

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Tesis previa a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico Automotriz

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE
VENTILACIÓN PARA LOS DISCOS DE FRENO DE UN VEHÍCULO Y
SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURA”.

AUTORES:

Juan Carlos Velásquez.

Cristian Heras Castillo.

DIRECTOR:

Ingeniero Paúl Álvarez.

Cuenca - 2012

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD.

Los contenidos del presente trabajo, conceptos, análisis de resultados, pruebas del mismo, son de exclusiva responsabilidad de los autores y se permite el uso de los mismos a la Universidad Politécnica Salesiana en caso de requerirlos.

Cuenca Abril 30 de 2012



Juan Carlos Velásquez Angamarca.



Cristian Danilo Heras Castillo.

CERTIFICACIÓN.

Yo Ing. Paúl Alvarez certifico que el presente trabajo de graduación cuyo tema es “Diseño, construcción e implementación de un sistema de ventilación para los discos de freno de un vehículo y sistema de control de temperatura”, fue desarrollada por los Sres. Juan Carlos Velásquez Angamarca con C.I. 0302224977 y Cristian Danilo Heras Castillo con C.I. 0301839908 bajo mi dirección como requerimiento para la obtención del título de Ingeniero Mecánico Automotriz.

Ing. Paúl Alvarez

DEDICATORIA.

A mis padres, porque hicieron de mi un excelente hijo y hermano y porque me sacaron adelante, dándome ejemplos dignos de superación, gracias a ustedes, hoy llegue a mi meta, ya que siempre estuvieron motivándome en los momentos más difíciles de mi vida estudiantil, y porque el orgullo que sienten por mí, fue lo que me hizo llegar hasta aquí. Va por ustedes, por lo que valen, porque admiro su fortaleza y dedicación.

A mis hermanas, tías, abuelos, en especial a ti Guillermina Castillo, que vives en mis recuerdos, ya que cuando estuviste con nosotros diste todo de ti, valores, responsabilidad, entrega y sobre todo amor.

Juan Velásquez

Dedico este proyecto a todas las personas que estuvieron apoyándome de manera incondicional en los momentos más difíciles que tuve que atravesar en este periodo de estudios, en especial a mi madre, a mi padre y hermanas que siempre supieron estar junto a mí, en los buenos y malos momentos, compartiendo alegrías y tristezas, y fruto de aquello he llegado a cumplir un objetivo más.

Cristian.

AGRADECIMIENTOS.

A ti Dios gracias, por brindarme la salud y fortaleza en todos los trayectos de mi vida, ya que sin ti este triunfo no se hubiera alcanzado, agradezco de manera especial al profesor Ing. Paúl Álvarez por guiar este trabajo de graduación y por confiar en mí, por dar su apoyo y confianza en mi trabajo y su capacidad para guiar mis ideas, no solamente en el desarrollo de esta tesis, sino también en mi formación como profesional. Al profesor Ing. Fernando Chica, por brindar su apoyo y conocimientos, y a todos las personas que se ven involucradas directa e indirectamente en este trabajo.

Juan Velásquez

Dios fue y es mi guía y camino, por lo que te agradezco de manera infinita, agradezco también a mi madre que nunca se apartó de mi lado, siempre se mantuvo fuerte dándome apoyo en cada decisión que tomé, a mi padre por nunca dejarme solo y saber que siempre tuve y tengo su respaldo, a mis hermanitas por siempre sacarme una sonrisa cuando lo necesitaba y a esta gran Universidad por haberme abierto las puertas y hacer de mi un profesional con valores.

Cristian.

ÍNDICE.

Pág.

CAPÍTULO I

1. Análisis de transferencia de calor del sistema de frenos del vehículo.....	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Frenos del vehículo.....	1
1.2.1. Frenos de disco.....	2
1.2.1.1. Disco de freno.....	2
1.2.1.2. Pastillas de freno.....	7
1.2.1.3. Pinza de freno.....	10
1.2.1.4. Actuador hidráulico.....	11
1.2.1.5. Tuberías y latiguillos.....	11
1.2.2. Frenos de tambor.....	12
1.2.2.1. Tambor.....	12
1.2.2.2. Zapatas.....	13
1.2.2.3. Disco portafreno.....	13
1.2.2.4. bombín de freno.....	14
1.2.3. Sistema de accionamiento hidráulico.....	14
1.2.3.1. Bomba de frenos.....	14
1.2.3.2. Líquido de frenos.....	15
1.2.4. Servo asistencia.....	16
1.3. Proceso de frenado en los vehículos.....	17
1.3.1. El proceso de frenado.....	17

1.4. Problemas en los discos y pastillas por altas temperaturas.....	21
1.4.1. Fading.....	21
1.4.2. Judder.....	22
1.4.3. Desgastes prematuros.....	23
1.4.4. Calentamiento excesivo del disco.....	23
1.5. Análisis dinámico del sistema de frenos.....	24
1.5.1. Fuerza de frenado.....	24
1.5.1.1. Resistencia a la rodadura y coeficiente de resistencia a la rodadura.....	25
1.5.1.2. Fuerza de frenado en el pedal.....	28
1.5.2. Tiempo de frenado.....	28
1.5.3. Deceleración de frenado.....	30
1.5.4. Distancia de frenado.....	31
1.6. Transferencia de calor en los frenos.....	34
1.6.1. Mecanismos de transferencia de calor.....	34
1.6.2. Análisis térmico del sistema de frenos.....	35
1.6.2.1. Energía disipada en los discos de freno.....	35
1.6.2.2. Potencia disipada por el sistema de frenos.....	37
1.6.2.3. Cálculo térmico en discos de freno.....	38
1.6.2.4. Enfriamiento de Newton.....	40
1.6.2.5. Tipos de convección que afectan al disco.....	43
1.6.2.6. Cálculo térmico en tambores de freno.....	66

CAPÍTULO II

2. Estudio de las alternativas del sistema de ventilación de los discos de freno.....	82
2.1. Introducción.....	82
2.2. Sistemas de ventilación de los discos de freno.....	83
2.2.1. Discos ventilados.....	83
2.2.1.1. Partes de un disco ventilado.....	84
2.2.1.2. Inconvenientes con los discos ventilados.....	85
2.2.2. Discos perforados.....	86
2.2.2.1. Inconvenientes con los discos de freno perforados.....	87
2.2.3. Discos ranurados.....	89
2.2.3.1. Inconvenientes con los discos ranurados.....	89
2.2.4. Discos de carbono.....	90
2.2.4.1. Inconvenientes de los discos de carbono.....	90
2.2.5. Tapacubos de enfriamiento de discos de freno.....	92
2.2.6. Ductos de ventilación para discos.....	94
2.3. Valoración de los sistemas alternativos de ventilación de los discos de freno...	99

CAPÍTULO III

3. Diseño y Simulación del sistema de ventilación a través de un software especializado.....	102
3.1. Introducción.....	102
3.2. Estimación de los elementos de diseño para ventilación de discos de freno....	102
3.2.1. Estimación del disco de freno.....	102
3.2.2. Estimación de ductos, y elementos de dirección de aire.....	105

3.3. Estimación de los elementos de diseño para controlar la temperatura.....	108
3.4. Diseño del sistema de ventilación.....	112
3.4.1. Cálculo de la convección forzada en los ductos de ventilación del disco de freno asumiendo un aporte a la velocidad de entrada.....	112
3.5. Diseño del sistema de tuberías y accesorios.....	118
3.5.1 Cálculo de la sección de la tubería principal.....	118
3.5.2. Cálculo de la sección de la campana.....	119
3.5.3. Cálculo de la presión dinámica en la tubería.....	124
3.6. Rediseño del sistema de tuberías.....	125
3.6.1. Cálculo de la rotación de la aleta de obturación.....	133
3.6.2. Diseño de perforación de los discos de freno.....	135
3.6.2.1. Cálculo de la transferencia de calor en los agujeros de perforación del disco de freno.....	136
3.7. Selección del ventilador.....	141
3.7.1. Ventilador centrífugo curvado hacia delante.....	142
3.7.1.1. Características Principales.....	142
3.8. Despiece del sistema en tres dimensiones.....	144
3.9. Diseño del circuito electrónico.....	147
3.9.1. Diseño de los circuitos de sensores.....	148
3.9.1.1. Diseño del circuito del sensor de velocidad.....	148
3.9.1.2. Diseño del circuito del sensor de temperatura.....	149
3.9.1.3. Diseño del circuito de activación de aletas de obturación.....	149
3.9.1.4. Diseño del circuito de activación de electro ventiladores.....	150
3.10. Simulación del sistema.....	151

3.10.1. Simulación del sistema de tuberías.....	151
3.10.1.1. Pasos de la simulación.....	151
3.10.2. Simulación de transferencia de calor del disco de freno.....	166
3.10.2.1. Simulación de transferencia de calor.....	166

CAPÍTULO IV

4. Construcción e implementación del sistema en un vehículo "Toyota Tercel", realización de las pruebas, y análisis de eficiencia.....	175
4.1. Introducción.....	175
4.2. Construcción de los elementos de diseño de ventilación de los discos de freno.....	175
4.2.1. Construcción del circuito de tuberías principales y bypass de electro ventiladores.....	175
4.2.2 Perforación de los discos de freno.....	182
4.2.3. Construcción del circuito electrónico de control de temperatura.....	185
4.2.3.1. Protector del sensor de rpm.....	185
4.2.3.2. Tarjeta de control.....	187
4.2.3.3. Tarjeta del circuito de la fuente y potencia.....	187
4.2.3.4. Botonera.....	188
4.2.3.5. LCD.....	189
4.2.3.6. Carcasa de LCD y Botonera.....	190
4.2.3.7. Sensor de rpm.....	190
4.3. Armado e implementación del sistema mecánico en el vehículo.....	191
4.4. Armado e implementación del circuito electrónico y de control.....	195
4.5. Pruebas del sistema de ventilación.....	202

4.5.1. Prueba de consumos de corriente de elementos de ventilación.....	202
4.5.2. Prueba de velocidad.....	203
4.5.3. Pruebas en el frenometro.....	209
4.5.4. Pruebas estáticas de discos de freno.....	220
4.5.4.1 Prueba estática con discos sin perforar.....	220
4.5.4.2. Prueba estática con discos perforados.....	221
4.5.5. Pruebas en carretera.....	223
4.5.5.1. Programación del circuito de control.....	223
4.5.5.2. Prueba dinámica de discos sin perforar.....	224
4.5.5.3. Prueba dinámica con discos perforados.....	226
4.5.5.4. Prueba de ventiladores.....	227
4.5.6. Pruebas de ruta.....	230
4.5.6.1. Pruebas con discos perforados y dispositivos de ventilación activados.....	230
4.5.6.2. Pruebas con discos sin perforar y dispositivos de ventilación desactivados.....	234
4.6. Análisis de eficiencia.....	239
4.6.1. Eficiencia de presión.....	239
4.6.2. Incremento porcentual de velocidad del sistema.....	240
4.6.2.1. Incremento porcentual de velocidad de las tuberías principales.....	240
4.6.2.2. Incremento porcentual de velocidad de los electros ventiladores.....	241
4.6.3. Incremento porcentual de transferencia de calor del sistema.....	241
4.6.3.1. Incremento porcentual de transferencia de calor de las tuberías principales.....	241

4.6.3.2. Incremento porcentual de transferencia de calor de los electros ventiladores.....	242
4.6.4. Eficiencia del circuito electrónico de control.....	242
CONCLUSIONES.....	243
RECOMENDACIONES.....	248
BIBLIOGRAFÍA.....	251
ANEXOS.....	254

ÍNDICE DE ANEXOS.

	Pag.
ANEXO 1:	
Propiedades del aire a la presión de 1 atm.....	254
ANEXO 2:	
Correlaciones empíricas para el numero de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado.....	255
ANEXO 3:	
Número de Nusselt y factor de fricción para el flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diversas secciones transversales.....	256
ANEXO 4:	
Diagrama de Moddy factor de fricción.....	257
ANEXO 5:	
Diagrama de pérdidas por rozamiento del aire en conductos.....	258
ANEXO 6:	
Tablas de coeficientes de pérdida en accesorios (conductos de aire).....	259
ANEXO 7:	
Diámetros equivalentes para conductos rectangulares.....	264
ANEXO 8:	
Planos del diseño de tuberías de ventilación.....	265
ANEXO 9:	
Características de las placas del circuito electrónico.....	267
ANEXO 10:	
Planos de diseños de circuitos electrónicos.....	269

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de seguridad de un vehículo han evolucionado con el transcurrir del tiempo, por tanto los conductores se sienten más seguros y aumentan su velocidad media al conducir. Un vehículo bien diseñado puede salvar vidas, pero por muy bien diseñado que esté un automóvil, si el conductor desconoce el uso correcto de los elementos de seguridad, un accidente estará por ocurrir.

En este trabajo se exponen y se estudia uno de los elementos de seguridad del automóvil, como es el sistema de frenos y una adaptación en el mismo, para mejorar su rendimiento en casos extremos de uso, utilizando un dispositivo de ventilación para los discos y pastilla.

En este proceso se ha analizado el sistema de frenos del vehículo Toyota Tercel, teniendo como resultado que el uso excesivo y en pendientes muy pronunciadas, este sistema pierde su capacidad, quedando el vehículo totalmente desprotegido y sin la posibilidad de inmovilizarlo, como la topografía de nuestro medio no es regular y se tiene carreteras y vías de transporte con un alto grado de pendientes, el peligro de provocar un accidente es latente.

Para contrarrestar toda la cantidad de movimiento que pueda tener un automóvil rodando a una cierta velocidad, si queremos detenerlo, tendremos que oponer un esfuerzo resistente que sea capaz de transformar toda esa energía de movimiento hasta conseguir su detención, y la forma más rápida es transformarla a esa energía del movimiento "Energía Cinética", en calor, haciendo que dos superficies colocadas convenientemente se froten entre sí enérgicamente.

La energía cinética como cantidad de movimiento podemos prever que cuanto más peso y sobre todo cuanto más velocidad lleve el vehículo tanto más difícil será detenerlo en un corto espacio de tiempo y de recorrido.

En este estudio se analiza el calor que se produce entre los elementos friccionantes en el momento de frenar y la disipación de calor para poder obtener la eficiencia del sistema, tomando siempre en cuenta la estructura, construcción, y calidad de los materiales que conforman los elementos de fricción que se ha utilizado para este estudio.

Se han analizado también algunas alternativas para mejorar la eficiencia del sistema de frenos del vehículo y hemos optado por la más conveniente, para escoger la mejor alternativa se estudio las ventajas y desventajas que cada una presenta y se aplicó la que más favorecía y más acorde estaba a nuestras necesidades.

A partir de todos los resultados conseguido del estudio del sistema de frenos de este vehículo se obtuvo una eficiencia y aplicando este dispositivo de ventilación se obtiene una ganancia de la misma, para aseverar esta propuesta se ha realizado pruebas de comparación con y sin el sistema que se ha diseñado y a demás se comprueba esto por medio de software que nos garantizan todos estos resultados.

CAPÍTULO I

1. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL SISTEMA DE FRENOS DEL VEHÍCULO.

1.1. Introducción.

En el presente capítulo se analizará la dinámica del vehículo automóvil, aspectos importantes como fuerza, tiempos, deceleración y distancia de frenado, así como la transferencia de calor producto de la energía calorífica presente en los discos de freno, calculando primero la energía cinética que debe absorber cada uno de los discos, y con esta la temperatura que adquiere el sistema cuando se detiene alcanzando antes una velocidad específica, para luego centrarnos en la pérdida de calor de los discos al ambiente, también se analizará brevemente los efectos de las altas temperaturas en los tambores, pero antes se estudiará los componentes del sistema, así como su constitución, materiales, temperaturas críticas, para luego diseñar un sistema que permita la evacuación rápida del exceso de calor que como se analizará es un problema para los frenos del vehículo.

1.2. Frenos del vehículo.

Los frenos de un vehículo están diseñados de tal manera que se logre una disminución de velocidad, incluso llegar a detenerlo, la energía cinética de un vehículo es transformada en energía calorífica cuando el conductor aplica una fuerza sobre el pedal de freno, esta cantidad de calor es evacuada posteriormente. La transformación de la energía se da al poner en contacto dos piezas, la una solidaria a la rueda y la otra fija en la mangueta. Existen dos tipos de frenos: de disco y de tambor.

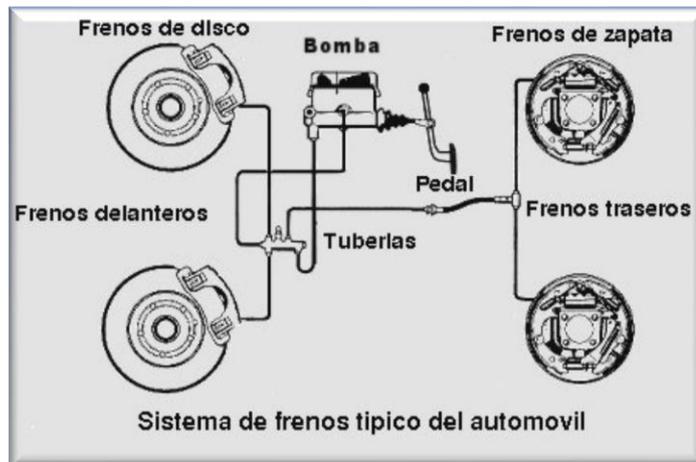


Fig.1.1. Sistema de frenado del vehículo. Fuente: <http://www.sabelotodo.org>

1.2.1. Frenos de disco.

Este tipo de frenos se ensambla en las ruedas delanteras y en la actualidad se está popularizando también en las ruedas traseras. Este tipo de freno está compuesto de unas pastillas, un disco de freno, plato protector. El plato de protección se encarga de tapar al disco por su parte posterior, y la misma rueda la protege en la parte delantera. Los demás componentes son los encargados de acumular la energía cinética y, luego liberarla en forma de calor.

1.2.1.1. Disco de freno.

Este elemento se fija en los cubos de la rueda, y su fabricación en la mayoría de casos es de fundición gris o de fundición de acero, y en medio una cavidad. Las fuerzas de apriete en un disco son mayores que en un tambor, esta es la razón que los forros de las pastillas tienen un desgaste más temprano que los forros de los frenos de tambor, ya que la generación de calor es más alta, pero un disco de freno está rodeado casi completamente por aire, y por ende una buena ventilación.



Fig. 1.2. Disco de freno. Fuente: <http://fotos.coches.net>

Gracias a los canales de refrigeración los discos de frenos ventilados acumulan una mayor cantidad de calor y se enfrían más rápido. Los canales están dispuestos de forma radial que hace las veces de un ventilador cuando la rueda gira. Esta es la razón por la que se ensamblan esta clase de discos en la parte delantera de los vehículos.

PROPIEDADES FÍSICAS	VALORES
---------------------	---------

RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	240 N / mm ²
DUREZA	170 – 250 HB

Tabla 1.1. Características básicas de la fundición de los discos de freno. Fuente: <http://3.bp.blogspot.com>

El material 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. El disco puede ser macizo o con huecos (autoventilado), por donde circula el aire en forma de ventilador centrífugo.

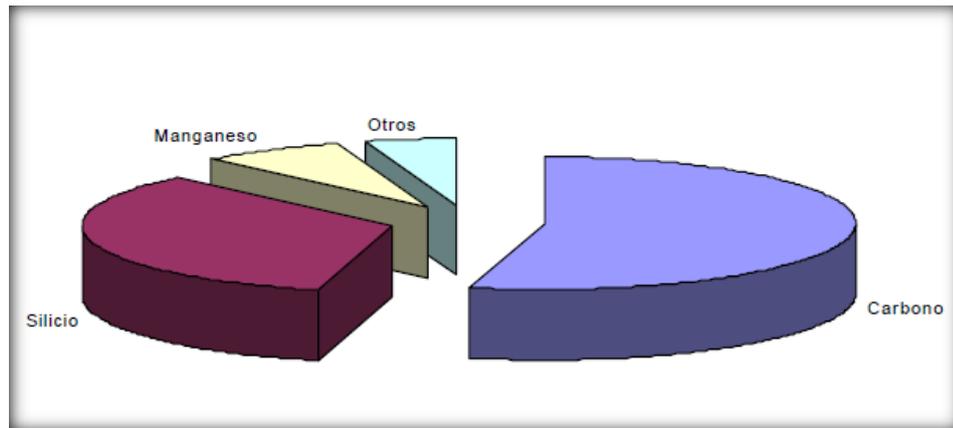


Fig. 1.3. Composición de los discos de freno. Fuente: <http://i36.tinypic.com>

a.- La geometría del disco de freno.

La geometría de los discos de frenos es la misma, una superficie circular perfectamente plana con ralladuras finas. A continuación, las soluciones que se han ido aportando para aumentar la disipación del calor que se acumula en el disco.

Las partes de un disco son las siguientes:

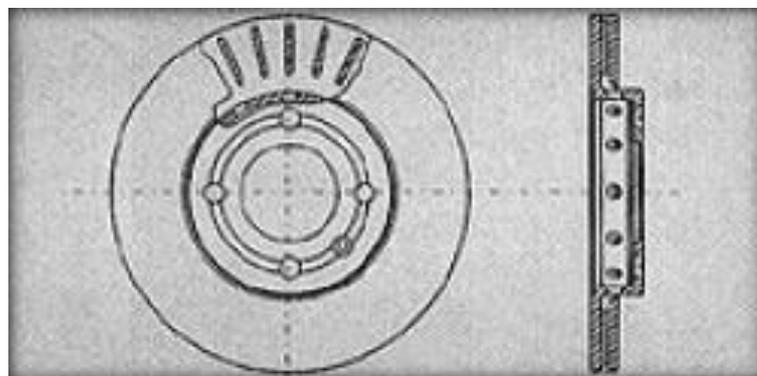


Fig. 1.4. Geometría de un disco de freno. Fuente: <http://i36.tinypic.com>

PISTA: Es la superficie en la que se friccionan las pastillas y el disco. Está dimensionada de manera que la potencia de disipación se aproxime a 250 W/cm^2 , pero la potencia puede aumentar, todo depende la geometría del disco, ya que si este es ventilado el valor de la potencia de disipación alcanza 750 W/cm^2 .

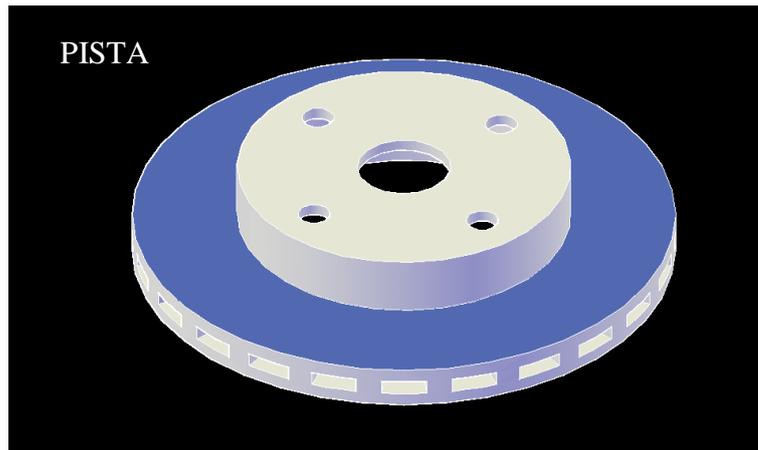


Fig. 1.5. Pista de un disco de freno. Fuente: Los Autores.

FIJACIÓN: Está situada en la parte central, existe un agujero donde se aloja el buje, y en la parte trasera se ha practicado un chaflán para apoyar el disco perfectamente en la mangueta. Alrededor del agujero donde se aloja el buje, se ha practicado unos agujeros de menor tamaño que permite el paso de los pernos de anclaje de la rueda.

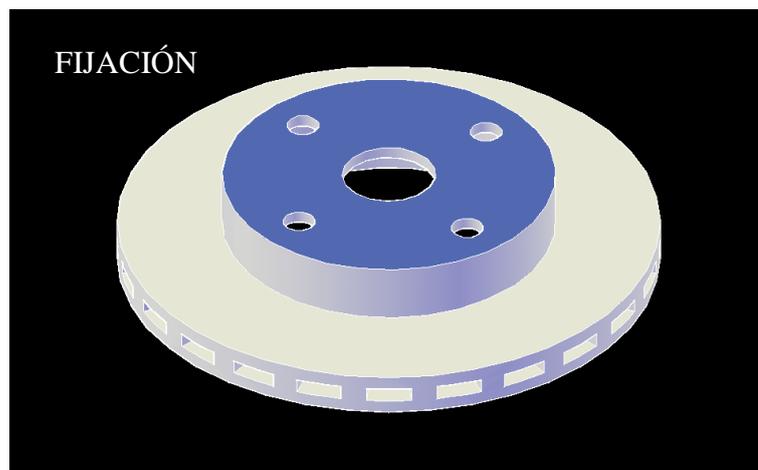


Fig.1.6. Fijación de un disco de freno. Fuente: Los Autores.

LA CAMPANA: La campana es el cilindro que une la banda, con el plano de fijación.

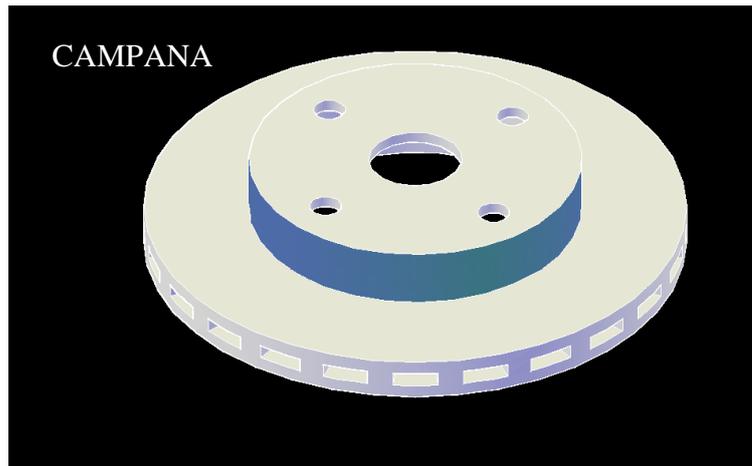


Fig.1.7. Campana de un disco de freno. Fuente: Los Autores.

EL FILTRO TÉRMICO: Son unos canales de separación de la pista y la campana, para evitar el calentamiento excesivo de la llanta y por consiguiente del neumático.

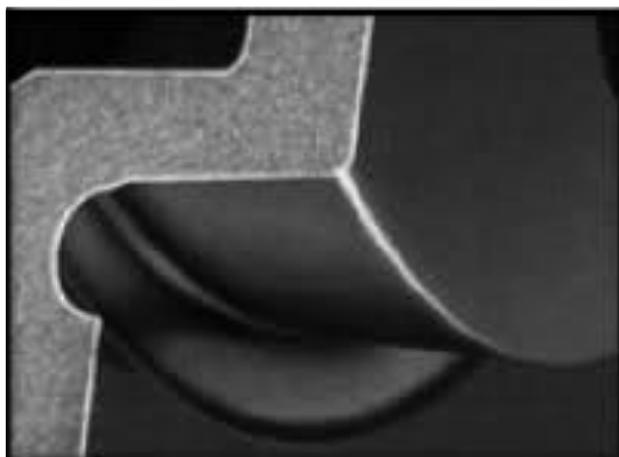


Fig.1.8. Filtro térmico. Fuente: <http://i36.tinypic.com>

Los discos deben desempeñar dos funciones principales: mover el aire a su alrededor como lo haría un ventilador, y transmitir su energía a la atmósfera como lo hace un radiador.



Fig. 1.9. Aleta de ventilación de un disco de freno. Fuente: <http://i36.tinypic.com>

Para mejorar la refrigeración de la campana, es mecanizando un canal en la zona de la campana y la banda frenante del disco, lo que antes se denominó filtro térmico, es necesario que la temperatura no se transmita al neumático, ya que provocaría un desgaste de la banda del mismo, además se logra aliviar tensiones térmicas y así evitar deformaciones en los discos.

1.2.1.2. Pastillas de freno.

Estos elementos son los que están en contacto con el disco de freno para disminuir la velocidad, poseen una superficie metálica que soporta al forro y es el apoyo en la pinza. El forro se ajusta perfectamente en la superficie del disco de freno.

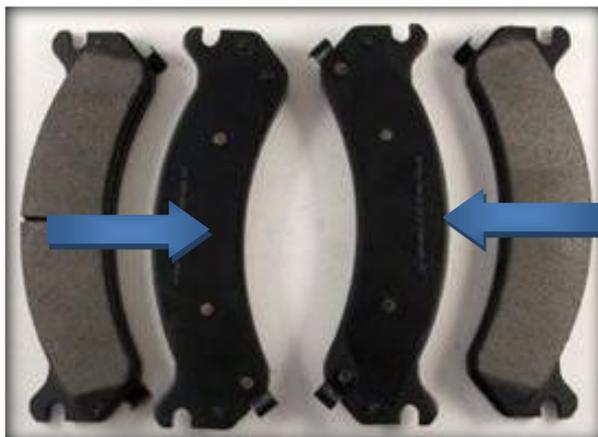


Fig. 1.10. Soporte de la pastilla de freno. Fuente: <http://www.serviciodefrenos.cl>

Es importante que los materiales de los forros de las pastillas no sean tan conductores de calor, los semi-metálicos presentan mayor conductividad térmica que los de amianto y pueden ocasionar una transferencia de calor excesiva hacia la pinza y así al líquido de frenos que puede llegar a la ebullición.



Fig. 1.11. Pastillas de freno. Fuente: www.tunerhouse.com

El amianto sigue siendo un material presente en los productos de fricción, se recomienda su manipulación con estricta seguridad puesto que posee propiedades cancerígenas.

a.- Composición de la pastilla de freno.

El amianto era una fibra apta para aportar las cualidades a los materiales de fricción. En la actualidad los productos sin amianto superan las exigencias de un material friccionante.

LAS FIBRAS.- Elementos que juntan a los demás elementos. Son las armaduras de las pastillas de freno. Las más comunes son: fibras de vidrio, aramida y lana de roca

LAS CARGAS MINERALES.- son las que le dan resistencia mecánica a la pastilla, aporta resistencia a la abrasión, cortadura, altas temperaturas, las más comunes son: barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato y otros.

COMPONENTES METÁLICOS: homogenizan el coeficiente de fricción así como la transferencia de calor de la pastilla a la mordaza, los más usuales son: latón cobre bronce entre otros.

LOS LUBRICANTES O MODIFICADORES DE COEFICIENTE: Se encargan de variar el coeficiente de fricción (lo baja), se emplea como polvo comúnmente son grafitos, cokes, sulfuros, antracitas, etc.

LOS MATERIALES ORGÁNICOS: agrupan el resto de los materiales, fluyen y atan el resto de componentes y lo polimerizan cuando alcanzan una determinada temperatura, las más elementales son: las resinas fenólicas termoendurecibles, cauchos, ceras aceites

LOS ABRASIVOS: incrementan el coeficiente de fricción también limpian el disco de freno formando lo que se llama la tercera capa.

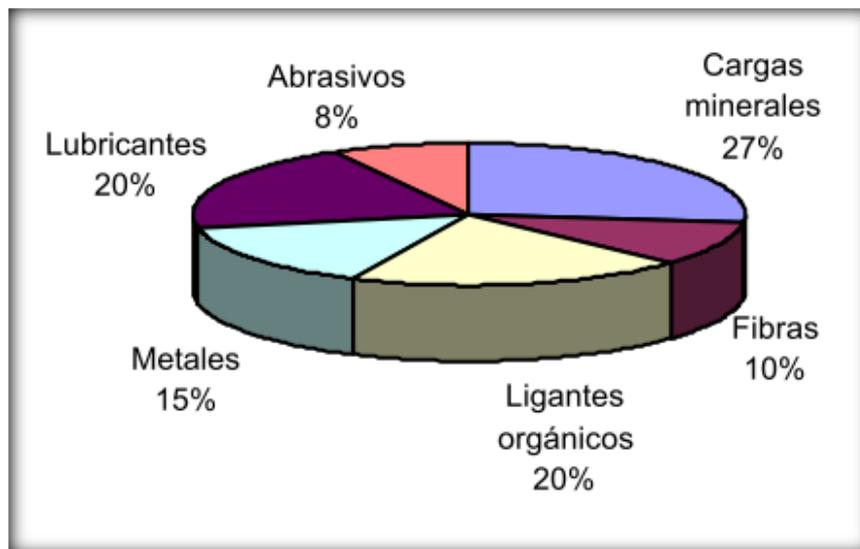


Fig. 1.12. Composición de la pastilla de freno. Fuente: <http://www.roadhouse.es>

b.- Características básicas de las pastillas de freno.

Los requerimientos básicos del material de fricción son los que establece la propia aplicación del producto. Los más relevantes son:

- ✓ Presentar un coeficiente de fricción adecuado y estable a cualquier rango de temperatura y presión.
- ✓ Mantener un equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste.
- ✓ Una cierta compresibilidad, tanto en frío como en caliente, que haga que el material absorba vibraciones e irregularidades de la otra superficie con la que entra en contacto.
- ✓ Una buena resistencia al choque y al cizallamiento.

1.2.1.3. Pinza de freno.

Las pinzas de freno están diseñadas de tal manera que hagan de soporte para las pastillas de freno, además de contener a los actuadores hidráulicos de modo que empujen las pastillas contra el disco de freno, esta pieza soporta grandes esfuerzos durante el frenado, como vibraciones, temperaturas elevadas, y otros factores, una inspección visual es importante, o con una cámara ultravioleta con el fin de detectar grietas.

Existen variaciones de pinzas de freno, según la disponibilidad de espacio, marca de vehículo, y prestaciones, de manera que se puede encontrar pinzas con uno o más actuadores, así como de simple o de pistones opuestos, lo que supone uno o más actuadores en cada pastilla. Todos los tipos se basan en el principio que después de liberar la presión en el sistema, continúe un contacto entre la superficie del disco y las pastillas, este contacto se garantiza por los retenes en el pistón de la pinza.



Fig. 1.13. Pinzas de cuatro pistones opuestos. Fuente: www.mercadoracing.org

1.2.1.4. Actuador hidráulico.

La función primordial del actuador hidráulico es el de presionar a la pastilla contra el disco cuando se ejerce presión en el pedal de freno. Puede tener uno, dos, cuatro y hasta seis pistones.

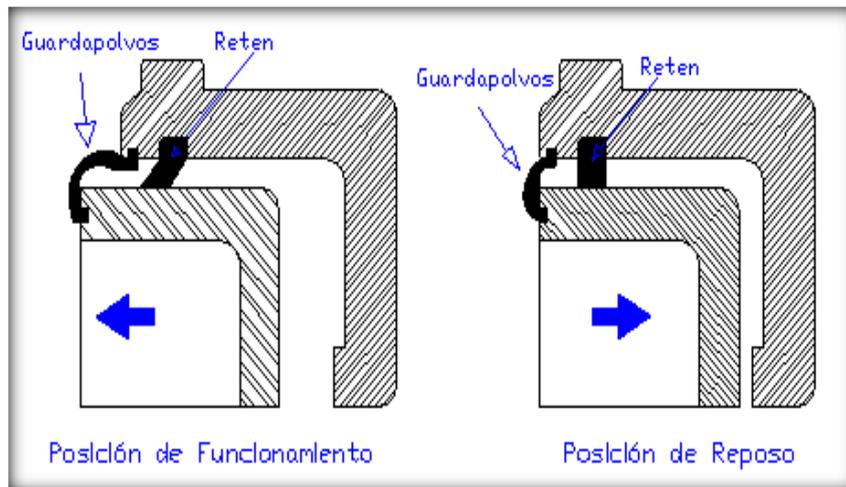


Fig. 1.14. Diagrama de funcionamiento de un actuador hidráulico. Fuente:

<http://www.roadhouse.es>

1.2.1.5. Tuberías y latiguillos.

Las tuberías o cañerías y latiguillos se encargan de conducir el líquido de frenos desde el cilindro maestro hasta los bombines, y actuadores de freno, estos deben soportar la presión interna del líquido así como las agresiones medioambientales. Son normalmente de tubo de acero y recubiertas de un polímero, con un diámetro exterior de 4,5 mm, y un ánima nominal de 2,5 mm. Estos se conectan mediante una tuerca de tuberías macho o hembra según sea necesario.

Se emplea tela de rayón de capas múltiples para las dos capas de refuerzo, que resisten la presión del tubo flexible. Los tubos flexibles de frenos están diseñados para funcionar a una presión de 100 bares, su presión de rotura es unas 5 veces mayor.

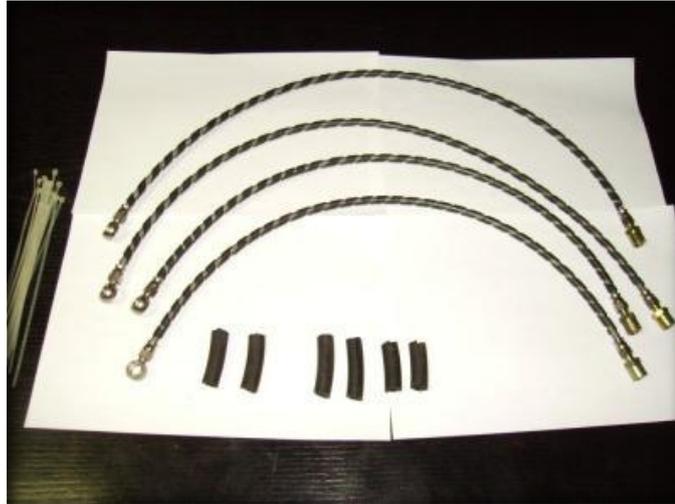


Fig. 1.15. Latiguillo de líquido de frenos. Fuente: <http://jrx4competicion.blogia.com>

1.2.2. Frenos de tambor.

Está presente en las ruedas posteriores de los vehículos de gama baja y media. Este consta de un tambor, porta freno, zapatas, bombín de freno. El más utilizado es el freno de tambor simplex recto. Las zapatas están unidas en su parte inferior en un mismo apoyo y son accionadas mediante un bombín de doble pistón.

1.2.2.1. Tambor.

Es de fabricación de hierro fundido, pero también de aleación ligera y la superficie interior de fundición. Y para que se acople a las zapatas tiene un fino mecanizado en su interior. Se destaca también las fundiciones aleadas de gran dureza y capaces de soportar cargas térmicas muy elevadas.



Fig. 1.16. Tambor de freno. Fuente: <http://static.wix.com>

1.2.2.2. Zapatas.

Tienen la forma de media luna y son de acero o aleación ligera en donde se pegan o remachan los forros de freno conocidos como ferodos que tienen la misma forma de medialuna.



Fig. 1.17. Zapatas de freno. Fuente: www.automotriz.net

1.2.2.3. Disco Portafreno.

Es un soporte de chapa en el que van montados todos los elementos del freno de tambor.

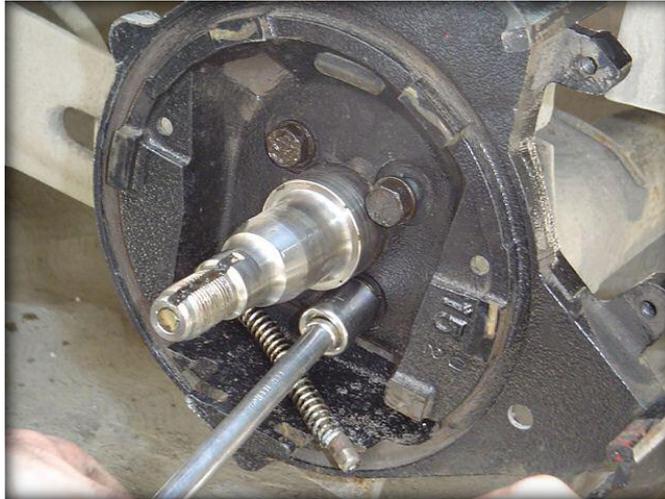


Fig. 1.18. Disco porta freno. Fuente: <http://dpcmx.net>

1.2.2.4. Bombín de freno.

Se conoce con el nombre de bombín que es un cilindro que en su interior se desplazan un pistón por cada lado y estos empujan a las zapatas contra el tambor, cuando se aplica una fuerza sobre el pedal de freno, además dispone de un retén para evitar fugas del líquido. En medio de los pistones se aloja un muelle con la finalidad de mantener las zapatas en continuo contacto con la superficie del tambor. En el cuerpo de los pistones esta roscado la cañería de presión y además aquí se encuentra la purga del sistema

1.2.3. Sistema de accionamiento hidráulico.

La función del sistema hidráulico es la de generar una presión idónea para accionar los actuadores con una simple fuerza en el pedal del freno.

