distribución y se observa que la zona crítica es en el cambio de sección y el valor mínimo del factor de seguridad es de 2.27, por lo que se concluye que el diseño es seguro.

2.6.6.- DISEÑO DE LAS ZAPATAS DE FRENO

Las zapatas son piezas fabricadas con acero al carbono fundido (tabla 2.3) que, junto los revestimientos del freno, son empujados contra en interior del tambor, provocando una fuerza de fricción que disminuye la velocidad del vehículo.

Tabla 2.4 Propiedades del material de las zapatas de freno

| Nº | Nombre de sólido | Material | Masa | Volumen |
|----|------------------|------------------------------|------------|----------------------------|
| 1 | Zapata Der DIS | [SW]Acero al carbono fundido | 5.90721 kg | 0.000757334 m ³ |

| Nombre de propiedad | Valor | Unidades | Tipo de valor |
|------------------------------------|-------------|-------------------|---------------|
| Módulo elástico | 2e+011 | N/m ² | Constante |
| Coefficiente de Poisson | 0.32 | NA | Constante |
| Módulo cortante | 7.6e+010 | N/m ² | Constante |
| Densidad | 7800 | kg/m ³ | Constante |
| Límite de tracción | 4.8255e+008 | N/m ² | Constante |
| Límite elástico | 2.4817e+008 | N/m ² | Constante |
| Coefficiente de dilatación térmica | 1.2e-005 | /Kelvin | Constante |

Una vez restringido el modelo y asignadas las fuerzas que soporta, mallamos y ejecutamos el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

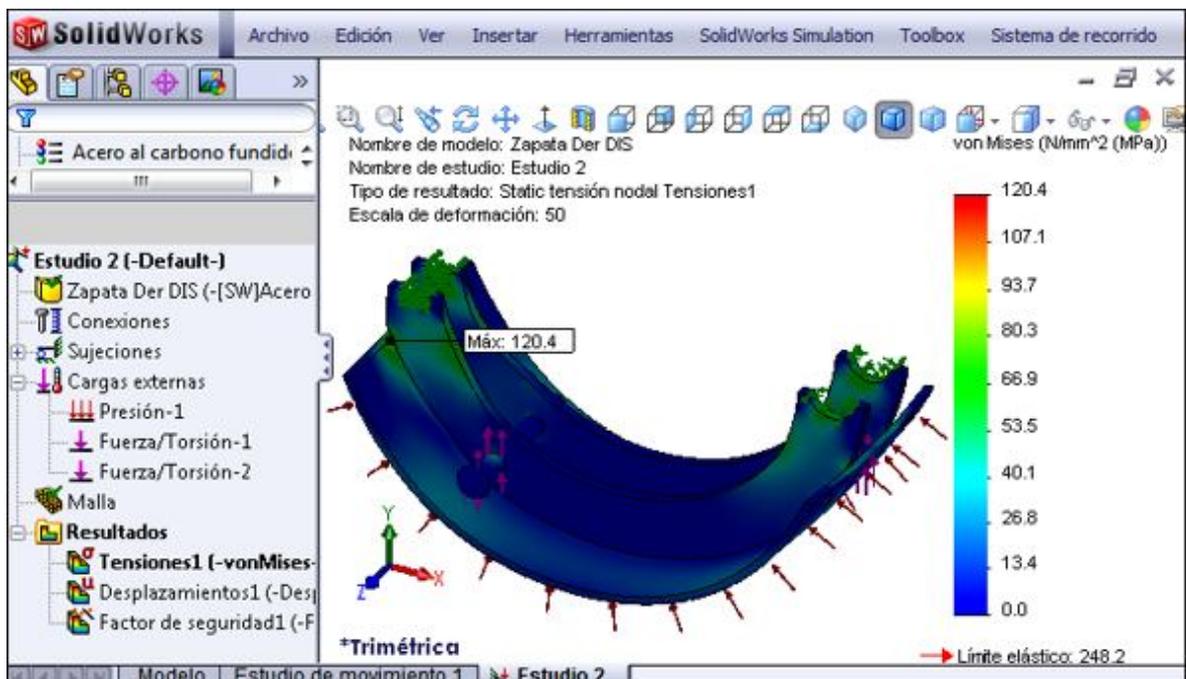


Figura 2.34 Tensión de Von Mises en las zapatas

Al analizar la figura 2.34 observamos que la máxima tensión de Von Mises ocurre en el extremo donde se aplica la fuerza de accionamiento y en el extremo opuesto debido a la reacción con la clavija, su valor es de 120.4 MPa, por lo tanto, las zapatas resisten la tensión máxima.

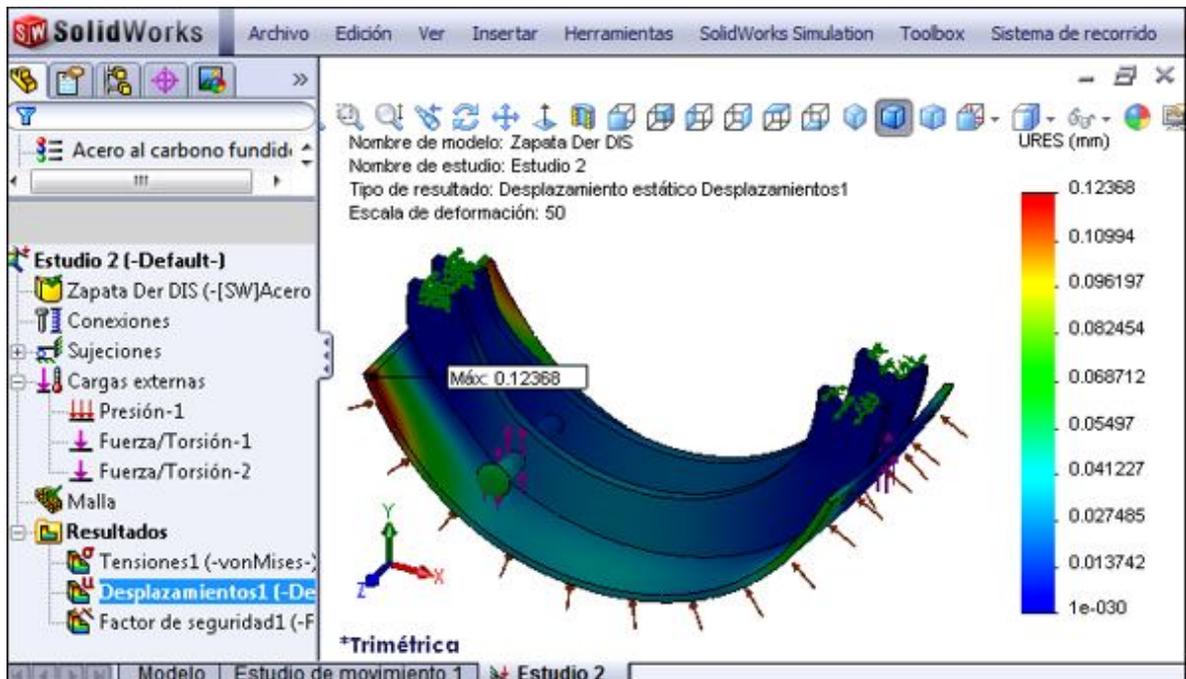


Figura 2.35 Desplazamientos resultantes en las zapatas

Como se observa en la figura 2.35 el mayor desplazamiento en la zapatas ocurre en los extremos exteriores, su valor máximo es de 0.1237 mm y por lo tanto se considera que no compromete su adecuado funcionamiento.

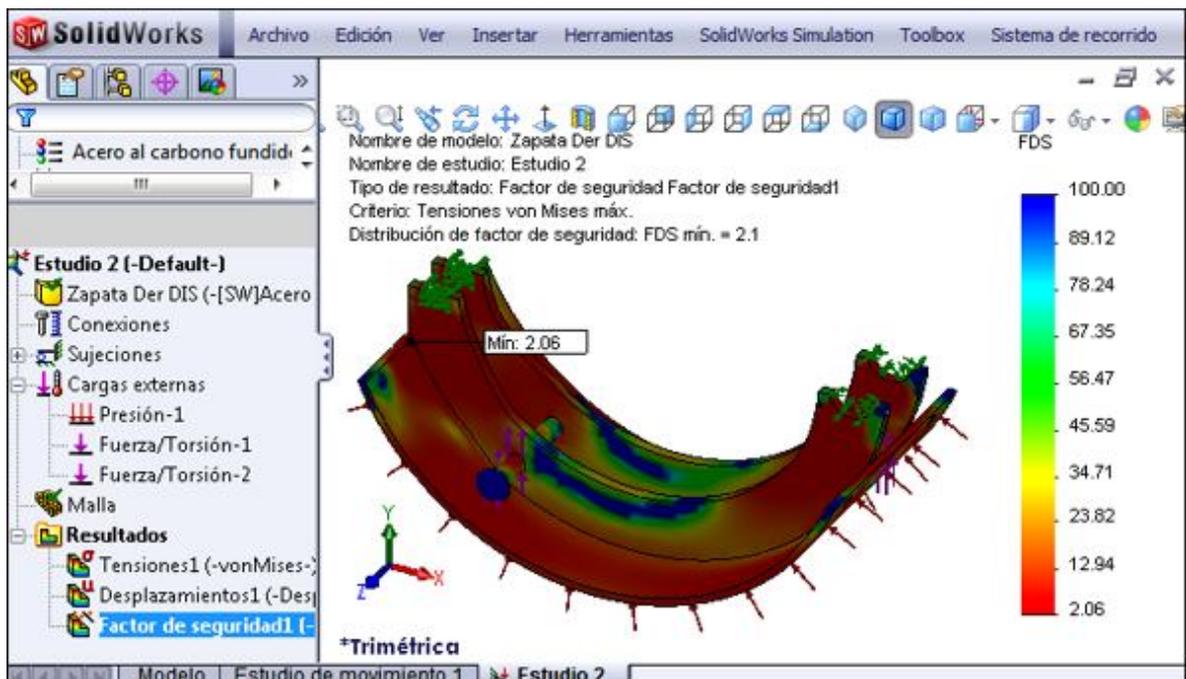


Figura 2.36 Distribución del factor de seguridad en las zapatas

La distribución del factor de seguridad se muestra en la figura 2.36, su valor mínimo es de 2.06 y se produce en el extremo donde se aplica la fuerza de accionamiento y en el extremo de la articulación debido a la reacciones, no obstante se considera que el diseño es seguro.

2.6.7.- DISEÑO DEL REGULADOR DE TENSIÓN

El regulador de tensión es el elemento que transmite la fuerza de accionamiento del freno desde el vástago del pulmón hasta el martillo, por lo tanto debe soportar dicha fuerza.

Tabla 2.5 Propiedades del material del regulador de tensión

| N° | Nombre de sólido | Material | Masa | Volumen |
|-----------------------------------|--------------------------|---------------|-------------------|----------------------------|
| 1 | Regulador de tensión-DIS | [SW]AISI 1020 | 1.8242 kg | 0.000230911 m ³ |
| Nombre de propiedad | | Valor | Unidades | Tipo de valor |
| Módulo elástico | | 2e+011 | N/m ² | Constante |
| Coeficiente 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 |
| Coeficiente de dilatación térmica | | 1.5e-005 | /Kelvin | Constante |
| Conductividad térmica | | 47 | W/(m.K) | Constante |
| Calor específico | | 420 | J/(kg.K) | Constante |

Luego de asignar las restricciones y las fuerzas que soporta el regulador de tensión se procede a mallar el modelo y ejecutar el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

Al analizar la figura 2.37 se observa que la máxima tensión de Von Mises en el regulador de tensión ocurre en la zona de cambio de sección, con un valor de 182.8 MPa, sin embargo, esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 351.8 MPa, por lo tanto, el regulador de tensión puede resistir sin fallar.

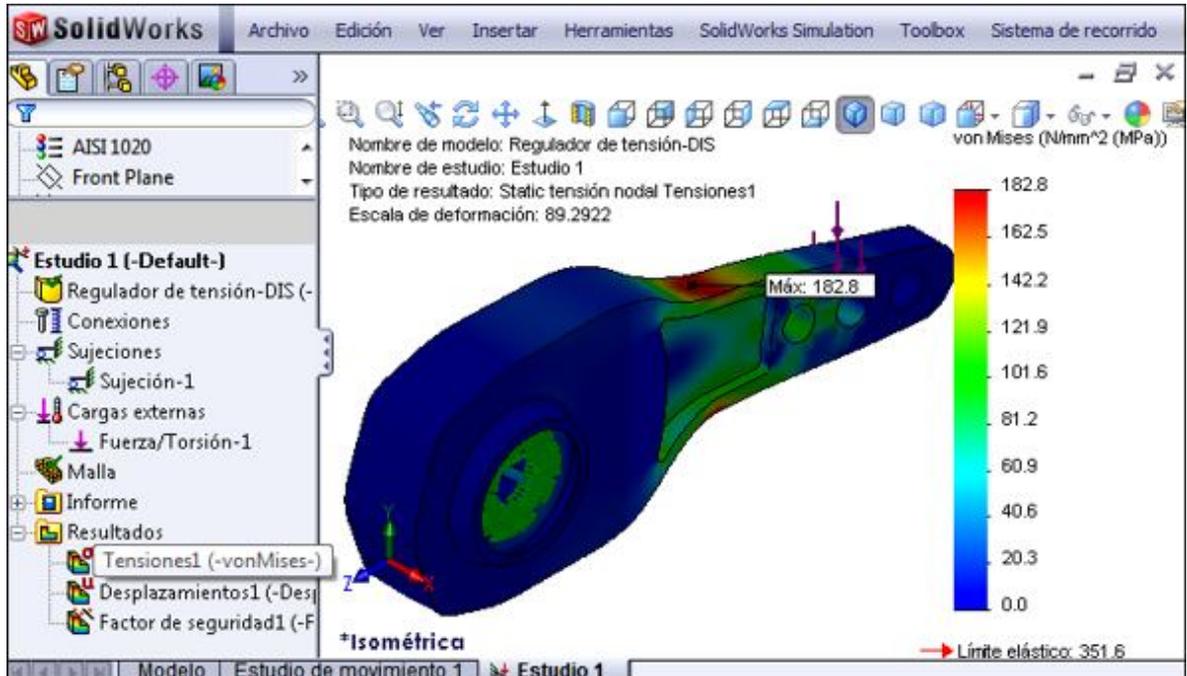


Figura 2.37 Tensión de Von Mises en el regulador de tensión

De la figura 2.38 se determina que el desplazamiento máximo es de 0.258 mm y ocurre en el extremo superior de regulador de tensión, sin afectar el funcionamiento normal del sistema de frenos.

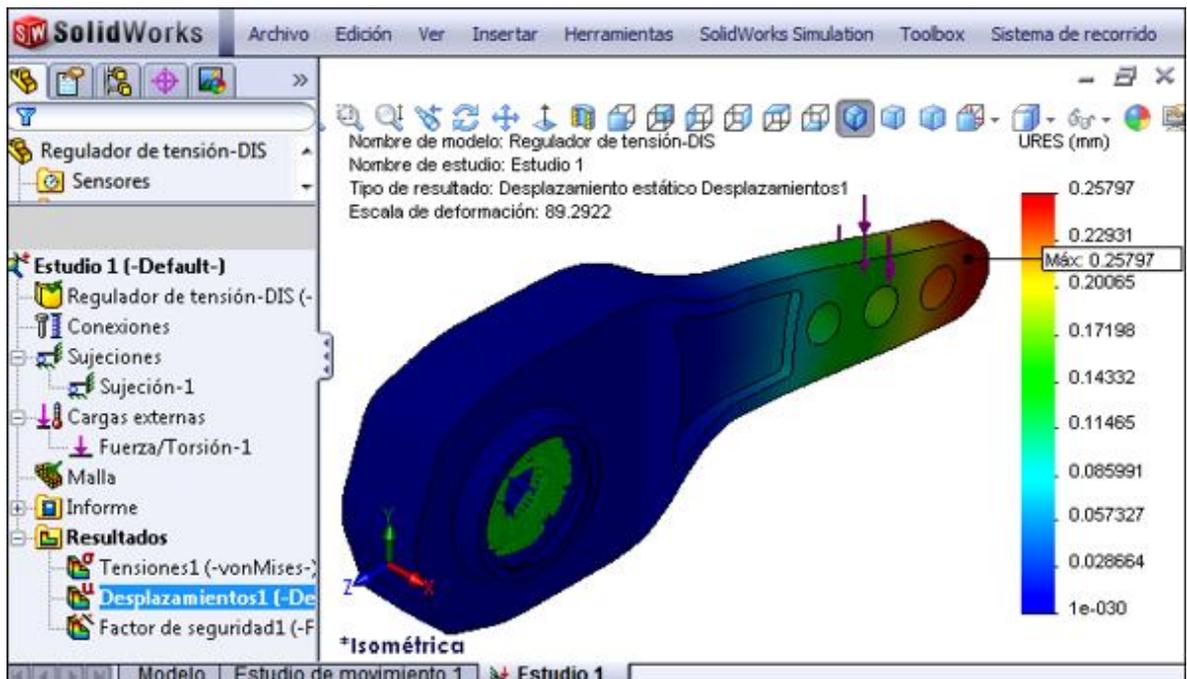


Figura 2.38 Desplazamientos resultantes en el regulador de tensión

Con respecto al factor de seguridad, en la figura 2.39 se muestra su distribución y se observa que las zonas críticas son en el cambio de sección, sin embargo, el valor mínimo del factor de seguridad es de 1.92, por lo que se considera que su diseño es seguro.

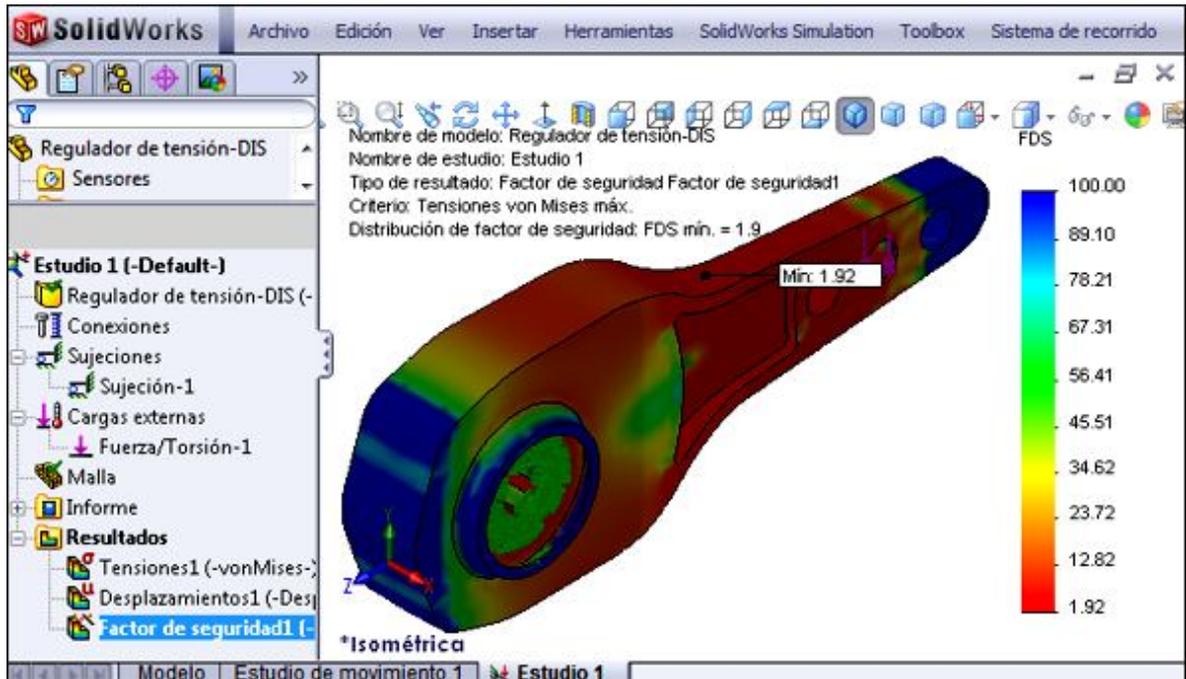


Figura 2.39 Distribución del factor de seguridad en el regulador de tensión

2.6.8.- DISEÑO DE LA BASE DE SOPORTE DEL PULMÓN

Esta pieza está fabricada con acero ASTM A36 y como su nombre la indica, sujeta el pulmón, por lo tanto, debe resistir las fuerzas que genera el vástago del pulmón.

Tabla 2.6 Propiedades del material de la base de soporte del pulmón

| Nº | Nombre de sólido | Material | Masa | Volumen |
|-------------------------|---------------------|--------------------|---------------|----------------------------|
| 1 | Base del pulmon DIS | [SW]ASTM A36 Acero | 4.52313 kg | 0.000576195 m ³ |
| 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 | |

Luego que se ha restringido el modelo y se han asignado las cargas que soporta, se procede a mallar y ejecutar su análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

En la figura 2.40 se observa que la máxima tensión de Von Mises ocurre en la placa superior del soporte en los agujeros para los pernos de sujeción y su valor es de 120.9 MPa, sin embargo, al ser esta tensión menor que el límite de fluencia del material de 250.0 MPa, se concluye que la base de soporte del pulmón puede resistir dicha tensión sin fallar.