El sistema de accionamiento hidráulico consta de:

1.2.3.1. Bomba de frenos.

La bomba de freno está montada delante del servofreno, en el compartimiento del motor, esta transforma la fuerza mecánica que se aplica en el pedal en fuerza

hidráulica, en su interior se encuentran dos pistones uno para cada eje, el movimiento de estos pistones genera la presión en el circuito.



Fig. 1.19. Bomba y depósito de líquido de frenos. Fuente: <http://www.roadhouse.es>

1.2.3.2. Líquido de frenos.

Es el fluido que tiene como función la de transmitir la presión hidráulica desde la bomba hasta los actuadores. Está repartido por el circuito sin que exista presencia de aire en ninguna de las zonas, y debe cumplir las siguientes propiedades:



Fig. 1. 20. Líquidos para frenos. Fuente: <http://ampolletaschile.cl>

- Temperatura de ebullición alta.
- Temperatura de congelación baja.
- No debe dañar a los materiales con los que está en contacto.
- No debe tener variaciones de viscosidad importantes con los cambios de temperatura.
- Debe tener una durabilidad aceptable, normalmente se recomienda sustituirlo cada año ó 50000 km.

1.2.4. Servo asistencia.

Multiplica la fuerza que el conductor aplica sobre el pedal de freno, puesto que es un dispositivo que aprovecha el vacío que se genera en el colector de admisión del motor.

Al pisar el pedal de freno se abre una válvula que permite el paso de la presión atmosférica al otro lado del embolo que se encuentra en su interior, haciendo que se desplace, el embolo actúa por medio del vástago sobre el pistón de la bomba principal, y de esta manera la fuerza de frenado es mayor en las ruedas del vehículo debido al principio de pascal.



Fig. 1.21. Servofreno. Fuente: <http://images04.olx.es>

1.3. Proceso de frenado en los vehículos.

Todos los automotores en movimiento, consiguen una velocidad y como consecuencia una energía cinética que es proporcional a la velocidad conseguida, a esta velocidad se la conoce como la velocidad inicial, o la velocidad a la que el vehículo está transitando antes de empezar a decelerar.

Cuando un vehículo frena debe consumir la totalidad de la energía cinética que lo anima para detenerse. Como en todos los casos esa energía no se pierde, sino que se transforma en energía térmica a nivel de los elementos de fricción del sistema de frenos y de los puntos de contacto entre carretera y pavimento.

El contacto de los elementos del sistema de frenos entre ellos produce fricción lo que permite una deceleración, que en algún momento va llegar al bloqueo de las ruedas, entonces la energía cinética se transforma en trabajo de frenado.

1.3.1. El proceso de frenado.

En un frenado ideal tendrían lugar varios fenómenos. El primero sería el accionamiento del conductor en el pedal de frenos y la correspondiente respuesta de los elementos del sistema de frenos, cuyas superficies de fricción se ponen en contacto a fin de reducir la velocidad de rotación de las ruedas.

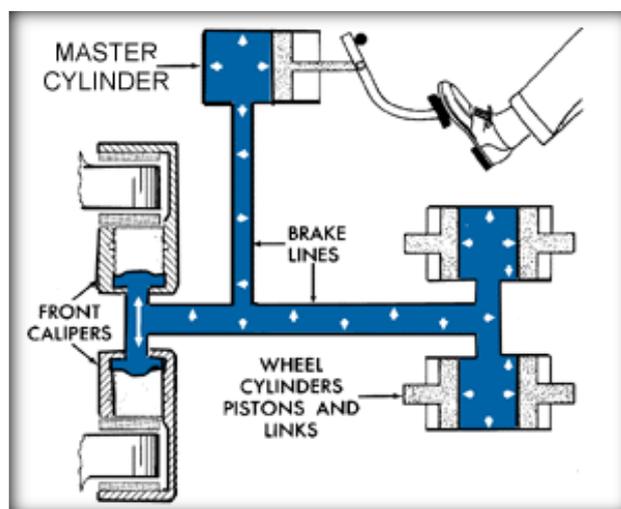


Fig.1.22. Diagrama del proceso de frenar. Fuente: <http://2.bp.blogspot.com>

Así inicia el frenado del vehículo, pero las ruedas no se hallan aún bloqueadas, y por lo tanto no dejan huellas visibles de frenado en el pavimento. Este espacio de huellas se denomina espacio de frenado transitorio, y debido a que las ruedas aún giran, la superficie del neumático que está en contacto con el pavimento en cada momento del frenado va cambiando, por ende la máxima eficacia de todo el proceso de frenado se da en este espacio, que representa del 15% al 30% de la energía consumida durante la detención.

Cuando las ruedas se bloquean, dejan de rotar, friccionan la calzada con el neumático produciendo un deslizamiento y una elevación de temperatura en el caucho. Basándose en lo antes expuesto tendríamos entonces las etapas que comportan el proceso de frenado y que serían las que se explican a continuación.

El frenado y sus etapas.

El frenado comienza cuando se acciona el mando y termina en el momento que los frenos dejan de actuar, comprendiendo las siguientes fases principales:

- 1.- Respuesta del sistema de freno: el cual se inicia desde el momento que el conductor pisa el pedal del freno hasta que las ruedas se bloquean trascurriendo un tiempo conocido como "tiempo de respuesta del sistema de frenos".
- 2.- Bloqueo de ruedas anterior a la aparición de las huellas: Para que se alcance la temperatura óptima del caucho (neumático), es necesario que la rueda circule bloqueada durante un determinado espacio.
3. Aparición de la huella: Para que una rueda logre dejar huellas de frenadas, la temperatura del caucho debe alcanzar un valor que permita la fusión del material, el aumento de dicha temperatura es consecuencia del arrastre de las ruedas bloqueadas sobre el asfalto.

El vehículo recorre una distancia determinada con las ruedas bloqueadas, sin lograr dejar huellas visibles, debido a que el neumático no consigue obtener la temperatura suficiente para que la huella se haga visible. Al alcanzar el neumático la temperatura

necesaria para que se produzca el desprendimiento del caucho se logra la visibilidad de las huellas de frenada.

Efectos del bloqueo de las ruedas.

Los frenos por lo general son lo suficientemente potentes como para poder lograr el bloqueo de todas las ruedas, aun con coeficientes de adherencia elevados, pero puede darse la situación que éste bloqueo no se produzca simultáneamente en las cuatro ruedas e incluso el bloqueo de las ruedas de un mismo eje puede no ser simultáneo.

Bloqueo de las ruedas delanteras: El bloqueo de estas ruedas solas o antes que las ruedas traseras, puede hacer que el conductor pierda el control de la dirección, debido a que se genera una desviación del vehículo con respecto a su dirección original. Si las ruedas traseras no logran bloquearse, éstas conservan un poder direccional, el cual en ciertas ocasiones es suficiente para corregir toda desviación debido al bloqueo de las ruedas delanteras.

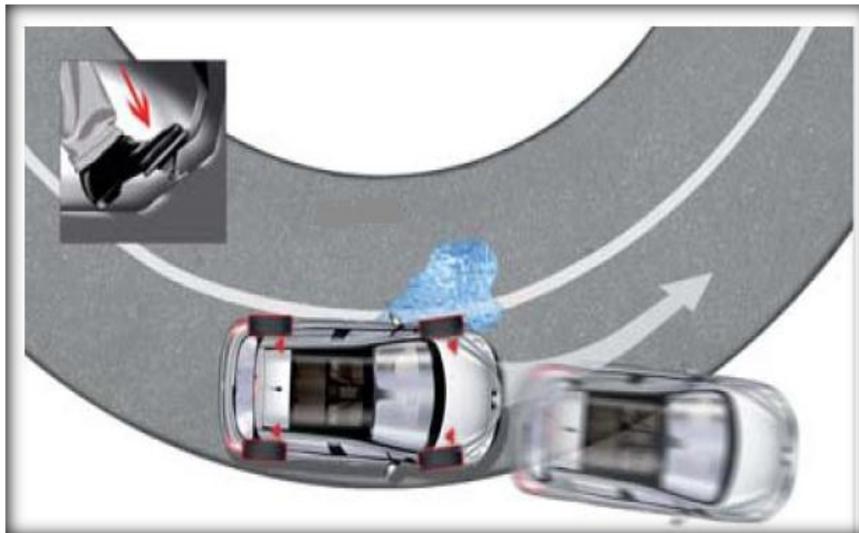


Fig. 1. 23. Efecto del bloqueo de las ruedas delanteras. Fuente:
<http://www.coverpontevedra.com>

Bloqueo de las ruedas traseras: El bloqueo solo de estas ruedas puede ser causa de desviación e inestabilidad del vehículo, y seguidamente pérdida total o parcial del control del vehículo.



Fig. 1. 24. Efecto derrape en un vehículo. Fuente: <http://www.testautomovil.com>

Bloqueo de todas las ruedas: El bloqueo de las cuatro ruedas produce un efecto similar al de las ruedas delanteras siempre y cuando, el bloqueo de las ruedas traseras no preceda al de las delanteras en el tiempo mayor al de 0,5 segundos.

Los sistemas de frenos de los vehículos deben ser capaces de absorber la potencia mucho más de la que produce el motor, porque el calor (energía) que se genera en la frenada se produce en un corto período de tiempo. Por lo tanto, un coche pequeño que sólo tenga un motor de 100 caballos de fuerza, al acelerar de cero a una velocidad de 90 Km/h, si el conductor frena en seco, los frenos tienen que absorber toda la fuerza en un período mucho más corto de tiempo. Este múltiplo de la cantidad de caballos de fuerza que debe ser absorbido, tanto como seis veces, dependiendo de la distancia de frenado. Así que una parada de pánico de 90km/h puede requerir los frenos para absorber el equivalente de hasta 600 caballos de fuerza.

Una cosa que todos los fabricantes de frenos hacen es un seguimiento muy atento de las pruebas y evaluación de las pastillas y discos cuando los frenos alcanzan altas temperaturas. Cada vez que se aplican los frenos, las pastillas y discos generan calor, que debe ser absorbida y disipada. Una parada rápida de 90 Km/h fácilmente puede subir la temperatura del disco hasta 150 o más grados. Varias frenadas fuertes en rápida sucesión pueden alcanzar temperaturas de 600, 700 o incluso 800 grados centígrados. Recuerde, mientras más pesado es vehículo, más calor se genera en los frenos.

1.4. Problemas en los discos y pastillas por altas temperaturas.

1.4.1. Fading.

El fading es la pérdida de eficacia del sistema de frenos cuando las temperaturas de los elementos en fricción son altas. Los materiales de fricción presentan una variación de su coeficiente en función de la temperatura, si este coeficiente empieza a bajar drásticamente a temperaturas bajas, se producirá el efecto fading. En este test se va a comparar cómo se comportan dos materiales de fricción, el cual se realiza en un banco dinamométrico por inercia, y cuyos aparatos de medición indican cada uno de los parámetros de la simulación de frenada

Se observa que la prueba se realiza en 20 frenadas de 100 Km/h hasta 0 Km/h, además mide la temperatura inicial de frenada y la final de frenada, así como el coeficiente de fricción de los materiales, con una deceleración media de 4 m/s^2 . Para obtener esta deceleración se aplica una determinada presión en el circuito de frenos.

TEST DE FADING.

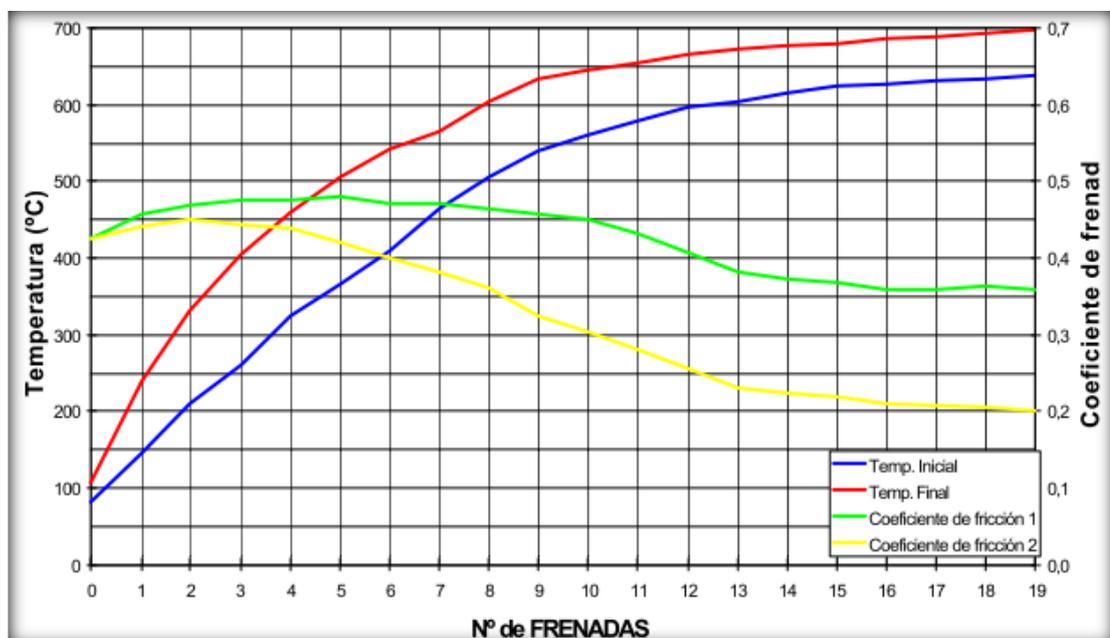


Fig. 1.25. Valores de prueba de fading. Fuente: <http://www.roadhouse.es>

Valores de coeficiente de fricción por encima de 0,35 son aceptables ya que se puede tener control del vehículo, valores de coeficiente por debajo de 0,25 resulta

peligrosos. Observemos que el coeficiente de fricción del material 2 igual a 0,35 se da cuando la temperatura es de aproximadamente 600°C, para la misma temperatura el material 1 presenta un coeficiente de fricción de 0,46 aproximadamente, esto indica que el material 1 es más confiable que el material 2.

Una vez que se da el fading, dejando enfriar el sistema de frenos, este volverá a tener las mismas prestaciones anteriores, pero si se vuelve a abusar del sistema de frenos se producirá otras veces dicho efecto.

1.4.2. Judder.

Son vibraciones en el sistema de frenos, generalmente se presenta con ruidos de baja frecuencia, y es perceptible por el conductor cuando este tiene gran conocimiento de su propio vehículo. Se clasifica en dos grupos:

Cold judder: Son vibraciones provocadas por defectos de mecanizado, o defectos de montaje, provocando una deformación del disco. Las vibraciones de puede sentir en el volante o frenos.



Fig. 1.26. Mancha de judder. Fuente: Los Autores.

Hot judder: Son vibraciones que aparecen a muy altas temperaturas entre los 500°C y son manchas de coloración oscura que están presentes en la superficie del disco,

estos son puntos calientes y por ende estas zonas se calentaran más, haciendo que la generación de calor sea alta.

1.4.3. Desgastes prematuros.

Un desgaste prematuro se relaciona con el recalentamiento debido a un uso excesivo de los frenos, también el uso de pastillas de baja calidad, pues el material de estas a una temperatura de 450°C se adhiere a la superficie del disco, que provoca irregularidades. También ocasionan grietas en la superficie que al pasar del tiempo provocan pérdidas de masa del material.

Otro factor que influye en los desgastes, son los problemas de los bujes de la mordaza pues las presiones no serán las mismas en las superficies de las pastillas, lo que ocasionan un desgaste asimétrico, o incrementos de temperatura.



Fig. 1.27. Desgaste irregular del disco de freno. Fuente: <http://i36.tinypic.com>

1.4.4. Calentamiento excesivo del disco de freno.

El calentamiento excesivo del disco ocasionan un endurecimiento del material, y se manifiesta con colores vivos en la gama de los azules, que se observa en la unión de la superficie y la campana del disco. La zona dura del disco es la cementita (Fe_3C), y es provocado por una variación del material, la cementita es desfavorable para el sistema de frenos, las zonas donde se forman cementita presenta un coeficiente de

rozamiento diferente al resto de la superficie, además en estas zonas se acumulan tensiones térmicas, que provocan la aparición de grietas.



Fig.1.28. Disco de freno defectuoso por temperaturas excesivas. Fuente: Los Autores.

1.5. Análisis dinámico del sistema de frenos.

1.5.1. Fuerza de frenado.

Las fuerzas de frenado de un vehículo son las que se desarrollan en la superficie de contacto neumático-calzada, estas fuerzas se ven limitados por dos factores, el uno el impuesto por la adherencia y el otro por el mismo sistema de frenos del vehículo, este último es el crítico ya que si dicha fuerza rebasa el límite de adherencia neumático-calzada se puede llegar al bloqueo de las ruedas. La fuerza de frenado total, para alcanzar una deceleración a es:

$$F_f = P * \left[\frac{a}{g} - f_r \right] \quad (1.1)$$

En donde:

F_f : Fuerza de frenado (N).

P : Peso del vehículo (N).

a : Deceleración (m/s^2).

g : Aceleración gravitatoria (m/s^2).

f_r : Coeficiente de resistencia a la rodadura (adimensional).

1.5.1.1 Resistencia a la rodadura y coeficiente de resistencia a la rodadura.

Se denomina resistencia a la rodadura R_r a la fuerza contraria al avance del neumático en dirección longitudinal, esta fuerza contraria es aplicada en la zona de contacto neumático-calzada, y la relación de esta fuerza con la carga normal P aplicada verticalmente en la superficie de rodadura, se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura f_r . Cuya expresión es:

$$R_r = f_r * P \quad (1.2)$$

$$f_r = 0,01 * \left(1 + \frac{V}{160}\right) \quad (1.3)$$

En donde:

R_r : Resistencia a la rodadura (N).

V : Es la velocidad del vehículo (m/s).

A continuación se presenta una tabla de valores del coeficiente de resistencia a la rodadura.

El valor del coeficiente de resistencia a la rodadura se puede tomar como valor constante de 0,015 para vehículos turismo que circula por una superficie de hormigón o asfalto.

TIPO DE VEHÍCULO	SUPERFICIE		
	Hormigón o Asfalto	Dureza media	Arena
Turismos	0,015	0,08	0,30
Camiones	0,012	0,06	0,025
Tractores	0,02	0,04	0,20

Tabla 1.2. Valores aproximados del coeficiente de resistencia a la rodadura de los neumáticos. Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles (Aparicio Izquierdo).

Sabemos también que la deceleración del vehículo es:

$$a_{max} = \frac{P * \mu}{P/g} = \mu * g \quad (1.4)$$

$$\frac{a}{g} = \mu \quad (1.5)$$

En donde:

a_{max} : Es la deceleración máxima de frenado (m/s^2).

P : Es el peso del vehículo (N).

μ : Es el coeficiente de adherencia entre neumático calzada (adimensional)

g : Es la aceleración gravitatoria (m/s^2).

Entonces la ecuación (1.1) queda de la siguiente manera:

$$F_f = P * [\mu - f_r] \quad (1.6)$$

Superficie	Valor máximo $\mu_{\text{máx}}$ (μ).	Valor de deslizamiento μ_{id} (μ).
Asfalto y hormigón secos	0,8-0,9	0,75
Asfalto mojado	0,5-0,7	0,45-0,6
Hormigón mojado	0,8	0,7
Grava	0,6	0,55
Tierra seca	0,68	0,65
Tierra húmeda	0,55	0,4-0,5
Nieve dura	0,2	0,15
Hielo	0,1	0,07

Tabla 1.3. Valores medios del coeficiente de adherencia entre neumático y superficie de rodadura. Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles (Aparicio Izquierdo).



Fig. 1.29. Masa del vehículo. Fuente: Los Autores.

Conociendo los valores de los coeficientes, masa del vehículo que es de 915 Kg, y también las fórmulas de los parámetros que intervienen en la fuerza de frenado, calculamos:

$$F_f = P * [\mu - f_r] = m * g * [\mu - f_r] = 915Kg * 9,8m/s^2 * [0,8 - 0,015]$$

$$F_f = 7039,095N$$

Se puede decir que la fuerza de frenado de un sistema de frenos, de un vehículo que circula sobre una superficie seca de hormigón o asfalto, con una masa de 915 Kg y con coeficiente de resistencia a la rodadura de 0,015 es de 7039,095 N.

1.5.1.2. Fuerza de frenado en el pedal.

Obtenida la fuerza de frenado, procedemos a calcular la fuerza ejercida en el pedal, tomando en cuenta los siguientes parámetros, de forma general para todos los vehículos de esta gama, el torque del pedal aumenta la fuerza ejercida sobre el pedal en 4.5 veces la fuerza inicial aplicada al pedal de freno, el servo freno aumenta 8.5 veces la fuerza que sale del torque del pedal y el cilindro maestro aumenta 5 veces la fuerza del servo freno, entonces:

$$F_{pedal} = \frac{F_f}{F_P * F_S * F_C} \quad (1.7)$$

En donde:

F_{pedal} : Es la fuerza en el pedal (N).

F_f : Fuerza de frenado (N).

F_P : Fuerza del torque del pedal (N).

F_S : Fuerza producido por el servofreno (N).

F_C : Fuerza en el cilindro maestro (N).

Una vez conocidos los valores se procede a calcular la fuerza en el pedal, el cual va a ser la fuerza que el conductor aplique para detener el vehículo.

$$F_{pedal} = \frac{7039,095N}{4,5 * 8,5 * 5}$$

$$F_{pedal} = 36,80N$$

1.5.2. Tiempo de frenado.

El tiempo que tarda un vehículo en decelerar entre dos velocidades al actuar sobre los frenos es:

$$t_{v_1-v_2} = m * \gamma_f * \frac{1}{F_f + m * g * \text{sen}\theta + m * g * f_r} * (v_1 - v_2) \quad (1.8)$$

En donde la expresión $m * g * \text{sen}\theta = Rg$ es la resistencia gravitatoria, θ es el ángulo de descenso en este caso el ángulo es negativo y Rg también, por lo que dicha resistencia se vuelve una fuerza propulsora, en caso de ascenso el ángulo es positivo y Rg también lo es, aquí esta resistencia se opone al movimiento y es una fuerza opositora, γ_f = factor de masas rotativas que es igual a 1,05. A continuación se presenta una tabla de tiempos de frenado entre dos velocidades, en función de la pendiente y de la velocidad.

Intervalo de Velocidad	Km/h	m/s	Tf $\theta=0$	Tf $\theta=5$	Tf $\theta=10$	Tf $\theta=15$	Tf $\theta=20$
V1-V2 (90-85)km/h	5	1,3889	0,18587	0,2086	0,23734	0,2747	0,32448
V1-V2 (90-80)km/h	10	2,7778	0,37173	0,4171	0,47469	0,5493	0,64897
V1-V2 (90-75)km/h	15	4,1667	0,5576	0,6257	0,71203	0,8240	0,97345
V1-V2 (90-70)km/h	20	5,5556	0,74347	0,8343	0,94938	1,0986	1,29793
V1-V2 (90-65)km/h	25	6,9444	0,92933	1,0429	1,18672	1,3733	1,62242
V1-V2 (90-60)km/h	30	8,3333	1,1152	1,2514	1,42407	1,6479	1,94690
V1-V2 (90-55)km/h	35	9,7222	1,30107	1,46	1,66141	1,9226	2,27138
V1-V2 (90-50) km/h	40	11,111	1,48693	1,6686	1,89876	2,1972	2,59586
V1-V2 (90-45)km/h	45	12,5	1,6728	1,8771	2,13610	2,4719	2,92035
V1-V2 (90-40)km/h	50	13,889	1,85867	2,0857	2,37345	2,7465	3,24483
V1-V2 (90-35) km/h	55	15,278	2,04453	2,2943	2,61079	3,0212	3,56931
V1-V2 (90-30)km/h	60	16,667	2,2304	2,5029	2,84813	3,2959	3,89380
V1-V2 (90-0) km/h	90	25	3,3456	3,7543	4,27220	4,9438	5,84070
TIEMPO TOTAL (s)			17,8432	20,023	22,78508	26,3668	31,1504

Tabla 1.4. Tiempos de frenado en función de la velocidad y de ángulo de descenso.

Fuente: Los Autores.

Se puede apreciar que los tiempo de frenada aumentan con la velocidad y el ángulo, aquí no se considera los tiempos de reacción del conductor t_{rc} , que es el tiempo que surge desde que existe una circunstancia imprevista hasta que el conductor actúa sobre el pedal de freno, el valor varía entre 0,5 y 2 segundos. Además no se considera el tiempo de reacción del sistema t_{rs} , que es el tiempo que transcurre desde que se actúa sobre el pedal del freno hasta que se consiga la fuerza requerida, este

valor es de 0,3 segundos. A más de estos tiempos en la ecuación (1.8) no se toma en consideración las acciones aerodinámicas, ya que la resistencia aerodinámica hace efecto en el vehículo a partir de más de 90 Km/h.

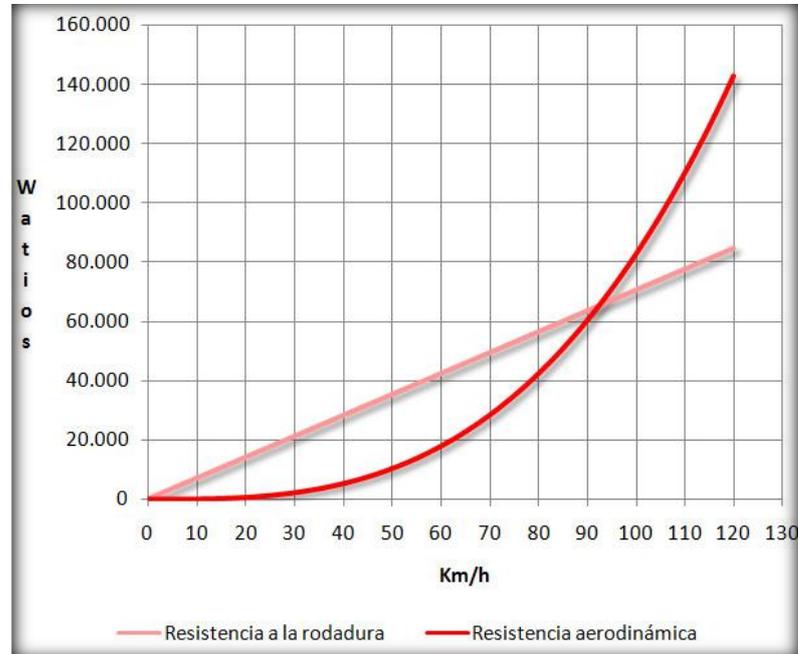


Fig. 1.30. Representación de la resistencia aerodinámica en los vehículos. Fuente: www.forocoches.com

Se observa claramente que la intersección de la curva de resistencia aerodinámica y la curva de resistencia a la rodadura se da a partir de aproximadamente 90 Km/h, a partir de esta velocidad la resistencia aerodinámica se vuelve una fuerza opositora al avance del vehículo. Esta gráfica representa simplemente la velocidad a la cual la resistencia aerodinámica se opone al avance del mismo, la energía consumida por el motor varía de acuerdo al tipo de vehículo y sus prestaciones.

1.5.3. Deceleración de frenado.

De forma general la deceleración necesaria para detener un vehículo a cierta velocidad sin considerar los efectos aerodinámicos esta expresada por.

$$a = \frac{F_f + m \cdot g \cdot \sin \theta + m \cdot g \cdot f_r}{m} \quad (1.9)$$

Si la velocidad del vehículo sobrepasa los 90 Km/h la expresión anterior queda.

$$a = \frac{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2}{m} \quad (1.10)$$

En donde:

a : Deceleración de frenado (m/s^2).

ρ : Es la densidad del aire (Kg/m^3).

C_x : Es el coeficiente de resistencia aerodinámico del vehículo (adimensional).

A_f : Es el área frontal del vehículo (m^2).

A continuación se presenta una tabla de deceleraciones en cada frenada. No se considera las acciones aerodinámicas.

Intervalo de Velocidad	Km/h	m/s	a $\theta= 0$	a $\theta= 5$	a $\theta= 10$	a $\theta= 15$	a $\theta= 20$
V1-V2 (90-85)km/h	5	1,3889	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-80)km/h	10	2,7778	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-75)km/h	15	4,1667	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-70)km/h	20	5,5556	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-65)km/h	25	6,9444	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-60)km/h	30	8,3333	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-55)km/h	35	9,7222	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-50) km/h	40	11,111	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-45)km/h	45	12,5	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-40)km/h	50	13,889	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-35) km/h	55	15,278	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-30)km/h	60	16,667	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-0) km/h	90	25	-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433

Tabla 1.5. Variación de la deceleración de un vehículo en frenada dependiente del ángulo de descenso. Fuente: Los Autores.

Se observa que la deceleración de frenado del vehículo en distintas velocidades en un mismo ángulo θ , es siempre la misma puesto que la fuerza de frenado en todas las pruebas permanece constante, a medida que aumenta el ángulo de descenso las deceleraciones aumentan ya que la resistencia gravitatoria va aumentando también que en este caso es una fuerza propulsora.

1.5.4. Distancia de frenado.

Para calcular la distancia de frenado se toma la siguiente ecuación:

$$L_{V_1-V_2} = \frac{P \cdot \gamma_f}{2 \cdot g \cdot C} * \text{Ln} \left[\frac{F_f + P \cdot \text{sen}(\theta) + P \cdot f_r + C \cdot V_1^1}{F_f + P \cdot \text{sen}(\theta) + P \cdot f_r + C \cdot V_2^1} \right] \quad (1.11)$$

En donde:

$L_{V_1-V_2}$: Es la distancia total de frenado recorrida entre dos velocidades (m).

V_1, V_2 : Es la velocidad inicial y final en el frenado (m/s).

γ_f : Es el factor de masas equivalentes (adimensional).

F_f : Es la fuerza de frenado (N).

P : Es el peso del vehículo (N).

f_r : Es el coeficiente de resistencia a la rodadura (adimensional).

g : Es la gravedad (m/s^2), y

$$C = \frac{1}{2} C_x * A_f \quad (1.12)$$

Como las acciones aerodinámicas no están en consideración, en la ecuación anterior el término C toma un valor de ≈ 1 . En cálculos de distancia de frenado superiores a 90Km/h el término C_x tiene un valor de 0,3 y A_f un valor de $1,8\text{m}^2$, estos valores está aproximado según la forma y tamaño del vehículo y fueron tomados del libro de Teoría de los Vehículos Automóviles de Aparicio Izquierdo.

Y la distancia hasta detener el vehículo ($V_2=0$) es:

$$L_{V_1-V_2} = \frac{P \cdot \gamma_f}{2 \cdot g \cdot C} * \text{Ln} \left[1 + \frac{C \cdot V_1^1}{\eta_f * \mu * P + P \cdot \text{sen}(\theta) + P \cdot f_r} \right] \quad (1.13)$$

En donde:

η_f : Rendimiento de frenado que es igual a:

$$\eta_f = \frac{a_{max}}{\mu_{max} * g} \quad (1.14)$$

El valor de μ_{max} es de 0,8. Y la deceleración máxima es la misma deceleración que el vehículo alcanza al frenar. En la ecuación (1.11) se ha sustituido F_f por $\eta_f * \mu * P$.

A continuación se presenta una tabla de distancia de frenado para distintas velocidades y ángulos de descenso.

PENDIENTE		0°	5°	10°	15°	20°
V1 (m/s)	V 2 (m/s)	L(m)	L(m)	L(m)	L(m)	L(m)
25	23,61111111	4,30	4,83	5,49	6,36	7,51
25	22,22222222	8,36	9,38	10,67	12,35	14,59
25	20,83333333	12,17	13,66	15,54	17,98	21,25
25	19,44444444	15,73	17,66	20,09	23,25	27,47
25	18,05555556	19,05	21,38	24,33	28,16	33,26
25	16,66666667	22,13	24,83	28,26	32,70	38,63
25	15,27777778	24,95	28,00	31,87	36,87	43,56
25	13,88888889	27,54	30,90	35,16	40,69	48,07
25	12,5	29,87	33,52	38,14	44,14	52,15
25	11,11111111	31,96	35,87	40,81	47,23	55,80
25	9,72222222	33,81	37,93	43,17	49,95	59,02
25	8,33333333	35,40	39,73	45,21	52,32	61,81
25	0	39,83	44,69	50,86	58,85	69,53
Distancia	total (m)	305,1	342,3	389,6	450,8	532,65

Tabla 1.6. Distancia de frenado a distintas velocidades y ángulos de descenso.

Fuente: Los Autores.

Se puede apreciar que la distancia de frenado cada vez va aumentando a medida que aumenta también el ángulo de inclinación de la calzada, así como la propia velocidad del vehículo, lo que era de suponerse puesto que la energía cinética cada vez es más creciente así como la resistencia gravitatoria que impulsa el vehículo, la distancia de frenada también se ve involucrada con las características aerodinámicas del vehículo, como el área frontal y el coeficiente de resistencia aerodinámica, podemos darnos cuenta que el factor C se incluye en la función logarítmica, por ende mientras más grande es el área frontal y más alto el coeficiente Cx menos distancia de frenado tendremos.

1.6. Transferencia de calor en los frenos.

La cantidad de transferencia de calor que experimenta un sistema de un estado a otro se llama termodinámica. La transferencia de calor se interesa por saber la velocidad con la que se da esta transmisión.

1.6.1. Mecanismos de transferencia de calor.

La transferencia de energía que se manifiesta como calor se produce desde un medio de temperatura más elevada hacia otro con temperatura más baja, y dicha transferencia cesa cuando los dos medios igualan su temperatura. Existen tres maneras de transferir el calor: conducción, convección y radiación siempre que haya una diferencia de temperatura entre dos cuerpos, a continuación se describe cada uno de ellos.

Conducción: La conducción se da en los sólidos, líquidos o gases, y no es más que la transmisión de energía de las partículas más energéticas hacia las menos energéticas siempre y cuando se encuentre juntas.

Convección: Es la transmisión de energía entre un sólido y el líquido o gas que estén adyacentes y en movimiento. Esta se relaciona con el movimiento de fluidos y la conducción. La transferencia de calor será más rápida mientras el fluido se mueva más rápido, si el fluido no se mueve existirá conducción pura.

Radiación: La radiación se presenta en forma de ondas electromagnéticas o fotones debido a los cambios eléctricos de los átomos o moléculas de un cuerpo. La transmisión de energía por radiación se da a velocidad de la luz a diferencia de la conducción y convección la radiación no requiere de un medio interpuesto para transmitir energía.

1.6.2. Análisis térmico del sistema de frenos.

Para el Análisis Térmico necesitamos un punto de partida, lo cual nos lleva a determinar la energía y potencia disipada en el proceso de frenado como primer paso.

Con el objeto de estar del lado de la seguridad, es necesario considerar que el sistema de frenos, además de detener el vehículo, a de frenar las inercias de las masas en rotación, que como vimos antes el coeficiente de masas rotativas γf es de 1,05.

1.6.2.1. Energía disipada en los discos de freno.

La energía a disipar por medio de los frenos, será equivalente a la energía cinética que poseen los automóviles al encontrarse en movimiento. La energía de frenado está dado por:

$$E_f = \gamma f * m * (V_1^2 - V_2^2)/2 \quad (1.15)$$

En donde:

E_f : Es la energía a disipar por el sistema de frenos (J).

γf : Es el factor de masas equivalentes (adimensional).

m : Es la masa del vehículo (Kg).

En seguida se calcula esta energía de frenado.

$$E_f = 1,05 * 915\text{kg} * ((25\text{m/s})^2 - (0\text{m/s})^2)/2$$

$$E_f = 300234,37\text{J}$$

Este resultado representa la energía total que se debe disipar por el sistema de frenos y corresponde a la energía cinética que lleva el vehículo a una velocidad de 90 km/h. Como en el vehículo se reparten las masas en los ejes, delantero y posterior, el reparto de frenado para el vehículo en el eje delantero es de 60 % y 40 % en el eje posterior. Lo que supone que el eje delantero tiene una mayor absorción de energía, entonces tendremos la siguiente ecuación:

$$E_{eje\ delantero} = E_f * 0,6 \quad (1.16)$$

$$E_{eje\ delantero} = 300234,375J * 0,6$$

$$E_{eje\ delantero} = 180140,625J$$

Y como el eje delantero está comprendido por dos discos la energía se dividirá para dos.

$$E_{disco} = E_{eje\ delantero}/2 \quad (1.17)$$

$$E_{disco} = 180140,62J/2$$

$$E_{disco} = 90070,3125J$$

Además se sabe que el disco absorbe aproximadamente un 90% de la energía en una rueda delantera, y la pastilla un 10%, esta relación está tomada en base a las masas de estos dos elementos entonces la energía es:

$$E_{disco} = 90070,311J * 0.9 \quad (1.18)$$

$$E_{disco} = 81063,3J$$

Esta energía obtenida, es la energía total que disipa un disco de freno de un vehículo cuando frena de 90km/h hasta detenerse.

1.6.2.2. Potencia disipada por el sistema de frenos.

Para este cálculo se considera que el motor no actúa como freno, entonces se aumenta el coeficiente de seguridad. Por regla general, ante cualquier tipo de emergencia en la vía, para realizar una frenada en seco se debe actuar no solamente sobre el freno, sino también sobre el embrague ya que de esta manera se desarticula las masas rotativas del sistema de transmisión del vehículo. La potencia tiene la siguiente expresión.

$$H = (\gamma f \cdot m \cdot a + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta) \cdot V \quad (1.19)$$

A continuación se presenta una tabla de la potencia disipada en el proceso de frenado en función de la deceleración y velocidad.

Intervalo de Velocidad	Km/h	m/s	a (θ= 0)	a (θ= 5)	a (θ= 10)	a (θ= 15)	a (θ= 20)
			-7,8461	-6,992	-6,14437	-5,3097	-4,49433
V1-V2 (90-85)km/h	5	1,3889	882,523	1664	2439,626	3203,35	3949,42
V1-V2 (90-80)km/h	10	2,7778	3530,09	4311,6	5087,196	5850,92	6596,99
V1-V2 (90-75)km/h	15	4,1667	7942,71	8724,2	9499,812	10263,5	11009,6
V1-V2 (90-70)km/h	20	5,5556	14120,4	14902	15677,47	16441,2	17187,3
V1-V2 (90-65)km/h	25	6,9444	22063,1	22845	23620,18	24383,9	3949,42
V1-V2 (90-60)km/h	30	8,3333	31770,8	32552	33327,94	34091,7	34837,7
V1-V2 (90-55)km/h	35	9,7222	43243,6	44025	44800,74	45564,5	3949,42
V1-V2 (90-50) km/h	40	11,111	56481,5	57263	58038,58	58802,3	59548,4
V1-V2 (90-45)km/h	45	12,5	71484,4	72266	73041,48	73805,2	74551,3
V1-V2 (90-40)km/h	50	13,889	88252,3	89034	89809,42	90573,1	91319,2
V1-V2 (90-35) km/h	55	15,278	106785	107567	108342,4	109106	109852
V1-V2 (90-30)km/h	60	16,667	127083	127865	128640,4	129404	130150
V1-V2 (90-0) km/h	90	25	285938	286719	287494,6	288258	289004

Tabla 1.7. Variación de la potencia en función de la velocidad y el ángulo de descenso. Fuente: Los Autores.

A velocidad constante la potencia disipada al ambiente aumenta al aumentar el ángulo de descenso, esto se debe a que la potencia es proporcional a la deceleración, por ende a más pendiente la deceleración aumenta.

1.6.2.3. Cálculo térmico en discos de freno.

La potencia disipada en el sistema de frenos que proviene de la energía cinética y potencial del vehículo, se transforma en energía calorífica, que va a ser generada en un corto intervalo de tiempo. Para que el sistema de frenos funcione correctamente, el calor generado debe ser evacuado con mayor rapidez posible, para que las sucesivas frenadas no produzcan una elevada temperatura y así perder la seguridad del sistema, el propio avance del vehículo permite la disipación el calor generado esencialmente por convección y radiación. Cuando se producen frenadas excesivas, la temperatura se eleva hasta llegar a un límite (temperatura de saturación), en función de la capacidad de disipación térmica del disco de freno.

En el caso de llegar a la temperatura de saturación, disminuirá el coeficiente de fricción entre los elementos de freno y aparecerá el fenómeno antes estudiado llamado fading.