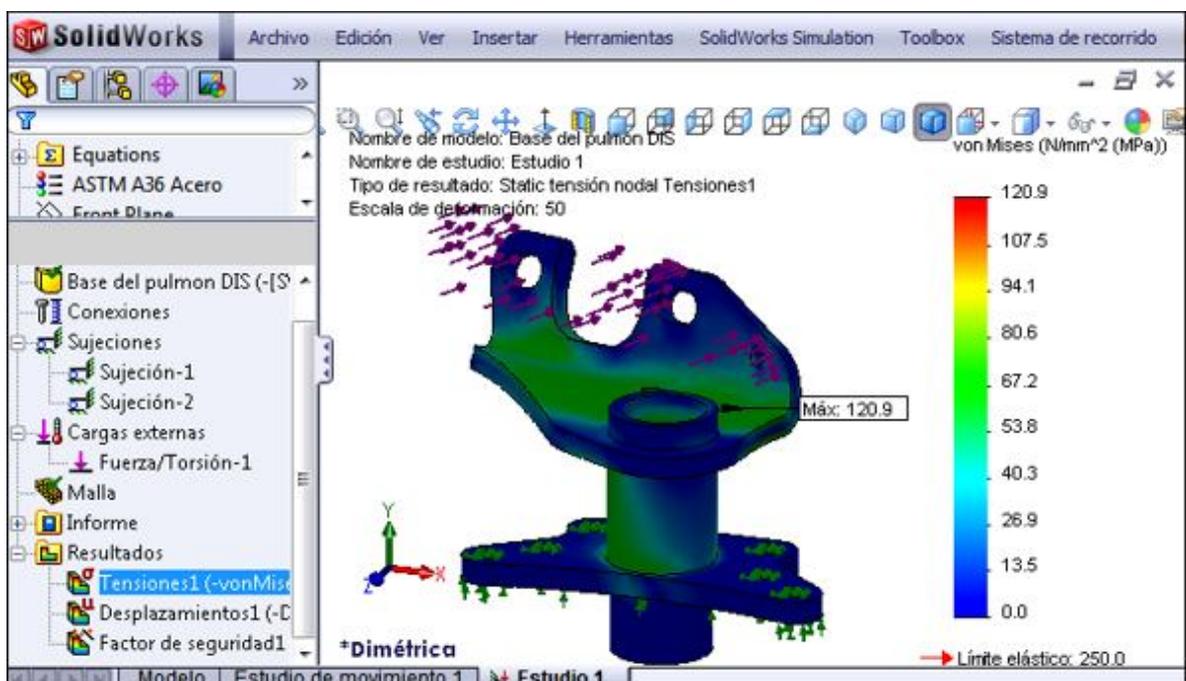


Figura 2.40 Tensión de Von Mises en la base de soporte del pulmón

Al analizar la figura 2.41 se determina que el máximo desplazamiento ocurre en el extremo superior de la base de soporte del pulmón y su valor es de 1.0 mm, y si bien este valor es relativamente alto, se considera que no afecta el funcionamiento normal del sistema de frenos, debido a que ayuda a mantener alineado el vástago del pulmón con el regulador de tensión.

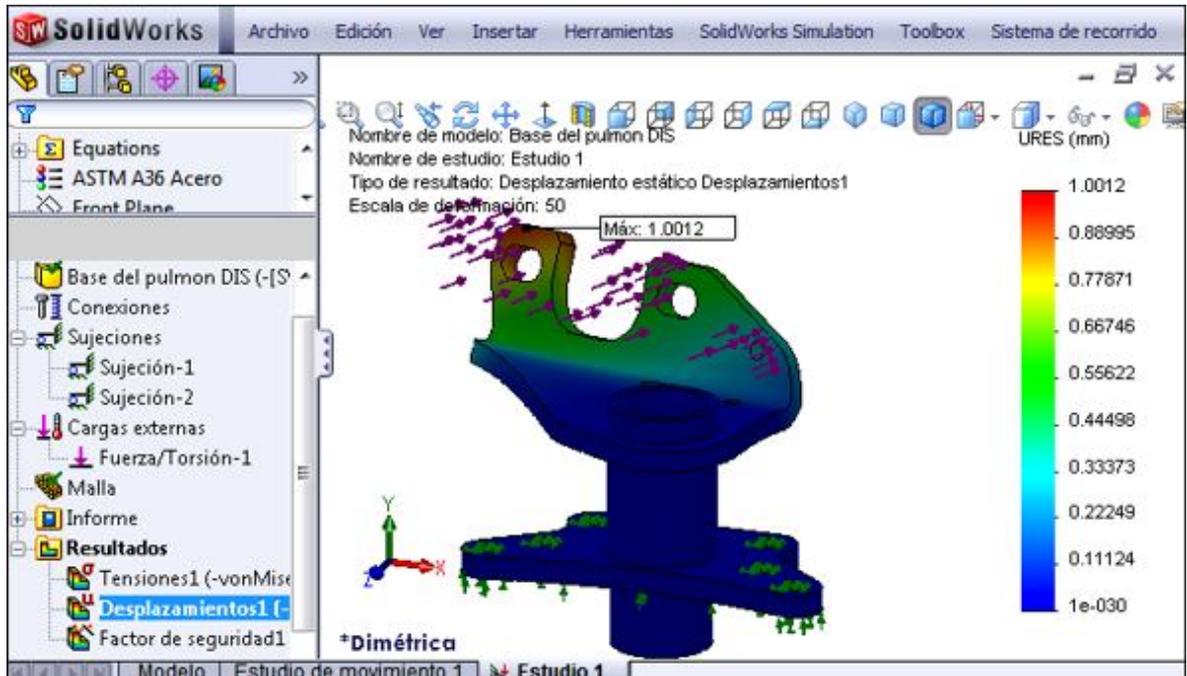


Figura 2.41 Desplazamientos resultantes en la base de soporte del pulmón

En la figura 2.42 se muestra la distribución del factor de seguridad y se observa que la zona crítica es la placa superior del soporte, sin embargo, su valor mínimo es de 2.07, por lo que se concluye que su diseño es seguro.

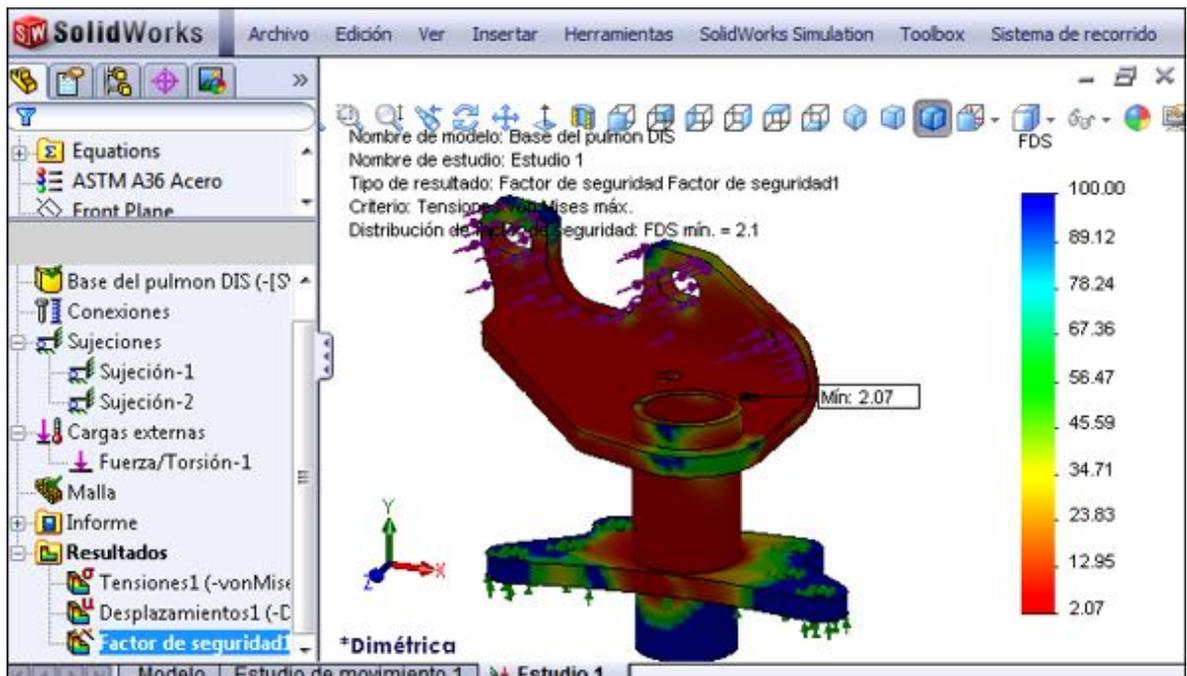


Figura 2.42 Distribución del factor de seguridad en la base de soporte del pulmón

CAPÍTULO III

DISEÑO NEUMÁTICO DEL SISTEMA DE FRENOS

3.1.- PARÁMETROS DE DISEÑO

Partiendo de los cálculos realizados en el capítulo anterior y tomando en cuenta los requerimientos de frenado, a continuación mencionamos los parámetros que influyen directamente en el diseño neumático del sistema (figura 3.1):

| | |
|--|---------|
| Tiempo mínimo requerido para el frenado (t) = | 1.5 s |
| Fuerza máxima requerida para accionar los frenos (F) = | 12518 N |
| Recorrido máximo del vástago del pulmón (L) = | 100 mm |
| Diámetro del diafragma del pulmón (ϕ) = | 125 mm |

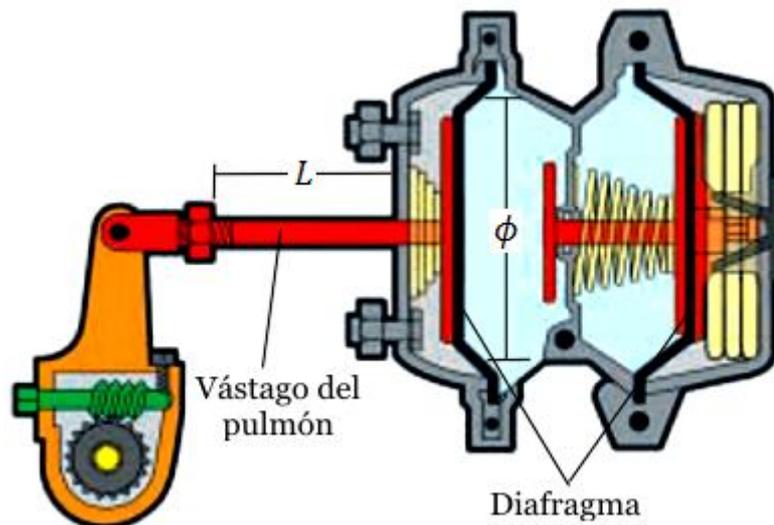


Figura 3.1 Parámetros de diseño neumático

Para garantizar un diseño eficiente y seguro del sistema de frenado, el circuito neumático deberá estar compuesto por cañerías y envases resistentes, por válvulas, reguladores y elementos de accionamiento confiables y las pérdidas deberán ser evitadas.

3.2.- CÁLCULO DE LA PRESIÓN Y EL CAUDAL NECESARIOS

Para calcular la presión requerida en el pulmón, primero es necesario transportar la fuerza requerida para accionar los frenos, hasta el vástago del pulmón.

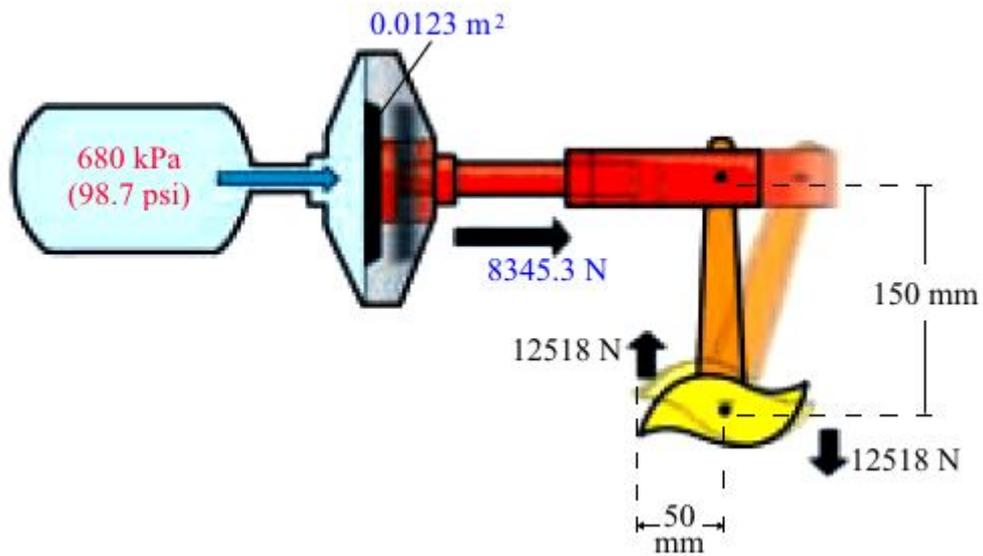


Figura 3.2 Cálculo de la presión requerida

Con base en la fuerza de accionamiento y las dimensiones mostradas en la (figura 3.2), y debido al efecto de palanca que produce el regulador de tensión y la excéntrica en “S” del martillo tenemos:

$$(12518 \text{ N} \cdot 0.050 \text{ m}) \cdot 2 = (F_{\text{vástago}} \cdot 0.150 \text{ m})$$

$$F_{\text{vástago}} = 8345.3 \text{ N}$$

Con esta fuerza, la presión requerida se obtiene de:

$$p = \frac{F_{\text{vástago}}}{A_{\text{diaf}}}$$

$$p = \frac{8345.3}{\frac{\pi}{4} 0.125^2} = \frac{8345.3}{0.01227}$$

$$p = 680 \text{ kPa} = 98.7 \text{ psi}$$

Tomando en cuenta que el tiempo mínimo de frenado es de 1.5 s y el recorrido máximo del vástago es de 100 mm, la velocidad de avance es:

$$V_{\text{vástago}} = \frac{L}{t}$$

$$V_{\text{vástago}} = \frac{0.1\text{m}}{1.5\text{s}} = 0.067 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Por lo tanto, el caudal Q de aire requerido por cada freno es:

$$Q = V_{\text{vástago}} \cdot A_{\text{diáf}}$$

$$Q = 0.067 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.01227\text{m}^2$$

$$Q = 0.00082 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El caudal total de aire requerido es:

$$Q_T = 4 \cdot Q$$

$$Q_T = 0.0033 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

3.3.- DISEÑO Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL CIRCUITO NEUMÁTICO

Para el diseño del circuito neumático se tomó en cuenta los requerimientos de los diferentes elementos de accionamiento y válvulas que nos garanticen una segura y confiable operación del sistema de frenos y que cumpla con las siguientes funciones:

- Accionamiento del sistema de frenado mediante el pedal de freno.
- Bloqueo del sistema de frenos cuando la presión del sistema es inferior a 50 psi.
- Accionamiento del freno de parqueo o de emergencia mediante la válvula manual correspondiente.

Para simular y comprobar el adecuado funcionamiento del circuito neumático se utilizó el software de FESTO FluidSim el cual nos permite observar el funcionamiento de los diferentes componentes del sistema en las diferentes etapas de frenado.

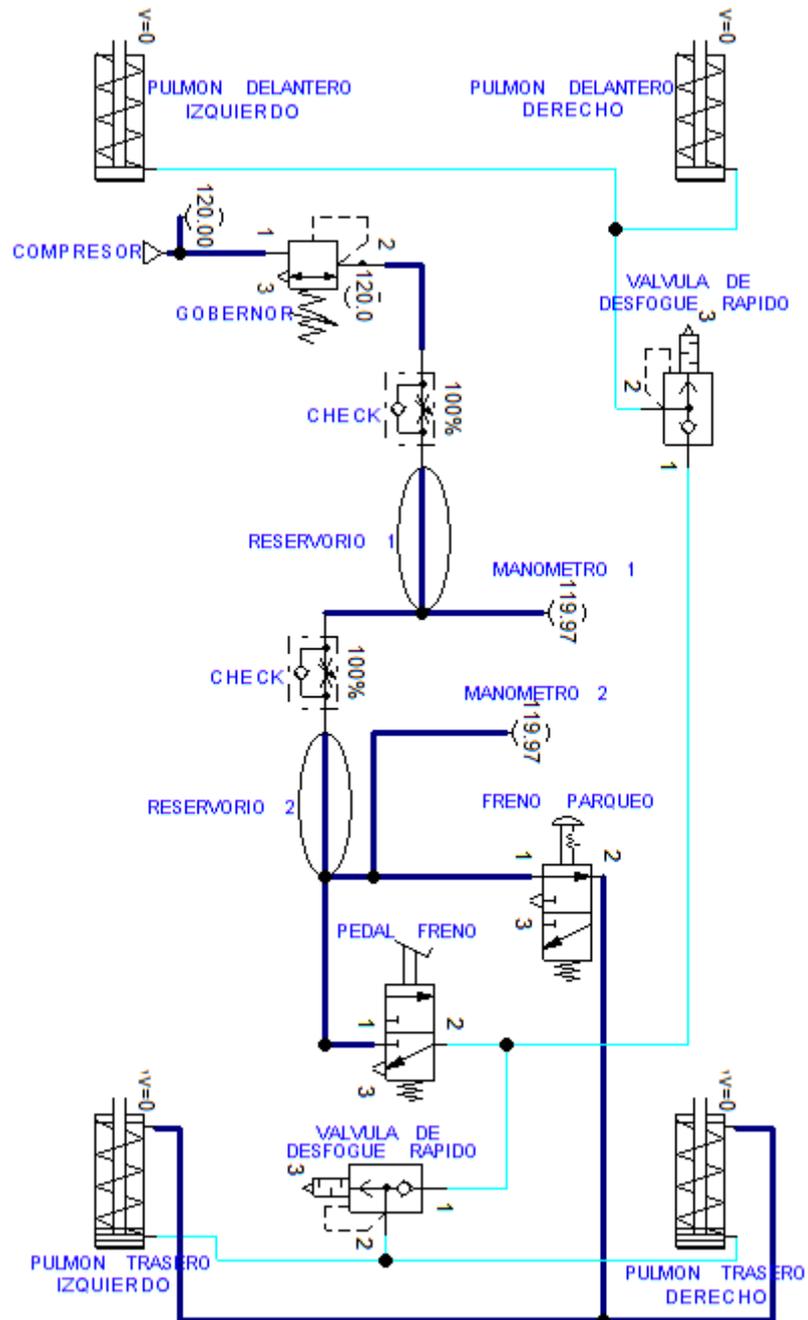


Figura 3.3 Funcionamiento del circuito cuando la presión del sistema es superior a 50 psi y ninguna de las válvulas se encuentra accionada

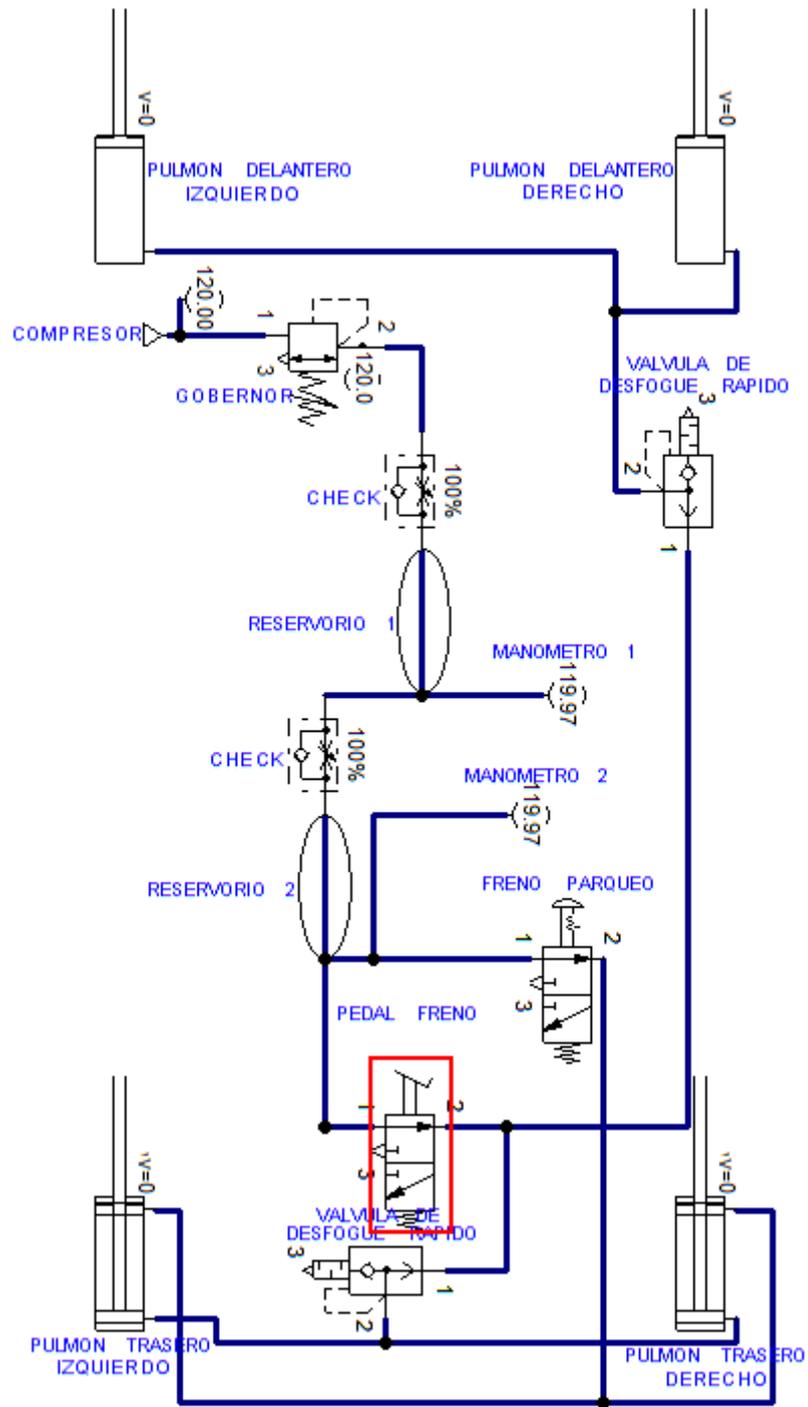


Figura 3.4 Funcionamiento del circuito cuando se presiona el pedal de freno

Cuando la presión en el sistema es superior a 50 psi y se presiona el pedal de freno, se activan los frenos traseros y delanteros de la cargadora y esta se detiene progresivamente.