ELEMENTOS	K	ρ	C
Disco de freno (fundición gris)	35,57 J/s*m*°C	7100 kg/m ³	460,24 J/kg*°C
Tambor de freno (hierro)	80,2 J/s*m*°C	7870 kg/m ³	447 J/kg*°C
Pastilla (carbón al silicio)	51,84 J/s*.m*°C	7817 kg/m ³	669,4 J/kg*°C
Zapata		2240kg/m ³	

Tabla. 1.8. Propiedades del disco, tambor, pastilla y zapata de freno. Fuente:
<http://www.miguelabad.com.ar>, <http://platea.pntic.mec.es>

La elevación de temperatura del conjunto de un freno se evalúa aproximadamente por la expresión clásica.

$$\Delta T = \frac{Ec}{m \cdot C} \quad (1.20)$$

En donde:

ΔT : Es la diferencia de temperatura entre los discos y el medio ambiente ($^{\circ}\text{C}$)

Ec : Energía cinética absorbida por un disco (J).

m : Masa del disco de freno (Kg).

C : Calor específico del material del disco = $460,24 \text{ J/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$.

La ecuación (1.20) se utiliza para explicar lo que sucede cuando un freno funciona. Sin embargo, en la práctica intervienen más variables y por tal razón será poco probable que tal análisis se aproxime a los resultados experimentales.



Fig. 1.31. Masa del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Con los valores ya conocidos calculamos la diferencia de temperatura con la ecuación (1.20).

$$\Delta T = \frac{81063,3\text{J}}{4\text{Kg} * 460,24 \text{ J/Kg} * ^{\circ}\text{C}} = 44 ^{\circ}\text{C}$$

$$T_1 - T_\infty = 44 \text{ }^\circ\text{C}$$

Donde T_∞ es la Temperatura ambiente de 20°C , entonces se calcula la temperatura que alcanzo la superficie del disco de freno y es:

$$T_1 = (44 + T_\infty)^\circ\text{C}$$

$$T_1 = (44 + 20)^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 64 \text{ }^\circ\text{C}$$

Lo que nos indica que un vehículo con una masa de 915 Kg y que lleva una velocidad de 90Km/h, circulando en un ambiente de 20°C , la temperatura que se genera en el disco de freno hasta detenerse es de aproximadamente $64 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.6.2.4. Enfriamiento de Newton.

Un objeto sometido a una temperatura T_1 , se enfriara si se deja a temperatura ambiente T_∞ de acuerdo con la ecuación exponencial:

$$T_i - T_\infty = (T_1 - T_\infty)e^{-\frac{A*U}{m*c}*t} \quad (1.21)$$

En donde:

T_i : Es la temperatura instantánea en cada momento ($^\circ\text{C}$).

A : Es el área de transferencia de calor (m^2).

U : Es el coeficiente de transmisión térmica superficial, en el caso del material del disco de freno es $32 \text{ J/m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}$.

m : Masa del disco de freno (Kg).

C : Calor específico del material del disco ($\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$).

t : Es el tiempo de enfriamiento de newton (s).

Área de la superficie de contacto.

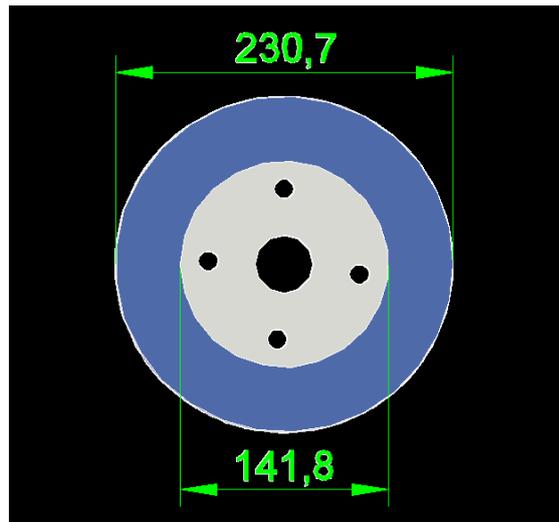


Fig. 1. 32. Diámetro exterior e interior del disco de freno (mm). Fuente: Los Autores.

Como el disco de freno hace contacto con las pastillas mediante dos superficies de contacto, el área aproximada tiene la siguiente ecuación.

$$A_{disco} = 2 * \pi * (r_{exterior}^2 - r_{interior}^2) \quad (1.22)$$

$$A_{disco} = 2 * \pi * ((115,35mm)^2 - (70,9mm)^2)$$

$$A_{disco} = 52,061mm^2$$

$$A_{disco} = 0,0521m^2$$

A continuación se presenta una tabla del enfriamiento de Newton.

T (s)	T_i (°C)
0	64,0331675
600	45,5953022
1200	34,8778644
1800	28,6481045
2400	25,0269118
3000	22,9220093
3600	21,6984858
4200	20,9872844
4800	20,573882
5400	20,3335823
6000	20,1939024
6600	20,1127103
7200	20,0655155
7800	20,0380824
8400	20,0221363
9000	20,0128672
9600	20,0074794
10200	20,0043476

Tabla 1.9. Variación de la temperatura en función del tiempo, del enfriamiento de Newton para el disco de freno. Fuente: Los Autores.

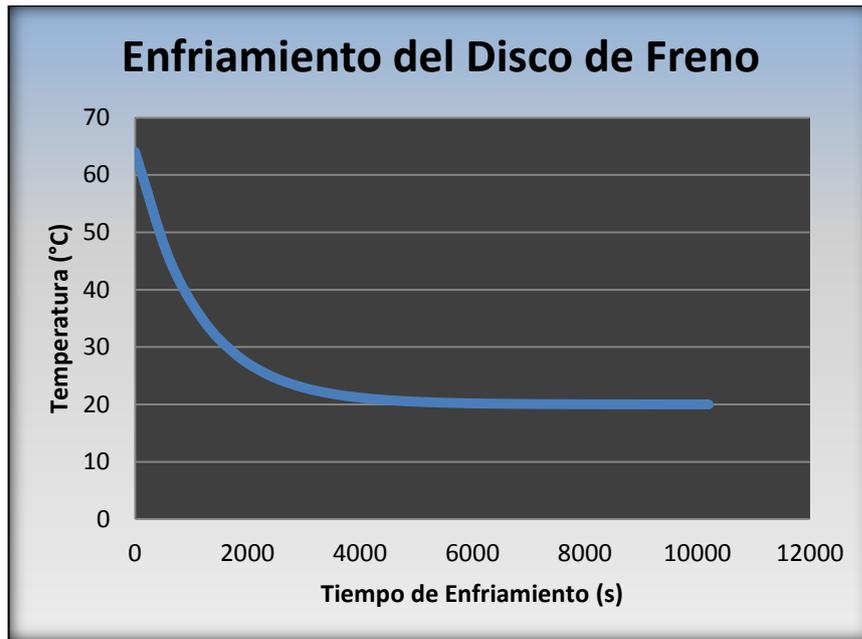


Fig. 1.33. Gráfica del enfriamiento de Newton para el disco de freno, a temperatura ambiente. Fuente: Los Autores.

El disco de freno luego de haber sido sometido a una temperatura de 64°C , en una frenada, este elemento del freno tomará una temperatura ambiente en aproximadamente a 1 hora con 20 minutos, siempre y cuando el enfriamiento se dé por convección natural, es decir el aire en el ambiente debe tener velocidad = 0.

1.6.2.5. Tipos de convección que afectan al disco.

Los discos de freno están sometidos a dos tipos de movimiento, el primero que es el producido por el motor y transmitido por los ejes hasta la rueda y el segundo que es el movimiento de traslación que el vehículo lleva al desplazarse.

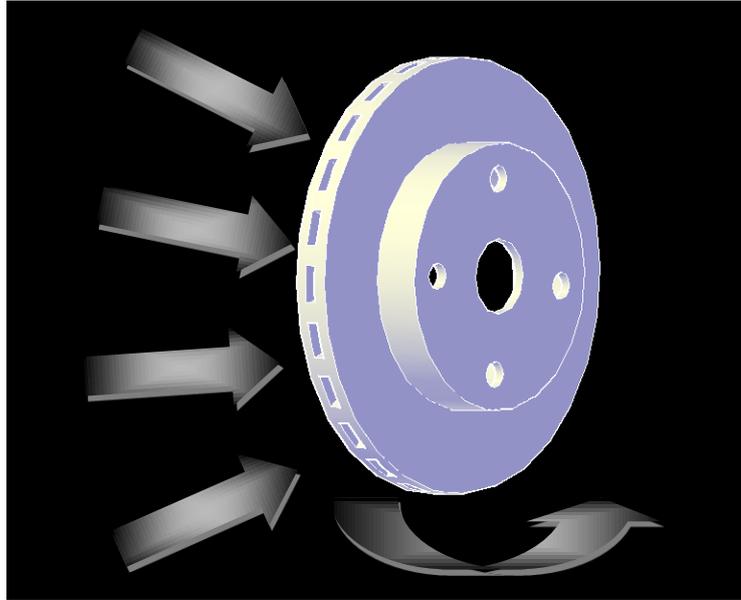


Fig. 1.34. Convección en un disco de freno. Fuente: Los Autores.

a.- Convección frontal en el disco.

Este tipo de convección afecta a la periferia del disco de freno. El flujo de aire sobre un cilindro exhibe patrones complejos, el fluido que se aproxima al cilindro se ramifica y lo rodea, formando una capa límite que lo envuelve. Las partículas de fluido sobre el plano medio chocan contra el cilindro en el punto de estancamiento y la consecuencia de esto es la elevación de presión en ese punto.

Para $Re \leq 1$ se tiene flujo deslizando y el coeficiente de resistencia disminuye al aumentar el número de Reynolds.

Para $Re = 10$ Se empieza a presentar separación de la parte posterior del cuerpo hasta $Re \approx 90$.

Para $Re = 10^3$ la región de separación aumenta y la resistencia al movimiento se debe principalmente a la resistencia por la presión.

Para $10^3 < Re < 10^5$ El coeficiente de resistencia permanece más o menos constante. La separación del flujo ocurre alrededor de $\theta = 80^\circ$.

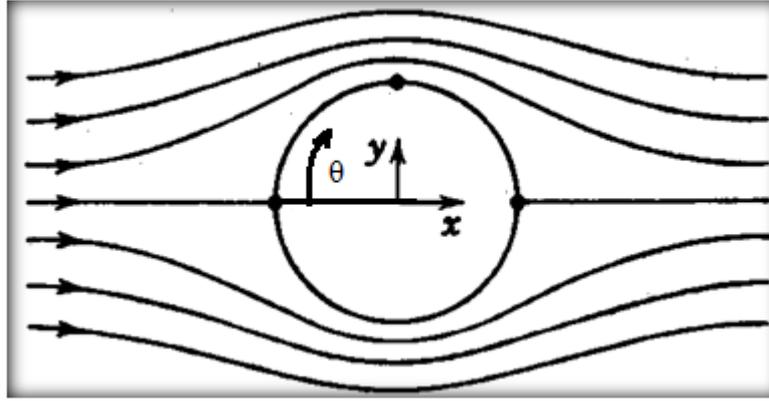


Fig. 1.35. Flujo alrededor del cilindro. Fuente: Los Autores.

Para el desarrollo de este tipo de transferencia de calor vamos utilizar los datos del vehículo que está a una velocidad de 90km/h, una temperatura ambiente de 20 °C y temperatura superficial del disco es de 64°C aproximadamente obtenida en el cálculo de la temperatura superficial al momento de frenado.

b.- Convección periférica.

Para los cálculos de convección periférica se realizara con los valores de las propiedades del aire a una temperatura promedio entre el ambiente y la de la superficie de fricción del disco en este caso temperatura de película.

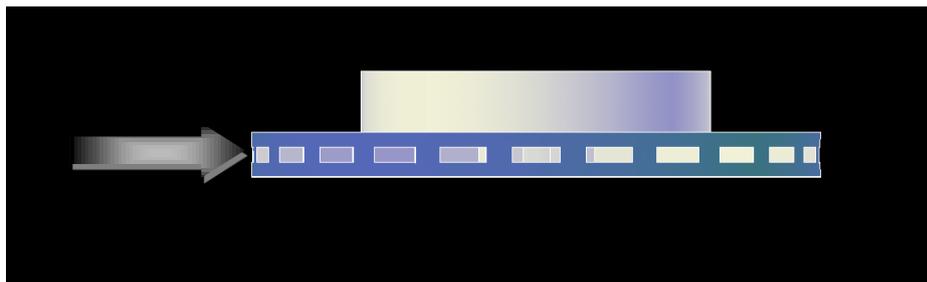


Fig. 1.36. Convección periférica del disco de freno. Fuente: Los Autores.

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (1.23)$$

En donde:

T_s : Es la temperatura superficial =64 °C

T_∞ : Es la temperatura del aire =20°C

$$T_f = \frac{(64 \text{ °C} + 20 \text{ °C})}{2}$$

$$T_f = 42 \text{ °C}$$

Con la temperatura de 42 °C encontramos las propiedades del aire en la Tabla A-15 del libro de transferencia de calor de Yunus A. Cengel, presente en el ANEXO 1.

El Número de Prandtl es:

$$Y = \frac{(x-x_1)}{(x_2-x_1)}(y_2 - y_1) + y_1 \quad (1.24)$$

$$\begin{aligned} x &= 42 \text{ °C} \\ x_1 &= 40 \text{ °C} & y_1 &= 0,7255 \\ x_2 &= 45 \text{ °C} & y_2 &= 0,7241 \end{aligned}$$

$$Y = Pr = 0,7249$$

La viscosidad cinemática del aire es:

$$\begin{aligned} x &= 42 \text{ °C} \\ x_1 &= 40 \text{ °C} & y_1 &= 1,702 \times 10^{-5} \\ x_2 &= 45 \text{ °C} & y_2 &= 1,750 \times 10^{-5} \end{aligned}$$

$$Y = \nu = 1,72 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

La conductividad térmica del aire es:

$$\begin{aligned} x &= 42 \text{ °C} \\ x_1 &= 40 \text{ °C} & y_1 &= 0,02662 \\ x_2 &= 45 \text{ °C} & y_2 &= 0,02699 \end{aligned}$$

$$Y = k = 0,02676W/m^{\circ}C$$

Se calcula el Número de Reynolds de acuerdo a la ecuación para diámetros externos de discos, quedando de esta manera.

$$Re = \frac{V_m * D}{\nu} \quad (1.25)$$

Dónde:

Re: Numero de Reynolds (adimensional).

V_m: Velocidad del aire. = 25m/s

D: Diámetro del disco de freno = 0,2307m

ν: Viscosidad cinemática del fluido a 42°C (m²/s).

Entonces se calcula:

$$Re = \frac{25m/s * 0,2307m}{1,72 \times 10^{-5} m^2/s}$$

$$Re = 335319,7674$$

Según la Tabla 7-1 de las correlaciones empíricas de Nusselt del libro de transferencia de calor de Yunus A. Cengel, presente en el ANEXO 2, como el número de Reynolds se encuentra entre el rango de 40000 – 400000 Nusselt es:

$$Nu = 0,027 * Re^{0.805} * Pr^{1/3} \quad (1.26)$$

En donde:

Nu: Es el número de Nusselt (adimensional).

Pr: Es el número de Prandtl.

Entonces:

$$Nu = 0,027 * 335319,7674^{0.805} * 0,7249^{1/3}$$

$$Nu = 680,43$$

Con este valor de Nusselt podemos encontrar el coeficiente de convección aplicando la siguiente ecuación.

$$h = \frac{k}{D} Nu \quad (1.27)$$

En donde:

h : Es el coeficiente de convección ($m^2 \circ C$).

D = Diámetro del disco de freno (m)

k : Es la conductividad térmica a $42^\circ C$

$$h = \frac{0,02676 W / m^\circ C}{0,2307 \text{ m}} * 680,43$$

$$h = 78,92 W / m^2 \circ C$$

A continuación encontramos el área superficial de la periferia del disco lo cual es:

$$A_s = P * e = \pi * D * e \quad (1.28)$$

En donde:

P : Es el perímetro del disco de freno (m).

e : Es el espesor del disco (0.01792m).

$$A_s = \pi * 0,2370 \text{ m} * 0.01792 \text{ m}$$

$$A_s = 0,01334 \text{ m}^2$$

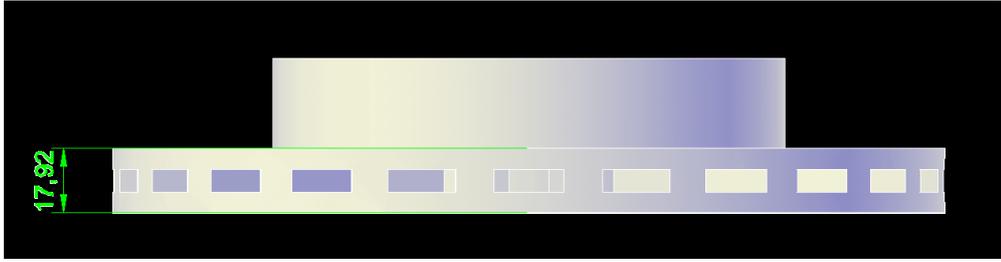


Fig. 1.37. Espesor del disco de freno (mm). Fuente: Los Autores.

Con estos valores encontramos la velocidad de pérdida de calor de la periferia del disco de freno hacia el ambiente.

$$\dot{Q} = h * A_s * \Delta T \quad (1.29)$$

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_\infty) \quad (1.30)$$

$$\dot{Q} = 78,92W/m^2\text{°C} * 0,01334m^2 * (64\text{°C} - 20\text{°C})$$

$$\dot{Q} = 46,32W$$

c.- Convección en la campana.

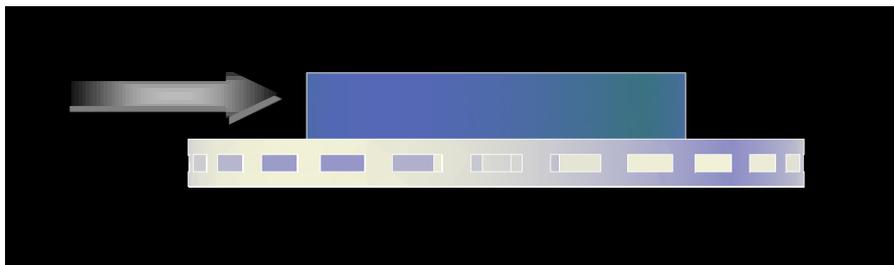


Fig. 1. 38. Convección en la campana del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Para este cálculo tomamos todos los datos anteriores, del cálculo de convección en la periferia, solamente variaría el diámetro de la campana del disco que es de $0,1418m$ y el espesor que es de $0,0225m$

Dónde:

$$Re = \frac{25m/seg * 0,1418m}{1,72 \times 10^{-5} m^2/s}$$

$$Re = 206104,65$$

De igual manera el ANEXO 2 indica que Nusselt es:

$$Nu = 0,027 * Re^{0.805} * Pr^{1/3}$$

Entonces:

$$Nu = 0,027 * 206104,65^{0.805} * 0,7249^{1/3}$$

$$Nu = 459,86$$

Con este valor de Nusselt podemos encontrar el coeficiente de convección aplicando la ecuación (1.27).

$$h = \frac{k}{D} Nu$$
$$h = \frac{0,02676W/m^{\circ}C}{0,1418m} * 459,86$$

$$h = 86,78W/m^2^{\circ}C$$

A continuación encontramos el área superficial de la periferia del disco lo cual es:

$$A_s = p * e = \pi * D * e$$

$$A_s = \pi * 0,1418m * 0,025m$$

$$A_s = 0,01113m^2$$

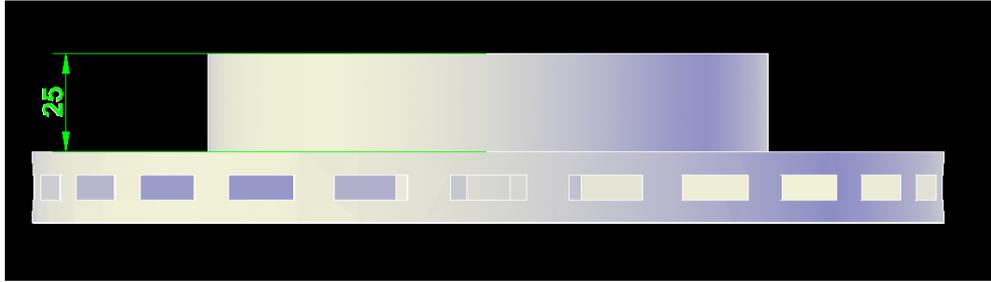


Fig. 1.39. Espesor de la campana del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Con estos valores encontramos la velocidad de pérdida de calor del disco de freno hacia el ambiente.

$$\dot{Q} = h * A_s * \Delta T$$

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q} = 86,78W/m^2\text{°C} * 0,01113m^2 * (64\text{ °C} - 20\text{°C})$$

$$\dot{Q} = 43,14W$$

Entonces la velocidad de pérdida de calor total frontal de disco es:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{periferica} + \dot{Q}_{campana}$$

$$\dot{Q}_{total} = (46,32 + 43,14)W$$

$$\dot{Q}_{total} = 89,46W$$

d.- Convección lateral en el disco.

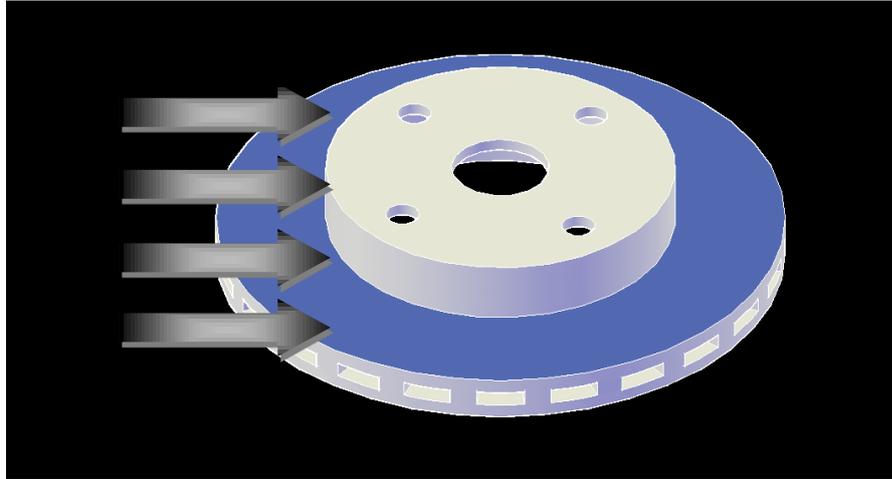


Fig. 1.40. Convección lateral en un disco de freno. Fuente: Los Autores.

La traslación del vehículo con cierta velocidad hace que el aire fluya sobre los disco de manera frontal en dirección de avance del automotor, con la velocidad del mismo, lo que produce un flujo de aire en las paredes planas del disco, lo que nos lleva a realizar un análisis de transferencia de calor de flujo de aire paralelo en placas plana.

Flujo paralelo en placas planas.

Si se supone una placa plana sobre la que fluye una corriente fluida, lo primero que sucede es que la velocidad del fluido disminuye a medida que nos aproximamos hacia la superficie de la misma, como consecuencia de las fuerzas de viscosidad. La transmisión de flujo laminar hacia turbulenta depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, de la velocidad de corriente arriba de la temperatura superficial y del tipo de fluido y se caracteriza por el número de Reynolds. El Número de Reynolds varía para una placa plana a lo largo del flujo hasta llegar al final de la placa. Para el flujo de una capa suele considerarse que la transmisión de flujo laminar a turbulento ocurre en el número crítico de Reynolds.

$$Re_{cr} = 5 \times 10^5$$

Para flujo laminar $Nu = \frac{hL}{k} = 0,664Re_L^{0,5} * Pr^{1/3}$ $Re < 5 \times 10^5$

Para flujo Turbulento $Nu = \frac{hL}{k} = 0,037Re_L^{0,8} * Pr^{1/3}$ $5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7$

Análisis:

Para realizar este cálculo suponemos que el disco es una placa plana cuadrada de longitud de 0,2307m, la temperatura ambiente es de 20°C y una temperatura superficial de 64 °C, con una velocidad del aire de 25m/s y a una atmosfera de presión.

Para este tipo de convección Re_L está dada por:

$$Re_L = \frac{V * L}{\nu_D} \quad (1.31)$$

En donde:

V : Es la velocidad del aire.

L : Es la longitud de la placa.

ν_D : Es viscosidad cinemática de Denver.

Las propiedades del aire se toman en consideración a la temperatura de película como en el caso anterior.

Con la viscosidad cinemática y la presión del aire calculamos la viscosidad de Denver.

$$\nu_D = \frac{\nu}{P} \quad (1.32)$$

En donde:

ν_D : Viscosidad de Denver (m^2/s).

ν : Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

P : Presión atmosférica = 1 atm

Entonces se calcula:

$$v_D = \frac{1,72 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}{1 \text{ atm}}$$

$$v_D = 1,72 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Entonces el Número de Reynolds es:

$$Re_L = \frac{V * L}{v_D}$$

$$Re_L = \frac{25 \text{ m/s} * 0,2307 \text{ m}}{1,72 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_L = 335319,76$$

El cual es menor al número crítico de Reynolds por lo tanto es un flujo laminar y el número de Nusselt promedio se determina a partir de:

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 * Re_L^{0,5} * Pr^{1/3} \quad (1.33)$$

$$Nu = 0,664 * 335319,76^{0,5} * 0,7249^{1/3}$$

$$Nu = 344,92$$

Con el valor del número de Nusselt se calcula el coeficiente de convección para placas planas.

$$h = \frac{k}{L} * Nu$$

$$h = \frac{0,02676 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,2307 \text{ m}} * 344,92$$

$$h = 40 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Ya se calculó el área superficial de las dos caras del disco en la ecuación (1.22) cuyo valor es de $0,0521\text{m}^2$:

Entonces la velocidad de transferencia de calor desde el disco hacia el ambiente por convección lateral es:

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q} = 40\text{W}/\text{m}^2\text{°C} * 0,0521\text{m}^2 * (64\text{°C} - 20\text{°C})$$

$$\dot{Q} = 91,7\text{W}$$

e.- Convección por efecto rotatorio.

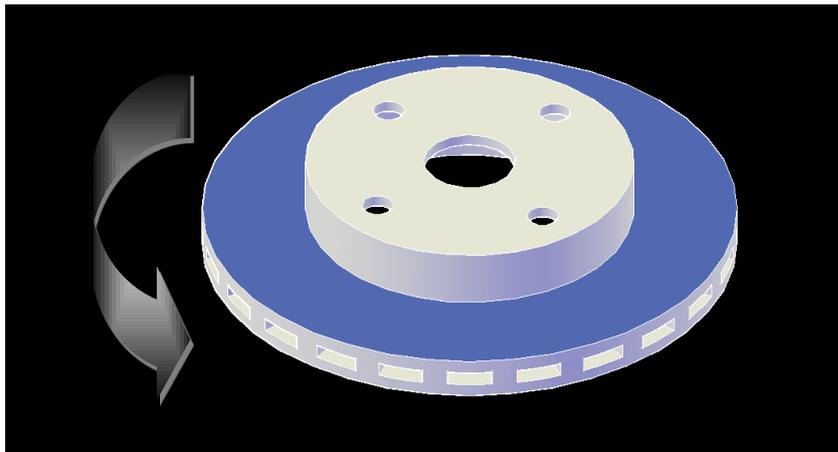


Fig. 1. 41. Convección de un disco de freno por efecto rotatorio. Fuente: Los Autores.

Para el cálculo de la transferencia de calor por efecto giratorio se calcula a partir del Número de Reynolds, las propiedades del aire siguen siendo las mismas consideradas anteriormente.

$$Re_g = \frac{D^2 * \omega}{\nu} \quad (1.34)$$

En donde:

D : Es el diámetro del disco (m).

w : Es la velocidad angular del disco (rad/s).

ν : Es la viscosidad cinemática (m²/s).

La velocidad angular del disco



Fig. 1.42. Geometría del neumático del vehículo. Fuente: Los Autores.

Designación de la rueda del vehículo = 195/55 R15

Relación Nominal de Aspecto= RNA = 0.55

$$r = \frac{1}{2}(R * 25,4 + RNA * b_n) \quad (1.35)$$

En donde:

R = Radio de la llanta en (plg).

RNA = Relación nominal de aspecto (%).

b_n = Ancho del neumático (mm)

Entonces:

$$r = \frac{1}{2}(15 * 25,4 + 2 * 0,55 * 195)$$

$$r = 297,7\text{mm} = 0,2977\text{m}$$

$$\varnothing = 0,5954\text{m}$$

Seguidamente se calcula el perímetro de la rueda.

$$P = \pi * \emptyset$$

$$P = \pi * 0,595m$$

$$P = 1,87m$$

Calculamos las revoluciones por segundo de la rueda a una velocidad de 25m/s.

$$RPS = \left(\frac{L}{P}\right) \quad (1.36)$$

En donde:

L: Es la distancia recorrida por el neumático (m)

P: Es el perímetro del neumático (m)

$$RPS = \left(\frac{25m}{1,87m}\right) = 13.36$$

$$RPM = 802,13$$

Entonces la velocidad angular es:

$$\omega = \frac{(RPM * 2\pi)}{60} \quad (1.37)$$

$$\omega = \frac{(802,13 * 2\pi)}{60}$$

$$\omega = 83,99rad/seg$$

Entonces el número de Reynolds es:

$$Re_g = \frac{(0,2307m)^2 * 83,99rad/s}{1,72 \times 10^{-5} m^2/s}$$

$$Re_g = 259892,84$$

El cual es menor al número crítico de Reynolds por lo tanto es un flujo laminar y el número de Nusselt promedio se determina a partir de.

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 * Re_g^{0,5} * Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,664 * 259892,84^{0,5} * 0,7249^{1/3}$$

$$Nu = 304,1$$

Y el coeficiente de convección es:

$$h = \frac{k}{L} Nu$$

$$h = \frac{0,02676W/m^{\circ}C}{0,2307m} * 304,1$$

$$h = 35,27W/m^2^{\circ}C$$

El área superficial es el área de roce con las pastillas cuyo valor ya se determinó antes y es de $0,0521m^2$.

Entonces la pérdida de calor es:

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q} = 35,27W/m^2^{\circ}C * 0,0521m^2 * (64^{\circ}C - 20^{\circ}C)$$

$$\dot{Q} = 80,85W$$

f.- Convección en el interior de canales.

El flujo de líquidos o gases por tubos o ductos es de uso común en aplicaciones de calefacción o enfriamiento, lo cual tomaremos este tema para analizar la disipación de calor del disco de frenos ventilado.

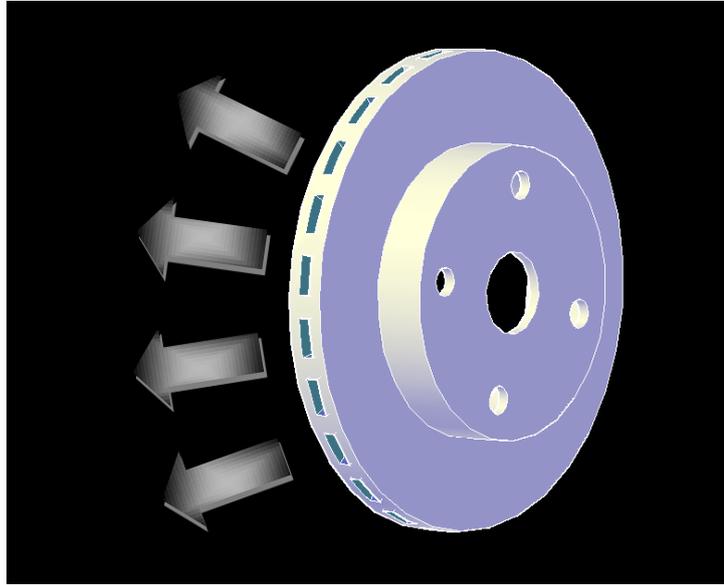


Fig. 1.43. Conductos de ventilación del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Los tubos no circulares se suelen usar en aplicaciones tales como los sistemas de ventilación o enfriamiento, en vista de esto y analizando el disco de frenos en la figura 1.43 tenemos un sistema de ventilación entre las dos secciones del disco, lo que forman un sistema de enfriamiento por tubos no circulares.

El primer paso para realizar este cálculo es, determinar las velocidades de entrada y salida del aire en los ductos del disco. Este cálculo se realiza solo para un ducto, puesto que la geometría del mismo es igual en toda su área.

Para el cálculo de velocidades se va utilizar la teoría de ventiladores radiales de Claudio Mataix.

El caudal es:

$$Q = \pi * a * D1 * C_{1m} \quad (1.38)$$

En donde:

Q : Caudal de aire del interior del álabe (m^3/s).

a : Ancho del rodete a la entrada del flujo (m).

DI : Diámetro de ingreso (m).

C_{1m} : Velocidad absoluta del fluido a la entrada del canal (m/s).

Con el cálculo de las velocidades de entrada y salida en los álaves se determinará el coeficiente de convección de los canales, mediante la teoría de ductos cortos de KREITH.

Velocidad de entrada.

Como la velocidad angular que obtuvimos en los cálculos anteriores es de $\omega = 83,99rad/seg$ a una velocidad de 90km/h y el diámetro interior del disco es de 0,1418m entonces el radio (r_i) es 0.0709m:

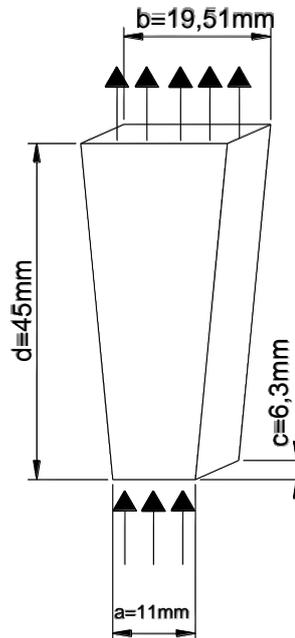


Fig. 1.44. Dimensiones de ducto de ventilación del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Entonces la velocidad absoluta del álabe es:

$$\mu_1 = \omega * r_i \quad (1.39)$$

En donde:

μ_1 : Es la velocidad absoluta del alabe (m/s).

ω : Es la velocidad angular del disco (rad/s).

r_i : Radio interno del disco (m)

Y la velocidad absoluta es:

$$\mu_1 = 83,99rad/s * 0.0709m$$

$$\mu_1 = 5,95m/s$$

Como los álabes en este disco son totalmente rectos entonces la velocidad absoluta va a ser la velocidad de entrada al ducto.

$$\mu_1 = C_{1m} \quad (1.40)$$

En donde:

C_{1m} : Es la velocidad de entrada de aire en el ducto (m/s).

El diámetro interior del disco o rodete de entrada del flujo es $D1 = 0,1418m$ y $a = 0.011m$

Entonces de la ecuación (1.38) se calcula:

$$Q = \pi * 0,011m * 0,1418m * 5,95m/seg$$

$$Q = 0.00928m^3/seg$$

De acuerdo a la ecuación de continuidad el caudal a lo largo del tubo es el mismo, lo que varía es la velocidad y como b es el ancho del rodete a la salida del flujo, y cuyo valor es $= 0,0195m$, y el diámetro externo del disco es $D2 = 0,2307m$, y C_{2m} es la velocidad de salida del aire en el ducto, por tanto:

$$Q = \pi * b * D2 * C_{2m} \quad (1.41)$$

En donde:

b : Ancho del rodete a la salida del flujo (m).

$D2$: Diámetro de salida (m).

C_{1m} : Velocidad absoluta del fluido a la salida del canal (m/s).

$$C_{2m} = \frac{Q}{\pi * b * D2}$$

$$C_{2m} = \frac{0.00928m^3/s}{\pi * 0,0195m * 0,2307m}$$

$$C_{2m} = 0,6566m/s$$

Con estas velocidades obtenidas en la entrada y salida en los ductos del disco procedemos a calcular la transferencia de calor por convección.

Calculamos la velocidad media del fluido.

$$V_m = \frac{C_{1m} + C_{2m}}{2} \quad (1.42)$$

$$V_m = \frac{5,95m/seg + 0,6566m/seg}{2}$$

$$V_m = 3,30m/seg$$

Y el diámetro hidráulico promedio es:

$$Dh = \frac{Dh_E + Dh_S}{2} \quad (1.43)$$

En donde:

Dh : Es el diámetro hidráulico (m).

Dh_E, Dh_S : Es el diámetro hidráulico de entrada y de salida respectivamente (m).

El diámetro hidráulico de entrada tiene la siguiente expresión:

$$Dh_E = \frac{4Ac}{p} = \frac{4(a*c)}{2(a+c)} \quad (1.44)$$

En donde:

c : es el espesor del ducto (m). Entonces se calcula:

$$Dh_E = \frac{4(0,011m * 0.0063m)}{2(0,011m + 0.0063m)}$$

$$Dh_E = 0,00801m$$

Y el diámetro hidráulico de salida es:

$$Dh_S = \frac{4Ac}{p} = \frac{4(b*c)}{2(b+c)} \quad (1.45)$$

Entonces este valor es:

$$Dh_S = \frac{4(0,0195m * 0.0063m)}{2(0,0195m + 0.0063m)}$$

$$Dh_S = 0,00952m$$

Con estos valores calculamos el diámetro hidráulico según la ecuación (1.43).

$$Dh = \frac{0,00801m + 0,00952m}{2}$$

$$Dh = 0,00877m$$

Las propiedades del aire se mantienen a 42°C, Con estos valores encontramos el Número de Reynolds.

$$Re = \frac{V_m * Dh}{\nu} \quad (1.46)$$

$$Re = \frac{3,30m/seg * 0,00877m}{1,72 \times 10^{-5} m^2/s}$$

$$Re = 1682,6$$

El cual es menor que 10000, por lo tanto es un flujo laminar, y el número de Nusselt se toma de la Tabla 8.1 del libro de transferencia de calor de Yunus A. Cengel, presente en el ANEXO 3, haciendo un promedio entre la longitud a y b del ducto. Y esta es:

$$a_{promedio} = \frac{a+b}{2} \quad (1.47)$$

$$a_{promedio} = \frac{11mm + 19,51mm}{2}$$

$$a_{promedio} = 15,25mm$$

Calculamos el factor a/b , en este caso b viene a ser el ancho del ducto que en este caso se denominó con la letra c.

$$a/b = \frac{15,25mm}{6,3mm} \quad (1.48)$$

$$a/b = 2,42$$

Ahora interpolamos para calcular el número de Nusselt.

$$x = 2,42$$

$$x1 = 2 \qquad y1 = 3,39$$

$$x2 = 3 \qquad y2 = 3,96$$

$$y = Nu = 3,62$$

$$h = \frac{k}{Dh} Nu$$

$$h = \left(\frac{0,02676W/m^{\circ}C}{0,00877m} \right) * 3,62$$

$$h = 11,04W/m^{2\circ}C$$

$$As = P * d = (2a + 2b) * d \qquad (1.49)$$

$$As = (2 * 0,0195m + 2 * 0,0063m) * 0,045m$$

$$As = 0,0023220m^2$$

Entonces la velocidad de pérdida de calor es:

$$\dot{Q}_{1ducto} = h * As * (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{1ducto} = 11,04W/m^{2\circ}C * 0,002322m^2 * (64 - 20)^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_{1ducto} = 1,12W$$

Y como son 24 ductos en de ventilación en el disco, la velocidad de pérdida de calor es:

$$\dot{Q} = 1,06W * 24$$

$$\dot{Q} = 27,08W$$

Ya se determinaron las velocidades de calor que un disco emite al ambiente, como sabemos un disco ventilado pierde calor más rápidamente que un macizo, si sumamos todas los valores de pérdidas de calor podremos apreciarlo mejor.

Perdida de calor en un disco macizo.

Debemos sumar la pérdida de calor de:

Convección frontal

Convección Lateral en el Disco.

Convección por efecto Rotatorio.

La pérdida total de calor de un disco macizo es aproximadamente 262 W.

Perdida de calor en un disco ventilado.

En un disco ventilado las pérdidas de calor serán las mismas de un disco macizo pero suma do la convección por en el interior de canales.

La pérdida total de calor de un disco ventilado es aproximadamente 289 W.

1.6.2.6. Cálculo térmico en tambores de freno.

En la sección 1.6.2.3. Se calculó la temperatura que alcanzan los discos de freno, ahora el mismo análisis se hará para tambores de freno, con la diferencia que en la ecuación (1.20), la masa del tambor de freno es 4,6 Kg. Y el calor específico del material del tambor es = 447 J/kg*° C, ya que este es de hierro.



Fig. 1.45. Masa del tambor de freno. Fuente: Los Autores.

a.- Energía disipada en los tambores de freno.

Ya se determinó la energía cinética del vehículo a 90 Km/h cuyo valor es 300234,375 J ahora bien en el eje trasero la presión que ejerce el sistema de freno es del 40% entonces la energía en el eje posterior es:

$$E_{eje\ trasero} = 300234,375 * 0,4$$

$$E_{eje\ trasero} = 120093,75J$$

De igual manera el eje posterior se compone de dos tambores por lo que.

$$E_{tambor} = \frac{120093,75J}{2}$$

$$E_{tambor} = 60046,875J$$

Además se sabe que el tambor absorbe aproximadamente el 80% del total de energía y las zapatas el 20%, por lo que.

$$E_{tambor} = 60046,875J * 0,8$$

$$E_{tambor} = 45750J$$

Este valor representa el total de energía que será absorbida por un tambor de freno del vehículo.

b.- Cálculo térmico del tambor de freno.

Como ya sabemos el peso de un tambor de freno se calcula el incremento de temperatura con la ecuación (1.20).

$$\Delta T = \frac{Ec}{m * C}$$

Entonces:

$$\Delta T = \frac{45750J}{4,6 Kg * 447 J/Kg * ^\circ C}$$

$$\Delta T = 22,25 ^\circ C$$

$$T_1 - T_\infty = 22,25 ^\circ C$$

Donde T_∞ es la Temperatura ambiente de $20^\circ C$, entonces se calcula la temperatura que alcanzó la superficie del tambor y es:

$$T_1 = (22,25 + T_\infty) ^\circ C$$

$$T_1 = (22,25 + 20) ^\circ C$$

$$T_1 = 42,25 ^\circ C$$

Se puede comparar con la temperatura que alcanza un disco de freno, como se observa es menor, aproximadamente la temperatura del tambor representa un 66% a la del disco, ya que la distribución de presión de frenado es menor en el eje trasero y además la relación de las masas entre zapatas y tambor es mayor a la de entre pastillas y disco.

c.- Enfriamiento de Newton.

De igual manera como se analizó el enfriamiento de Newton para el disco de freno, el enfriamiento del tambor de freno según la ecuación (1.21) es:

$$T_i - T_{\infty} = (T_1 - T_{\infty})e^{-\frac{A*U}{m*C}*t}$$

En donde T_1 es 42,25 °C, U es el coeficiente de transmisión térmica superficial que es aproximadamente igual a la del disco y C es calor específico del material del tambor que viene a ser del hierro.

Y para el cálculo del área de la superficie de contacto del tambor se utiliza la ecuación (1.28). Entonces:

$$A_s = P * e = \pi * D * e$$

En donde:

D : Es el diámetro interior del tambor cuyo valor es 181,2 mm.

e : Es el espesor de la superficie de contacto cuyo valor es 22,8 mm. Entonces el área superficial es:

$$A_s = \pi * 181,2mm * 22,8mm$$

$$A_s = 12979,05mm^2$$

$$A_s = 0,013m^2$$

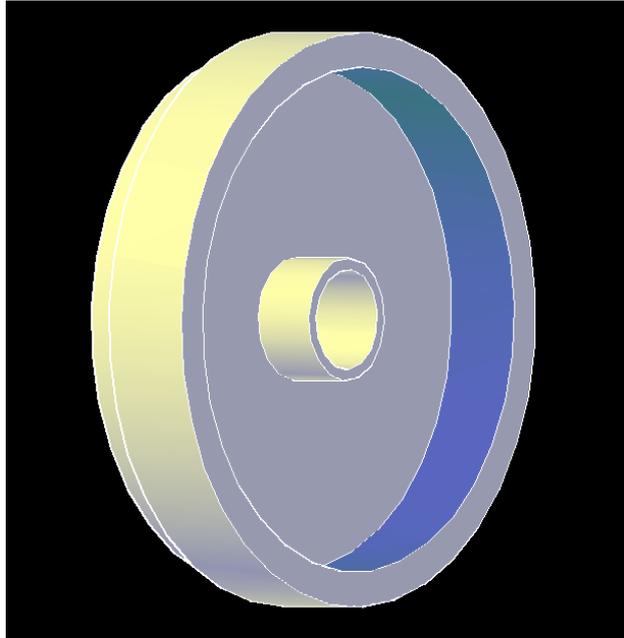


Fig. 1.46. Área de la superficie de fricción del tambor de freno. Fuente: Los Autores.

A continuación se presenta una tabla del enfriamiento de Newton para el tambor de freno.

T(s)	Ti(°C)
0	42,2497811
2000	34,8455814
4000	29,9053238
6000	26,6090669
8000	24,4097261
10000	22,9422738
12000	21,9631548
14000	21,3098634
16000	20,8739719
18000	20,5831348
20000	20,3890814
22000	20,2596043
24000	20,1732141
26000	20,1155726
28000	20,0771128
30000	20,0514515

Tabla 1.10. . Variación de la temperatura en función del tiempo, del enfriamiento de Newton para tambor de freno. Fuente: Los Autores.

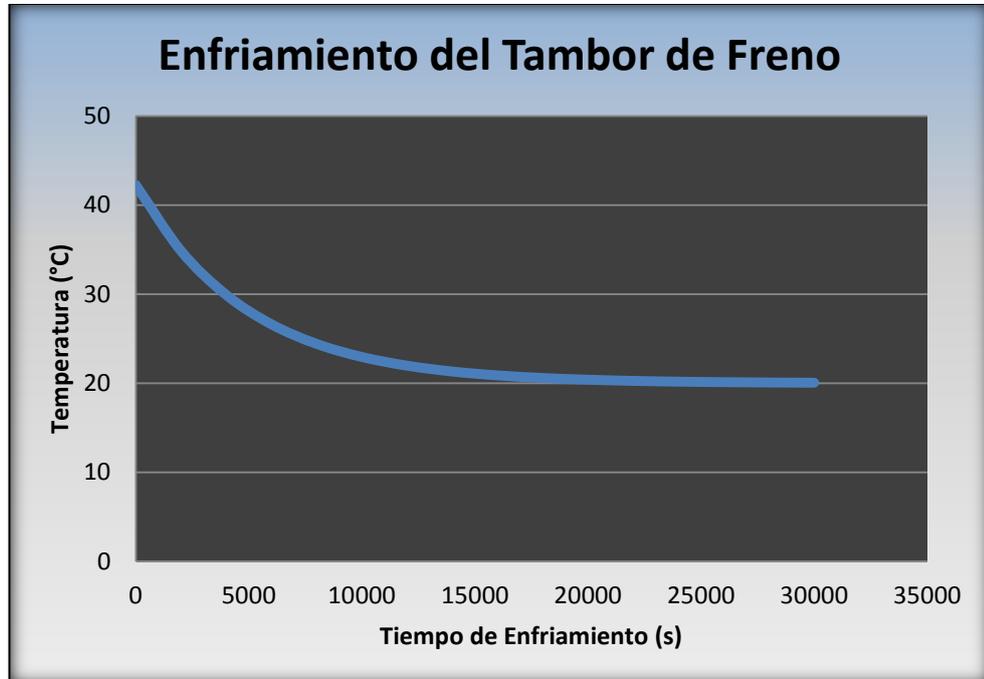


Fig. 1.47. Gráfica del enfriamiento de Newton para el tambor de freno. Fuente: Los Autores.

El tambor de freno luego de haber sido sometido a una temperatura de $42,25^{\circ}\text{C}$ aproximadamente, en una frenada, este elemento tomará una temperatura ambiente en aproximadamente a 4 horas y media.

Si hacemos una comparación entre el enfriamiento del disco y del tambor se observa que el tambor demora más en alcanzar la temperatura ambiente, esto se debe a que un objeto sometido a temperaturas altas se enfriara más rápidamente que uno sometido a una temperatura más baja.

Una elevación de temperatura en los tambores puede provocar una dilatación del mismo, y de esta manera la distancia entre superficie de contacto con las zapatas se hará cada vez más grande, provocando que los pistones de los bombines tengan que desplazarse más y de esta manera mayor recorrido en el pedal de freno.

Este efecto sumado a si el líquido de freno hierve creando burbujas y así aire en el sistema, provocaría la pérdida parcial o total de los frenos del vehículo. Como sabemos que los frenos con tambor no poseen buena refrigeración ya que las zonas de generación de calor se encuentran encerradas, y no existe exposición ninguna con el aire fresco del ambiente, lo que provoca que la acumulación de calor en cada frenada consecutiva se vaya sumando cada vez más, hasta llegar a temperaturas altas.

Un factor predominante en la seguridad activa del vehículo es justamente la acumulación de calor en este tipo de frenos que por lo general se disponen en la parte trasera en vehículos de esta gama, actualmente los vehículos vienen instalados discos en la su parte trasera para evitar estos inconvenientes.

d.- Dilatación térmica del tambor.

La dilatación térmica es el aumento de longitud, volumen o alguna otra dimensión métrica que se suscita en un cuerpo físico debido al cambio de temperatura.

e.- La dilatación lineal del tambor.

La dilatación lineal nos sirve para el cálculo del incremento de longitud, en este caso del diámetro del tambor.

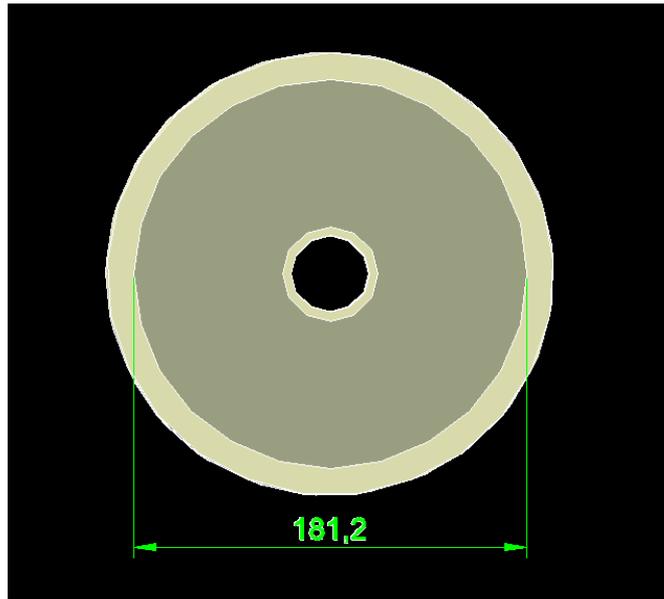


Fig. 1.48. Diámetro interno del tambor de freno (mm). Fuente: Los Autores.

La dilatación lineal se calcula a partir de.

$$L_f = L_0 * [1 + \alpha_L * (T_f - T_0)] \quad (1.50)$$

En donde:

L_f : Es la longitud final (mm).

L_0 : Longitud inicial (mm)

α_L : Coeficiente de dilatación lineal cuyo valor es $12 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

T_f : Temperatura final ($^\circ\text{C}$).

T_0 : Temperatura inicial que es de 20°C .

A continuación se presenta una tabla de la dilatación lineal del tambor a diferentes temperaturas.

Tf ($^\circ\text{C}$)	Lf (mm)
20	181,2
50	181,265232
80	181,330464
110	181,395696
140	181,460928
170	181,52616

200	181,591392
230	181,656624
260	181,721856
290	181,787088
320	181,85232
350	181,917552
380	181,982784
410	182,048016
440	182,113248
470	182,17848
500	182,243712

Tabla 1.11. Dilatación lineal del tambor de freno por efecto del incremento de temperatura. Fuente: Los Autores.

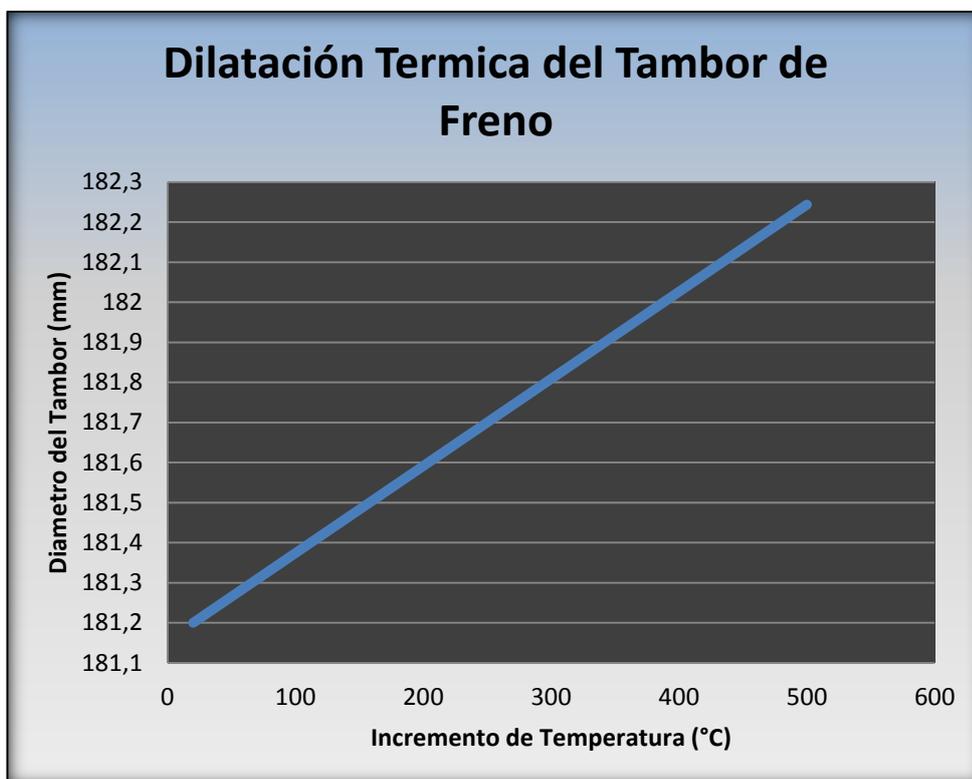


Fig. 1.49. Gráfica de la dilatación lineal del tambor de freno en consecuencia del incremento de temperatura. Fuente: Los Autores.

En la tabla y gráfica anterior se puede observar que cuando la temperatura del tambor es aproximadamente 500°C, este se dilata un milímetro aproximadamente, ahora si se suma el otro incremento de diámetro del otro tambor, la dilatación será de dos milímetros, con lo que provocaría que los pistones de los bombines tengan que

desplazarse esta longitud adicional, para lograr que la zapata roce con la superficie del tambor.

f.- Desplazamiento adicional del pedal de freno por efecto de la dilatación lineal del tambor.

En las pruebas de frenado realizadas, en un descenso de 25Km y aplicando solo el freno principal del vehículo, los tambores de freno alcanzaron una temperatura de aproximadamente 324 °C, y los discos alcanzaron 264 °C respectivamente. Ahora lo que nos interesa es analizar el sistema de frenos por tambos simplemente.



Fig. 1.50. Temperatura alcanzada por el tambor y disco de freno. Fuente: Los Autores.

Según la tabla 1.11, a la temperatura de 320 °C, el tambor se dilata 0,65mm de su longitud normal, ahora se va a calcular la distancia adicional que se desplaza el pedal de freno, sabiendo que el diámetro del pistón de la bomba principal de freno es de 3/4 de pulgada, y el diámetro del pistón del bombín es de 11/16 de pulgada respectivamente. Ahora aplicando el principio de Pascal.



Fig. 1.51. Diámetros de los pistones de bomba principal y de bombín de freno.

Fuente: Los Autores.

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} * F_1 \quad (1.51)$$

En donde:

F_1 : Es la fuerza en la bomba (N).

F_2 : Es la fuerza en el bombín (N).

A_1 : Es el área de la sección del pistón de la bomba (m²).

A_2 : Es el área de la sección del pistón del bombín (m²).

Con lo que se puede hacer una relación entre diámetros y longitud, de la siguiente manera.

$$L_2 = \frac{D_2}{D_1} * L_1 \quad (1.52)$$

En donde:

L_1 : Es el desplazamiento del pistón en la bomba (mm).

L_2 : Es el desplazamiento del pistón del bombín (mm).

D_1 : Es el diámetro del pistón de la bomba (plg).

D_2 : Es el diámetro del pistón del bombín (plg).

Pero si nos fijamos en la siguiente figura, la fuerza en el pistón de mayor sección es superior que en el de menor sección, lo que no ocurre así con el desplazamiento, por lo que la formula queda de la siguiente manera.

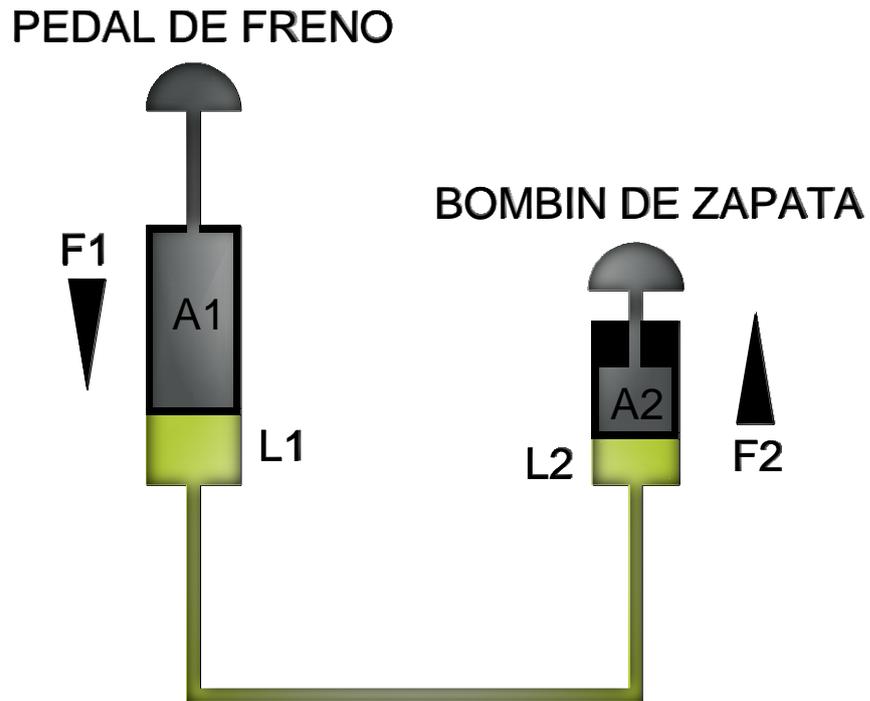


Fig. 1.52. Principio de Pascal. Fuente: Los Autores.

$$L_2 = \frac{D_1}{D_2} * L_1 \quad (1.53)$$

Y despejamos L_1 y obtenemos.

$$L_1 = \frac{D_2}{D_1} * L_2$$

$$L_1 = \frac{11/16}{3/4} * 0,65mm$$

$$L_1 = 0,595 \text{ mm}$$

Este desplazamiento de la bomba corresponde a un tambor, como la dilatación se da en los dos tambores se obtiene.

$$L_1 = (0,595 \text{ mm}) * 2$$

$$L_1 = 1,19 \text{ mm}$$

Que sería el desplazamiento adicional en el pedal de freno, Lo que nos lleva a la conclusión de que el principal inconveniente de fallo de los frenos, no es por la dilatación, sino por la ebullición del líquido de freno, que crea burbujas de aire en el sistema. El líquido que se utilizó para las pruebas fue un DOT 4, cuyo punto de ebullición se da a los 260 °C.



Fig. 1.53. Líquido de freno utilizado en prueba. Fuente: Los Autores.

g.- Dilatación volumétrica del tambor.

Ahora vamos a ver como varia el volumen del tambor por el incremento de la temperatura, cuya expresión es:

$$V_f = V_0 * [1 + 3 * \alpha_L * (T_f - T_0)] \quad (1.54)$$

En donde:

V_f : Es el volumen final (mm^3).

V_0 : Es el volumen inicial (mm^3).

α_v : Coeficiente de dilatación volumétrica cuyo valor es $12 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

T_f : Temperatura final ($^\circ\text{C}$).

T_0 : Temperatura inicial que es de 20°C .

Antes de calcular el incremento de volumen del tambor se calcula primero el volumen inicial del mismo según la ecuación.

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (1.55)$$

En donde:

V : Volumen del tambor (m^3)

m : Es la masa del tambor y su valor es 4,6 Kg.

ρ : Es la densidad del material del tambor y su valor es 7870Kg/m^3 .

Entonces el volumen inicial es:

$$V = \frac{4,6 \text{Kg}}{7870 \text{Kg/m}^3}$$

$$V = 5,84 \times 10^{-4} \text{m}^3$$

$$V = 584498,1 \text{mm}^3$$

A continuación se presenta una tabla de variación del volumen del tambor de freno en consecuencia al incremento de temperatura.

Tf ($^\circ\text{C}$)	Vf (mm^3)
20	584498,1
50	585129,358
80	585760,616
110	586391,874

140	587023,132
170	587654,39
200	588285,648
230	588916,906
260	589548,164
290	590179,422
320	590810,679
350	591441,937
380	592073,195
410	592704,453
440	593335,711
470	593966,969
500	594598,227

Tabla 1.12. Dilatación volumétrica del tambor de freno por efecto del incremento de temperatura. Fuente: Los Autores.

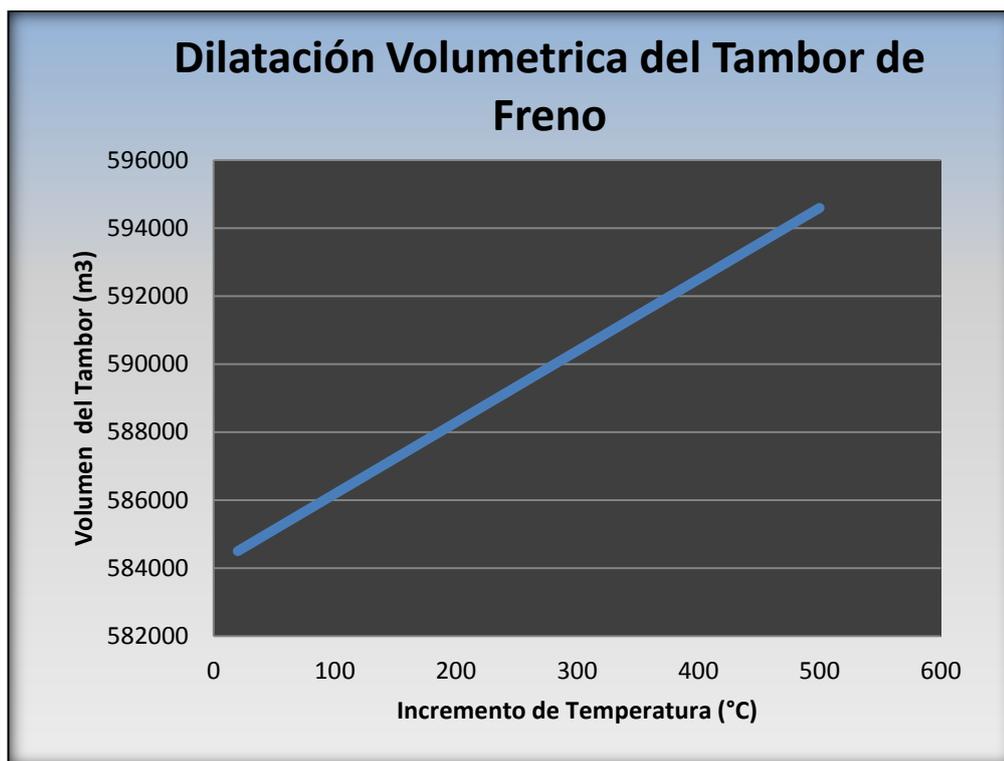


Fig.1.54. Dilatación volumétrica del tambor en consecuencia del incremento de temperatura. Fuente: Los Autores.

De igual manera se observa que cuando el tambor ha alcanzado 500°C la expansión volumétrica es de unos 101000 mm³, que es aproximadamente 0,00001 m³.

h.- Conducción de calor del tambor.

La transferencia de calor del tambor de freno al ambiente se da por conducción, puesto que a generación de calor se da en la superficie de este, se va a considerar al tambor como una pared plana de 569,25X22,8X12,45 mm para el cálculo.

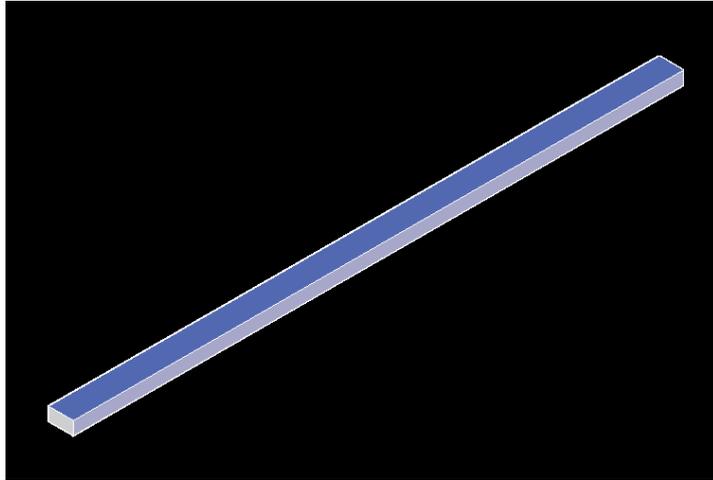


Fig. 1.55. Sección de la superficie de contacto del tambor de freno. Fuente: Los Autores.

La ecuación de conducción de calor de una pared plana tiene la siguiente expresión.

$$\dot{Q} = -k * A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1.56)$$

En donde:

\dot{Q} : Es la transferencia de calor por conducción (W).

k : Es la conductividad térmica del tambor y según la tabla 1.8 su valor es (80,2W/m*°C).

A : Es el área de fricción del tambor y zapata y su valor es de (0,013m²).

ΔT : La diferencia de temperatura entre la superficie externa e interna del tambor (°C).

Δx : Es el espesor del tambor (m)

La temperatura alcanzada por el tambor de freno en una frenada de 90Km/h hasta detenerse ya se calculó y su valor es de 42,25 °C, con estos valores se calcula la transferencia de calor.

$$\dot{Q} = -(80,2\text{W/m} \cdot \text{°C}) * 0,013\text{m}^2 * \frac{(20\text{°C} - 42,25\text{°C})}{0,01245\text{m}}$$

$$\dot{Q} = 1842,34 \text{ W}$$

Lo que representa la pérdida de calor entre dos superficies, este calor no significa que disipe al ambiente, simplemente es la pérdida de calor de una superficie a otra.

Por lo que la disipación de este calor al ambiente se hace menor, ya que las zonas de generación, se encuentran encerradas, y cada vez que este calor quiera salir tiene que ser conducido por la pared interna, y ahí finalmente evacuarse hacia el medio ambiente, esto genera un retardo de ventilación, ya que el calor se irá acumulando cada vez que se aplique los frenos.

CAPÍTULO II

2. ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE LOS DISCOS DE FRENO.

2.1. Introducción.

En el presente capítulo se estudiara de manera general los tipos de ventilación de los discos de freno existentes en el mercado, para luego analizar uno, que sea el más fiable, y eficiente. Teniendo presente si los sistemas pueden o no ser adaptables a ciertos vehículos, así como su disponibilidad y acceso a los mismos.

Sabemos que la energía cinética alcanzada por el vehículo se trasforma en energía calorífica que será absorbida y disipada por el sistema de frenos del vehículo, esta inmensa cantidad de calor debe ser enviada al ambiente con gran rapidez, de manera de no llegar al fading antes analizado en circunstancia de manejo excesivas, como por ejemplo descensos por pendientes prolongadas o abuso en el sistema de frenos, de esta manera se lograra una mayor eficiencia en las prestaciones de frenado.

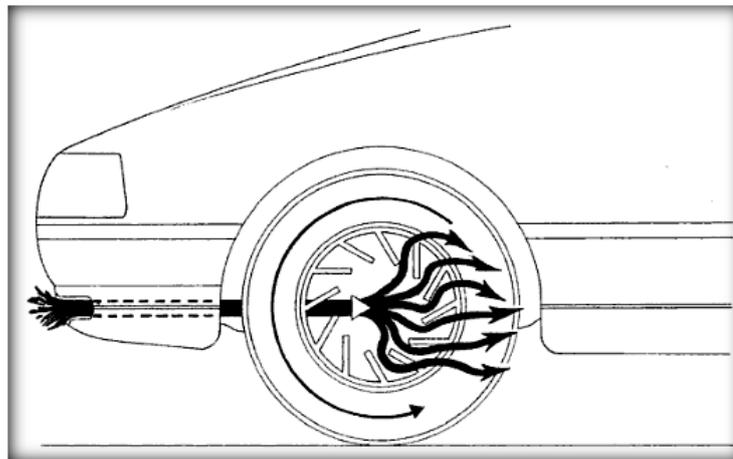


Fig. 2.1. Flujo de aire a través de los discos de freno, desde la parte frontal de vehículo. Fuente: <http://books.google.es>

Los discos de freno son más efectivos que los de tambor en vehículos pequeños, por la razón que los discos siempre se encuentran rodeados de aire.

Pero si además se dispone de conductos que dirijan el aire hacia estos discos, la evacuación de calor será más rápida como se observa en la figura 2.1.

En la actualidad los diseñadores de discos de frenos le ponen más atención a los discos de freno ventilados, ya que los vehículos que pueden alcanzar velocidades mayores a los 170 Km/h los riesgos de fading son más elevados.

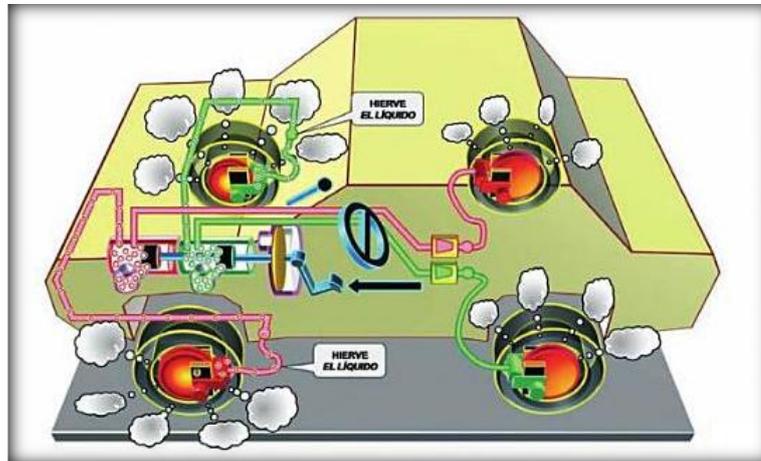


Fig. 2.2. Sobrecalentamiento en los el sistema de frenos del vehículo. Fuente:
<http://books.google.es>

También el diseño del aro permite beneficios que permiten la recirculación de aire, y así disminuir el riesgo de fading.

2.2. Sistemas de ventilación de los discos de freno.

2.2.1. Discos ventilados.

El uso continuo y muchas de las veces excesivo del sistema de frenos, genera en estos una gran cantidad de calor, lo que hay que tener cuidado es que se puede llegar a un punto en donde se produce la pérdida del coeficiente de fricción entre los discos y pastillas (fading), para compensar la generación de calor los diseñadores han dotado de unos ductos de ventilación al disco normal macizo, ya que el aire circula a cierta velocidad por el interior de estos ductos logrando que la evacuación de calor hacia el medio ambiente se dé con mayor rapidez.

El disco ventilado es la evolución de los discos macizos, hoy en día absolutamente todos los vehículos presentan en su sistema de frenos este tipo de ventilación de discos.

Un disco de freno ventilado es como tener dos discos unidos entre sí pero entre ellos existe una separación, por donde circula aire, esto se debe a la fuerza centrípeta de los discos. Con esto se logra como se mencionó antes mayor flujo de aire en este caso interno forzado, y con ello mayor evacuación de calor.



Fig. 2.3. Discos de freno ventilado. Fuente: <http://www.adictoalmotor.com>

2.2.1.1. Partes de un disco ventilado

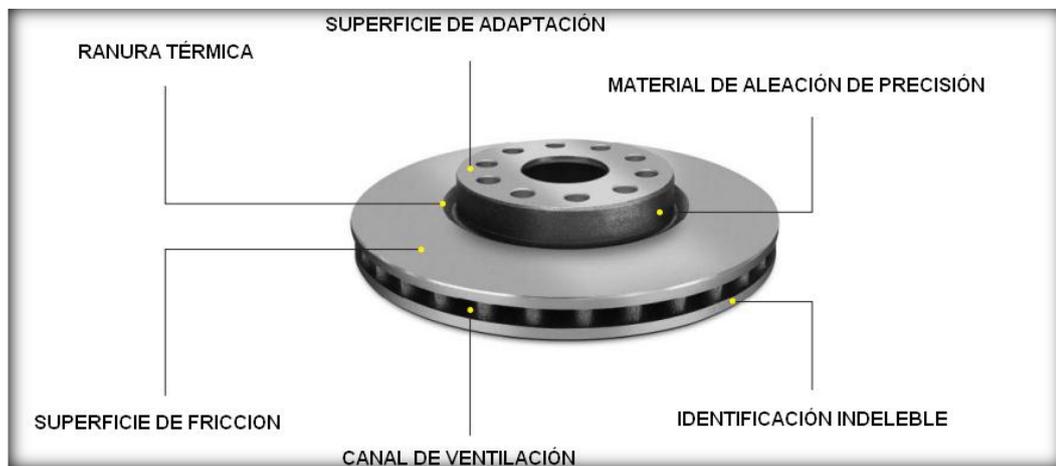


Fig. 2.4. Partes de un disco ventilado. Fuente: <http://2.bp.blogspot.com>

Ranura térmica.

Regula la transferencia térmica al disco, influye en su protección.

Superficie de adaptación.

Torneado con tolerancias de equipo original (OE); característica decisiva para el montaje preciso.

Material de aleación de precisión.

Superficie extremadamente homogénea gracias al procedimiento especial de aleación del material, según su aplicación puede ser:

GG15 HC* / GG20 HC* / GG25

* Alto contenido en carbono.

Superficie de fricción.

Fabricada según tolerancias de equipo original (OE); rectificada en cruz, óptimo torneado fino.

Canal de ventilación.

Disipación óptima de calor mediante almas, columnas o aletas (derecha/izquierda).

Identificación indeleble.

Fabricante, número de pieza, espesor mínimo, todo estampado.

2.2.1.2. Inconvenientes con los discos ventilados.

En los automóviles de calle, un disco ventilado supone un aumento de peso importante (en torno a un 40%) respecto a un disco macizo del mismo diámetro. Si el vehículo es ligero y no tiene problemas de calentamiento en su sistema de frenos con el disco macizo, la masa extra del disco ventilado es un inconveniente, ya que cada gramo que se añade a la masa no suspendida (la formada por las suspensiones, las ruedas y, en general, todos los elementos unidos a este conjunto) penaliza el comportamiento del vehículo.

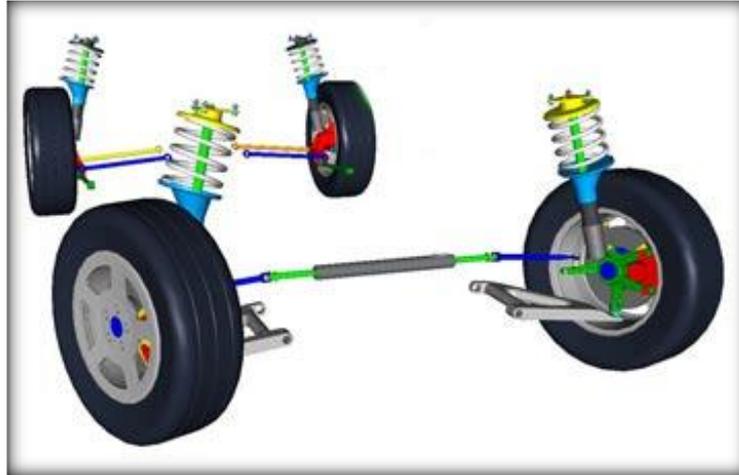


Fig. 2.5. Masa no suspendida en un vehículo. Fuente: <http://www.zonagravedad.com>

2.2.2. Discos perforados.

Los discos de freno perforados son una evolución de los discos ventilados, con la finalidad de lograr una mayor superficie de aire fresco en el disco, las perforaciones por lo general se hacen en un disco ventilado, es raro ver un disco macizo perforado.



Fig. 2.6. Disco ventilado perforado. Fuente: <http://www.adictoalmotor.com>

Las perforaciones en los discos hacen aumentar la superficie del disco con agujeros y estos son los encargados de llevar aire fresco hacia las pastillas de freno. Los agujeros son como pequeños túneles, las paredes de los túneles sería el aumento de superficie para la disipación de calor, a más de esta función también sirven para la

evacuación de partículas de agua o vapor de estas en presencia de calzada mojada o lluvia.

Las pastillas de frenos en estas circunstancias van a estar más frescas y limpias, puesto que los agujeros cumplen la función de trasladar aire de manera constante y cada vez que los túneles pasen por la pastilla limpiaran la zona de fricción.

2.2.2.1. Inconvenientes con los discos de freno perforados.

El primer inconveniente que se presenta en estos discos, es que no se les puede perforar a los discos originales del vehículo, ya que el material no es el adecuado y perderá rigidez y masa, por lo que se hace más costoso ya que el nuevo metal presentara mayores prestaciones, ahora bien si se trata de vehículos livianos se puede hacer las perforaciones en el mismo metal de los discos originales.

Mas ventaja se obtiene de un disco ventilado que como se mencionó antes no es más que dos discos pegados y entre ellos unos canales, ahora bien si en la superficie de estos discos se dibuja unos surcos sin necesidad de llegar a la perforación, se consigue una mayor disipación de calor ya que estas canales llevan aire fresco a las pastillas. Estos se usan en igual medida en los vehículos de alto calibre con iguales resultados que los perforados cerámicos.

Existen varios mitos sobre de los discos perforados:

1. Muchos creen que los discos perforados son para mejor frenada, es correcto pero incorrecto también, si brindan mayor prestaciones de frenada pero no por ser perforados, sino le están restando material de fricción.

2. las perforaciones es un tema de discusión de los ingenieros automotrices, ya que al perforarlos el material se debilita, por ende se calientan más rápido, pero también se logra un enfriamiento rápido, y los mantiene ligeramente más frescos, al estar más caliente les resta puntos por lo que el material será de un material especial.

Verdad.

Las perforaciones ayudan a liberar los gases que se generan a altas temperaturas,

estos gases hacen una especie de colchón entre disco y pastilla lo que conlleva a la reducción del coeficiente de fricción.

Para disponer de un disco perforado en un vehículo se debe fabricar de un material que permita una buena reacción metal-tensión sin romperse. Por ejemplo un material de acero tipo 4, este grado es lo suficientemente fuerte para detener un vehículo de gama media baja de menos de 1000 Kg a cualquier velocidad inferior de los 300 Km/h, pero un disco de acero grado 4, no es capaz de detener un vehículo de 2000 Kg a una velocidad por debajo de los 200 Km/h, entonces se debe modificar.

Se presta atención con la distancia entre orificios, y su diseño se opta por un material más duro, pero teniendo presente que los materiales duros no darán la mejor frenada resiste si pero no agarra bien con la pastilla.

Por lo que se hace necesario utilizar aleaciones de carbono y cerámica pero estos encarecen los precios. Entonces para abaratar costes se utiliza el disco de metal común y de mayor tamaño con la mayor cantidad de tornillos de sujeción al eje para aliviar tensiones, pero se vuelve un trabajo arduo puesto que no caben en el mismo aro y terminan agrietándose. Las grietas empiezan a formarse entre agujeros, una recomendación es no perforar agujeros radiales.



Fig. 2.7. Grietas en un disco perforado. Fuente: <http://www.razine.com>

2.2.3. Discos ranurados.

Es una buena alternativa si se requiere una buena evacuación de calor en los frenos, es barata y eficiente, así se evita que los discos perforados se rompan. Los resultados suelen ser mucho mejores que los perforados a menos que los perforados sean de aleaciones cerámicas. Este tipo de discos tiene la ventaja de ser del mismo metal del original del vehículo.

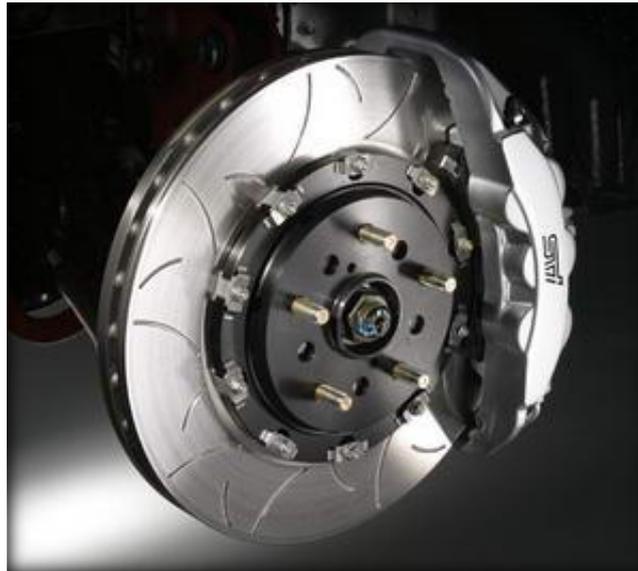


Fig. 2.8. Disco ranurado. Fuente: <http://www.razine.com>

La ventilación es más efectiva, puesto que los surcos poseen un patrón más lineal con la rotación del disco, además estos surcos o rayones permiten una evacuación de los gases producto del exceso de temperatura, además cuando el disco se moja los canales permiten expulsar el agua, en vez de interponerse entre las pastillas y el propio disco, así de la misma manera eliminan el polvo que producen las pastillas.