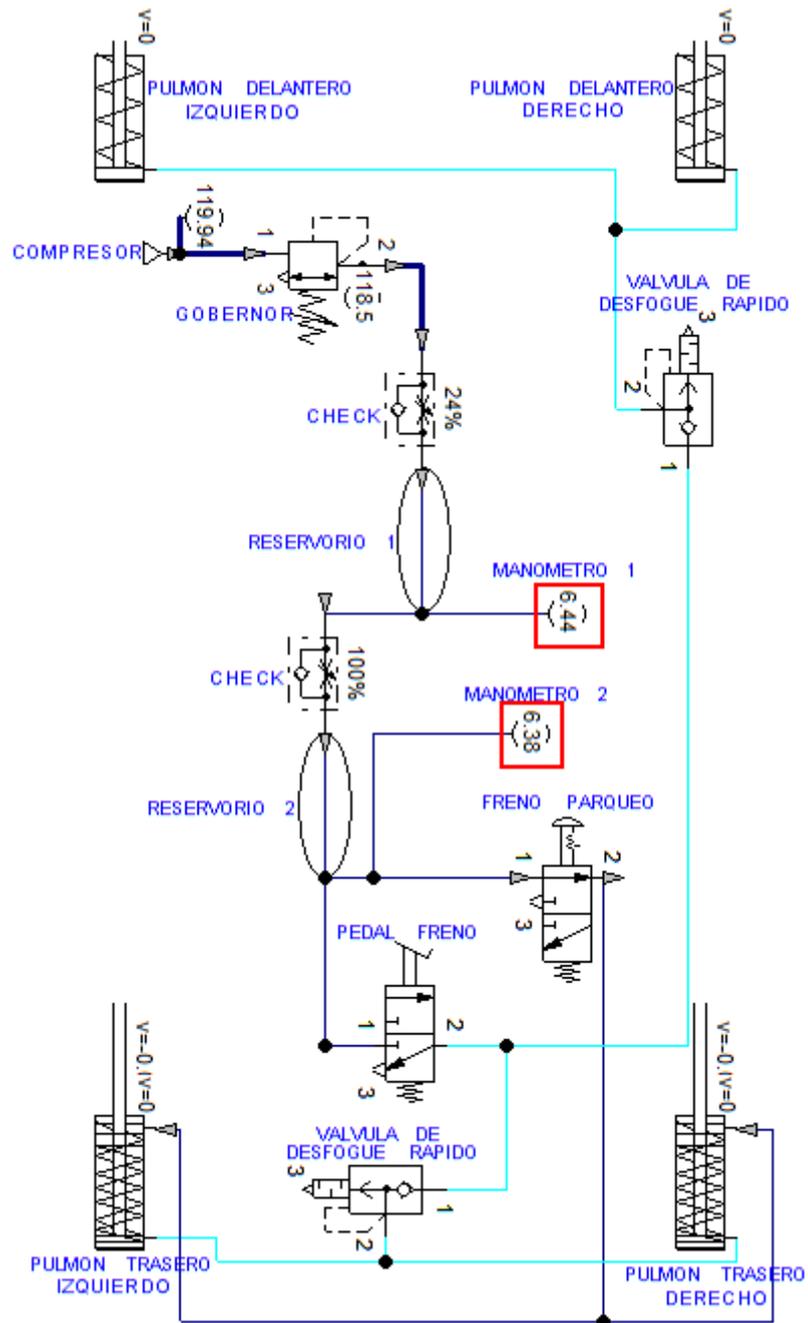


Figura 3.5 Funcionamiento del circuito cuando la presión en el sistema es inferior a 50 psi

Si la presión en el sistema es inferior a 50 psi se acciona una señal de alerta y se activan los frenos de emergencia bloqueando los frenos traseros de la cargadora.

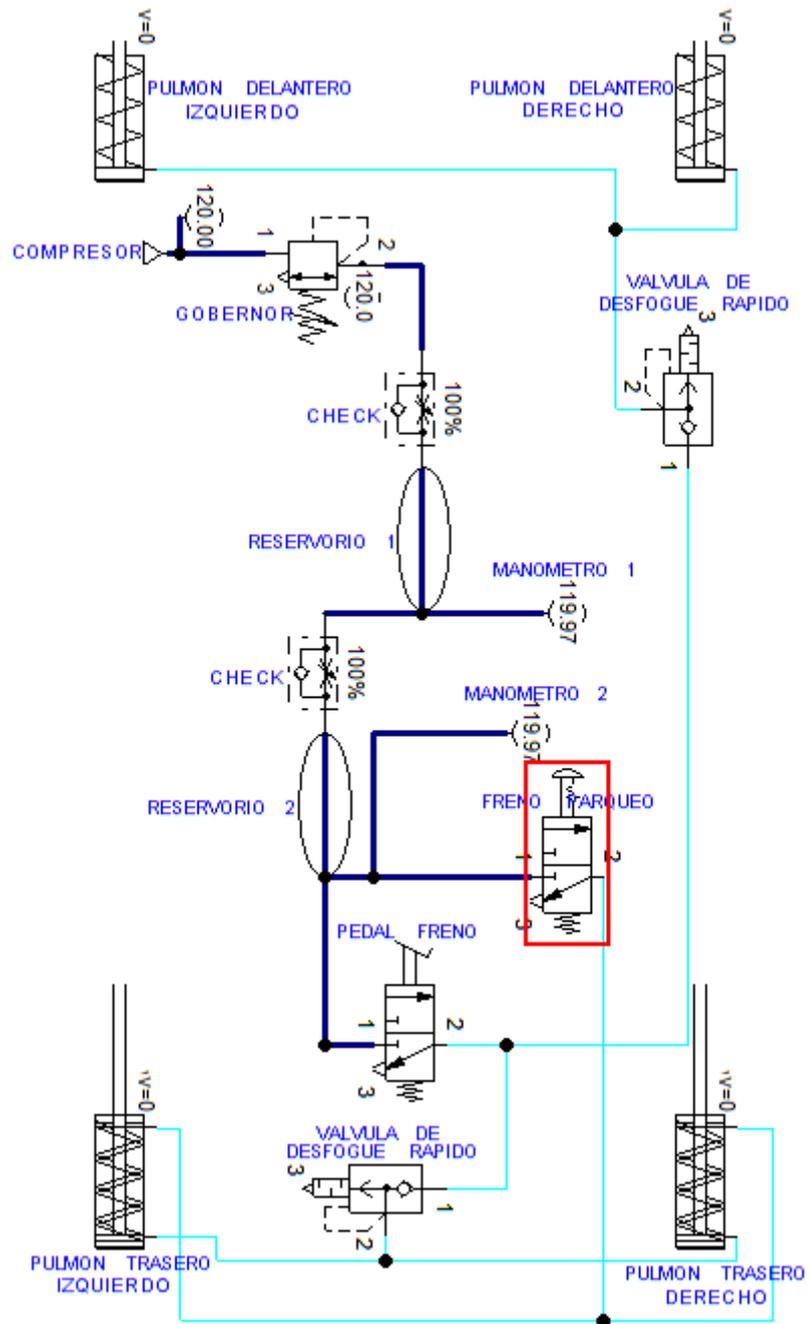


Figura 3.6 Funcionamiento del circuito cuando se acciona el freno de parqueo

Si la presión en el sistema es superior a 50 psi y se activa la válvula manual de parqueo, se activan los frenos de parqueo accionando los frenos traseros de la cargadora.

3.4.- CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS POR FRICCIÓN

Para calcular las pérdidas por fricción que tienen lugar en las cañerías y accesorios del circuito neumático se modela el circuito en PIPE FLOW EXPERT (figura 3.7) con los diferentes accesorios y utilizando los mismo materiales y tamaños de tubería del sistema real.

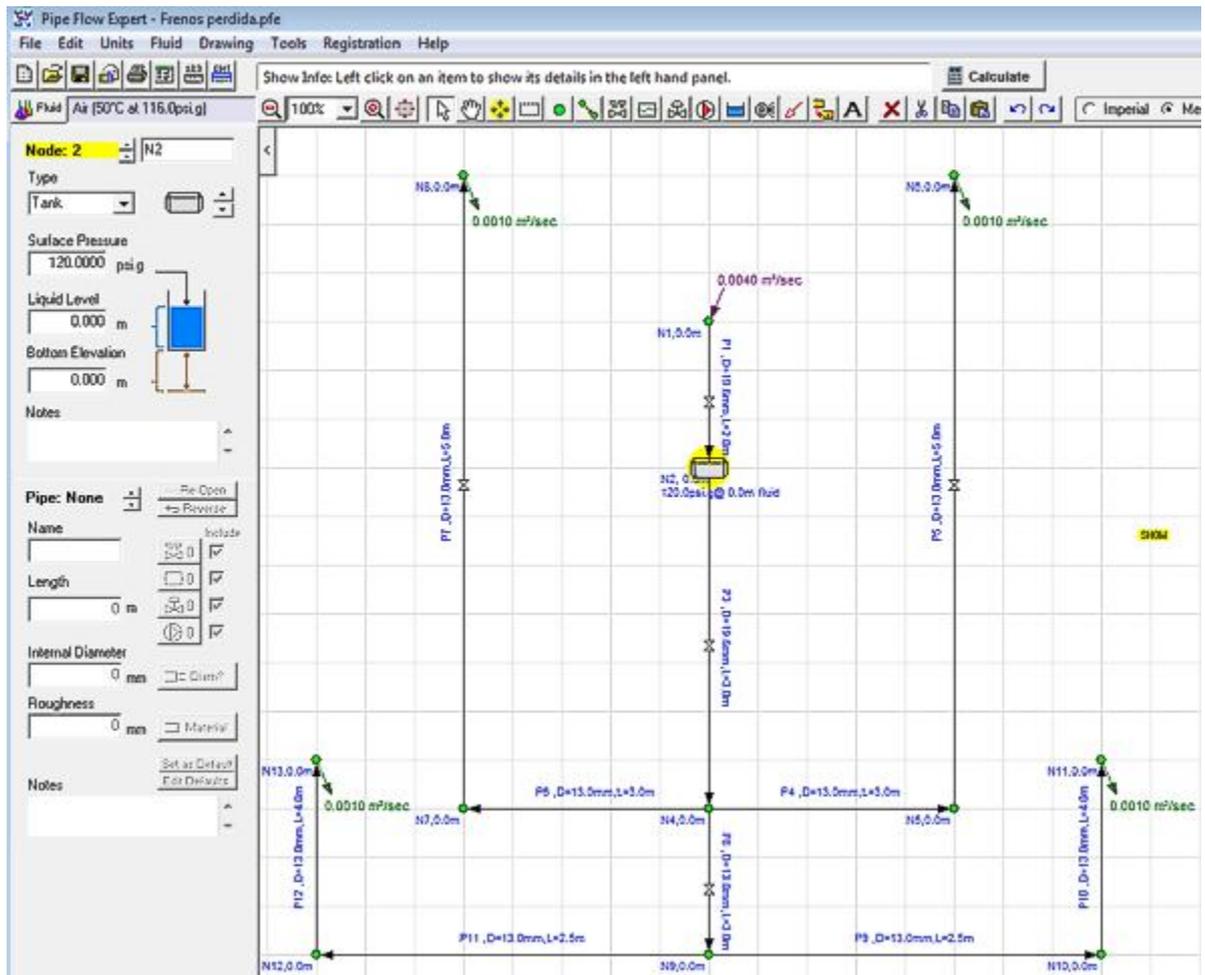


Figura 3.6 Modelado del circuito neumático en PIPE FLOW EXPERT

Una vez modelado el circuito neumático y asignado los caudales, diámetros, materiales, longitudes de tuberías y accesorios del sistema, se procede a ejecutar el comando de cálculo en el programa y se obtienen los resultados mostrados en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 pérdidas por fricción en tuberías y accesorios