2.2.3.1. Inconvenientes con los discos ranurados.

La consecuencia principal es que las pastillas presentan un desgaste mayor que con un disco sin ranurar. Además para compensar el material eliminado en las ranuras se debe agrandar el diámetro del disco, por ende pastillas más grandes y una mordaza que se adapte al nuevo disco.

2.2.4. Discos de carbono.

Esta tecnología e innovación de los discos de carbono son utilizados por los vehículos de fórmula 1, así como también en aplicaciones modernas en aviones, los materiales utilizados son diferentes a los de los vehículos convencionales, que por lo general son de hierro fundido, el material de estos discos se le conoce con el nombre de carbono-carbono y las pastillas es del mismo material, en esencia el carbono-carbono es carbono puro y extremadamente ligero aproximadamente la mitad del peso de un disco estándar, y también posee un alto nivel de fricción a ciertas temperaturas de operatividad, su coeficiente de fricción llega a 0,6 en comparación con el 0,3 de los materiales convencionales.



Fig. 2.9. Sección de un disco de carbono-carbono. Fuente:
<http://www.powerzone.com.uy>

2.2.4.1. Inconvenientes de los discos de carbono.

El inconveniente de estos discos es su tiempo de fabricación, puesto que conlleva cientos de horas de trabajo, y los materiales se deben calentar hasta 2500°C, lo que los costos de son altos, un juego de cuatro discos alcanzan 4500 dólares, y un juego de ocho pastillas está por los 2400 dólares.

Otro inconveniente de consideración es la temperatura de funcionamiento óptimo, pues estos necesitan altas temperaturas de manera que se alcance el coeficiente de

fricción entre superficie del disco y pastillas, esta temperatura esta alrededor de 650°C, lo que un vehículo convencional no lograría a menos que realice entre diez y doce frenadas consecutivas a 100 Km/h.



Fig. 2.10. Disco a elevadas temperaturas. Fuente: <http://www.powerzone.com.uy>

Otro inconveniente sobre estos discos, es la oxidación ya que alcanzan altísimas temperaturas lamentablemente, en términos generales la oxidación aparece cuando la superficie del disco se va quemando, cuando las temperaturas se aproximan a los 600°C, lo que provoca un desgaste más acelerado del disco, y más aún si el dispositivo de enfriamiento del sistema de frenos insufla aire mediante conductos, ya que el aire posee una cantidad de oxígeno, acelerando el proceso de oxidación.

Comparación entre discos de freno.

Los ventilados con rayones ofrecen mayores prestaciones en lo que se refiere a refrigerar los discos, en comparación a los perforados que son más estéticos, como ya se estudió antes los perforados tendrían que ser de un metal reforzado y por ende un mantenimiento más caro.

Si los comparamos a los discos existentes en el campo automotriz desde el punto de vista de frenar al vehículo, todos tienen 10 ya que se fabricaron para dicho fin, todos los discos logran una frenada hasta alcanzar el deslizamiento del neumático, desde uno de perforaciones costosa y de fibra de carbono hasta un simple macizo de los años 50, si los comparamos desde el punto de vista de acumulación de temperatura, el macizo no nos brindara la mayor confianza puesto que este se calentara más rápido

cuando las condiciones de frenada sean amplias, entonces cuando la temperatura sea muy alta el pedal del freno se volverá blando debido a que se perdió el coeficiente de fricción entre discos y pastillas, y el líquido de freno llega al punto de ebullición creando así burbujas de aire en el sistema, en cambio los discos ventilados tardarán más tiempo en llegar a esta alta temperatura hasta llegar a la pérdida de eficiencia del sistema de frenos. Entonces, el dicho de que: "frenan más" es relativo, lo que cuenta es en cuanto se detendrá el vehículo, y que el tiempo que tome en detenerse sea menor que el que le tomen a los frenos en calentarse al punto en que no sirvan.

2.2.5. Tapacubos de enfriamiento de discos de freno.

Estos tapacubos nacieron con una principal razón y fue la de obtener una mejor refrigeración en los discos de freno delanteros, pero también se logra mejoras en la aerodinámica.



Fig. 2.11. Tapacubos delantero de Ferrari. Fuente: <http://es.scribd.com>

Todo consiste en lograr que el aire entre en diagonal desde la parte inferior del coche de manera que salga hacia el exterior de la rueda refrigerando los frenos, mediante una abertura en la parte trasera de la rueda.

Al salir hacia afuera, crea una zona de menor presión en el exterior de la rueda, que tiende a absorber el aire turbulento que va dejando la rueda, de modo que el aire que llega a la parte posterior del coche es el aire menos revuelto que viene tras pasar por la suspensión, y así, aparte de mejorar la refrigeración de los frenos, también mejora la aerodinámica del coche.

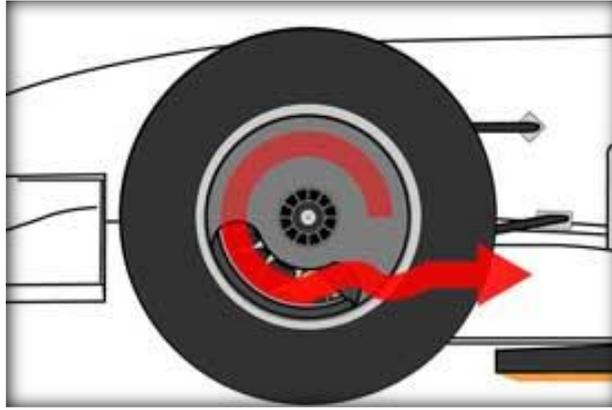


Fig. 2.12. Vista lateral del recorrido del flujo por el interior del neumático. Fuente:
<http://es.scribd.com>

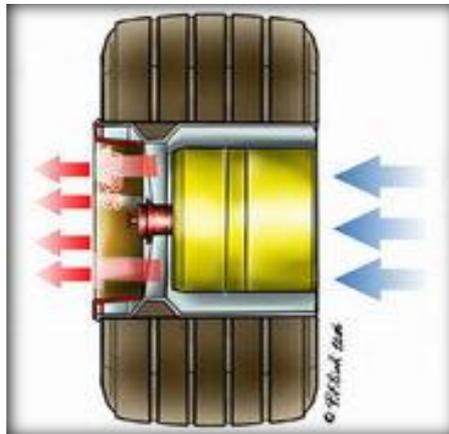


Fig. 2.13. Vista frontal del recorrido del flujo por el interior del neumático. Fuente:
<http://es.scribd.com>

Para lograr la refrigeración de los frenos, se debe lograr que el aire entre por la parte frontal del vehículo, la mayor refrigeración se logra cuando no se usan los frenos, y esto se da en las rectas en trayectos donde el flujo de aire sea alto.

Existe un aspecto que no todos conoce, pues la refrigeración excesiva no es la mejor solución, puesto que discos fríos no producen la mejor frenada, al contrario son ineficientes, así que lo más conveniente es encontrar un equilibrio entre bajas y altas temperaturas. El aire es tomado desde la parte frontal inferior de la carrocería del alerón preferentemente. Una excelente recepción de aire marcan una buena e inigualable refrigeración de los frenos, ya que es complicado refrigerarlo de por sí solo resulta un problema.

2.2.6. Ductos de ventilación para discos.

Como lograr mantener fríos los discos de freno en condiciones extremas de manejo?, y cuál es el mejor método para asegurar que la temperatura sea la adecuada? De manera que no se pierda el coeficiente de fricción o que los frenos se enfríen demasiado? Y lo más importante que rango de temperatura es la adecuada?

Según Derek Spencer que trabaja con equipos de carrera en el área de frenos, dice que los discos de freno realmente necesita 400 grados Fahrenheit, por encima de esta temperatura las piezas se deterioran y se rompen, lo recomendable es siempre mantenerse por debajo de los 350 grados.

Determinar cuál es la temperatura que alcanzamos en sucesivas frenadas es fácil, se puede aplicar pintura especial sensible al calor en los discos, no en la superficie de contacto sino en los bordes exteriores, se aplica pinturas de diferente sensibilidad para distintas temperaturas, la sección más caliente que ha desvanecido la temperatura nos da el rango que se ha superado, y la otra sección que todavía tiene pintura no desvanecida nos da a conocer la temperatura por debajo.



Fig. 2.14. Pintura sensible a la temperatura en discos de freno. Fuente:

<http://www.dykocompeticion.es>

Direccionar el aire hacia la parte posterior del disco de frenos es la manera más fácil, sencilla y eficaz para la refrigeración del sistema de frenos. Mangueras de plástico de 3 pulgadas parece funcionar mejor. Estas proporcionan una cantidad adecuada de

aire y suficientemente pequeña para llegar desde la parte inferior del vehículo hasta los frenos. Lo único que se necesita es conectar una manguera flexible desde el parachoques y dirigirlo hacia los discos de freno.



Fig. 2.15. Conducto de ventilación de discos de freno. Fuente:
<http://clubgta.creatuforo.com>

Pruebas de túnel de viento han demostrado que la zona de mayor presión de aire se encuentra en la parte delantera inferior del vehículo, justo debajo del radiador, así que la mejor ubicación de los conductos de aire es en esta zona del vehículo uno a cada lado de los extremos del radiador, para una mayor cantidad y velocidad de aire de entrada basta con agujerar el parachoques o a su vez disponer de un tubo de aluminio de sección lo más grande posible con el fin de canalizar el aire hasta que entre en el tubo flexible logrando así estrangularlo y lograr mayor velocidad de aire.



Fig. 2.16. Lugar de las entradas del flujo de aire. Fuente: <http://www.forotandas.com>

Al instalar el conducto flexible se debe tratar de que éste este lo más recto posible, ya que un fluido al ser forzado en una curva, este se ralentiza, prácticamente es imposible hacerlo totalmente recto, y se prefiere que en las curvas pequeñas hacerlas gradualmente antes que agudas. Antes de instalar el conducto hay que considerar los elementos adjuntos a el que se encuentran en movimiento, como semieje, plato de suspensión, y la misma rueda cuando toma una curva, de modo que el conducto no roce con estos elementos y así dañarlo.

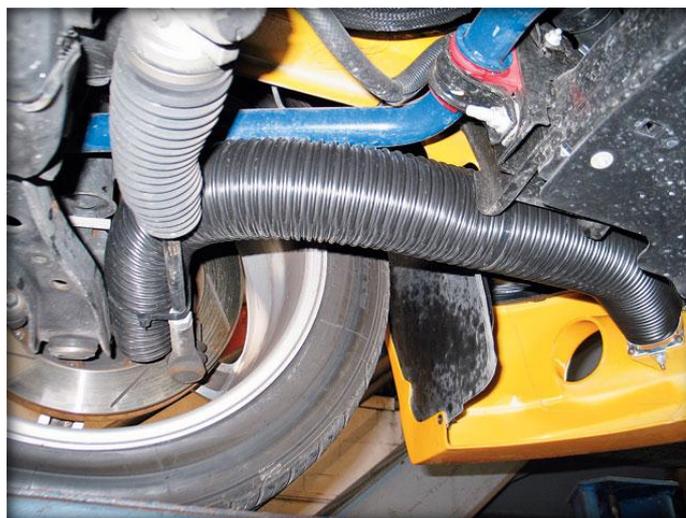


Fig. 2.17. Conducto de refrigeración por el interior del vehículo. Fuente: <http://www.forotandas.com>

Por último y lo más importante lo que se pretende es lograr una mayor circulación de aire por los canales del disco de freno y así refrigerarlo más, pues esto sería lo ideal ya que las aletas de los discos están diseñados para dirigir el aire de adentro hacia afuera, y conseguir aportar más aire fresco de ingreso al disco. Pero si nos fijamos bien en el centro del disco se encuentra cercano por no decirlo muy cercano a la punta de eje, lo que provoca mayor dificultad para colocar ahí el conducto flexible.



Fig. 2.18. Disposición del tubo de refrigeración. Fuente:
<http://clubgta.creatuforo.com>

Ahora si el conducto se dirige hacia un lado del disco, solo se logra enfriar solo dicho lado, lo que conlleva a una deformación, puesto que existe una diferencia de temperatura entre los dos lados del disco, lo que no sucedería si el aire se dirigiera al centro, lo que se puede hacer es combinar la alternativa de discos perforados para refrigerar la pastilla, y la de direccionar el aire mediante conductos y de una u otra manera lograr que el aire se dirija hacia el centro del disco aumentando la velocidad de ingreso normal . Con esta combinación se logra una evacuación mayor de calor.

Si esto no es suficiente, se puede utilizar un electro ventilador para impulsar más aire al disco, estos son baratos y eficientes ya que su capacidad de impulsar aire es de unos 35Km/h, lo que ayudaría de mucho en descensos pronunciados en donde el flujo de aire en los conductos no es suficiente, pero estos ventiladores deben ser instalados estratégicamente se debe instalar como un bypass y conectarlo siempre en (Y) al conducto principal.

A continuación se presenta una tabla comparativa de ventajas y desventajas de las alternativas de diseño.

ALTERNATIVA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
DISCOS VENTILADOS	Mayor evacuación de calor en comparación a un macizo.	Mayor peso, por consiguiente mayor masa no suspendida.
DISCOS PERFORADOS	Refrigeran las pastillas y superficie del disco	Menos rígidos y/o material caro
DISCOS RANURADOS	Refrigeran superficie del disco, limpian las pastillas y eliminan gases producto de elevadas temperaturas.	Desgaste mayor en la pastilla.
DISCOS DE CARBONO	Soportan temperaturas altas disminuyen el riesgo de fading	Muy caros de fabricar, temperaturas optimas de funcionamiento muy altas.
TAPACUBOS DE VENTILACIÓN	Mejoras en aerodinámica y refrigeración	Poco práctico en vehículos de gama media.
DUCTOS DE VENTILACIÓN	Direccionan el aire hacia los frenos de manera sencilla y barata	Disponibilidad de espacio para instalación

Tabla 2 .1. Ventajas y desventajas de las alternativas de diseño del sistema de ventilación de discos de freno. Fuente: Los Autores.

2.3. Valoración de los sistemas alternativos de ventilación de los discos de freno.

Como ya se estudiaron las diferentes alternativas de diseño, y también se compararon sus ventajas y desventajas mecánicas físicas y económicas, ahora se valorará con una puntuación máxima de diez, entre, costos, disponibilidad en el vehículo, facilidad de construcción, mantenimiento, efectividad, vida útil, contaminación ambiental. A continuación se presenta una tabla de puntuación de cada alternativa.

Alternativa 1	Ítem a valorar	Valoración /10
DISCOS PERFORADOS	Costos	8
	Disponibilidad	8
	Facilidad de construcción	7
	Mantenimiento	9
	Efectividad	6
	Vida útil	6
	Contaminación ambiental	5
TOTAL DISCOS PERFORADOS		51/70

Alternativa 2	Ítem a valorar	Valoración /10
DISCOS RANURADOS	Costos	9
	Disponibilidad	8
	Facilidad de construcción	6
	Mantenimiento	9
	Efectividad	7
	Vida útil	7
	Contaminación ambiental	4
TOTAL DISCOS RANURADOS		50/70

Alternativa 3	Ítem a valorar	Valoración /10
DISCOS DE CARBONO	Costos	2
	Disponibilidad	2
	Facilidad de construcción	2
	Mantenimiento	9
	Efectividad	5
	Vida útil	10
	Contaminación ambiental	4
TOTAL DISCOS DE CARBONO		34/70

Alternativa 4	Ítem a valorar	Valoración /10
TAPACUBOS DE VENTILACIÓN	Costos	3
	Disponibilidad	3
	Facilidad de construcción	3
	Mantenimiento	8
	Efectividad	5
	Vida útil	6
	Contaminación ambiental	8
TOTAL TAPACUBOS DE VENTILACIÓN		36/70

Alternativa 5	Ítem a valorar	Valoración /10
DUCTOS DE VENTILACIÓN	Costos	8
	Disponibilidad	9
	Facilidad de construcción	8
	Mantenimiento	7

	Efectividad	8
	Vida útil	6
	Contaminación ambiental	8
TOTAL DUCTOS DE VENTILACIÓN		54/70

Tablas 2.2. Valoración de alternativas de diseño de ventilación de discos de freno.

ALTERNATIVAS	Total de la valoración /70
Alternativa 1	51
Alternativa 2	50
Alternativa 3	34
Alternativa 4	36
Alternativa 5	54

Tabla 2.3. Resultados de valoración de las alternativas de diseño.

Analizando las cinco alternativas estudiadas en este capítulo, y realizando una comparación y valoración entre ellas, se aprecia que las mejores puntuaciones las obtuvieron la alternativa uno y la cinco, discos de freno perforados y ductos de refrigeración respectivamente, si analizamos detenidamente, que la ventilación del sistema no solo implica la evacuación rápida de calor del disco de freno, sino también de la superficie de la pastilla, con lo que llegamos a la conclusión de combinar estas dos alternativas para el diseño, obteniendo las mayores ventajas de las dos alternativas.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN A TRAVÉS DE UN SOFTWARE ESPECIALIZADO.

3.1. Introducción.

Como ya se manifestó en el capítulo II cuál es la mejor alternativa de diseño del sistema para la ventilación de los discos de freno, ahora se estimara y estudiara brevemente los elementos que se utilizaran para dicho sistema, así como los elementos del sistema de control de temperatura, seguidamente se realizara los cálculos respectivos para dimensionar las características que debe tener los conductos. Siempre tomando en consideración el espacio disponible en el vehículo. Y finalmente simularlo en un software especializado.

3.2. Estimación de los elementos de diseño para ventilación de discos de freno.

3.2.1. Estimación del disco de freno.

Como ya se estudió antes las evoluciones de los discos de frenos, todo empezó con un disco macizo el cual surgió con la necesidad de disponer de un elemento de freno que se encuentre rodeado de aire fresco, nació como una innovación de antiguo tambor, el cual presentaba inconvenientes de refrigeración pues los elementos de fricción se encontraban encerrados y era muy difícil que llegue aire a estas zonas, además la dilatación del tambor a altas temperaturas era un peligro para los ocupantes de un vehículo.

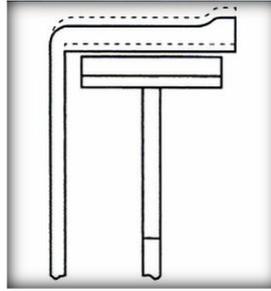


Fig. 3.1. Esquema de la dilatación térmica de un tambor de freno. Fuente:
<http://books.google.es>

Para evitar este tipo de inconveniente los diseñadores de freno innovaron el sistema de disco pero macizo, el cual brindaba una evacuación de calor al ambiente en orden de $250\text{W}/\text{cm}^2$ y no presentaba consecuencias cuando se dilataba, ya que en esta circunstancia el disco se aproximara más a la pastilla, los primeros discos macizos fueron de fundición de hierro.

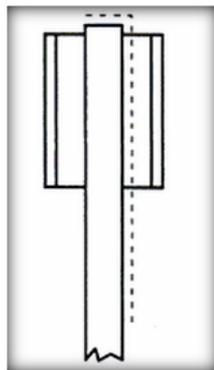


Fig. 3.2. Esquema de la dilatación de un disco de freno. Fuente:
<http://books.google.es>

Como se observa en las dos figuras anteriores, la expansión del tambor causa un aumento de diámetro de este, lo que conlleva a alejarse más de las zapatas, en cambio cuando un disco se expande aumenta el grosor y su diámetro, pero con la ventaja de que cuando el espesor es más grande se apega más a la pastilla.

A medida que las exigencias de los vehículos se hacían cada vez más grandes, las prestaciones de estos como mayores velocidades, involucraba un aumento de la energía cinética que alcanzaban, lo cual afectaba considerablemente a los discos de freno, ya que por su disposición en la parte delantera del vehículo, debían soportar grandes esfuerzos y temperaturas. Más tarde apareció otra innovación pues al mismo

disco se le dotaron de conductos de ventilación en la parte central, lo que logro una mayor evacuación de calor en orden de 750 W/cm^2 .

Nota: La pérdida de calor del disco al ambiente es dependiente de la temperatura alcanzada, temperatura ambiente y de la velocidad de avance del vehículo.

Ahora bien, esto es solo el comienzo de una generación y combinaciones, con la finalidad de obtener un equilibrio entre resistencia del material del disco y la refrigeración del mismo. Los discos ventilados presentaban dos diseños, de alabes rectos y alabes curvos, en estos últimos la velocidad de salida del aire que le atraviesa es mayor, aunque luego aparecieron distintas geometrías de alabes con la finalidad de obtener mejoras en la refrigeración interna. En vehículos de gama media alta se ha instalado un diseño de discos perforados, los cuales presentan mejoras en la refrigeración ya que aparte de ser un disco ventilado posee agujeros en la zona de fricción, logrando llevar aire fresco a las pastillas ventilándolas de mejor manera. Como se dijo antes las perforaciones ocasionan un debilitamiento en la superficie del disco y luego de soportar grandes esfuerzos terminan agrietándose si no se construyen de material reforzado, pero resulta que para vehículos de gama media estas perforaciones se pueden realizar en los discos originales.

La finalidad de diseñar el sistema es evacuar rápidamente la mayor cantidad de calor acumulado en los discos, y la mejor manera de hacerlo es perforar agujeros en las dos superficies para limpiar las zonas de la pastilla y refrigerarlas, y dirigir aire hacia los discos de freno. La velocidad del aire de ingreso a los ductos del disco depende de la velocidad del propio vehículo, como se analizó en el capítulo I existen 4 formas de convección, y con este sistema aportaremos más aire a la última convección la cual aumentara puesto que el aire entrara a mayor velocidad, lo que conlleva a una evacuación de calor más rápida.



Fig. 3.3. Sistema de refrigeración de frenos de porsche. Fuente: www.powerzone.com.uy

3.2.2. Estimación de ductos, y elementos de dirección de aire.

Existen maneras de direccionar aire fresco hacia los discos de frenos calientes, la más barata y sencilla es de disponer de una aleta y ubicarlo a una inclinación adecuada, y fijarlo a la mordaza de tal manera que cuando el vehículo este en movimiento, el aire haga contacto con la pared de la aleta y se dirija a la superficie interna del disco, un inconveniente de esta opción es que solo se refrigeraría una superficie del disco por lo que a futuras este presentara daños superficiales debido a la diferencia de temperatura entre las dos superficies.



Fig. 3.4. Instalación de la aleta de dirección de aire. Fuente: <http://clubc2.es>

Los conductos utilizados para refrigerar los frenos en la Formula 1 resultan de gran ayuda ya que las velocidades de estos vehículos llegan a los 300 Km/h, no requieren de un control de temperatura ya que están diseñados previamente para cada competencia así que se consideran largadas, curvas, deceleraciones, aceleraciones, velocidades máximas, etc. Lo que conlleva a un estudio más profundo, además por las dimensiones y disposición de estos conductos en fórmula 1, resulta práctico ya que por los mismos diseños de carrocería permiten su instalación, en un vehículo de calle no se dispone de esas comodidades ya que la disposición de elementos de suspensión es un factor limitante.

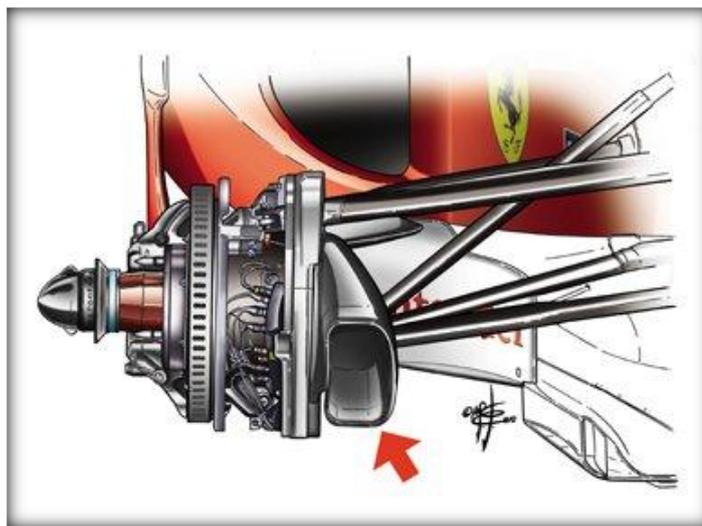


Fig. 3.5. Conducto de ventilación de frenos de un vehículo de fórmula 1. Fuente: <http://3.bp.blogspot.com>

Los conductos destinados a direccionar el aire hacia la zona de los discos se estudian en base a la cantidad de aire que transporten, según Derek Spencer, el diámetro de los conductos debe ser de 3 pulgadas y de un material flexible, para acomodarse a los movimientos en la dirección. También manifiesta que la entrada del fluido debe ser lo más grande posible de manera de ganar caudal y luego velocidad y presión estrangulando con el conducto flexible.



Fig. 3.6. Conducto flexible de traslado de aire. Fuente: <http://clubgta.creatuforo.com>

También surge la necesidad de que el conducto debe estar dispuesto lo más recto posible y evitar las curvas agudas ya que el aire forzado choca con las paredes y pierde velocidad, la parte final del conducto se puede conectar al plato protector del disco, y se debe fijar con brida para asegurarlo.



Fig. 3.7. Acople en el plato protector del disco. Fuente: <http://clubgta.creatuforo.com>

Como sabemos que cuando un material está a altas temperaturas, si es enfriado rápidamente con agua en este caso, existe un choque térmico, lo que provocaría que la tensión del objeto no sea lo suficientemente fuerte y entonces se quebraría el disco. Esto puede suceder en condiciones climáticas severas con presencia de lluvia, el agua entraría a través de los conductos y se dirigiría directamente al disco, ahora bien si estudiamos al diseño de los conductos, este es anillado por así decirlo, entonces las

gotas de agua irán chocando en las paredes internas de esta manera irán quedándose en toda la longitud del conducto, si esto no fuese suficiente en la sección del tubo en donde vira para dirigirse hacia el disco las gotas de agua colapsan ya que el tubo cambia de dirección, es en esta zona en donde se perforaran agujeros de dimensión adecuada en la parte inferior, para el drenaje de agua que se pueda acumular en el anillo del tubo, otras perforaciones se puede aprovechar a lo largo de todo el conducto flexible.



Fig. 3.8. Tubo flexible anillado. Fuente: <http://patentados.com>

3.3. Estimación de los elementos de diseño para controlar la temperatura.

Es necesario controlar la temperatura de los discos de freno, para saber en qué estado de temperatura se encuentran los discos, para lo cual se debe disponer de un circuito electrónico de control.

El circuito electrónico dispondrá de un sensor de temperatura, un procesador, y un actuador, de tal manera que se pueda controlar la admisión de aire cuando las temperaturas del disco se aproximen al límite establecido en este caso según Derek Spencer por debajo de los 176°C aproximadamente.

Existen diferentes tipos de sensores de temperatura pero el que se puede utilizar es un infrarrojo que es el más común utilizado industrialmente.

El sensor es un dispositivo electrónico/mecánico/químico que mapea un atributo ambiental resultando una medida cuantizada, normalmente un nivel de tensión eléctrica.

Particularmente, el sensor infrarrojo es un dispositivo electrónico capaz de medir la radiación electromagnética infrarroja de los cuerpos en su campo de visión. Todos los cuerpos reflejan una cierta cantidad de radiación, esta resulta invisible para nuestros ojos pero no para estos aparatos electrónicos, ya que se encuentran en el rango del espectro justo por debajo de la luz visible.



Fig. 3. 9. Sensor de temperatura infrarrojo. Fuente:
<http://todoproductividad.blogspot.com>

El sensor infrarrojo se halla encapsulado dentro de un canalillo de acero inoxidable, y la señal es analógica, la cual será más tarde transformada en digital, ya que solo así el microprocesador puede captar esta señal.

La sensor debe instalarse en un lugar estratégico de preferencia apuntando a la zona de fricción del disco, hay que tener cuidado con el puntal del sensor ya que en presencia de suciedad puede dar un valor erróneo de temperatura.

El procesador, recibirá información de la temperatura del disco, la cual está programada para comparar un temperatura antes grabada con la del sensor, ahora si la temperatura es mayor a la máxima o se aproxime a 176°C enviara señal a un actuador en este caso un motor lineal.

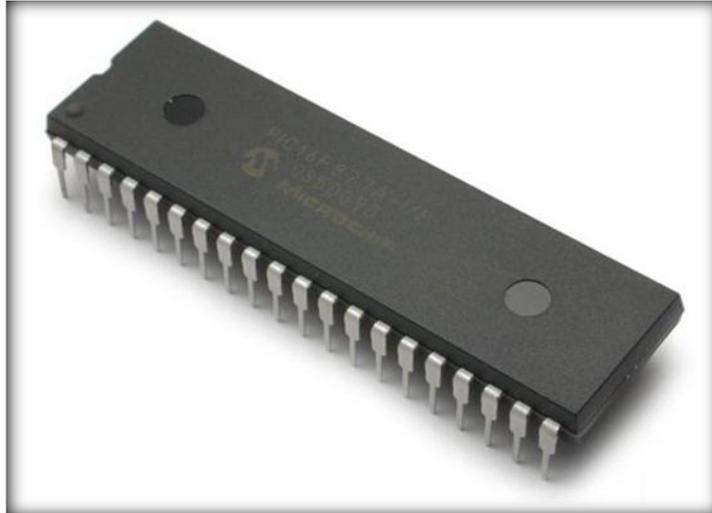


Fig. 3.10. Microprocesador. Fuente: <http://electricly.com>

Ahora cuando la señal llegue a un actuador, en este caso un motor, que estará solidario a una aleta de obturación permitirá el paso de la vía de aire hacia los frenos, para su instalación el conducto de aire deberá ser de un material rígido.



Fig. 3.11. Motor lineal. Fuente: <http://www.steren.com>

La aleta de apertura y cierre debe obturar completamente el paso de aire, y cuando esté abierta debe dejar pasar libremente el aire.

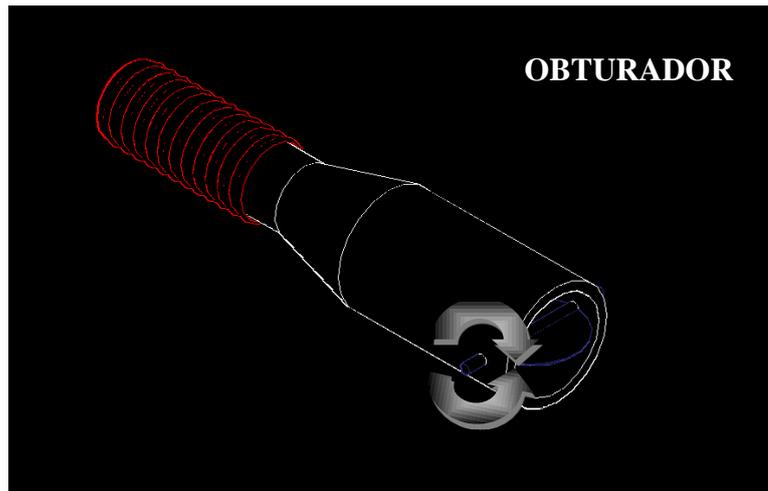


Fig. 3.12. Obturador de aire. Fuente: Los Autores.

La entrada de aire se ubicara en el parachoques ya que solo en esta zona el tubo es recto, y rígido.

Un electro ventilador conectado a las líneas de refrigeración de cada disco, aportaran una cantidad de aire a una velocidad constante, de tal manera que cuando la temperatura sea alta y la velocidad del vehículo baja, el procesador envíe otra señal que encienda el electro ventilador. Los electros ventiladores se colocarán directamente sobre las tuberías de hierro, con la finalidad de no tener pérdidas considerables.



Fig. 3.13. Electro ventilador radial. Fuente: <http://es.farnell.com>

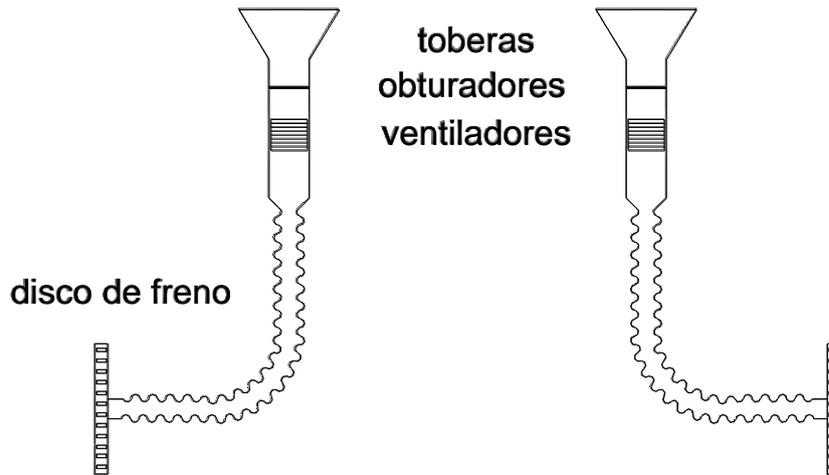


Fig. 3.14. Diagrama del sistema de refrigeración de los discos de freno. Fuente: Los Autores.

Como se puede observar en el diagrama las tuberías principales deben de ser de una dimensión tal que logre el ingreso de la mayor cantidad de aire, pues lo que se busca es tener un buen caudal, y a medida que el aire se dirige a los discos de freno debe ir incrementando su velocidad y presión, por lo que los ductos se restringen, se debe lograr que el circuito de bypass de los electro ventiladores se conecte directamente al circuito principal.

3.4. Diseño del sistema de ventilación.

3.4.1. Cálculo de la convección forzada en los ductos de ventilación del disco de freno asumiendo un aporte a la velocidad de entrada.

Como se indicó antes la intención para mejorar la evacuación de calor del disco, es aumentar la velocidad de ingreso de aire en los ductos de ventilación, así logrando que el coeficiente de transferencia de calor por convección h se incremente. De esta manera la pérdida de calor del disco al ambiente se incrementara también.

Como los cálculos del capítulo I se basaron esencialmente a la velocidad del vehículo de 25m/s, lo ideal sería dirigir esta velocidad de aire mediante los conductos hasta la parte central del disco de freno.

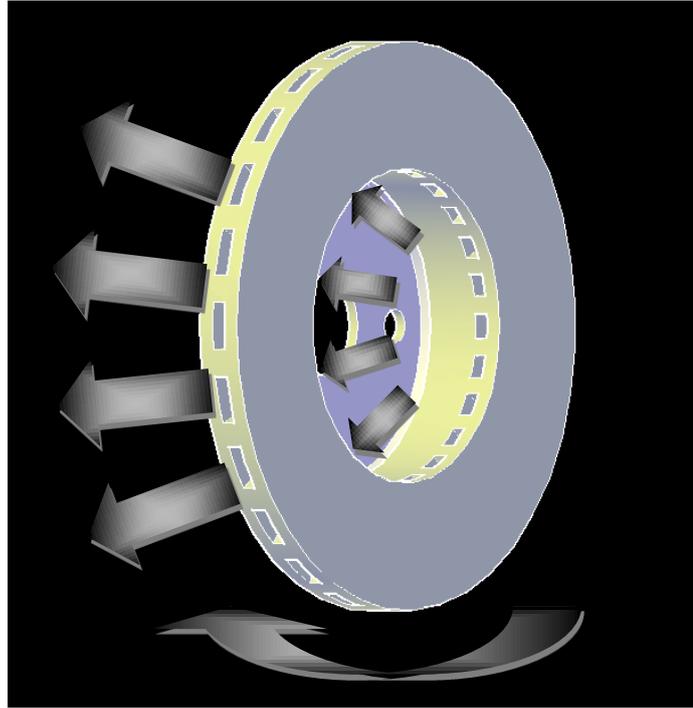


Fig. 3.15. Dirección del flujo de aire por el centro del disco de freno. Fuente: Los Autores.

La velocidad media de un disco ventilado sin ningún artificio para forzar el aire de ingreso, a una velocidad del vehículo de 25m/s es de 3,30 m/s, y una pérdida de calor de 1,06 W, ahora para lograr una mayor velocidad de evacuación de calor, hay que establecer la nueva velocidad media, que se ve afectada por la velocidad de entrada a los ductos de ventilación.

Como se explicó antes en la sección 1.6.2.5 apartado f. del capítulo I el caudal de aire que atraviesa los ductos de ventilación del disco es el mismo en toda la sección, lo que varía es la velocidad de salida así.

$$Q = \pi * a * D1 * C_{1m} = \pi * b * D2 * C_{2m}$$

En donde:

Q : Caudal de aire del interior del álabe (m³/s).

a : Ancho del rodete a la entrada del flujo (m).

$D1$: Diámetro de ingreso (m).

C_{m1} : Velocidad absoluta del fluido a la entrada del canal (m/s).

b : Ancho del rodete a la salida del flujo (m).

$D2$: Diámetro de salida (m).

C_{m2} : Velocidad absoluta del fluido a la salida del canal (m/s).

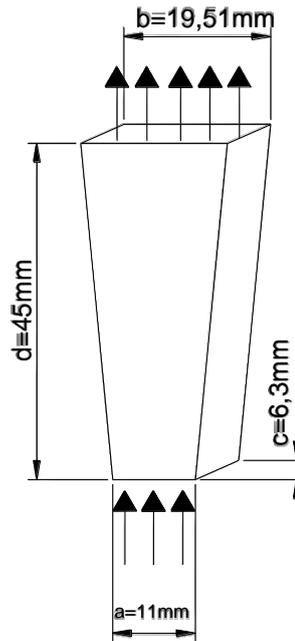


Fig. 3.16. Dimensiones de ducto de ventilación del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Y si reemplazamos los valores que conocemos y despejamos la velocidad de ingreso tenemos.

$$C_{1m} = \frac{\pi * b * D2}{\pi * a * D1} * C_{2m}$$

$$C_{1m} = \frac{19,51mm * 230,7mm}{11mm * 141,8mm} * C_{2m}$$

$$C_{1m} = 2,88C_{2m}$$

Seguidamente la velocidad absoluta de ingreso a los ductos sería la suma de la velocidad por efecto giratorio y la velocidad de avance del vehículo.

$$C_{1m} = V_{\text{giratorio}} + V_{\text{avance}}$$

$$C_{1m} = 5,95\text{m/s} + 25\text{m/s}$$

$$C_{1m} = 30,95\text{m/s}$$

Y la velocidad absoluta de salida es:

$$C_{2m} = \frac{C_{1m}}{2,88}$$

$$C_{2m} = \frac{30,95\text{m/s}}{2,88}$$

$$C_{2m} = 10,75\text{m/s}$$

Ahora se calcula la velocidad media según la ecuación (1.42) así.

$$V_m = \frac{C_{1m} + C_{2m}}{2}$$

$$V_m = \frac{30,95\text{m/s} + 10,75\text{m/s}}{2}$$

$$V_m = 20,85\text{m/s}$$

Con estos valores encontramos el Número de Reynolds según la ecuación (1.46).

Con el diámetro hidráulico ya antes calculado.

Propiedades del aire a 1 atm de presión y 42 °C, Tabla A-15 transferencias de calor

Yunus A. Cengel, presente en el ANEXO 1.

$$Pr = 0,7249$$

$$k = 0,02676\text{W/m}^\circ\text{C}$$

$$\nu = 1,72 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{V_m * Dh}{\nu}$$

$$Re = \frac{20,85m/seg * 0,00877m}{1,72 \times 10^{-5} m^2/s}$$

$$Re = 10631,07$$

El cual es mayor que 10000, por lo tanto es un flujo turbulento, y las longitudes de entrada en este caso son aproximadamente.

$$Lh \approx Lt = 10D$$

En donde:

Lh : Es la longitud hidráulica del ducto (m).

Lt : Es la longitud total del ducto (m).

D : Es el diámetro medio del ducto que se calcula mediante.