| Pipe | Length m | Total K | Flow m ³ /sec | Velocity m/sec | Reynolds Number | Flow Type | Friction Factor | Friction Loss psi | Fittings Loss psi |
|------|-------------|---------|-----------------------------|-------------------|--------------------|-----------|--------------------|----------------------|----------------------|
| 1 | 2.0 | 28.0 | 0.004 | 13.245 | 126253 | Turbulent | 0.018 | 0.2221 | 3.4621 |
| 3 | 3.0 | 17.5 | 0.004 | 13.245 | 126253 | Turbulent | 0.018 | 0.3385 | 2.1638 |
| 4 | 3.0 | 0.0 | 0.001 | 7.499 | 47500 | Turbulent | 0.022 | 0.1966 | none |
| 5 | 5.0 | 17.8 | 0.001 | 7.499 | 47500 | Turbulent | 0.022 | 0.3276 | 0.7055 |
| 6 | 3.0 | 0.0 | 0.001 | 7.499 | 47500 | Turbulent | 0.022 | 0.1966 | none |
| 7 | 5.0 | 17.8 | 0.001 | 7.499 | 47500 | Turbulent | 0.022 | 0.3276 | 0.7055 |
| 8 | 3.0 | 17.8 | 0.002 | 14.999 | 95000 | Turbulent | 0.019 | 0.6963 | 2.8222 |
| 9 | 2.5 | 0.0 | 0.001 | 7.499 | 47500 | Turbulent | 0.022 | 0.1638 | none |
| 10 | 4.0 | 0.0 | 0.001 | 7.499 | 47500 | Turbulent | 0.022 | 0.2621 | none |
| 11 | 2.5 | 0.0 | 0.001 | 7.499 | 47500 | Turbulent | 0.022 | 0.1638 | none |
| 12 | 4.0 | 0.0 | 0.001 | 7.499 | 47500 | Turbulent | 0.022 | 0.2621 | none |
| | | | | | | | TOTAL | 3.1571 | 9.8591 |

De la tabla 3.1 se obtiene que el total de pérdidas de presión por fricción en las tuberías es de 3.157 psi y en los accesorios es de 9.859 psi, por lo tanto la presión total requerida en el sistema es:

$$p_T = (98.7 + 3.16 + 9.86) \text{ psi}$$

$$p_T = 111.72 \text{ psi}$$

Para garantizar un funcionamiento adecuado del sistema y tomar en cuenta pequeñas fugas y el aumento de la rugosidad de la tubería debido al uso, se trabajará con una presión total en el circuito neumático de **120 psi**.

3.5.- SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CIRCUITO NEUMÁTICO

Los diferentes componentes del circuito neumático fueron seleccionados en función del caudal total Q_T y la presión total P_T requeridos por el sistema (anexo A).

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA

4.1.- DESMONTAJE DE RUEDAS Y COMPONENTES

- Se realizo en un sitio a nivel para realizar el desmontaje de los componentes.
- Embancar la cargadora frontal, de modo seguro para que no exista un accidente de trabajo
- Desmontar las cuatro ruedas (figura 4.1).



Figura 4.1 Desmontaje de neumáticos

- Se desmonto la mordaza y el disco de freno (figura 4.2).



Figura 4.2 Desmontaje de mordazas

- Ubicar un recipiente para la recolección del aceite de la funda de transmisión y desmontar el eje (figura 4.3).



Figura 4.3 Desmontaje de los ejes

- Se desmonta el disco de freno (figura 4.4).



Figura 4.4 Desmontaje de los discos de freno

4.2.- SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENOS NEUMÁTICOS PARA LA CARGADORA

4.2.1.- FUNCIONAMIENTO NEUMÁTICO

Con la ayuda de un compresor el aire es almacenado en un tanque y su salida de este se lo regula por medio de una válvula del pedal de freno la cual determina el paso de aire hacia el cilindro maestro y con ello el accionamiento de las zapatas.

Cuando el compresor entra en funcionamiento también lo hace el gobernador ya que este ayuda a controlar la presión de carga de los tanques ya que dichos tanques solo poseen una válvula check a la entrada y no cuenta con válvula de desfogue. Entonces el gobernador es muy importante ya que si este fallara puede existir una sobre presión en los tanques.

NOTA

Los elementos de frenos mixtos que poseía la cargadora servirán de ayuda al momento de ir adaptando y montando los nuevos componentes.

4.2.2.- ELEMENTOS

4.2.2.1.- Compresor

Se utilizó el mismo compresor del sistema de la cargadora con la excepción del cabezote que por desgaste tuvo que ser reemplazado por un cabezote nuevo (figura 4.5).



Figura 4.5 Compresor

4.2.2.2.- *Gobernor*

Se utilizó un nuevo gobernador ya que el anterior no regulaba la presión adecuada que necesitaba el sistema de frenos neumáticos (figura 4.6).

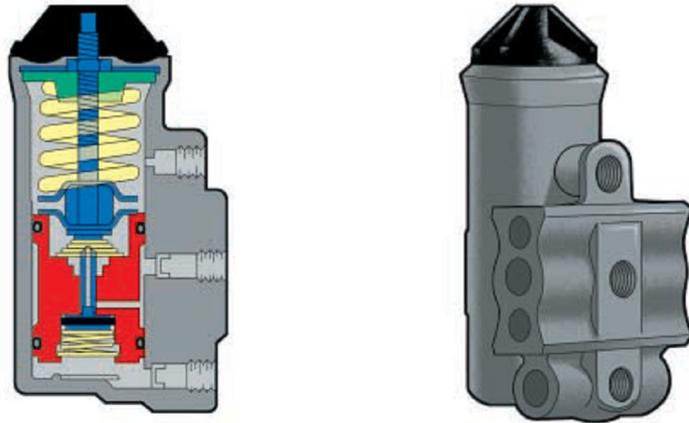


Figura 4.6 Gobernador

4.2.2.3.- *Tanque o Depósito*

Se utilizarán dos tanques. Un nuevo que será el tanque principal y va ubicado en la parte delantera del motor. Y el original que será el secundario y va ubicado en la parte inferior del radiador (figura 4.7).



Figura 4.7 Depósito de aire

4.2.2.4.- Válvula Check

Permite el ingreso del aire que envía el compresor al tanque y a su vez evita el retorno del mismo hacia el compresor ya que es una válvula de un solo sentido (figura 4.8).



Figura 4.8 Válvula Check

4.2.2.5.- Válvula de seguridad regulable

Están diseñadas para liberar fluido cuando la presión interna supera el umbral establecido. Su misión es evitar una explosión, el fallo de un equipo o tubería por un exceso de presión (figura 4.9).



Figura 4.9 válvula de seguridad regulable

4.2.2.6.- Acoples Mangueras, Racores, Pernos y Neplos

- 20 Metros de manguera plástica de ½ in y ¼ in alflex
- 10 Neplos de ½ a ¼ in conexión recta
- 2 Manómetros de aire doble

- 3 Válvulas 800
- 1 Válvulas PP1 NTP (Bloqueo)
- 2 Válvulas de retención maquinadas (Check)
- 10 Niplos de ½ a ½ in y de ¼ in y de ½ in
- 1 Niplos de ¼ a 1/8 in manguera
- 20 Niplos de ¼ a 1/8 in conexión recta
- 14 Pernos 5/8 x 4 in y 5/8 x 5 in
- 28 Rodelas planas 5/8
- 4 Conector 8T8MP 90°
- 10 Topes -4
- 4 Union hembra 1/8
- 1 Tapon 1/8
- 1 Tuerca exagonal 1/2
- 2 Conectores 4T2MP 90°
- 2 Union tuerca exagonal 1/2

4.3.- ADAPTACIONES DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

4.3.1.- TRABAJOS DE ADAPTACIÓN EN EL TORNO

4.3.1.1.- Anillo

Sirve de guía para que los tambores delanteros calcen exactamente en todo el eje y así poder copiar los orificios originales para luego realizar las perforaciones Figura 4.10 y Figura 4.11



Figura 4.10 Construcción del anillo guía en el torno



Figura 4.11 Marcación de agujeros

4.3.1.2.- Plato Guía

Sirve para copiar los agujeros principales de los ejes (figura 4.12).



Figura 4.12 Construcción del plato guía en el torno

Perforaciones guías para los collarines (figura 4.13).



Figura 4.13 Perforaciones guías

4.3.1.3.- Tambor

Se realizo un mayor diámetro interior en los tambores traseros para que de esta manera calcen en la guía donde anteriormente se asentaban los discos de frenos en la carcasa de la catalina (figura 4.14).



Figura 4.14 Agrandamiento del diámetro interior del tambor en el torno

4.3.1.4.- Bocines

Sirven para separar el collarín de la punta de eje, y así posicionar bien los elementos internos del freno tiene una dimensión de 8cm de largo x3.2cm de espesor y una perforación de 1.6cm figura 4.15 y 4.16.



Figura 4.15 Corte de eje para bocines



Figura 4.16 Perforación de ejes en el torno

4.3.2.- TRABAJOS CON SUELDA

4.3.2.1.- Martillos

Se corto diez centímetro de cada martillo y luego se los unió, esto se hizo con la finalidad de que no tope en el chasis de la cargadora (figura 4.17).



Figura 4.17 Unión del martillo con suelda

4.3.2.2.- Base del pulmón

Se realizo un corte de diez centímetros al igual que al martillo (figura 4.18)



Figura 4.18 Acortamiento de la base del pulmón

4.3.2.3.- Collarín

Se relleno los agujeros para realizar otros que calcen en el eje (figura 4.19)



Figura 4.19 Rellenado de agujeros

4.3.3.- TRABAJOS REALIZADOS EN UN TALADRO DE PEDESTAL

4.3.3.1.- Tambor

Se realizaron nuevas perforaciones en el tambor delantero (figura 4.20).



Figura 4.20 Perforaciones en el tambor delantero

Se realizaron nuevas perforaciones en el tambor trasero (figura 4.21).



Figura 4.21 Perforaciones en el tambor trasero

4.3.3.2.- Collarín

Se realizaron ocho perforaciones en los cuatro collarines y para una exacta perforación se realizó dos puntos de solda contra en plato guía para que no exista errores al momento de montar los componentes Figura 4.22



Figura 4.22 Perforaciones en el collarín

4.4.- MONTAJE DE LOS COMPONENTES

4.4.1.- MONTAJE DEL COLLARIN

Para montar el collarín sin dificultad se realizo un corte dejándolo en dos partes iguales. Se utilizaron los bocines de ocho centímetros de largo para dar distancia al collarín del eje, para esta sujeción se utilizo pernos de acero de 5 in. (figura 4.23).



Figura 4.23 Sujeción del collarín

4.4.2.- MONTAJE DE TODOS LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

4.4.2.1.- Zapatas

Se colocaron las zapatas con los respectivos resortes y los rodillos junto al martillo.

4.4.2.2.- Ejes y tambores

Se los coloca cuando ya está todo armado (figura 4.24).



Figura 4.24 Montaje del Tambor

4.4.3.- MONTAJE DE TODOS LOS ELEMENTOS NEUMÁTICOS

4.4.3.1.- Manómetros

Estos van colocados en el tablero principal, son de doble pluma las que indican el llenado en los tanques y el desgaste en cada frenada (figura 4.25 y 4.26).



Figura 4.25 Conexión de mangueras



Figura 4.26 Colocación de los manómetros

4.4.3.2.- Tanque de almacenamiento y válvula check

Se ubico el tanque principal en la parte superior delantera del motor, el secundario en la parte original que es debajo del radiador y se instaló 2 válvulas check a la entrada de cada tanque Figura 4.27



Figura 4.27 Ubicación del tanque

4.4.3.3.- Pulmón delantero y posterior

Este elemento va fijado con dos pernos a una base la cual va sujeta en el collarín (figura 4.28).

La diferencia entre estos es que el posterior tiene un sistema de bloqueo



Figura 4.28 Sujeción del pulmón posterior

Ubicación del pulmón delantero (figura 4.29).



Figura 4.29 Sujeción del pulmón delantero

4.4.3.4.- Válvulas T800

Se ubicaron una válvula en la parte superior del diferencial delantero (figura 4.30).



Figura 4.30 Colocación de la válvula 800 delantera

Se ubicaron dos válvulas en el diferencial trasero (figura 4.31). La razón por la que en la parte posterior se instalaron dos válvulas es porque una es para el funcionamiento del bloqueo.



Figura 4.31 Colocación de la válvula 800 posterior

4.4.3.5.- Válvula PP1 o Bloqueo

Esta válvula sirve para accionar el sistema de bloqueo con que cuentan los pulmones posteriores, este sistema libera el aire de una cámara y hace que la varilla del mismo salga, girando al martillo y accionando los frenos (figura 4.32). Este sistema funciona automáticamente cuando la presión disminuye hasta 50 psi.

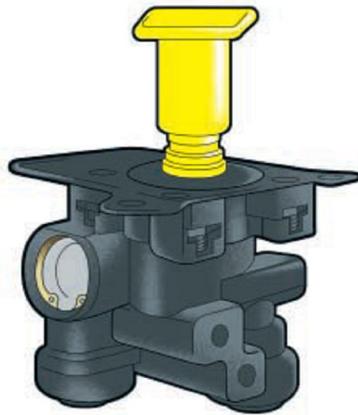


Figura 4.32 Válvula PP1

Instalación de la válvula PP1 en la parte superior derecha del tablero principal (figura 4.33).



Figura 4.33 Ubicación de la válvula PP1

4.4.4 ELEMENTOS DE ACCIONAMIENTO

4.4.4.1 Regulador de Tensión

Este elemento es el que sujeta el mando principal de accionamiento del pulmón y actúa sobre el martillo haciéndolo girar accionando el sistema de frenos (figura 4.34).



Figura 4.34 Ubicación del regulador de tensión

CAPÍTULO V

PRUEBAS DE CAMPO

5.1.- CALIBRACION Y PUESTA A PUNTO DEL SISTEMA DE FRENOS



Figura 5.1 Calibración de zapatas

La calibración (figura 5.1) y puesta a punto del sistema de frenos, se la realiza mediante el desplazamiento axial de las zapatas en el interior del tambor, las cuales están conectadas hacia el manguito del pulmón mediante el candado y el martillo respectivamente.

El desplazamiento del candado incrementa o disminuye el recorrido del manguito del pulmón, y gira el martillo para que este se sitúe en un punto en el cual haga que el frenado sea perfecto.

La calibración de la presión de llenado de los tanques de reserva de aire se la realiza mediante la observación de los manómetros instalados y la manipulación del gobernador cuya función es dejar pasar el aire hacia el múltiple de admisión una vez sobrepasada la presión regulada.

La puesta a punto se la obtiene mediante la precisión que presta en el accionamiento el sistema de frenos, es decir en nuestro caso, el freno detendrá a la máquina desplazándose a su máxima velocidad en 3.48 metros en un tiempo de 1.1 segundos.

5.2.- REALIZACIÓN DE PRUEBAS DE CAMPO

5.2.1.- PRUEBA DEL SISTEMA DE BLOQUEO.

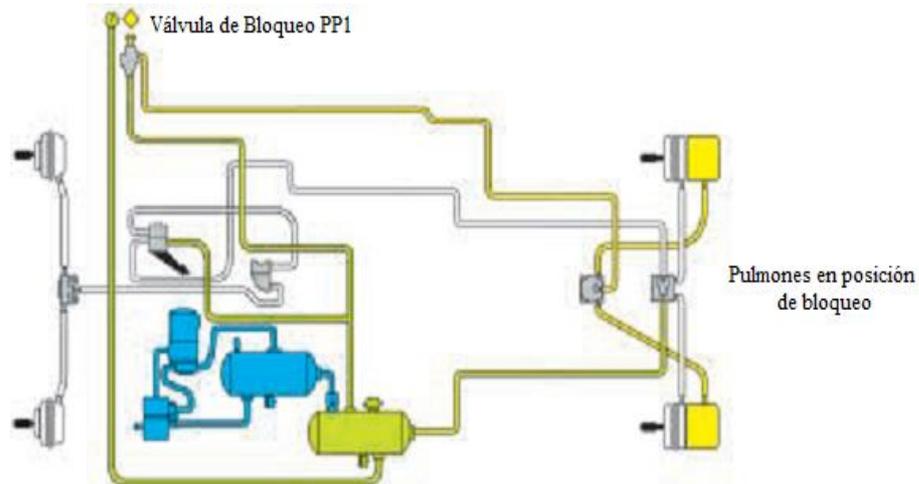


Figura 5.2 Circuito de accionamiento de bloqueo

Con el motor apagado, y con suficiente presión de aire en los tanques de reserva, de manera que el sistema de bloqueo no esté accionado. Se pisa y suelta el pedal de freno varias veces para reducir la presión del tanque de aire.

El sistema de bloqueo o frenos de resorte se activara cuando la presión de aire caiga por debajo de la especificación del fabricante (20 - 40 psi), en nuestro caso una vez alcanzado los 50 psi de presión en el tanque de aire figura 5.2.



Figura 5.3 Manómetros a 50 Psi

5.2.2.- PRUEBA DE LA VELOCIDAD DE INCREMENTO DE LA PRESION AIRE.

Cuando el motor está en las rpm de operación, la presión debe subir de 85 a 100 psi dentro de los 60 segundos en el sistema de aire. Si la presión de aire no aumenta lo suficientemente rápido, su presión puede caer demasiado baja al conducir, requiriendo una parada de emergencia.

5.2.3.- PRUEBA DE LA VELOCIDAD DE PÉRDIDA DE AIRE.

Con el sistema de aire totalmente cargado (normalmente 120 psi), se apaga el motor, se libera el freno de servicio, y se mide el tiempo que demora en disminuir la presión de aire. La velocidad de pérdida debe ser de menos de tres psi por minuto. Entonces aplique 90 psi o más de presión con el pedal de freno. Después de la caída de presión inicial, si la presión de aire desciende a más de cuatro psi, la velocidad de la pérdida de aire es excesiva. Se debe inspeccionar el sistema en busca de fugas de aire y repáralas caso contrario el sistema se bloqueara al llegar a los 50 psi.

5.3.- TOMA DE DATOS

5.3.1.- CÁLCULO VELOCIDAD MÁXIMA

Datos:

| | |
|---------------------|------------|
| Distancia recorrida | 50 metros |
| Tiempo Empleado | 9 segundos |

$$V = \frac{d}{t}$$

$$V = \frac{50 \text{ m}}{9 \text{ seg.}} * 3.6$$

$$V = 20 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

5.3.2.- CÁLCULO DE TIEMPO DE FRENADO

Datos:

Velocidad máxima: 20 Km/h

Tiempo: 1.8 segundos

$$20 \frac{Km}{h} * \frac{1000 m}{1 Km} * \frac{1 h}{3600 seg.} = 5.55 \frac{m}{s}$$

Desaceleración de la pala cargadora:

$$a = \frac{V}{t} = \frac{5.55 \frac{m}{s}}{1.8 s} = 3.083 \frac{m}{s^2}$$

Distancia de parada:

$$s = \frac{V * t}{2} = \frac{5.55 \frac{m}{s} * 1.8 s}{2} = 4.99 \text{ metros}$$

Estos resultados se dieron con una frenada rápida de emergencia.

Con una frenada progresiva hasta la parada total de la pala cargadora la distancia apenas se duplica aproximadamente.

5.4. ANÁLISIS DE RESULTADO

Como se puede ver en los cálculos realizados, tomando datos arrojados por la acción del sistema de frenos sobre la cargadora se constato que estos se encuentran del rango requerido.

por lo que se puede afirmar que los cálculos hechos antes de realizar la implementación del sistema, el diseño y la selección de materiales y elementos

tanto mecánicos como neumáticos han servido de guía para poder construir un sistema de frenos seguro.

los elementos seleccionados para el sistema de frenos mediante el diseño tienen un factor de seguridad de 2 lo que los hace que soporte el doble de su capacidad, esto contribuye a que la cargadora con una frenada brusca de emergencia, con una velocidad máxima de 20 km/h que es la que esta posee, y con los elementos en buen estado estén listos para responder sin temor a que fallen, por lo que el sistema funciona sin ningún problema a velocidades menores y con accionamientos progresivos del sistema.

CAPÍTULO VI

MANUAL DE MANTENIMIENTO

6.1.- MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Revisar diariamente que no existan fugas en distintos elementos neumáticos del sistema de frenos de la cargadora.

6.1.1.- GOBERNOR

Revisar diariamente que el sistema se mantenga en los 120 psi caso contrario se debe revisar y regular el gobernador para obtener la presión adecuada.

6.1.2.- TANQUE DE RESERVA

Se debe drenar el agua de los tanques de reserva cada 40 horas de trabajo para que no deteriore o reduzca la eficiencia en los elementos del sistema de frenos.

6.1.3.- COMPRESOR

Revisar que las cañerías de entrada y salida del compresor cada 40 horas no presenten fugas tanto de aire y agua pues esto implicaría un mal funcionamiento del compresor.

Revisar cada 960 horas de trabajo el apriete de los pernos del compresor y reajustar si es necesario.

6.1.4.- CAÑERÍAS Y MANGUERAS

Revisar consecutivamente que no se encuentren dobladas o golpeadas ya que ocasionaría una baja presión en el sistema.

6.1.5.- FILTRO DE AIRE

Revisar cada 160 horas de trabajo.

Limpiar adecuadamente el filtro de aire cuando ya presente suciedad.

6.1.6.- PEDAL DE FRENO

Limpiar la válvula del pedal y verificar que no existan fugas.

Realizar una lubricación de los elementos exteriores que componen la válvula del pedal

Revisar que la presión de entrega al circuito sea proporcional con el accionamiento del pedal del freno.

6.1.7.- PULMONES

Revisar semanalmente los acoples de las mangueras en la entrada a los pulmones que no presenten fugas y al momento de ser accionado verificar que la varilla de empuje se desplace normalmente.

Revisar cada 160 horas de trabajo el apriete adecuado de las abrazaderas del pulmón para que no existan fugas de aire.