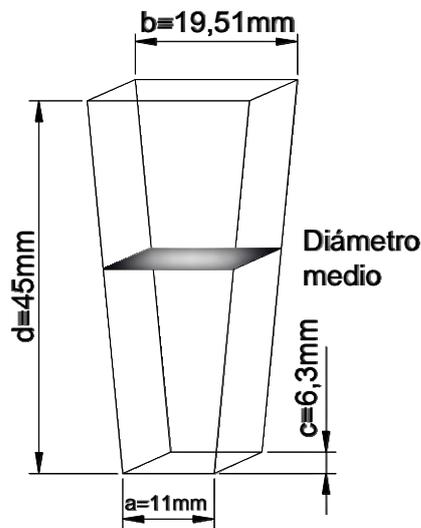


Fig. 3.17. Diámetro medio del ducto del disco. Fuente: Los Autores.

$$D_{medio} = \frac{\left(\frac{a + b}{2}\right) + c}{2}$$

$$D_{medio} = \frac{\left(\frac{11 \text{ mm} + 19,5 \text{ mm}}{2}\right) + 6,3 \text{ mm}}{2} = 10,77 \text{ mm} = 0,0107 \text{ m}$$

$$Lh = 10 * 0,0107m = 0,107m$$

Lo que es mayor que la longitud total del ducto que es de 0,045m, y entonces Nusselt es:

$$Nu = \frac{h * Dh}{K} = 3,66 + \frac{0,065 \left(\frac{D_{medio}}{L}\right) * Re * Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{D_{medio}}{L}\right) * Re * Pr\right]^{2/3}}$$

$$Nu = \frac{h * Dh}{K} = 3,66 + \frac{0,065 \left(\frac{0,0107m}{0,045m}\right) * 10631,07 * 0,7249}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{0,0107m}{0,045m}\right) * 10631,07 * 0,7249\right]^{2/3}}$$

$$Nu = \frac{h * Dh}{K} = 20,7$$

$$h = \frac{k}{Dh} Nu$$

$$h = \frac{0,02514W/m^{\circ}C}{0,00877m} * 20,7$$

$$h = 59,33W/m^2^{\circ}C$$

Como ya se calculó el área superficial anteriormente con la ecuación (1.49), la velocidad de pérdida de calor es:

$$\dot{Q}_{1ducto} = h * As * (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{1ducto} = 59,33W/m^2^{\circ}C * 0,002322m^2 * (64 - 20)^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_{1ducto} = 6,06W$$

De igual manera la pérdida de calor en el disco por todos los ductos es:

$$\dot{Q} = 6,06 * 24$$

$$\dot{Q} = 145,5 W$$

Lo que nos indica que aportando una velocidad de 25m/s al interior del disco hemos ganado 118 W que representa aproximadamente cinco veces más que sin aporte de aire.

3.5. Diseño del sistema de tuberías y accesorios.

3.5.1 Cálculo de la sección de la tubería principal.

Sabiendo que el área media del ducto de ventilación del disco es de $0,0000961\text{m}^2$ y la velocidad de entrada del fluido es de $30,95\text{m/s}$, obtenemos un caudal $Q = 0,00297\text{m}^3$, este caudal será para un solo ducto de ventilación pero como el disco contiene 24 ductos se multiplicara por este número lo que nos da un caudal total que necesitaríamos al ingreso del disco para poder distribuirlo de manera igual, entonces:

$$Qt = Q * 24$$

$$Qt = 0,00297\text{m}^3/\text{s} * 24$$

$$Qt = 0,0713\text{m}^3/\text{s}$$

Ahora, sabiendo que caudal de aire necesitamos en la entrada del disco para su refrigeración, calculamos el área de sección transversal de la tubería que va a llevar este caudal y a una velocidad impuesta por la velocidad del vehículo que es de 90Km/h por tanto $V_{\text{aire}} = 25 \text{ m/s}$.

$$A_{\text{tubo}} = \frac{Qt}{V_{\text{aire}}} \quad (3.1)$$

$$A_{\text{tubo}} = \frac{0,0713\text{m}^3/\text{s}}{25 \text{ m/s.}}$$

$$A_{\text{tubo}} = 0.00285\text{m}^2$$

Se puede aplicar un tubo circular calculamos el radio para saber la dimensión de este.

$$A_{\text{tubo}} = \pi * r^2 \quad (3.2)$$

$$r = \sqrt{\frac{A_{tubo}}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{0.00285m^2}{\pi}}$$

$$r = 0,030m$$

$$Diametro = 0,0602m \approx 6cm$$

El cálculo indica que para que llegue este caudal y a esta velocidad de aire al disco de freno para refrigerarlo, se necesita una conducto o tubería de diámetro de 6cm, esto sería lo ideal, pero como todavía no están tomadas en cuenta las restricciones y las pérdidas, tenemos que recalcular y redimensionar según estos requerimientos.

3.5.2. Cálculo de la sección de la campana.

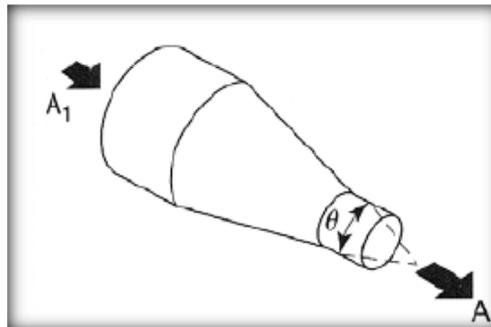


Fig. 3.18. Sección de la campana. Fuente: <http://www.emc.uji.es>

En donde:

A : Es el área de la sesión más delgada de la campana (m^2).

$A1$: Es el área de la sesión más ancha de la campana (m^2).

Para dimensionar el área de entrada de la campana debemos considerar que tenemos una sección de área A en la parte más delgada de $28,5cm^2$, pero necesitamos que la velocidad el aire este a $25m/s$, lo que nos conduce a las tablas de pérdidas por rozamiento en conductos circulares presente en el ANEXO 5 que muestra que para

que haya una pérdida de aproximadamente 100 Pa/m necesitamos que pase por esa área un caudal de 100 l/s y esto es igual a $0,1\text{m}^3/\text{s}$.

Entonces ya con el caudal necesario y la velocidad de entrada calculamos el área de entrada de la campana ($A1$):

$$A1 = \frac{Q}{V_{aire}}$$

$$A1 = \frac{0,1\text{m}^3/\text{s}}{25\text{m}/\text{s}}$$

$$A1 = 0,004\text{m}^2$$

Con estas dos áreas ya obtenidas sacamos una relación entre ellas y de acuerdo a esta obtenemos las pérdidas que se dan en la campana de acuerdo al ángulo de abertura que nos impongamos.

$$\frac{A1}{A} = \frac{0,004\text{m}^2}{0,00285\text{m}^2} = 1,4$$

Lo que da una relación de 1,4 con esta relación nos conducimos a las tablas de pérdidas por accesorios presente en el ANEXO 6, y tomamos la relación más cercana que es de 2 y con esta vemos cuanto es la pérdida de acuerdo al ángulo de la campana.

Para tener la menor pérdida es este fase hemos tomado un ángulo para la campana de 10° .

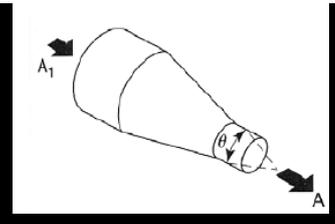
A_1/A	θ						
	10°	$15^\circ - 40^\circ$	$50^\circ - 60^\circ$	90°	120°	150°	180°
2	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
4	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
6	0,05	0,04	0,07	0,18	0,28	0,36	0,42
10	0,05	0,04	0,07	0,19	0,29	0,37	0,43

Tabla 3.1. Coeficiente de pérdida en campana. Fuente: <http://www.emc.uji.es>

Por consecuencia las dimensiones de la campana son:

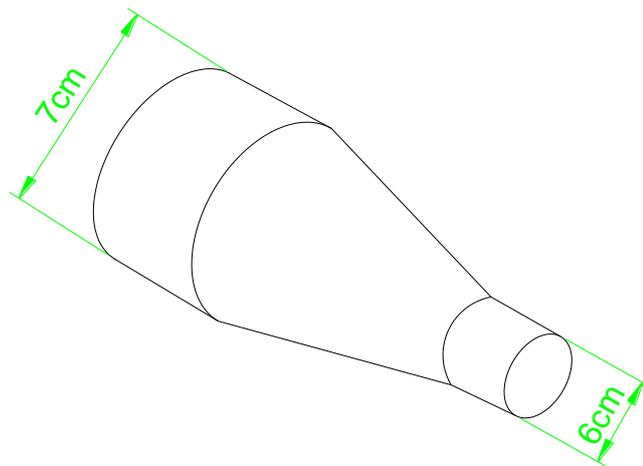


Fig. 3.19. Dimensiones de la campana. Fuente: Los Autores.

Y el coeficiente de pérdida que se producen con estas áreas y este ángulo de 10° es $C= 0,05$.

Entonces se calcula la diferencia de presión en la campana así:

$$\Delta P = C * \rho * \frac{V_p^2}{2} \quad (3.3)$$

En donde:

ΔP : Es la diferencia de presión (Pa).

C : Coeficiente de pérdida de la campana (adimensional).

ρ : Es la densidad del aire (Kg/m^3).

V_p : Es la velocidad en la sección A de la campana. Y se calcula mediante.

$$V_p = \frac{Q}{A_A}$$

$$V_p = \frac{0,1 \text{ m}^3/\text{s}}{0,002827 \text{ m}^2}$$

$$V_p = 35,37 \text{ m/s}$$

Como se observa la velocidad en la tubería principal llega ahora a 35m/s de los 25 m/s asumidos inicialmente. Con esta velocidad se calcula la diferencia de presión.

$$\Delta P = 0,05 * 1,204 \text{ kg/m}^3 * \frac{(35,37 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\Delta P = 37,66 \text{ Pa}$$

Ahora vamos a calcular la pérdida de presión debido a la fricción por la tubería principal, para lo cual se considera la nueva velocidad obtenida, el caudal de 100 l/s es el mismo.

En la tabla de pérdidas de presión presente en el ANEXO 5 se observa que para dicha velocidad y caudal las pérdidas son de más de 100 Pa/m, aproximadamente 200 Pa/m.

Calculamos ahora las pérdidas que se dan en los codos que en este caso se va a suponer que se trata de un codo de 5 piezas flexible.

Para no tener una curvatura cerrada se puede lograr que la tubería no sea muy pronunciada, por lo que la relación R/D sea de 1,5 de esta manera se obtiene un coeficiente de pérdida de 0,24.

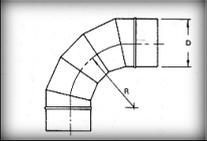
PIEZAS	R/D				
	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00
5	-	0,46	0,33	0,24	0,19
4	-	0,50	0,37	0,27	0,24
3	0,98	0,54	0,42	0,34	0,33

Tabla 3.2. Coeficiente de pérdida en tobos acodados de 3 4 y 5 piezas. Fuente: <http://www.emc.uji.es>

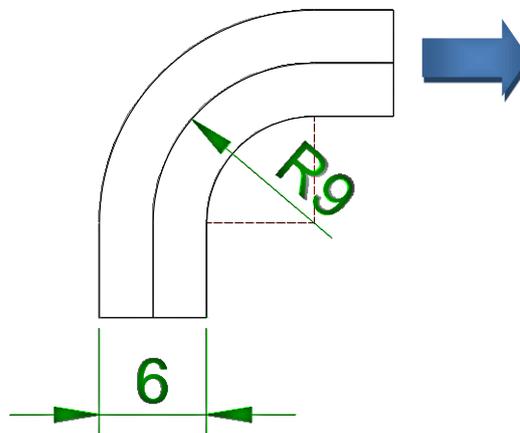


Fig. 3.20. Dimensión del radio y diámetro (cm) de la tubería acodada. Fuente: Los Autores.

En seguida se calcula la pérdida de presión en el codo de la tubería.

$$\Delta P = 0,24 * 1,204 \text{Kg/m}^2 * \frac{(35,37 \text{m/s})^2}{2}$$

$$\Delta P = 153,72 \text{ Pa}$$

A continuación se calcula las pérdidas totales.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{campana} + \Delta P_{tuberia} + \Delta P_{codo}$$

$$\Delta P_{total} = 37,66 \text{ Pa} + 200 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} * (0,66\text{m}) + 153,72\text{Pa}$$

$$\Delta P_{total} = 323,38\text{Pa}$$

3.5.3. Cálculo de la presión dinámica en la tubería.

Se ha visto que la presión dinámica, expresada en términos de metros de altura de columna de agua, responde a la expresión:

$$PD = \frac{V^2}{2 * g} * \frac{\rho}{1000} \quad (3.4)$$

En donde:

PD: Es la presión dinámica en el sistema (metros de columna de agua mcda).

V: Es la velocidad del aire (m/s).

g : Es la aceleración gravitatoria (m/s²).

ρ: es la densidad del aire (Kg/m³).

Entonces la presión es:

$$PD = \frac{\left(\frac{35,37\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 9,8\text{m/s}^2} * \frac{1,204\text{Kg/m}^3}{1000}$$

$$PD = 0,0768\text{mcda} \approx 753,15\text{Pa}$$

Como sabemos que la presión total del sistema está influenciada también por la presión estática que en este caso viene a ser la presión atmosférica (PA) y cuyo valor es de 101325 Pa, entonces la presión total es:

$$P_{total} = PD + PA \quad (3.5)$$

$$P_{total} = 753,15Pa + 101325Pa$$

$$P_{total} = 102078,15$$

Y considerando las pérdidas de presiones, se calcula la presión al final de la tubería.

$$P_{final} = P_{total} - \Delta P$$

$$P_{final} = 102078,15 - 323,38Pa$$

$$P_{final} = 101754,77Pa$$

3.6. Rediseño del sistema de tuberías.

Según los cálculos anteriores y el análisis de las tablas para diseño de tuberías, el sistema deberá tener unos ductos circulares de aproximadamente 6 cm de diámetro para una velocidad de avance de 25 m/s.

Ahora si revisamos las tablas de diseño de ductos, esta indica que para dicha velocidad se necesita una tubería de 8cm de diámetro, pero esto implica una pérdida de 100 Pa/m de presión por lo que no influye de manera considerable.

Si tomamos en consideración todo lo referente al ángulo de ataque del vehículo, disponer de una tubería de 8cm por debajo de este, implica una pérdida de este ángulo lo cual perjudica a la capacidad de evadir los obstáculos por delante del vehículo, ahora si nos fijamos en la tabla de diámetros equivalentes, presente en el ANEXO 7, se observa que para este diámetro se puede utilizar una tubería de sección rectangular de 40X130 mm de lado.

Lo que implica que ya no se perdería 8 cm en el ángulo de ataque sino tan solo 4 cm.

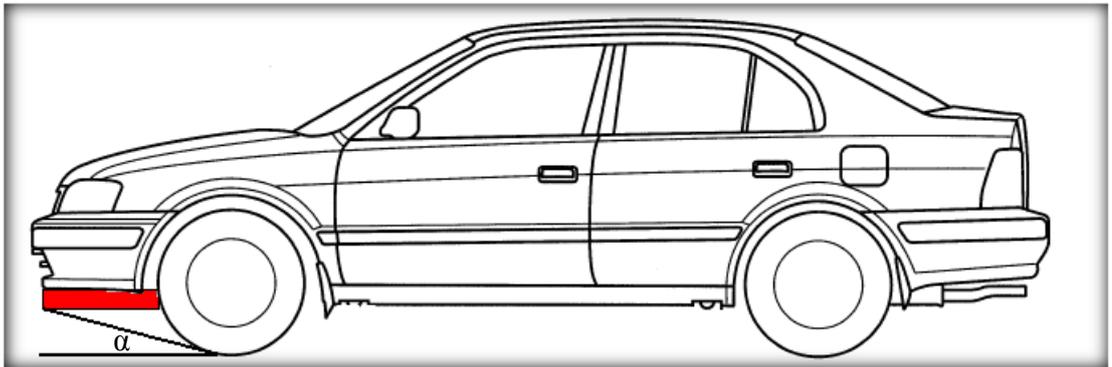
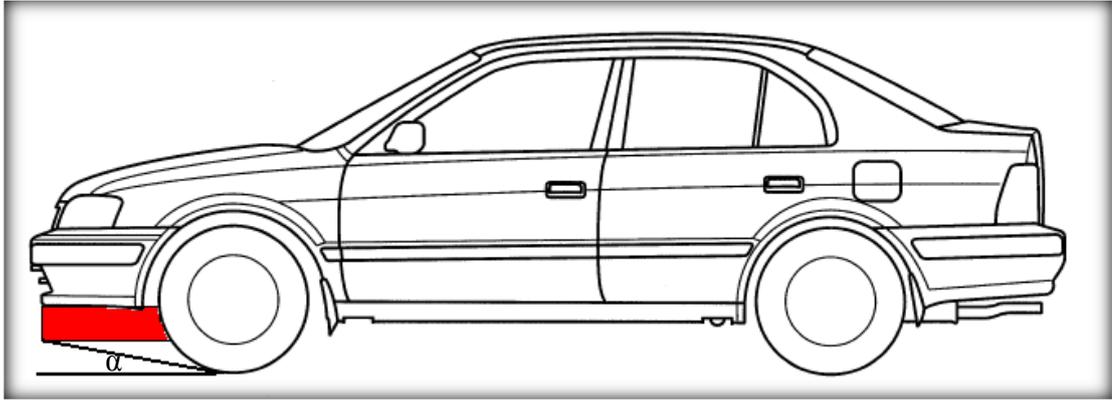


Fig. 3.21. Ángulo de ataque del vehículo incorporado las tuberías de ventilación.

Fuente: Los Autores.

Cálculo del ángulo de ataque.



Fig. 3.22. Dimensiones estándar del ángulo de ataque del vehículo. Fuente: Los

Autores.

El ángulo de ataque es:

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{\text{cat opuesto}}{\text{hipotenusa}} \quad (3.6)$$

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{27}{70}$$

$$\alpha = 22,68^\circ$$

Ahora con la tubería instalada el ángulo disminuye así.

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{23}{70}$$

$$\alpha = 19,28^\circ$$



Fig. 3.23. Dimensiones modificadas del ángulo de ataque del vehículo. Fuente: Los Autores.

Y la pérdida del ángulo de ataque es:

$$\alpha_{\text{perdida}} = 22,68^\circ - 19,28^\circ$$

$$\alpha_{\text{perdida}} = 3,4^\circ$$

Perdidas de presión del sistema

La pérdida de presión de la tubería que tendrá una longitud de 0,6 m incluido la tubería flexible es:

$$\Delta P_{fricción} = 100Pa/m * 0.60m$$

$$\Delta P_{fricción} = 60Pa$$

Para direccionar el aire de mejor manera y ganar más caudal, se puede implementar a la entrada de la tubería una campana, cuyas dimensiones no provoquen pérdidas de presión, y las dimensiones de la tobera sería de 150X40cm, además se debe cambiar de sección rectangular a circular, debido a la facilidad de encontrar tuberías circulares flexibles, ya que los restrictores se apoyaran en el plato de suspensión del vehículo, el cual estará sometido a oscilaciones.

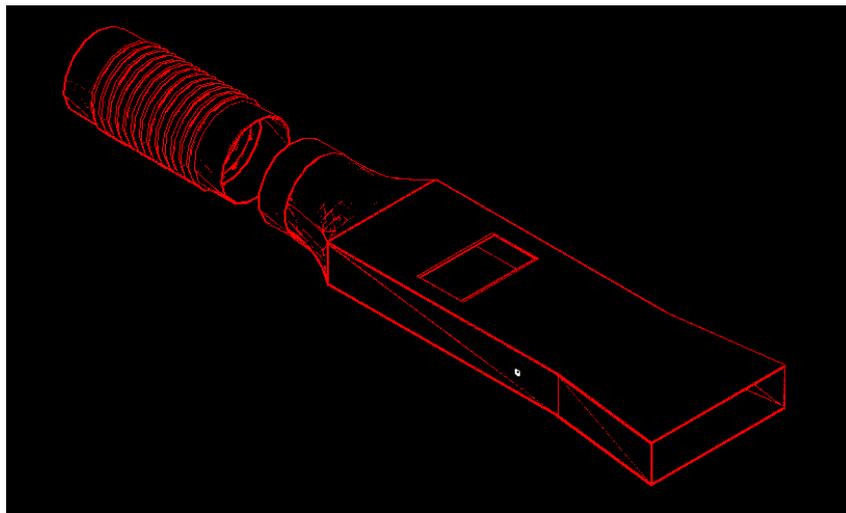


Fig.3.24. Campana y tuberías del sistema de ventilación. Fuente: Los Autores.

El caudal de ingreso de aire es:

$$Q = V * A$$

$$A = L * L$$

$$A = 15cm * 4cm$$

$$A = 60cm^2 = 0,006m^2$$

$$Q = 25m/s * 0,006m^2$$

$$Q = 0,15m^3/s$$

Lo ideal sería mantener el mismo diámetro de tubería durante todo el paso de aire hasta el punto de descarga, pero en la realidad no se puede porque es necesario reducir el diámetro de la tubería por la disponibilidad del vehículo y lo más importante, para que el aire desemboque en el disco de freno lo debe hacer por una sección de 1 plg, por tanto esta reducción es de 76 mm a 24mm.

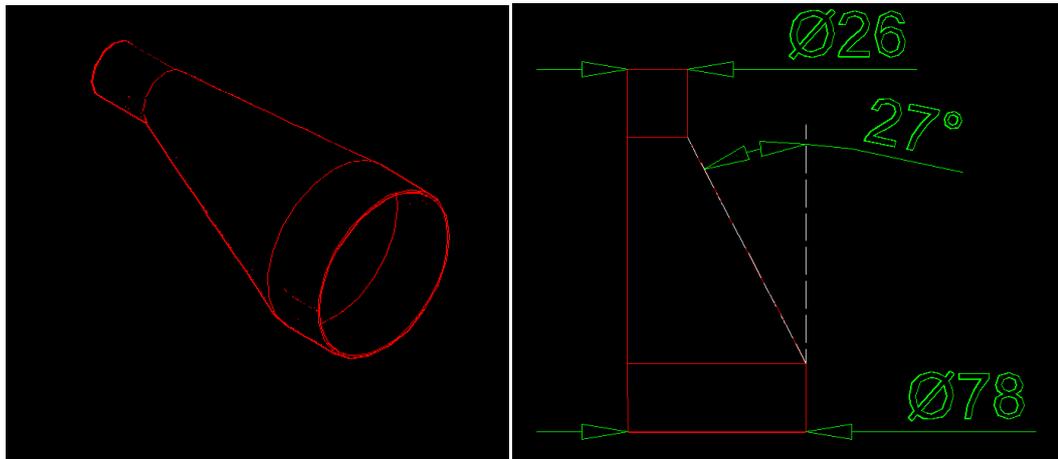


Fig. 3.25. Restricción del ducto de ventilación. Fuente: Los Autores.

Para esta reducción tomamos los datos de la tabla 3.1

Conociendo el A_1 y A en las tuberías para la reducción calculamos las pérdidas y el ángulo de que necesitamos para la reducción.

A_1 es:

$$A_1 = \pi r^2$$

$$A_1 = \pi(3,8cm)^2$$

$$A_1 = 45,36cm^2 = 0,004536m^2$$

A es:

$$A = \pi r^2$$

$$A = \pi(1,2cm)^2$$

$$A = 4,54cm^2 = 0,000452m^2$$

La relación de áreas es:

$$\frac{A1}{A} = \frac{0,004536m^2}{0,000452m^2}$$

$$\frac{A1}{A} = 10,09$$

Con esta relación, y un ángulo de 27°, el coeficiente de pérdida es $C= 0.05$

La pérdida de presión es:

$$\Delta P = C * \rho * \frac{Vp^2}{2}$$

$$\Delta P = 0,05 * 1,204kg/m^3 * \frac{(25m/s)^2}{2}$$

$$\Delta P = 18,81Pa$$

En cuanto a la pérdida por el codo a 90°

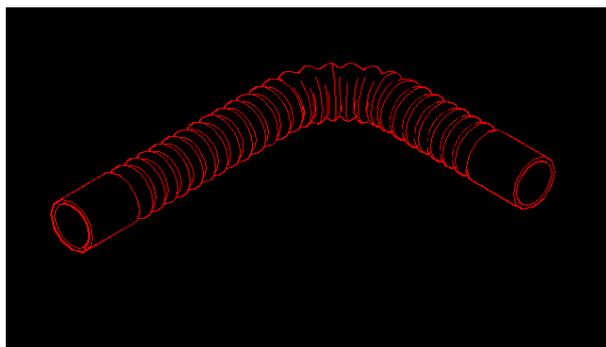


Fig. 3.26. Codo en el tubo flexible. Fuente: Los Autores.

Para obtener el radio de curva con la menor pérdida posible se realizó lo siguiente:

Como ya tenemos el diámetro de la tubería que es de 2,4 cm y según la tabla 3.2 de la relación entre el radio de curva y el diámetro para la menor pérdida es de 1,50 en un codo de 5 piezas.

$$\frac{R_{curva}}{D} = 1,50$$

El factor de pérdida C es:

$$C = 0,24$$

$$R_{curva} = 1,50 * D$$

$$R_{curva} = 1,50 * 2,4cm$$

$$R_{curva} = 3,6cm = 0,036m$$

La pérdida de presión es:

$$\Delta P = C * \rho * \frac{Vp^2}{2}$$

$$\Delta P = C * \rho * \frac{Vp^2}{2}$$

$$\Delta P_{codo} = 0,24 * 1,204kg/m^3 * \frac{(25m/s)^2}{2}$$

$$\Delta P_{codo} = 90,30 Pa$$

La suma de todas las pérdidas de presión es:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{friccion} + \Delta P_{codo} + \Delta P_{disminición de area}$$

$$\Delta P_{total} = 60Pa + 90,30 Pa + 18,81Pa$$

$$\Delta P_{total} = 169,11Pa$$

A continuación se calcula la presión dinámica “PD” para después ser sumada la presión estática y encontrar la presión de aire en la entrada de los ductos de ventilación del disco de freno.

Presión dinámica “PD” es:

$$PD = \frac{V^2}{2 * g} * \frac{\rho}{1000}$$

$$PD = \frac{(25m/s)^2}{2 * 9,8m/s^2} * \frac{1,204kg/m^3}{1000}$$

$$PD = 0,0383mca \approx 376,50Pa$$

Presión estática “PE” es:

$$PE = 1atm = 101325 Pa$$

La presión de entrada en el sistema “PS” es:

$$PS = PD + PE$$

$$PS = 376,50Pa + 101325Pa$$

$$PS = 101701,50Pa$$

Entonces la presión al final de la tubería “PF” con las pérdidas calculadas es:

$$PF = PS - \Delta P_{total}$$

$$PF = 101701,50Pa - 169,11Pa$$

$$PF = 101532,39Pa$$

Ahora calculamos la velocidad de llegada al disco de freno.

$$V = \frac{Q}{A}$$

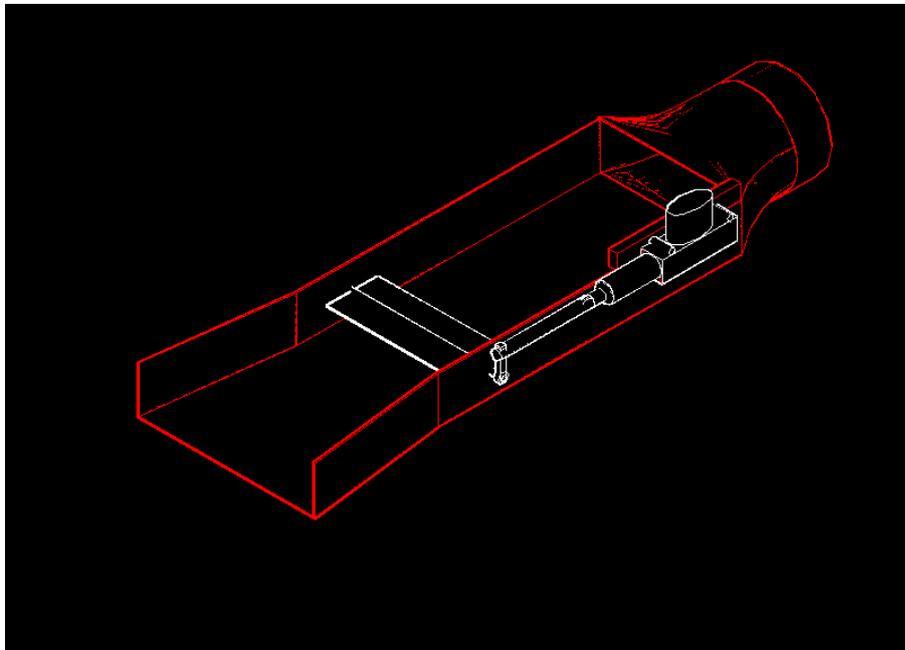
$$V = \frac{0,15m^3/s}{0,00045m^2}$$

$$V = 305,57m/s$$

Nota: Se observa que esta velocidad es extremadamente alta, este valor es teórico, y se comprobará más adelante en la simulación en el software.

3.6.1. Cálculo de la rotación de la aleta de obturación.

La aleta de obturación del aire estará ubicada después de la campana de la tubería, por lo que rotará por medio de un motor y palanca.



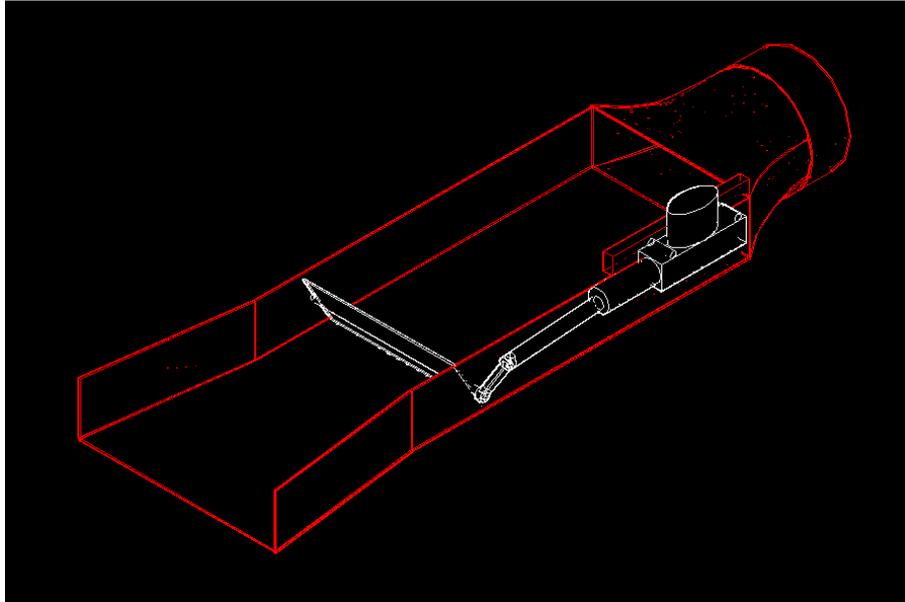


Fig. 3.27. Accionamiento de la aleta de obturación de aire. Fuente: Los Autores.

El desplazamiento del vástago del motor de la aleta es de 25mm, el cual lograra la rotación de la aleta solidaria a una palanca. El ángulo de rotación de la aleta debe ser menor a 90° , la altura del canal de obturación es de 40mm.

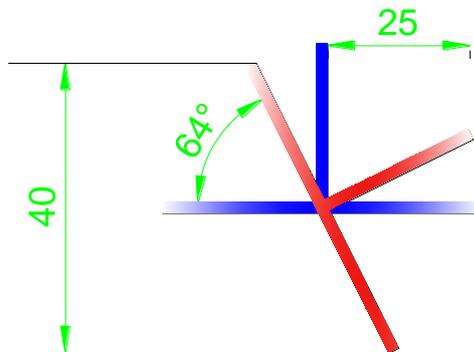


Fig.3.28. Cotas de accionamiento de aleta de obturación. Fuente: Los Autores.

Bajo estas condiciones las dimensiones de la aleta y de la palanca son:

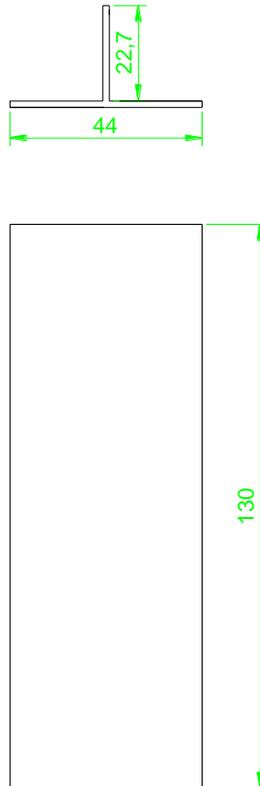


Fig. 3.29. Dimensiones de la aleta y palanca. Fuente: Los Autores.

3.6.2. Diseño de perforación de los discos de freno.

Para perforar los discos de freno, hay que considerar, ciertas cosas tales como, resistencia del material. Lugar de perforación, diámetro del agujero y sobretodo la disposición de estos.

Por lo cual los agujeros no deben ser radiales, para evitar trizaduras entre ellos, debe practicarse dos agujeros por cada ducto de ventilación del disco, uno por cada superficie de contacto, y el diámetro de este no será mayor a la sección mínima del ducto.

En base a las dimensiones de los discos originales del vehículo, se van a practicar un total de 48 agujeros, 24 por cada superficie de contacto, el diámetro de los agujeros no deben ser mayores a 5mm ya que la sección del ducto de ventilación es de 11mm, quedando tan solo 3mm de material solido a los lados del agujero.

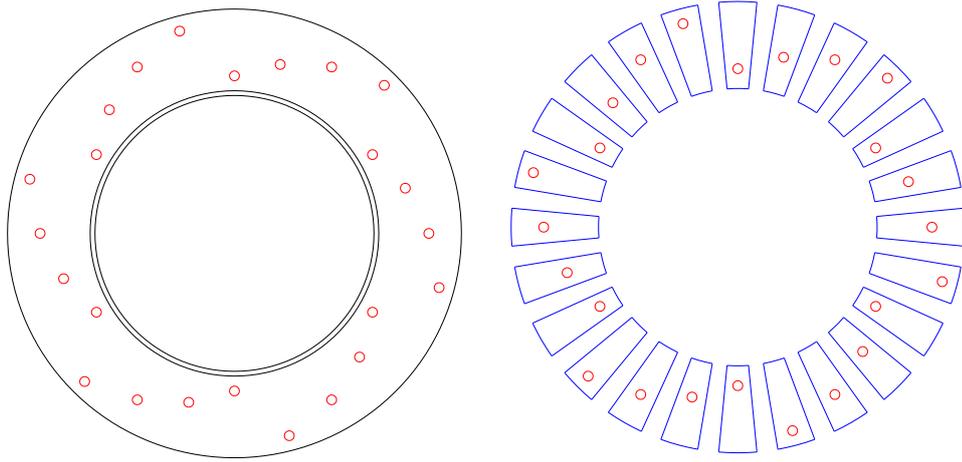


Fig.3.30. Diseño de las perforaciones del disco de freno. Fuente: Los Autores.

3.6.2.1. Cálculo de la transferencia de calor en los agujeros de perforación del disco de freno.

Con el diámetro de los agujeros de 5mm se calcula la transferencia de calor, teniendo en consideración, que el disco de freno recibe dos convecciones en la superficie de contacto, una lateral y la rotatoria.

a.- Convección Lateral en agujeros de perforación.

Primeramente se calcula el número de Reynolds según la ecuación (1.31).

$$Re_L = \frac{V * L}{\nu_D}$$

En donde:

V : Es la velocidad media del aire (20,85m/s).

L : Es la longitud del agujero en este caso el diámetro (m).

ν_D : Es viscosidad cinemática de Denver.

De misma manera las propiedades del aire se toman en base a la temperatura de película.

Con la viscosidad cinemática y la presión del aire calculamos la viscosidad de Denver.

$$v_D = \frac{v}{P}$$

En donde:

v_D : Viscosidad de Denver (m^2/s).

v : Viscosidad cinemática del aire temperatura promedio en este caso $42^\circ C$ ($1,72 \times 10^{-5} m^2/s$).

P : Presión atmosférica = 1 atm

Entonces se calcula:

$$v_D = \frac{1,72 \times 10^{-5} m^2/s}{1 atm}$$

$$v_D = 1,72 \times 10^{-5} m^2/s$$

Entonces el Número de Reynolds es:

$$Re_L = \frac{V * L}{v_D}$$

$$Re_L = \frac{20,85 m/s * 0,005 m}{1,72 \times 10^{-5} m^2/s}$$

$$Re_L = 6061$$

El cual es menor al número crítico de Reynolds por lo tanto es un flujo laminar y el número de Nusselt promedio se determina a partir de:

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 * Re_L^{0,5} * Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,664 * 7267,44^{0,5} * 0,7249^{1/3}$$

$$Nu = 46,43$$

Con el valor del número de Nusselt se calcula el coeficiente de convección para placas planas.

$$h = \frac{k}{L} * Nu$$

$$h = \frac{0,02676W/m^{\circ}C}{0,005m} * 46,43$$

$$h = 248,5W/m^2^{\circ}C$$

El área del agujero rodeada de aire y el que va a permitir la ventilación de la superficie de la pastilla es:

$$As = n * \pi * r^2$$

En donde n es el número de agujeros en el disco de freno, en este caso son 48 agujeros, entonces:

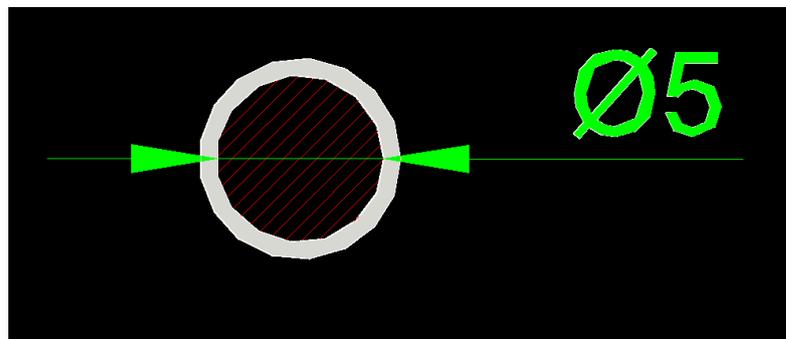


Fig. 3.31. Diámetro del agujero de perforación de disco de freno. Fuente: Los Autores.

$$As = 48 * \pi * (0,0025m)^2$$

$$As = 9,42X10^{-4}m^2$$

Entonces la velocidad de transferencia de calor desde el disco hacia el ambiente por convección lateral es:

$$\dot{Q} = h * As * (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q} = 248,5W/m^2\text{C} * 9,42 \times 10^{-4}m^2 * (64\text{C} - 20\text{C})$$

$$\dot{Q} = 10,3W$$

Y el área del agujero que permitirá la ventilación del disco del freno es:



Fig. 3.32. Profundidad del agujero de perforación. Fuente: Los Autores.

$$A_s = 48 * p * e = \pi * D * e$$

$$A_s = 48 * \pi * 0,005m * 0,00581m$$

$$A_s = 0,0044m^2$$

Entonces la pérdida de calor es:

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q} = 248,5, W/m^2\text{C} * 0,0044m^2 * (64\text{C} - 20\text{C})$$

$$\dot{Q} = 48W$$

b.- Convección por efecto Rotatorio en agujeros de perforación.

El número de Reynolds por efecto giratorio según la ecuación (1.34) es:

$$Re_g = \frac{D^2 * \omega}{\nu}$$

$$Re_g = \frac{(0,005m)^2 * 83,99rad/s}{1,72 \times 10^{-5}m^2/s}$$

$$Re_g = 122$$

El cual es menor al número crítico de Reynolds por lo tanto es un flujo laminar y el número de Nusselt promedio se determina a partir de:

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 * Re_g^{0,5} * Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,664 * 122^{0,5} * 0,7249^{1/3}$$

$$Nu = 6,58$$

Y el coeficiente de convección es:

$$h = \frac{k}{L} Nu$$

$$h = \frac{0,02676W/m^{\circ}C}{0,005m} * 6,58$$

$$h = 35,22W/m^{2^{\circ}C}$$

Ya se calculó el área superficial de los agujeros que ventilaran a la superficie de la pastilla, ahora se calcula la pérdida de calor.

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q} = 35,22W/m^{2^{\circ}C} * 9,42 \times 10^{-4} m^2 * (64^{\circ}C - 20^{\circ}C)$$

$$\dot{Q} = 1,46W$$

De la misma manera para la transferencia de calor del disco, se considera el área del contorno del agujero.

Entonces la pérdida de calor es:

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q} = 35,22W/m^{2^{\circ}C} * 0,0044m^2 * (64^{\circ}C - 20^{\circ}C)$$

$$\dot{Q} = 7W$$

Y la pérdida de calor total por los agujeros de perforación es:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{lateral\ pastilla} + \dot{Q}_{lateral\ disco} + \dot{Q}_{giratorio\ pastilla} + \dot{Q}_{giratorio\ disco}$$

$$\dot{Q}_{total} = 10,3W + 48W + 1,46W + 7W$$

$$\dot{Q}_{total} = 66,8 W$$

3.7. Selección del ventilador.

Otro parte del sistema es el implemento de un sistema de ventilación adicional en caso de que tengamos un calentamiento excesivo de los discos de freno a bajas velocidades, esto se dará por medio de ventiladores activados por sensores de temperatura y velocidad del vehículo.

Como el espacio por debajo del vehículo es limitado, lo que se desea es tener los ventiladores lo más cercanos a las tuberías principales, lo más conveniente es colocarlos sobre las propias tuberías.

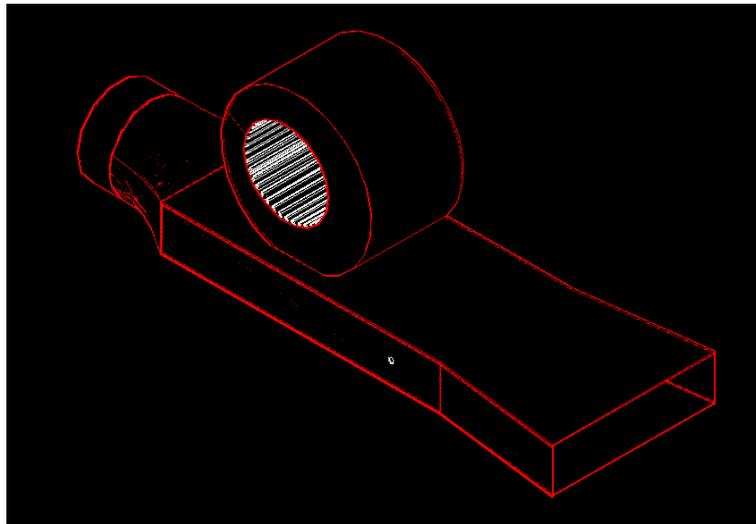


Fig. 3.33. Ventilador sobre ducto de ventilación. Fuente: Los Autores.

Como primer paso es buscar el ventilador con las características que cumplan con nuestras necesidades.

- Como son un caudal de llegada al final del ducto de $0,0713\text{m}^3/\text{s}$ que es aproximadamente 150 CFM
- Otra de los puntos importantes son las dimensiones, que no exceda las longitudes que poseemos como máximas en el lugar que va acoplado.
- También necesitamos un ventilador que nos proporcione una velocidad del aire de mínimo 25 m/s.

Estas características las cumplen un ventilador industrial, de grandes dimensiones y sobretodo son de corriente alterna, las cuales es imposible acoplar a un vehículo. Por lo cual nos limitamos a disponer de uno de aplicación automotriz.

3.7.1. Ventilador centrífugo curvado hacia delante.

Los ventiladores centrífugos de álabes curvos adelantados ofrecen soluciones silenciosas y compactas al movimiento de aire, al mismo tiempo que ofrecen un gran caudal de aire sin la necesidad del tamaño del mismo, por su disposición de aletas además son de bajo costo de mantenimiento y larga duración.

3.7.1.1. Características Principales.

Los motores de los ventiladores son del tipo rotor exterior, que como su nombre lo indica llevan el rotor en la parte exterior del motor, quedando el estator en la parte interior. Esto implica una ventilación directa de rotor, así como una mayor inercia que se traduce en una mayor estabilidad de funcionamiento. Asimismo, permite fijar el rodete sobre el mismo rotor con lo cual se logra el concepto de ventilador compacto.

Con el siguiente grafico se puede hacer una comparación entre caudal, velocidad, régimen de giro y las longitudes del ventilador, lo que nos permite escoger un modelo de acuerdo a nuestra necesidad y en concordancia a lo que existe en el mercado.

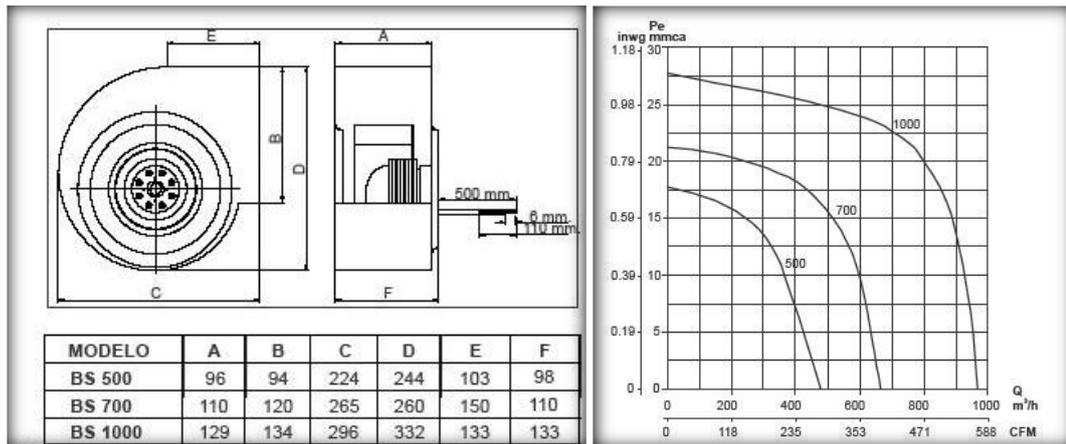


Fig. 3.34. Características de un ventilador centrífugo, curvado hacia adelante. Fuente: Los Autores.

ΔP (mm.c.a)	Velocidad (m/s)	
	Centrifugo	Axial
6	2-2,5	4.5-7,5
12	2,5-7,5	6.5-9,5
18	3,5-8,5	8,5-11,5
25	4-10	9,5-13,5
27	4-12,5	-

Tabla 3.3. Velocidades centrifugas y axiales de los ventiladores en función de la presión. Fuente: <http://www.e-ventilation.com>, Autores.

Donde el rendimiento total del ventilador oscila entre 0.3 y 0.5 en ventiladores centrífugos pequeños, 0.5 y 0.7 en los de tamaño medio y entre 0.7 y 0.9 en los de grandes dimensiones.

Con estos datos obtenidos del fabricante hemos escogido el ventilador modelo BS 500 que nos satisface y va más acorde a los puntos planteados para el sistema.

3.8. Despiece del sistema en tres dimensiones.

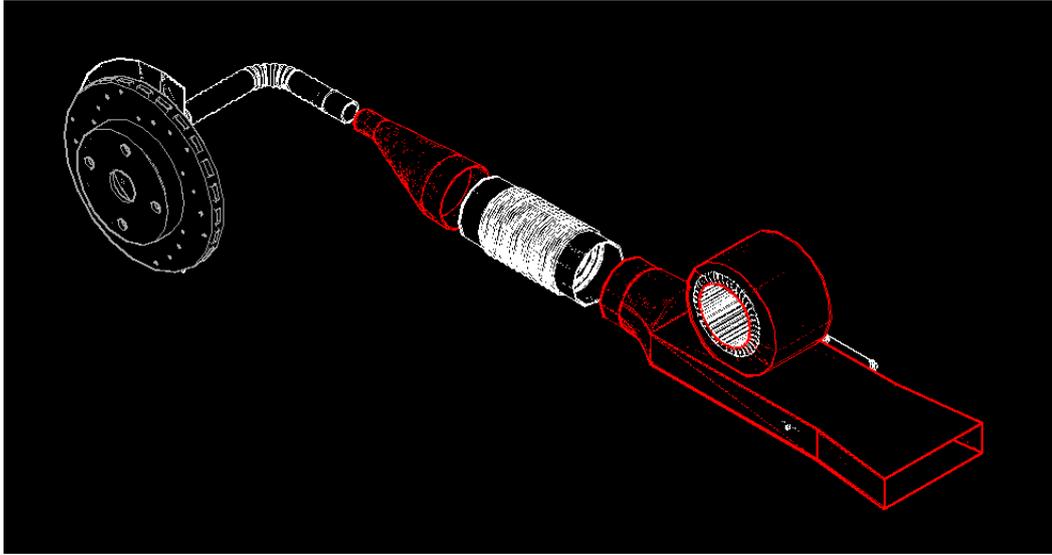


Fig. 3.36. Vista isométrica sudoeste del sistema de ventilación. Fuente: Los Autores.

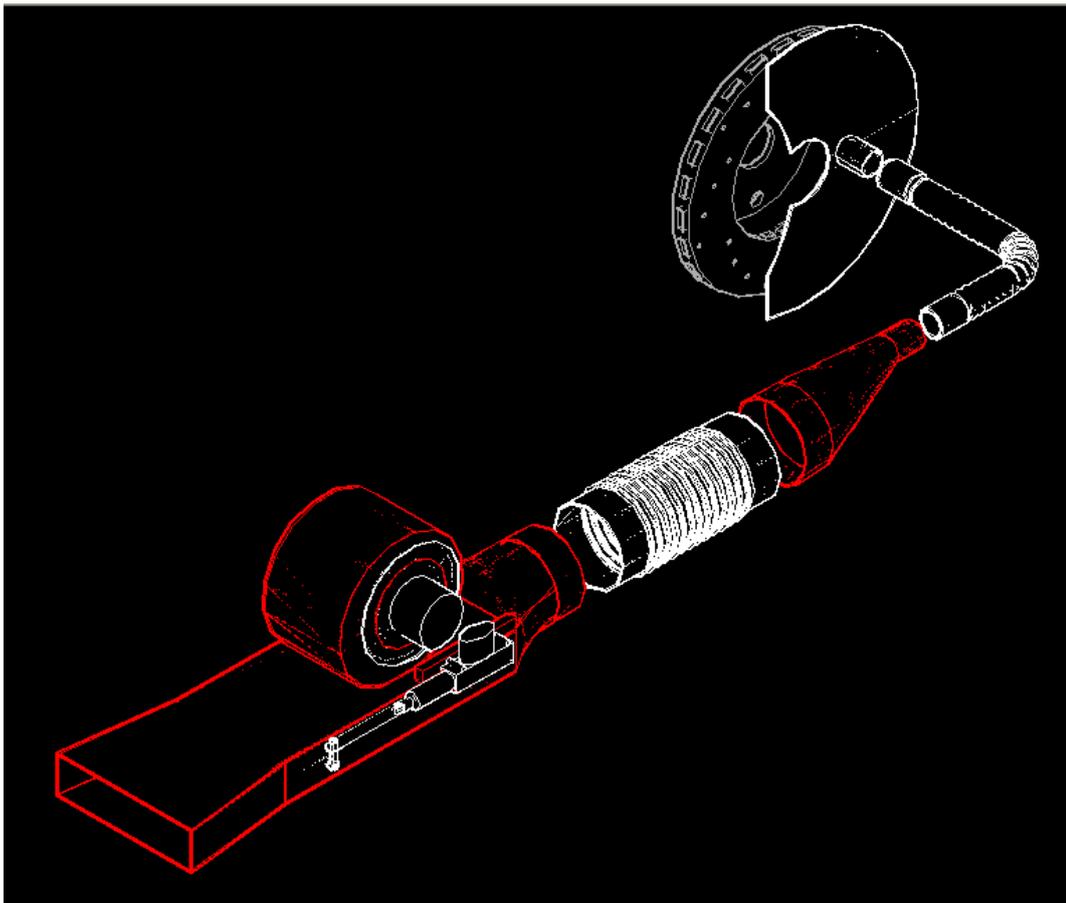


Fig. 3.37. Vista isométrica sudeste del sistema de ventilación. Fuente: Los Autores.

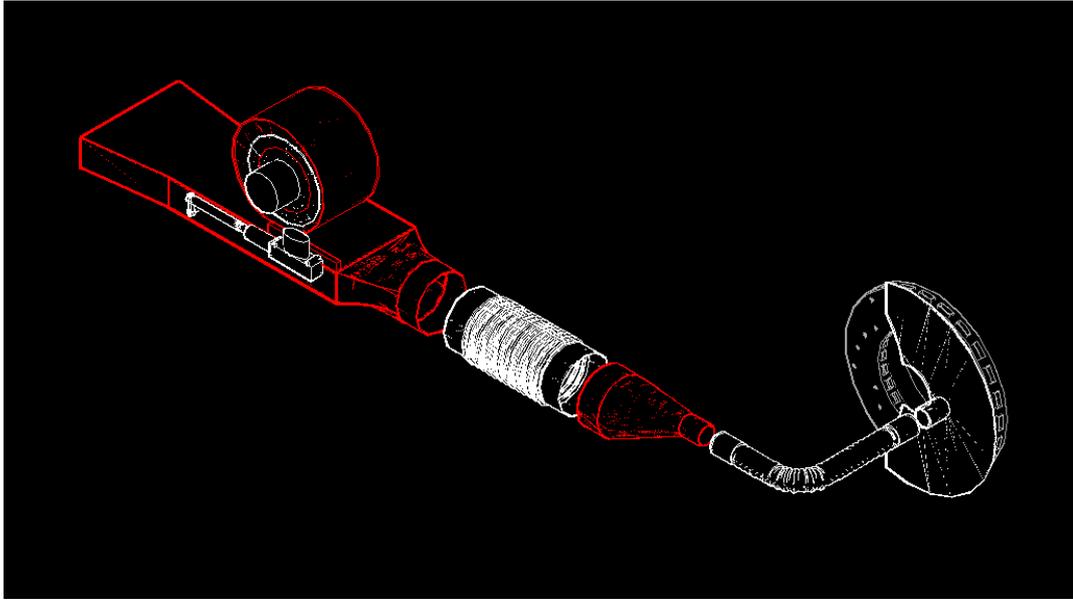


Fig. 3.38. Vista isométrica nordeste del sistema de ventilación. Fuente: Los Autores.

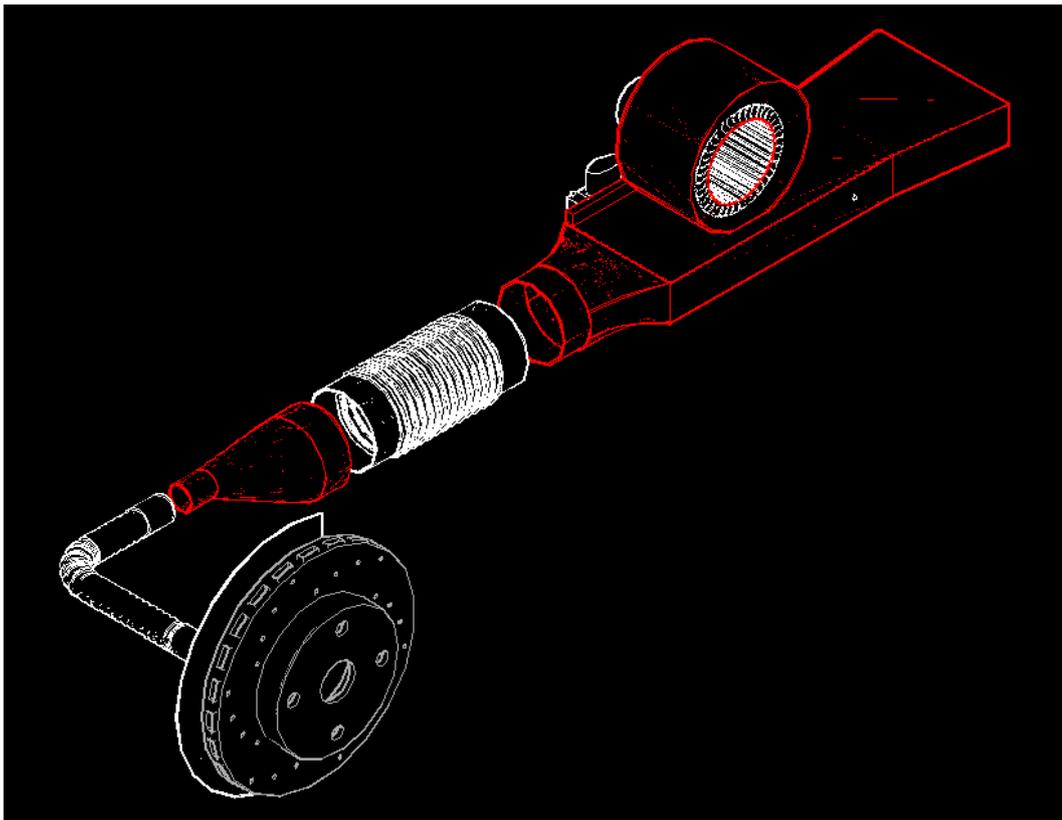


Fig. 3.39. Vista isométrica noroeste del sistema de ventilación. Fuente: Los Autores.

A continuación se muestra algunas imágenes de renderizado del sistema de ventilación acoplado al neumático y vehículo.

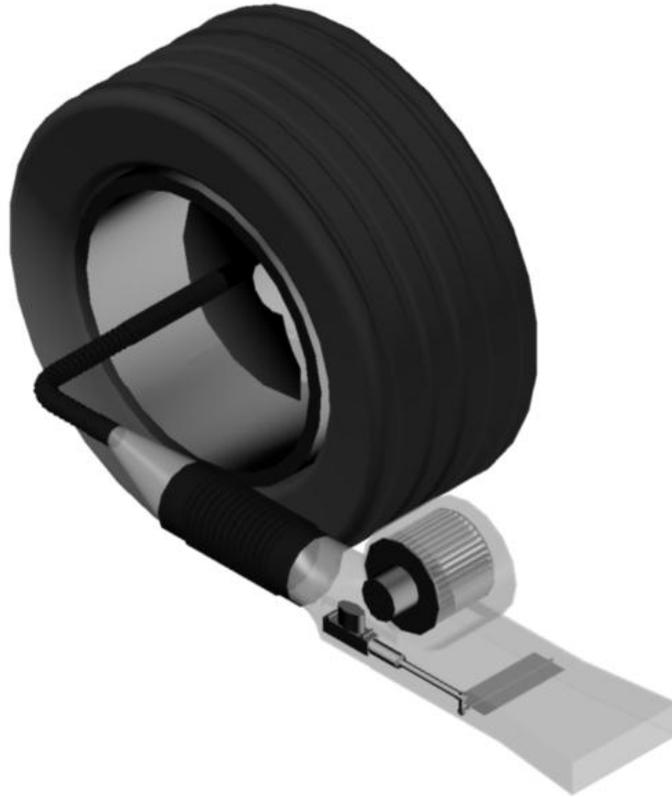


Fig. 3.40. Vista isométrica del sistema de obturación de aire y ventilador. Fuente: Los Autores.



Fig. 3.41. Simetría del sistema de ventilación. Fuente: Los Autores.

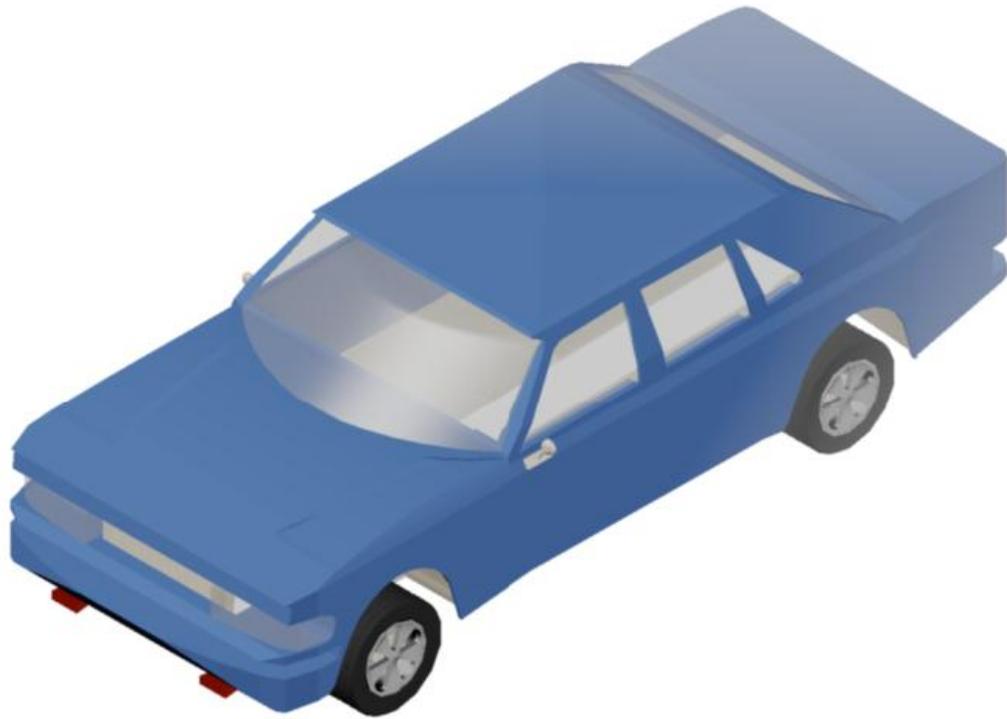


Fig. 3.42. Vista isométrica del sistema en el vehículo. Fuente: Los Autores.

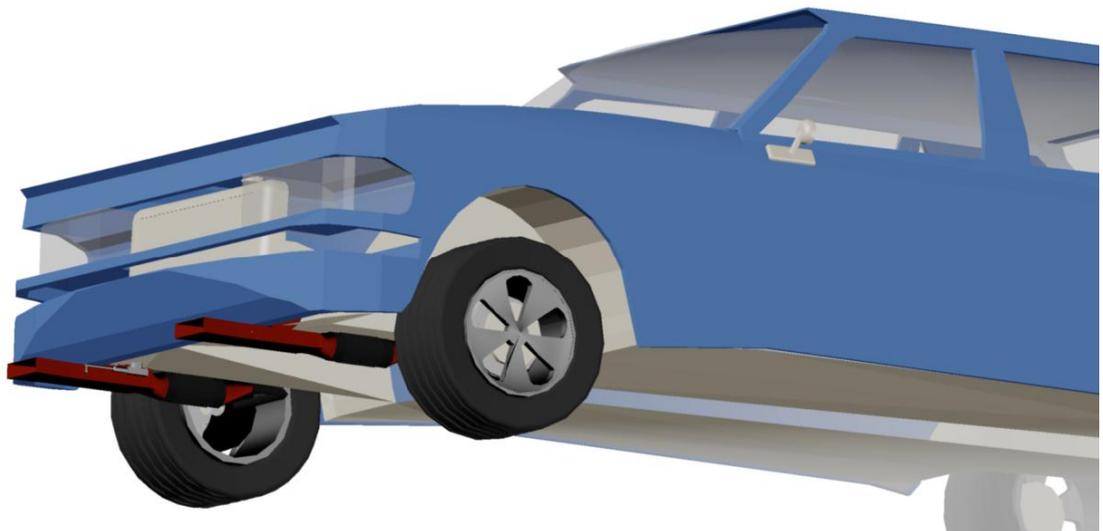


Fig. 3.43. Vista isométrica inferior del sistema en el vehículo. Fuente: Los Autores.

3.9. Diseño del circuito electrónico.

La activación de los elementos que permiten la ventilación de los discos, serán comandados por relés, los cuales se activaran por señales enviadas a transistores

mediante el PIC, el mismo que recibirá señales de los sensores, en este caso de velocidad y temperatura.

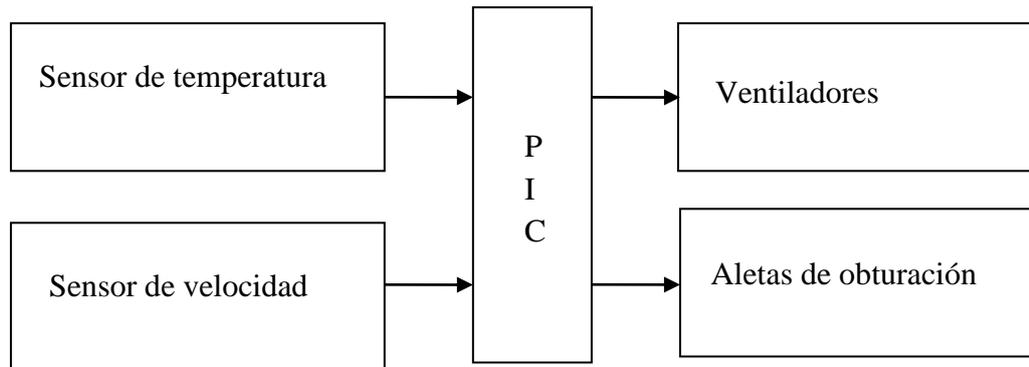


Fig. 3.44. Diagrama de funcionamiento del circuito electrónico. Fuente: Los Autores.

3.9.1. Diseño de los circuitos de sensores.

3.9.1.1. Diseño del circuito del sensor de velocidad.

Un sensor de rpm (encoder), se instalara en una de las ruedas del vehículo, el cual contiene el disco perforado, de tal manera que por cada vuelta de la rueda el encoder enviara 6 señales al PIC.

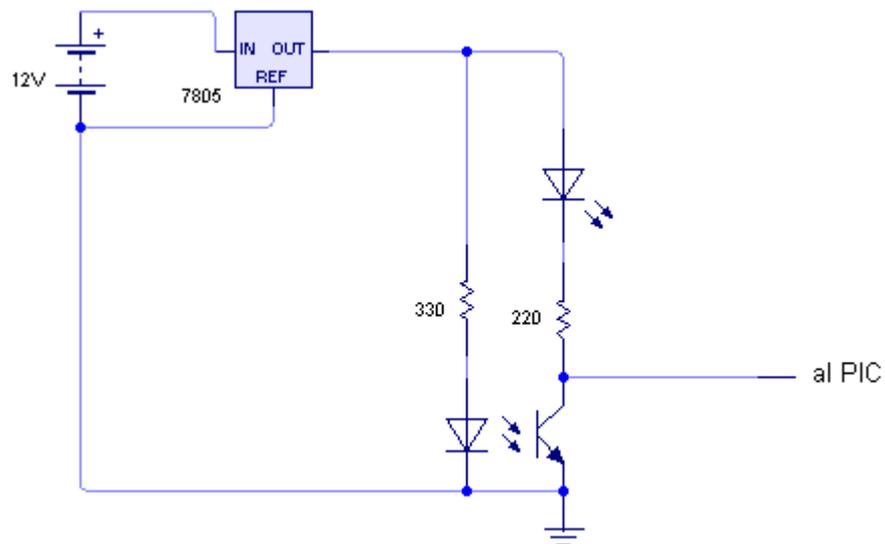


Fig. 3.45. Circuito del sensor de velocidad. Fuente: Los Autores.

El PIC mediante programación realizara el cálculo necesario para transformar las señales en velocidad lineal, tomando en consideración el radio de la rueda.

3.9.1.2. Diseño del circuito del sensor de temperatura.

El sensor infrarrojo de temperatura se instalara en el plato protector del disco, de esta manera tomara la temperatura alcanzada por el disco, las señales que llega al PIC son analógicas, por tanto primero debe pasar por un convertidor A/D.

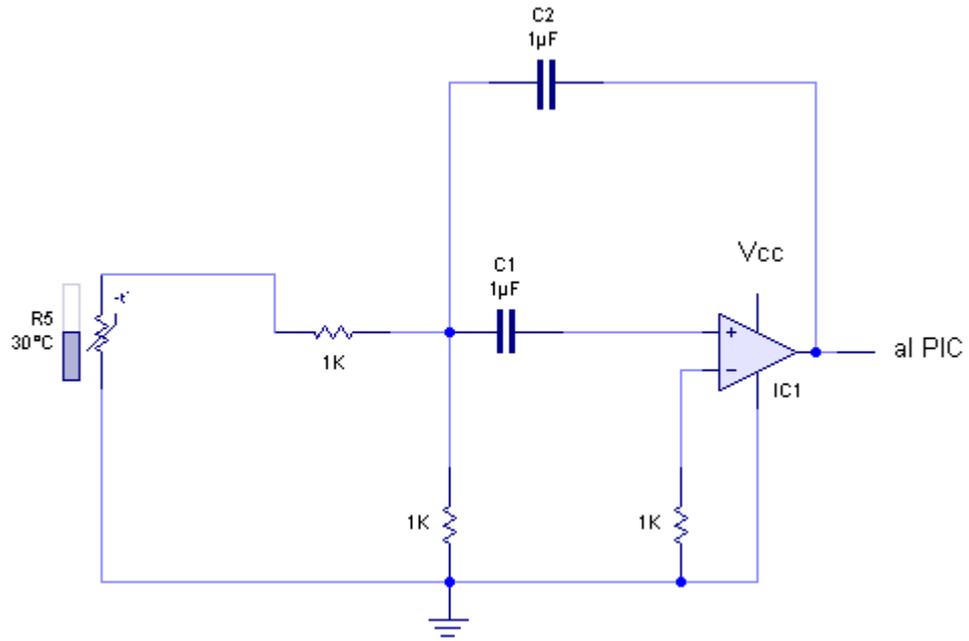


Fig. 3.46. Circuito del sensor de temperatura. Fuente: Los Autores.

Es necesario diseñar un filtro pasa bajo, para que las señales lleguen lo más limpias posibles, y amplificadas.

3.9.1.3. Diseño del circuito de activación de aletas de obturación.

Las aletas estarán comandadas por los motores lineales, estos se activaran mediante relés, que permiten la inversión de polaridad.

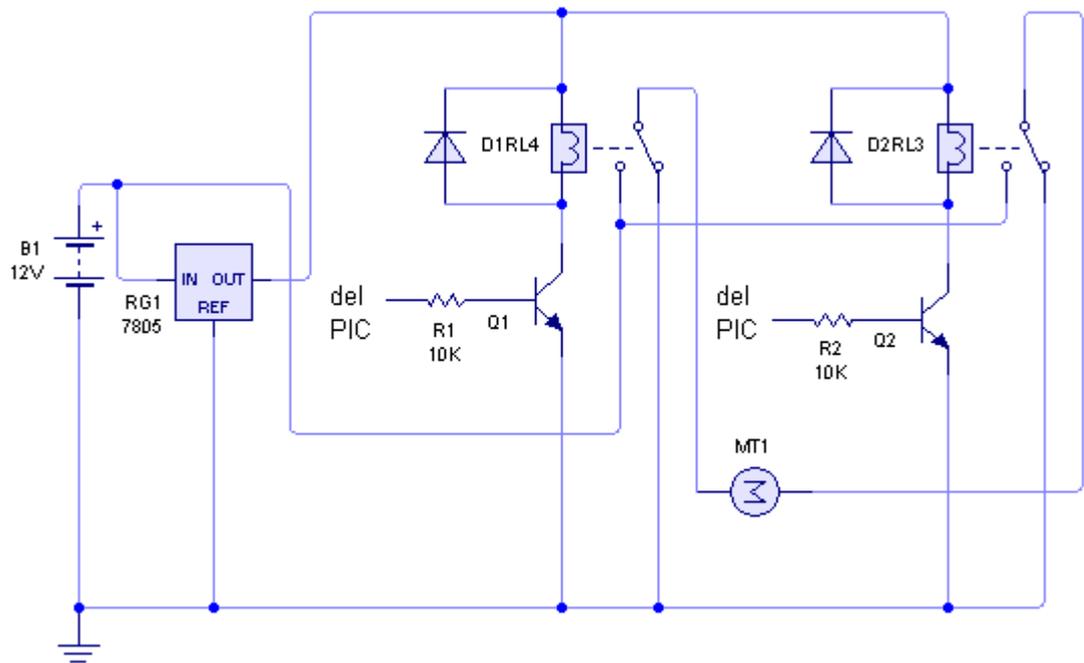


Fig. 3.47. Circuito de activación de aletas de obturación. Fuente: Los Autores.

El PIC enviara una señal por vez, para lograr la inversión de polaridad, ya que las aletas deben permitir el paso y la obturación del aire.

3.9.1.4. Diseño del circuito de activación de electro ventiladores.

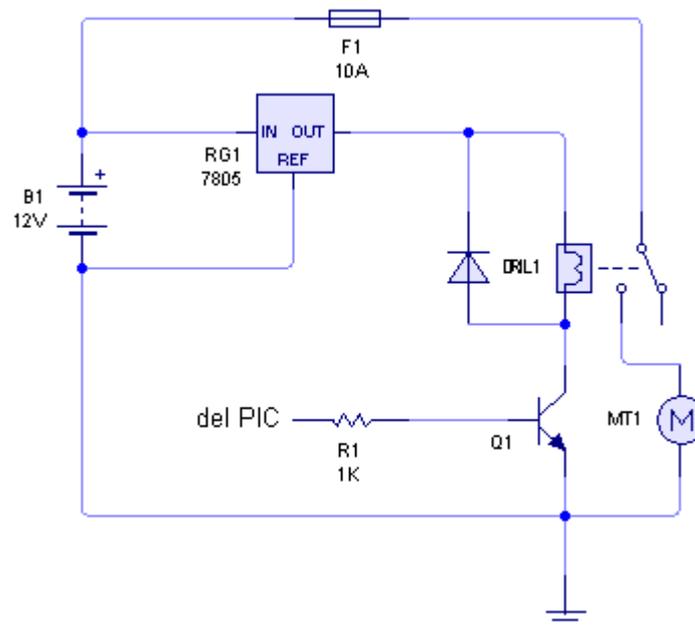


Fig. 3.48. Circuito de activación de electro ventiladores. Fuente: Los Autores.

Para evitar inconvenientes en la activación directa de un relé automotriz, mediante un transistor, habrá un relé intermedio que permita la activación del relé de potencia.

3.10. Simulación del sistema.

3.10.1. Simulación del sistema de tuberías.

Una vez diseñado el sistema de ventilación para los discos de freno, se va a simular el sistema en un software de flujos de gases en tuberías, lo que permitirá tener una visión del funcionamiento del mismo, lanzando datos y resultados que se puede comparar y revisar con los que se ha obtenido por medio de cálculos.

El software a utilizar es Pipe Flow Expert, y tiene por objetivo modelar el comportamiento del flujo de aire en las tuberías desde su ingreso hasta su desembocadura, obteniendo una serie de datos como caudales, velocidades y presiones, lo cual es fundamental para la construcción del sistema.

a.- Pasos de la simulación.

El sistema que se ha diseñado en este programa se muestra en un esquema donde estarán todo y cada una de los elementos que lo componen, definidos por líneas y puntos nodales los cuales van a representar las tuberías, como también los ingresos y salida del fluido con sus respectivos accesorios.

El primer paso para realizar la simulación es dibujar las tuberías que van a intervenir en el sistema.

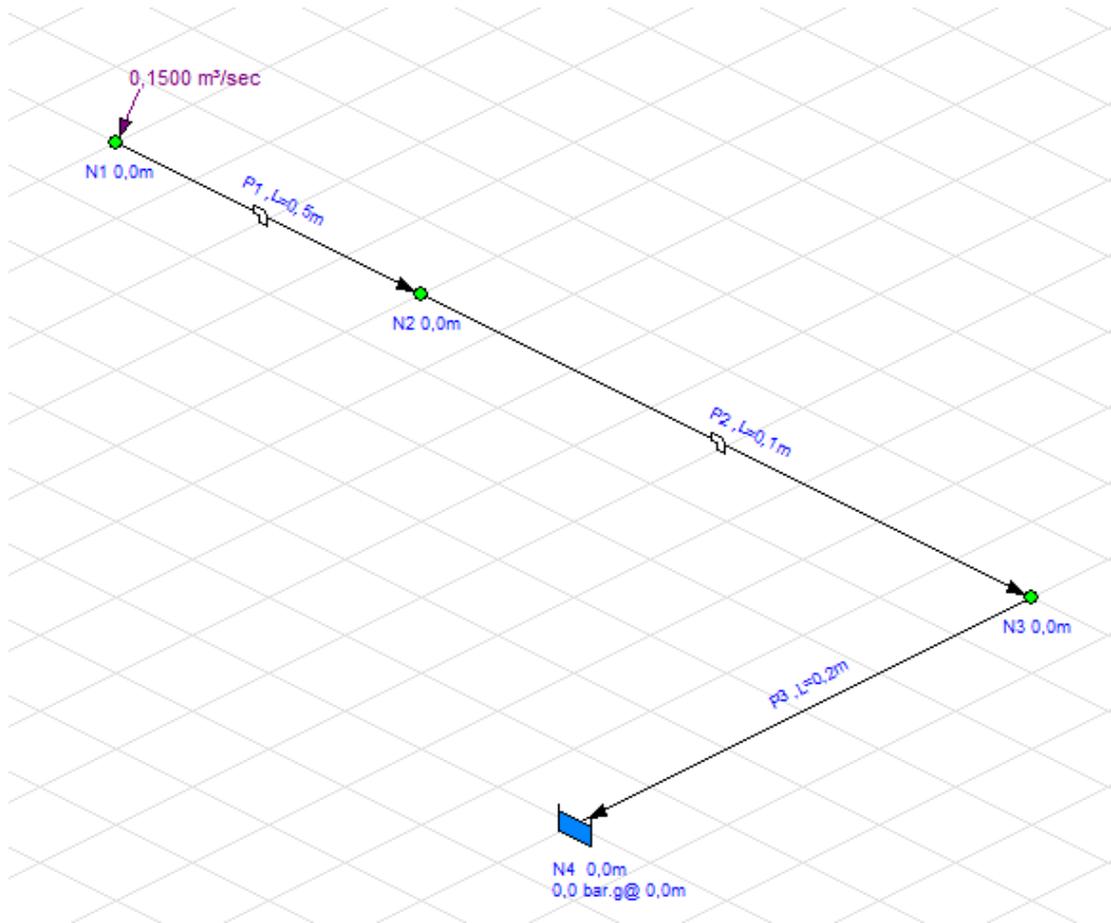


Fig. 3.49. Tuberías de ventilación. Fuente: Los Autores.

Se coloca todos los datos que solicita el programa. Por ejemplo diámetros de la tubería, rugosidades caudales que necesitamos, etc.

Definición de los nodos.

Cada punta verde es un nodo, punto de partida o llegada de una tubería, el sistema está compuesto por 10 nodos. Los nodos están definidos con la letra “N” seguido de un número de acuerdo al orden que se vaya dibujando.

En el menú que tenemos a la izquierda de la pantalla podemos definir los elementos que incorporemos en el diseño como son la tuberías con su respectiva designación y material, tanques de presión, de depósito, compresores, etc.

Por ejemplo para definir el caudal de entrada en el sistema por el nodo N1 que sería la entrada de aire, señalamos este nodo, y en la ventana se abre una barra de

opciones para colocar datos sobre el ingreso del fluido en la tubería, como se muestra a continuación

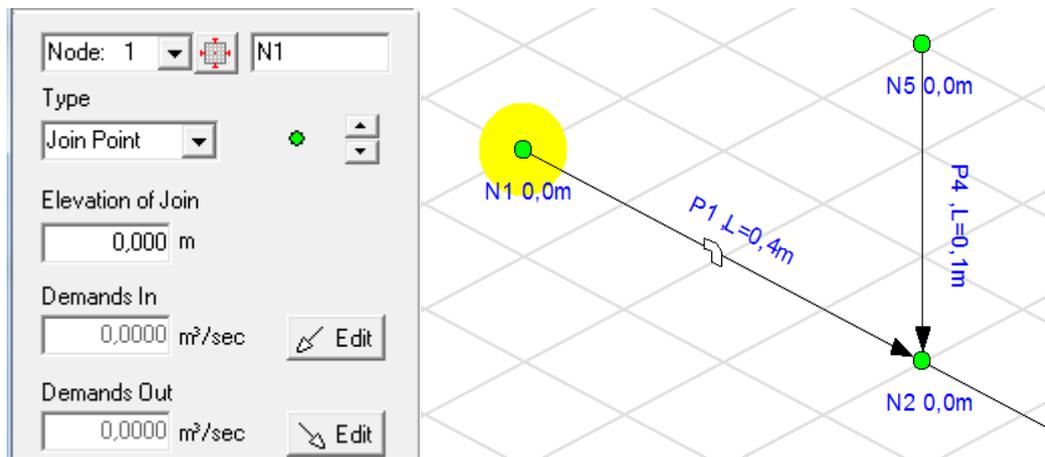


Fig. 3.50. Tuberías de ventilación. Nodos. Fuente: Los Autores.