6.1.8.- ZAPATAS

Revisar el espesor de las zapatas sea el adecuado para un frenado correcto.
Mínimo 5 mm.

6.1.9.- CANDADO

Revisar que el tornillo sin fin de regulación funcione adecuadamente.

Engrasar cada 80 horas de trabajo.

La regulación del candado debe ser proporcional y de acuerdo al desgaste de las zapatas.

6.1.10.- MARTILLO

Engrasar cada 80 horas de trabajo los elementos mecánicos de accionamiento del freno.

Revisar cada 1920 horas de trabajo (1 año) el estado del martillo, resortes, rodillos, collarín, base del pulmón, tambor, pernos, bocines plásticos y metálicos que no tengan un desgaste prematuro.

6.2.- MANTENIMIENTO CORRECTIVO

6.2.1.- GOBERNOR

Reemplazarlo cuando ya no se lo pueda regular ya que de este elemento depende que se cargue el depósito o tanque de manera segura

6.2.2.- TANQUE DE RESERVA

Reemplazarlo cuando se observe fugas, deterioro o cuando no soporte la carga de presión y almacenamiento que el compresor envía mediante el gobernador

6.2.3.- COMPRESOR

Desmontar y desarmar el compresor para verificar las piezas o elementos que estén deterioradas para su reparación o sustitución.

Cambiar los pernos de sujeción si presentan fallas

Cambiar cañerías de entrada y salida del compresor en caso de presentar fugas o roturas.

6.2.4.- CAÑERÍAS Y MANGUERAS

Cambiar las cañerías y mangueras si estas presentan daños, fisuras o deformaciones.

6.2.5.- FILTRO DE AIRE

Reemplazar el filtro de aire cuando este deteriorado.

6.2.6.- PEDAL DE FRENO

Desarmar y reparar los elementos internos de la válvula del pedal de freno

Cambiar la válvula del pedal de freno si es necesario.

6.2.7.- PULMONES

Cambiar acoples, mangueras en mal estado

Cambiar la abrazadera del pulmón cuando este deteriorada o no permita un sellado hermético.

Cambiar resortes y diafragmas del pulmón.

Cambiar la varilla de empuje si presenta deformación

Cambiar los pernos de sujeción del pulmón si están en mal estado.

6.2.8.- ZAPATAS

Cambiar las zapatas cuando exista excesivo desgaste o desperfectos

6.2.9.- CANDADO

Reemplazarlo cuando no mantiene su posición de regulación.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

La implementación del sistema de frenos neumático con una investigación de diseño previa a la necesidad requerida ha respondido de una manera tal que se puede decir que ha cumplido las necesidades del conductor de esta máquina.

Los resultados saltan a la vista en el momento de su uso, se activan como se había esperado, y planificado durante el diseño.

Los cálculos de presiones y fuerzas respaldan y brindan la seguridad que en un principio se quiso lograr.

Basándose en la automatización que permite la eliminación parcial o total de la intervención humana y en el acoplamiento de distintos elementos seleccionados mediante diseño mecánico.

Se ha logrado construir un sistema de frenos neumático fiable que cumple todos los parámetros requeridos y con un factor de seguridad muy aceptable.

Utilizando datos constantes y ecuaciones de diseño de frenos se ha podido calcular con exactitud el caudal neto y la presión que se necesita generar para ejercer una fuerza tal calculada de igual manera que permita accionar el sistema de frenos.

Con la aplicación de frenos neumáticos a la cargadora frontal Caterpillar se logro una mayor seguridad al momento del frenado ya que los frenos neumáticos tienen una respuesta inmediata y una eficiencia superior ya que en menor tiempo se consigue detener la cargadora al contrario del sistema de frenos mixtos que tardan un poco más.

Este sistema de frenos neumáticos nos da economía al momento de realizar un mantenimiento o reparación ya que no posee algunos componentes adicionales que tienen los frenos mixtos o hidráulicos tales como el cilindro y cauchos que

están dentro del tambor al igual que el líquido de freno que necesita ser reemplazado cada determinado tiempo de trabajo.

En el sistema de frenos neumático cuando existe una fuga de aire produce un sonido audible facilitando saber con exactitud donde es el daño y de esa manera poder repararla más rápido optimizando tiempo y dinero.

Al momento de realizar estas adaptaciones usar la seguridad indispensable al igual que se debe montar los componentes con la debida precaución y exactitud ya que de ello depende su buen funcionamiento del sistema.

RECOMENDACIONES

Realizar el mantenimiento preventivo según lo establecido en el manual de mantenimiento para evitar el deterioro de los elementos y la deficiencia en el sistema de frenos hidráulicos.

Debido a que el paquete computacional de diseño solid Works y las ecuaciones de diseño de frenos nos da resultados precisos, se recomienda para el cálculo de presiones, caudales, fricciones perdidas, potencias requeridas, los datos como el peso de la máquina, dimensiones finales entre otras sean reales la cual garantizara que el diseño sea igual al resultado final.

El sistema de frenos neumático que se diseño y adapto en la cargadora frontal son muy eficientes y de fácil aplicación permitiendo colocar en otro tipo de maquinaria pesada.

Con la implementación de acciones preventivas y correctivas del manual de mantenimiento se puede afirmar que los componentes del sistema tendrán una vida útil más prolongada evitando de esta manera gastos prematuros.

Los elementos seleccionados mediante el diseño y simulación con la ayuda del paquete computacional Solid Works han soportado mayores esfuerzos de los

requeridos por la cargadora dando así una seguridad al momento de ser empleados.

Al momento de reemplazar un repuesto del sistema de frenos neumáticos de preferencia ocupar el original ya que esto nos garantizara un buen funcionamiento, seguridad y ahorro.

Al momento de existir un mal funcionamiento del sistema de frenos neumático detener la cargadora por completo ya que este sistema es muy indispensable y podría poner en riesgo a la máquina, al operador y terceros.

BIBLIOGRAFÍA

- Elementos de máquinas: hamrock, jacobson, schmid.ed. mc Graw-Hill.
- Diseño de elementos de máquinas/ Robert L. Mott. – 2ª ed. – México, D. F.: Prentice – Hall Hispanoamericana, 1995.
- Diseño y cálculo de circuitos en aplicaciones neumáticas/ Salvador Milla. – México, D. F.: Alfaomega, 1998.
- Diseño de elementos de máquinas/ Virgil Moring Faires. – México, D. F.: Uteha, 1982.
- Diseño en Ingeniería Mecánica/ Joseph Edward Shigley y Larry D. Mitchelle. – 4ª ed. – México, D. F.: Mc Graw – Hill, 1995.
- Mecánica de fluidos aplicada/ Robert L. Mott. – 4ª ed. – México, D. F.: Prentice – Hall, 1996.
- Mecánica de fluidos/ Víctor L. Streeter y E. Benjamín Wylie. – 3ª ed. – México, D. F.: Mc Graw – Hill, 1998.
- Diseño de componentes de máquinas/ William C. Orthwein. –México, D. F.: Continental, 1996.
- Frenos/ John Remling. – México, D. F.: Limusa, 1991.
- Frenos/ M. Duchene y M. Charlotexox. – Barcelona: Marcombo, 1979.
- Manual de frenos neumáticos: aplicación camiones y omnibuses/ Pedro Jorge Gualtiere. – Buenos Aires: Negri, 2004.

- Manual de reparación y mantenimiento de maquinaria pesada/ Herbert Nichols. – 2ª ed. – México, D. F.: Mc Graw – Hill, 1993.
- Ingeniería de vehículos: sistemas y cálculos/ Manuel Cascajosa 2ª ed. – México, D. F. Alfaomega, 2005.
- Tecnología del automóvil/ Hellmat Gerschler y [et. al] 2ª ed. – Barcelona: Reverté, 1985.
- Tablas de la técnica del automóvil/ G. Hamm y G. Burk – 14ª ed. Barcelona: Reverté, 1986.

ANEXOS

ANEXO A

| NEPLOS Y ACOPLER DE BRONCE | |
|--|-----------|
| Flexibilidad | Mayor |
| Presión máxima de trabajo | 350 PSI |
| Espesores | 1/2 - 5/8 |
|  | |

| MANGERA PLASTICA SINFLEX 1/2 – 1/4. | |
|--|-----------|
| Presión máxima de trabajo | 350 PSI |
| Diámetro | 1/2 - 1/4 |
| Elongación | Baja |
|  | |

| VÁLVULAS DE DESFOGUE 800 | |
|--|---------|
| Presión máxima de trabajo | 350 PSI |
| Diámetro | 3/8 |
| Material de construcción | Bronce |
|  | |

| VÁLVULA DE RETENCION NTP (CHECK) | |
|---|---------|
| Material de construcción | Bronce |
| Dimensiones | 1/2 |
| Presión máxima de funcionamiento | 350 PSI |
|  | |

| VÁLVULA PPI (BLOQUEO) | |
|--|----------|
| Material de construcción | Aluminio |
|  | |

| MANÓMETROS DE DOBLE PLUMA | |
|--|-----------------------------|
| Presión de funcionamiento | La indicada en el manómetro |
|  | |

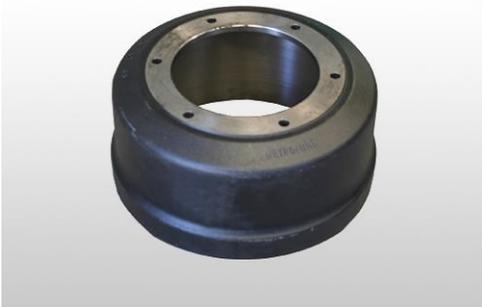
| MARTILLO (LEVA) | |
|--|---------------|
| Material de construcción | Hierro |
| Corona | Baño en acero |
| Presión máxima de trabajo | 20000 PSI |
|  | |

| CANDADO (RACHE) | |
|--|---------------|
| Material de construcción | Hierro |
| Interior | Baño en acero |
| Presión máxima de trabajo | 20000 PSI |
|  | |

| PULMONES (CÁMARAS) | |
|----------------------------------|--------------------------|
| Dimensión | 30 /30 |
| Accionamiento interno | Diafragma |
| Presión máxima de funcionamiento | 12000 – 20000 PSI |
| Material de las tapas | hierro con Baño en acero |
| Material de la base | Aluminio |



| TAMBORES | |
|----------------------------------|-------------------|
| Material de construcción | Hierro fundido |
| Presión máxima de funcionamiento | 12000 – 20000 PSI |



| ZAPATA DE FRENO CON REVESTIMIENTO | |
|---|--------------------------|
| Material de construcción | Acero |
| Material de fricción | Asbesto, bronce y carbón |
|  | |

| COLLARIN | |
|--|-------|
| Material de construcción | Acero |
|  | |

VÁLVULA DE SEGURIDAD

Material de
construcción

Bronce



Latacunga, Noviembre 2009

LOS AUTORES:

CHILUISA CALALA MARCO PAÚL

PULLUQUITÍN RAMÍREZ CARLOS SALVADOR

EL DIRECTOR DE CARRERA:

ING. JUAN CASTRO

UNIDAD DE ADMISIÓN Y REGISTRO:

DR. EDUARDO VASQUEZ