En el nodo N1 se necesita un caudal de entrada ya calculado de $0,15\text{m}^3/\text{s}$

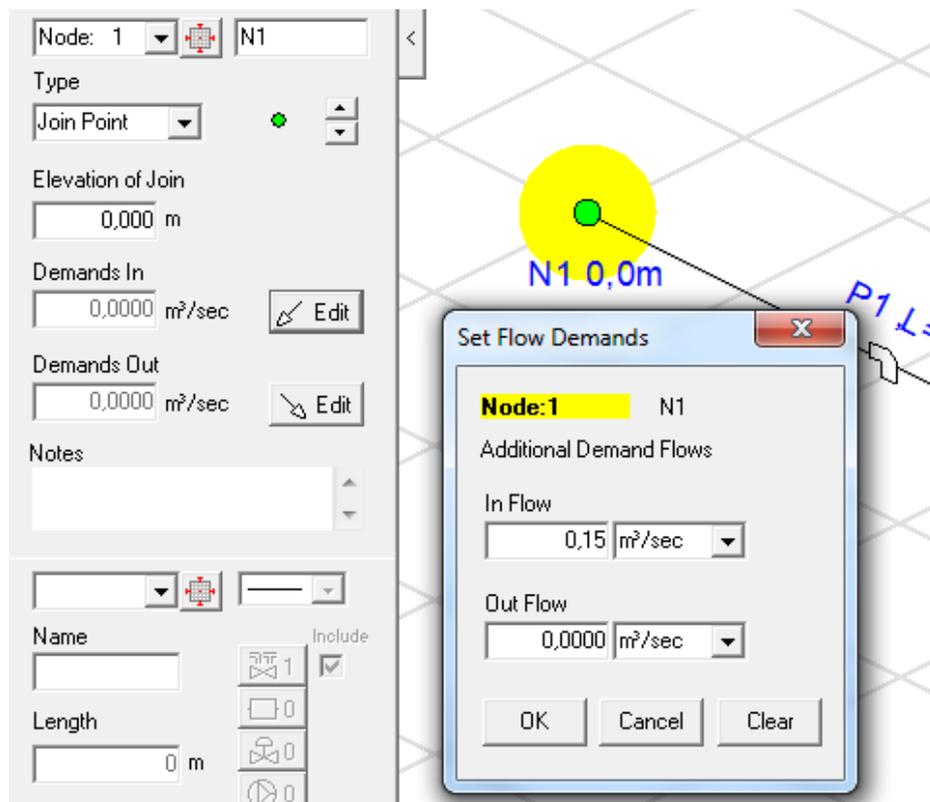


Fig. 3.51. Tuberías de ventilación. Flujo de aire de entrada. Fuente: Los Autores.

De esta manera queda definido el caudal de entrada.

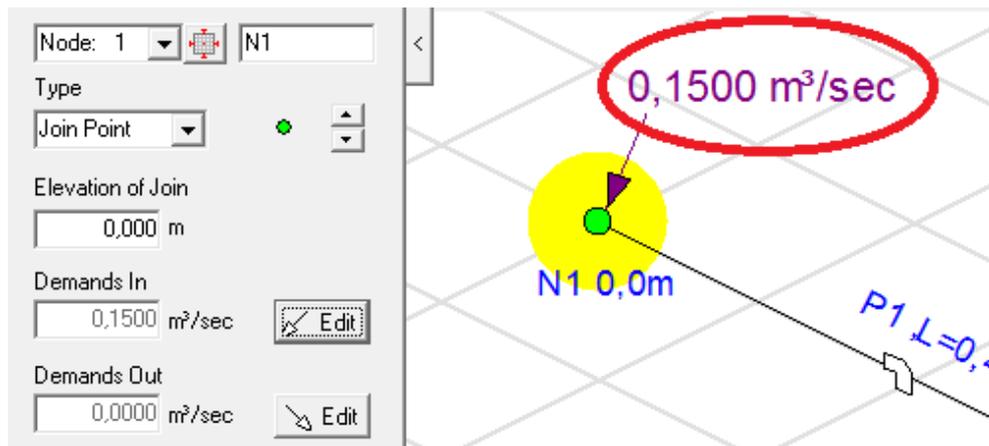


Fig. 3.52. Tuberías de ventilación. Flujo de aire de entrada. Fuente: Los Autores.

Luego se procede a colocar los diámetros de las tuberías, señalando la línea de tubería y con la barra se define.

Las tuberías están designadas por la letra “P” seguido de un número de acuerdo al orden que se haya dibujado.

En esta parte se analiza solo el sistema de ventilación cuando el vehículo se encuentra a una velocidad de 90 Km/h, como consecuencia el otro sistema auxiliar estar desconectado.

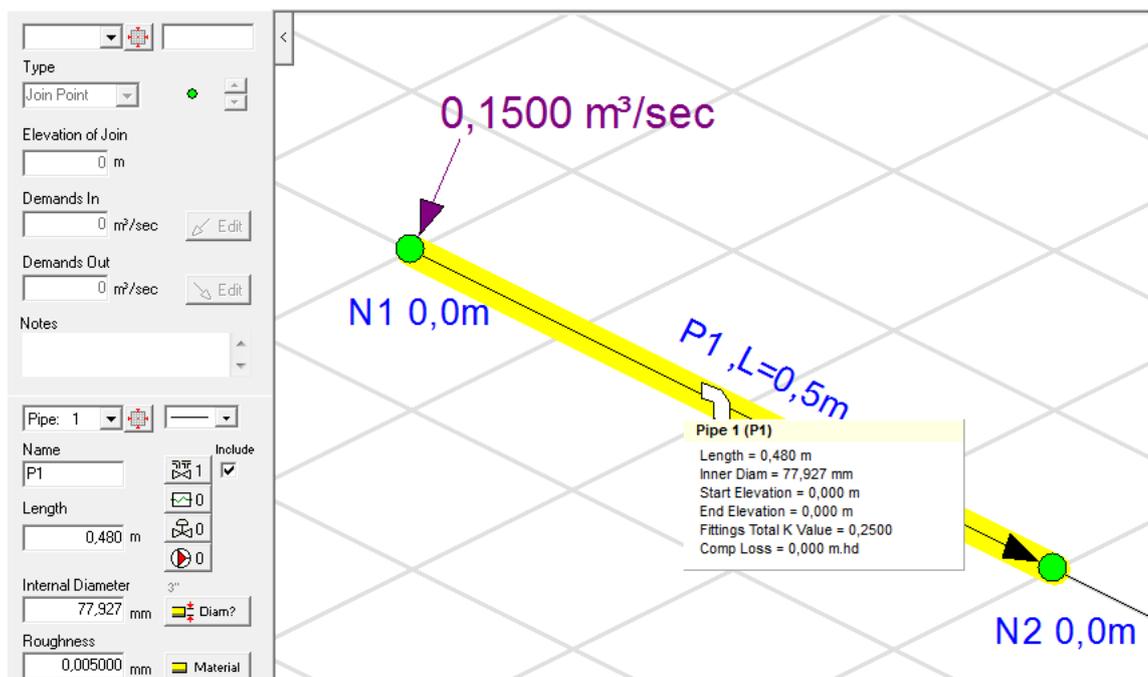


Fig. 3.53. Tuberías de ventilación. Designación de tuberías. Fuente: Los Autores.

Con esta barra de herramientas colocamos los datos de las tuberías como son diámetros interior y exterior, rugosidades y longitudes.

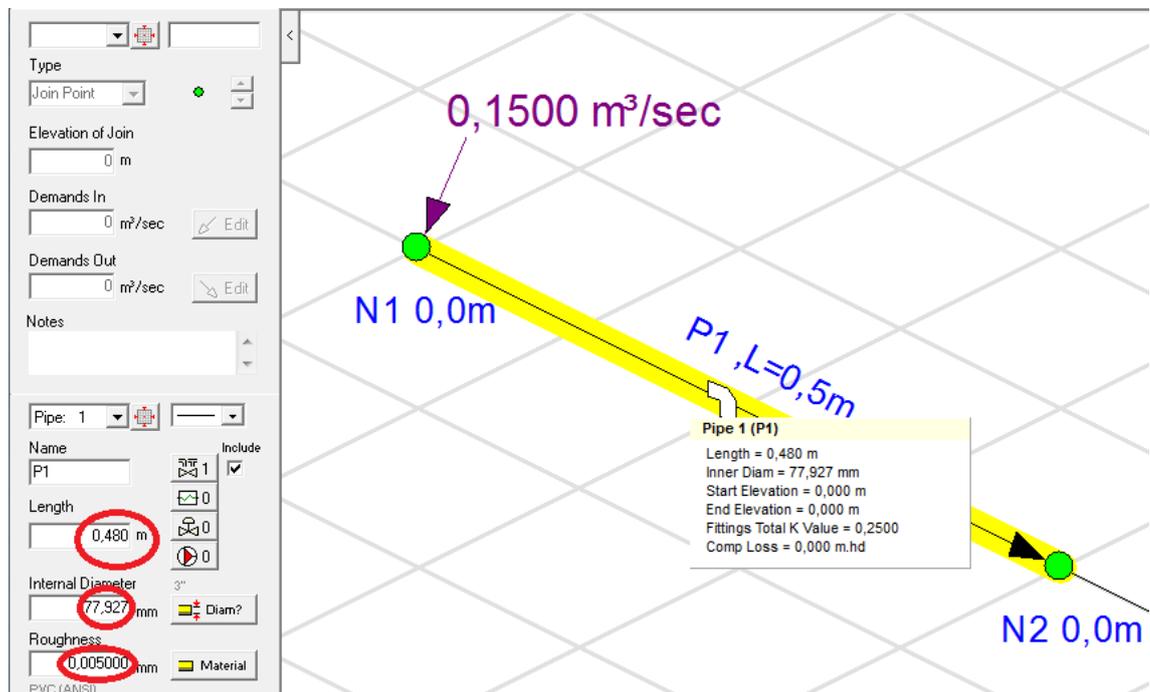


Fig. 3.54. Tuberías de ventilación. Designación de tuberías s. Fuente: Los Autores.

El diámetro o sección de la tubería, se rige a las medidas que nos proponen el programa ya que estas vienen normalizadas. Seleccionamos la tubería requerida y guardamos los datos en Save Data Pipe como se ve en la figura.

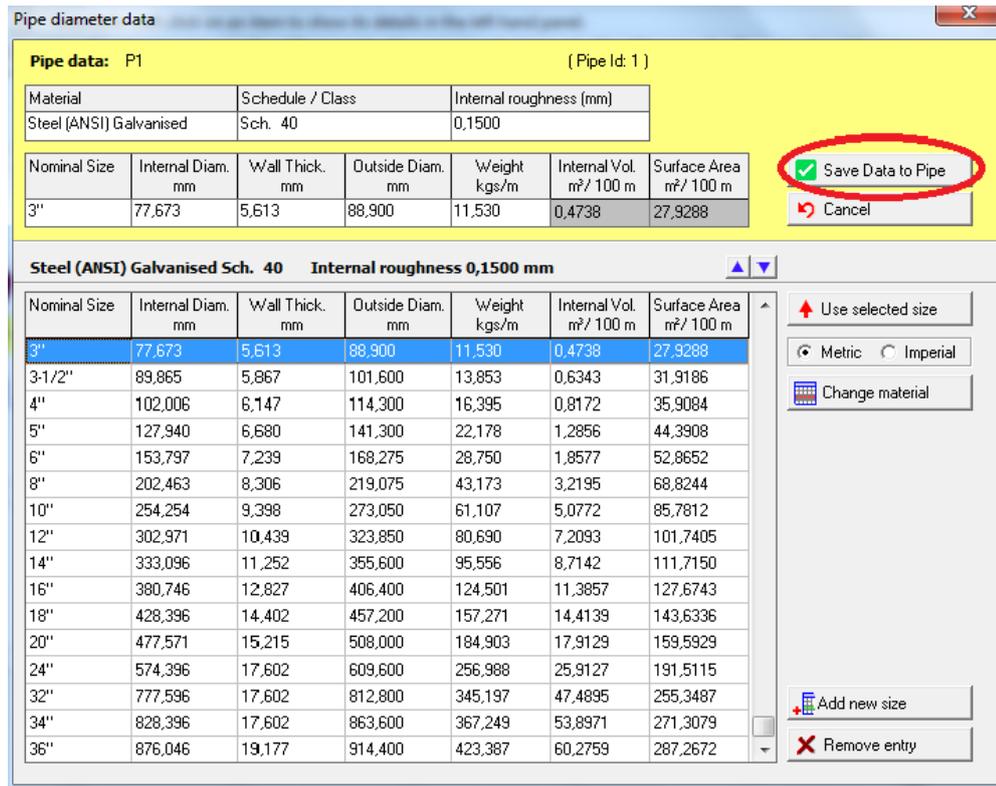


Fig. 3.55. Tuberías de ventilación. Designación de tuberías Fuente: Los Autores.

Ahora en esta barra también se elige el material de la tubería que en la mayoría de casos ya viene definido o si no existe se la puede agregar siempre y cuando se tenga todos los datos.

Pipe diameter data (Pipe Id: 1)

Pipe data: P1

Material	Schedule / Class	Internal roughness (mm)
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 40	0,150012

Nominal Size	Internal Diam. mm	Wall Thick. mm	Outside Diam. mm	Weight kgs/m	Internal Vol. m ³ / 100 m	Surface Area m ² / 100 m

Save Data to Pipe
Cancel

Choose new pipe material: Double click on the material list to select a new pipe material.

Material	Schedule / Class	Internal roughness	Pipe size range
PVC (Iron pipe size)	CL160 - SDR 26	0,000197 (inch)	1-1/4" - 12"
PVC (Iron pipes size)	CL200 - SDR 21	0,000197 (inch)	0.750" - 12"
PVC (Iron pipes size)	CL250 - SDR 17	0,000197 (inch)	4" - 8"
PVC (Iron pipes size)	CL315 - SDR 13.5	0,000197 (inch)	0.500" - 0.500"
PVC (Sewer pipe)	SDR 26	0,000197 (inch)	4" - 24"
PVC (Sewer pipe)	SDR 35	0,000197 (inch)	4" - 24"
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 5S	0,001811 (inch)	0.500" - 36"
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 10S	0,001811 (inch)	0.500" - 36"
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 40S	0,001811 (inch)	0.500" - 24"
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 40	0,005906 (inch)	0.125" - 36"
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 80	0,005906 (inch)	0.125" - 24"
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 160	0,005906 (inch)	0.500" - 26"
Steel (ANSI)	Sch. 10	0,001811 (inch)	14" - 30"
Steel (ANSI)	Sch. 20	0,001811 (inch)	8" - 30"
Steel (ANSI)	Sch. 30	0,001811 (inch)	8" - 30"
Steel (ANSI)	Sch. 40	0,001811 (inch)	0.125" - 36"
Steel (ANSI)	Sch. 60	0,001811 (inch)	8" - 24"

Select
Cancel

Add new material
Remove material data

Fig. 3.56. Tuberías de ventilación. Designación de tuberías. Fuente: Los Autores.

Ahora escogemos los accesorios que van acoplados al sistema, como se observa se tiene todos los posibles para acoplar, escogemos los que se va utilizar y lo definimos, como por ejemplo una campana en la entrada del sistema, se escoge esta opción y se da las dimensiones, así se obtiene un factor K de pérdidas producidas por este accesorio.

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P1, Steel (ANSI) Galvanised, 3" 77,673 mm (Pipe Id: 1)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	SuCon	N/A	N/A	Sudden contraction	0,2500	1

Total K = 0,25

Save

Clear

Cancel

Fitting Database: Double click on

Symbol	Type	Metric
	SB	25 mm
	LB	25 mm
	PB	25 mm
	E45	25 mm
	RB	25 mm
	MB45	25 mm
	MB90	25 mm
	Gate	25 mm
	Globe	25 mm
	Angle	25 mm
	Plug	25 mm
	Bfly	25 mm

Sudden contraction K value

K value to be included on the larger pipe:

Based on velocity in larger diameter pipe $K = 0,01$

Move to fitting size
25 mm | 1"

Calculate K value

- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

Create new fitting:

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value
		N/A	N/A		0,01

Click fittings list or calculate buttons to select fitting information
Amend data in this panel to create new fitting types

Fig. 3.57. Tuberías de ventilación. Campana de entrada. Fuente: Los Autores.

Luego colocamos un acumulador de gas para verificar a que presión, velocidad y el caudal llega el aire a este punto.

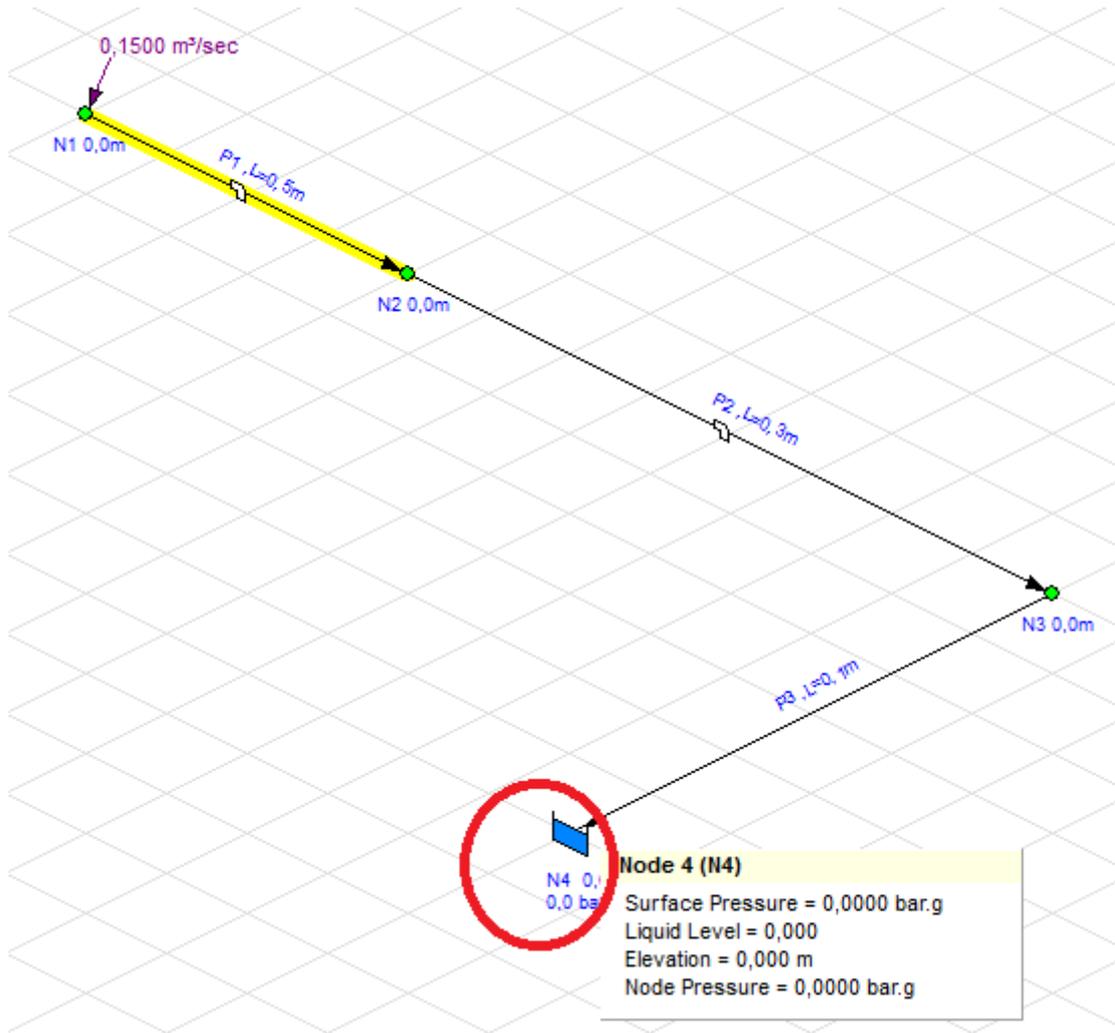
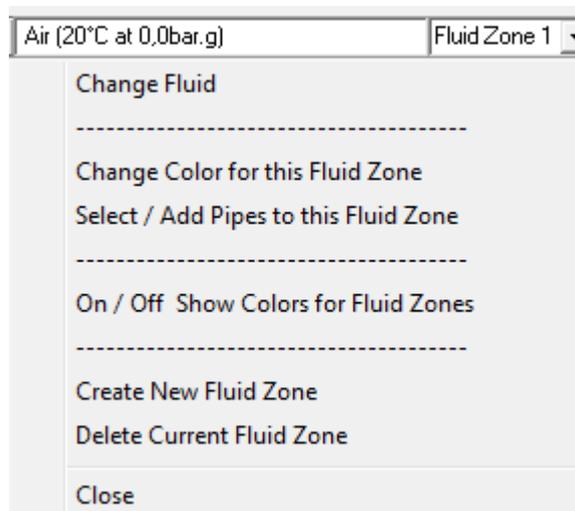


Fig. 3.58. Tuberías de ventilación. Sistema principal. Fuente: Los Autores.

Por último se escoge el tipo de fluido, con su temperatura.



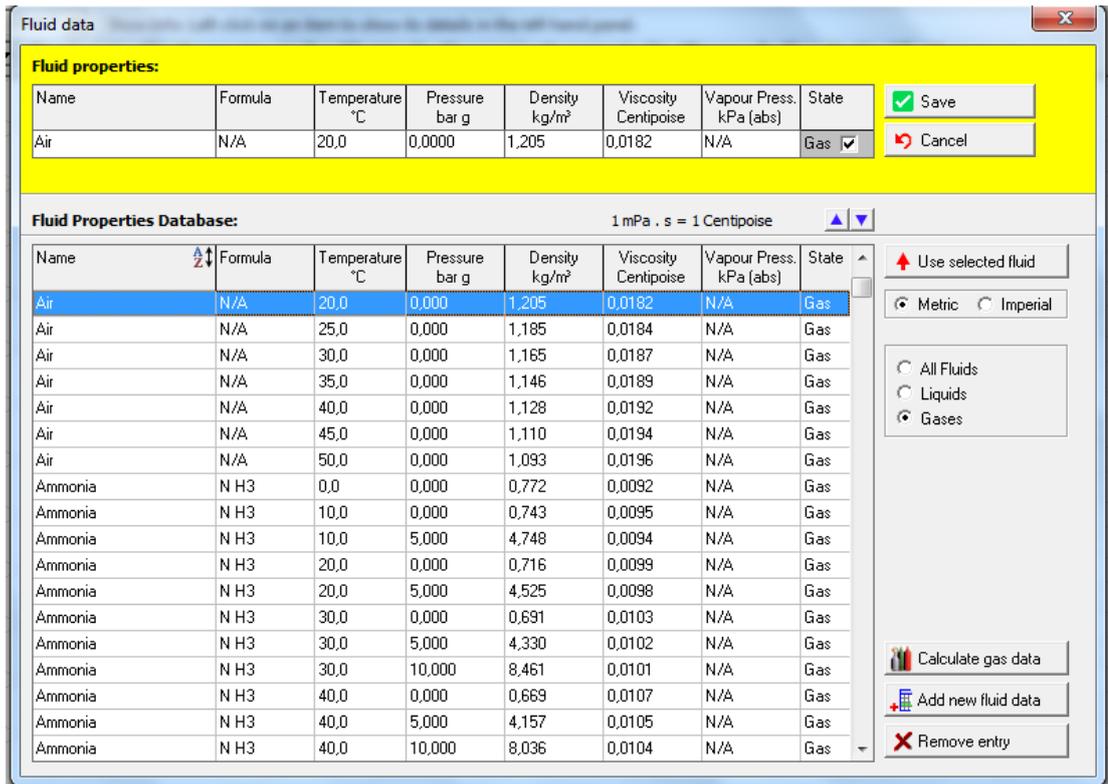


Fig. 3.59. Tuberías de ventilación. Tipo de fluido. Fuente: Los Autores.

En cada sección de la tubería se designa sus características y en caso de haber codo también se lo inserta, así como restricciones,

Después de haber realizado todos estos pasos escogemos la opción calcúlate y empieza la simulación, obteniendo los resultados que vemos en la pantalla.

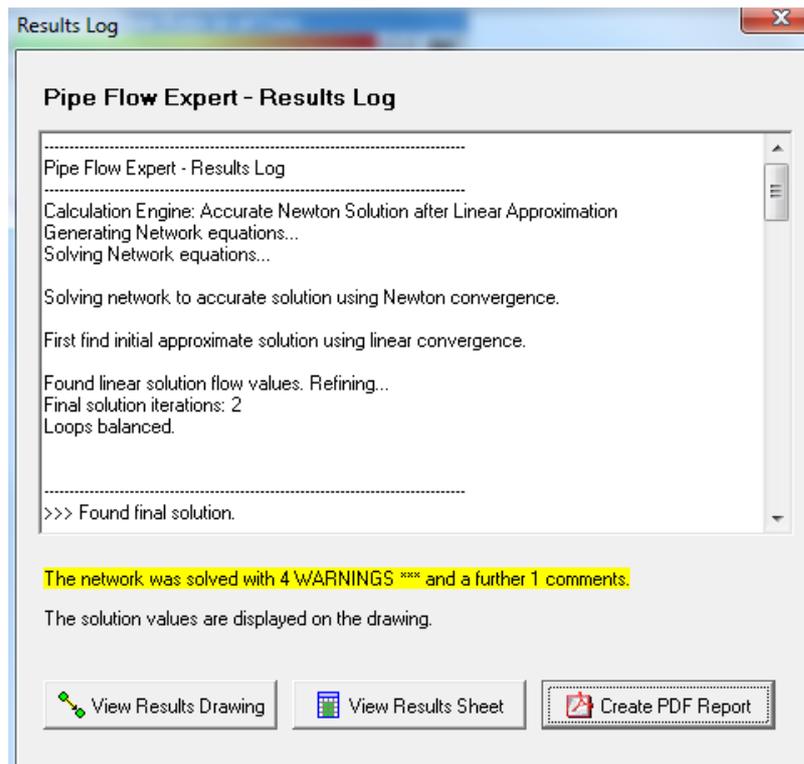


Fig. 3.60. Tuberías de ventilación. Ventana para cálculos. Fuente: Los Autores.

Los resultados se muestran en formato PDF escogiendo la opción Create PDF Report.

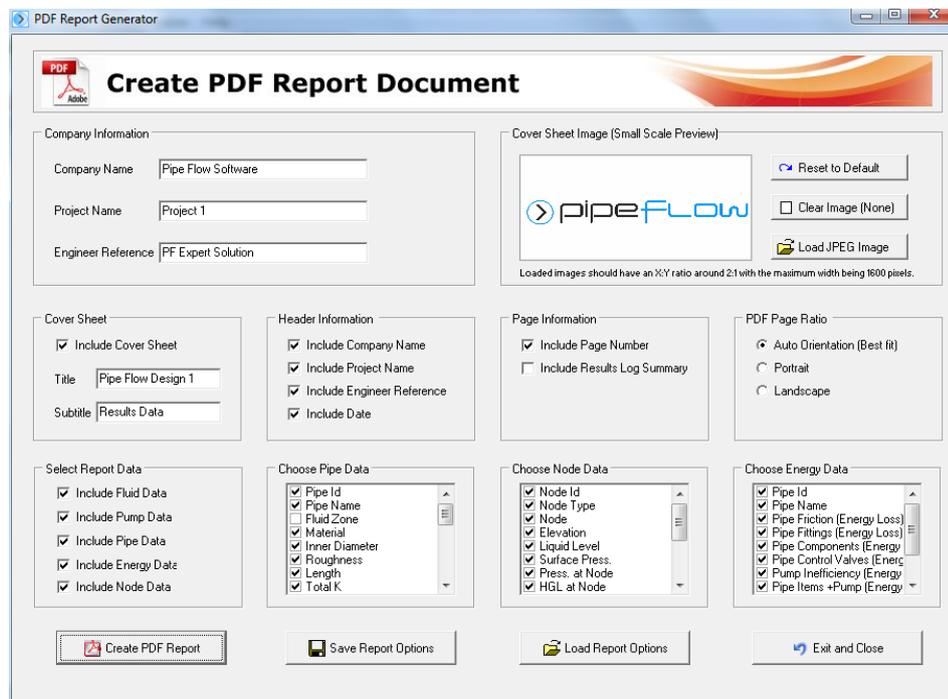


Fig. 3.61. Tuberías de ventilación. Ventana para cálculos. Fuente: Los Autores.

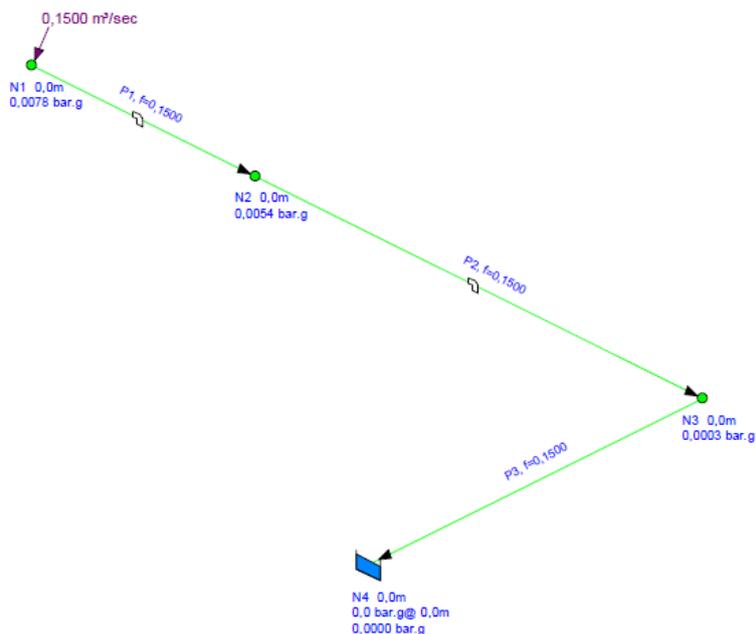
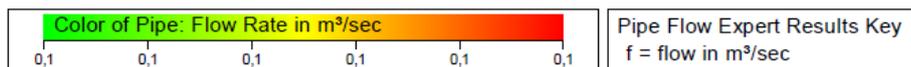


Fig. 3.62. Tuberías de ventilación. Circuito principal. Fuente: Los Autores.

Datos del fluido.

Zone	Fluid Name	Chemical Formula	Temperature °C	Pressure bar.g	Density kg/m ³	Centistokes	Centipoise	Vapour Pressure bar.a	State
1	Air	N/A	20,000	0,0000	1,205	15,104	0,018	N/A	Gas

Fig. 3.63. Datos del fluido del sistema de ventilación. Fuente: Los Autores.

En esta tabla nos muestra todos los resultados obtenidos en el circuito simulado y aquí podemos analizar el sistema y comparar los resultados obtenidos en de cálculo.

Resultados del sistema principal de tuberías.

Pipe Id	Pipe Name and Notes	Material	Inner Diameter mm	Roughness mm	Length m	Total K	Mass Flow kg/sec	Flow m ³ /sec	Velocity m/sec	Entry Pressure bar.g	Exit Pressure bar.g
1	P1	3" Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40	77,673	0,150	0,480	0,2500	0,1807	0,1500	*31,656 (Flow Velocity is high)	0,0515	0,0491
2	P2	3" Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40	77,673	0,150	0,120	0,7700	0,1807	0,1500	*31,656 (Flow Velocity is high)	0,0491	0,0442
3	P3	3" Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40	30,000	0,150	0,160	0,0000	0,1807	0,1500	*212,207 (Flow Velocity is high)	0,0442	0,0000

Fig. 3.64. Resultados del sistema principal de ventilación. Fuente: Los Autores.

Resultados de los Nodos.

Node Id	Node Type	Node	Elevation m	Liquid Level m	Surface Press. bar.g	Press. at Node bar.g	HGL at Node m.hd Fluid	Demand In m ³ /sec	Demand Out m ³ /sec	Total Flow In m ³ /sec	Total Flow Out m ³ /sec
1	Join Point	N1	0,000	N/A	N/A	0,0515	435,924	0,1500	0,0000	0,1500	0,1500
2	Join Point	N2	0,000	N/A	N/A	0,0491	415,482	0,0000	0,0000	0,1500	0,1500
3	Join Point	N3	0,000	N/A	N/A	0,0442	374,222	0,0000	0,0000	0,1500	0,1500
4	Tank	N4	0,000	0,000	0,0000	0,0000	0,000	N/A	N/A	0,1500	0,0000

Fig. 3.64. Resultados de los nodos del sistema principal de ventilación. Fuente: Los Autores.

Resultados de energía utilizada.

Pipe Id	Pipe Name	Energy Loss To Pipe Friction	Energy Loss To Pipe Fittings	Energy Loss To Pipe Components	Energy Loss To Pipe Control Valves	Energy Loss To Pump Inefficiency	SUBTOTAL Loss Pipe Items + Pump	Energy Loss To Discharge Pressure	Energy Loss To Change in Elevation	TOTAL USED Sum of All Items
		Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts
1	P1	0,013593	0,022642	0,000000	0,000000	N/A	0,036235	0,000000	0,000000	0,036235
2	P2	0,003398	0,069737	0,000000	0,000000	N/A	0,073135	0,000000	0,000000	0,073135
3	P3	0,663328	0,000000	0,000000	0,000000	N/A	0,663328	0,000000	0,000000	0,663328

Fig. 3.65. Resultados de energía utilizada del sistema principal de ventilación. Fuente: Los Autores.

En esta tabla se encuentran todos y cada uno de los elementos que se ha incorporado con sus respectivos resultados.

Para el circuito auxiliar de ventiladores se aplica todo el procedimiento anterior solamente que cambia el caudal de entrada en la tubería.

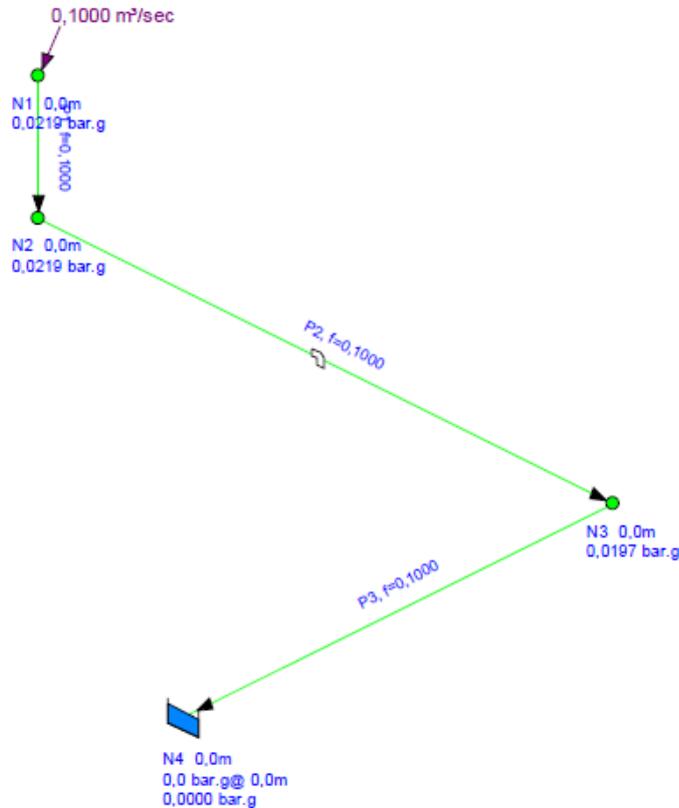
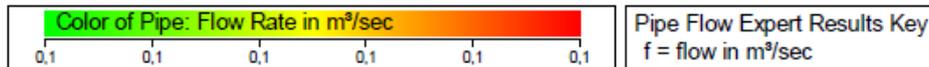


Fig. 3.66. Tuberías de ventilación. Circuito secundario. Fuente: Los Autores.

A continuación se realiza la simulación de este circuito.

Datos del fluido.

Zone	Fluid Name	Chemical Formula	Temperature °C	Pressure bar.g	Density kg/m³	Centistokes	Centipoise	Vapour Pressure bar.a	State
1	Air	N/A	20,000	0,0000	1,205	15,104	0,018	N/A	Gas

Fig. 3.67. Datos del fluido del sistema secundario de ventilación. Fuente: Los Autores.

En esta tabla se muestra todos los resultados obtenidos en el circuito simulado y aquí se analiza el sistema y comparar los resultados obtenidos por medio del cálculo.

Resultados del sistema secundario.

Pipe Id	Pipe Name and Notes	Material	Inner Diameter mm	Roughness mm	Length m	Total K	Mass Flow kg/sec	Flow m ³ /sec	Velocity m/sec	Entry Pressure bar.g	Exit Pressure bar.g
1	P1	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	0,050	0,0000	0,1205	0,1000	12,176	0,0219	0,0219
2	P2	3" Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40	77,673	0,150	0,120	0,7700	0,1205	0,1000	* 21,104 (Flow Velocity is high)	0,0219	0,0197
3	P3	3" Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40	30,000	0,150	0,160	0,0000	0,1205	0,1000	* 141,471 (Flow Velocity is high)	0,0197	0,0000

Fig. 3.68. Resultados del sistema secundario de ventilación. Fuente: Los Autores.

Resultados de los Nodos.

Node Id	Node Type	Node	Elevation m	Liquid Level m	Surface Press. bar.g	Press. at Node bar.g	HGL at Node m.hd Fluid	Demand In m ³ /sec	Demand Out m ³ /sec	Total Flow In m ³ /sec	Total Flow Out m ³ /sec
1	Join Point	N1	0,000	N/A	N/A	0,0219	185,372	0,1000	0,0000	0,1000	0,1000
2	Join Point	N2	0,000	N/A	N/A	0,0219	185,296	0,0000	0,0000	0,1000	0,1000
3	Join Point	N3	0,000	N/A	N/A	0,0197	166,940	0,0000	0,0000	0,1000	0,1000
4	Tank	N4	0,000	0,000	0,0000	0,0000	0,000	N/A	N/A	0,1000	0,0000

Fig. 3.69. Resultados de los nodos del sistema secundario de ventilación. Fuente: Los Autores.

Resultados de energía utilizada.

Pipe Id	Pipe Name	Energy Loss To Pipe Friction	Energy Loss To Pipe Fittings	Energy Loss To Pipe Components	Energy Loss To Pipe Control Valves	Energy Loss To Pump Inefficiency	SUBTOTAL Loss Pipe Items + Pump	Energy Loss To Discharge Pressure	Energy Loss To Change in Elevation	TOTAL USED Sum of All Items
		Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts	Kilowatts
1	P1	0,000090	0,000000	0,000000	0,000000	N/A	0,000090	0,000000	0,000000	0,000090
2	P2	0,001028	0,020663	0,000000	0,000000	N/A	0,021690	0,000000	0,000000	0,021690
3	P3	0,197274	0,000000	0,000000	0,000000	N/A	0,197274	0,000000	0,000000	0,197274

Fig. 3.70. Resultados de energía utilizada del sistema secundario de ventilación. Fuente: Los Autores.

Se puede observar que las velocidades de llegada al disco con los dos sistemas, son altas, los cuales no son semejantes a los cálculos del diseño, puesto que al simular en este programa, realiza un cálculo más exacto ya que se consideran, las rugosidades de materiales, presión del flujo de aire en los puntos que hay restricción, cambio de dirección, etc.

3.10.2. Simulación de transferencia de calor del disco de freno.

Sabemos ya los resultados que se obtendrán al construir las tuberías de ventilación, ahora se necesita saber cómo será la distribución de temperatura en el disco de freno, para lo cual se empleara los métodos numéricos, a través de matlab, el cual se programara para con mediante diferencias finitas, calcular dicha distribución.

Acerca del programa en matlab.

A través de programa se podrá ingresar las dimensiones del disco de freno, conductividad térmica, sus características, temperatura inicial, y ambiente, así como la transferencia de calor. Se hará una comparación entre, un disco normal ventilado, con el del diseño antes planteado.

Se va a considerar el disco de freno como una pared plana, de 600X90X9 mm, se analizara la transferencia de calor desde una superficie de contacto hacia el centro de las aletas de ventilación, que es en donde la tubería desembocan el aire a presión y velocidad.

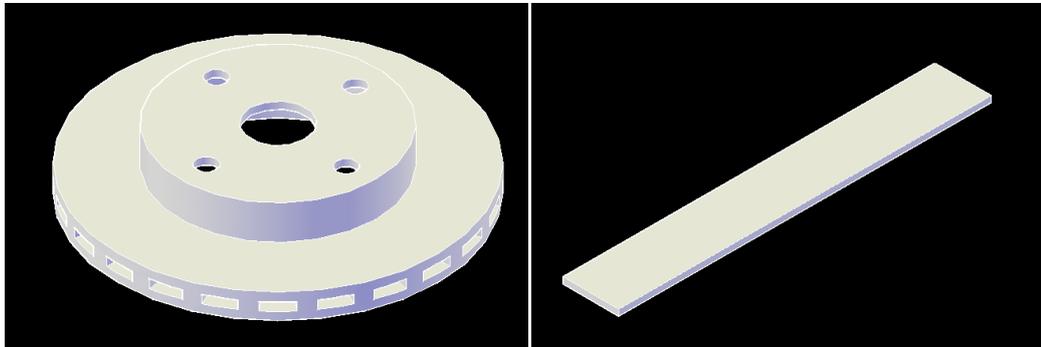


Fig. 3.71. Consideración del disco de freno a una pared plana. Fuente: Los Autores.

3.10.2.1. Simulación de transferencia de calor.

Primero se va a simular la transferencia de calor, de un disco normal ventilado, los datos se encuentran calculados ya en el capítulo I, así como las características del mismo.

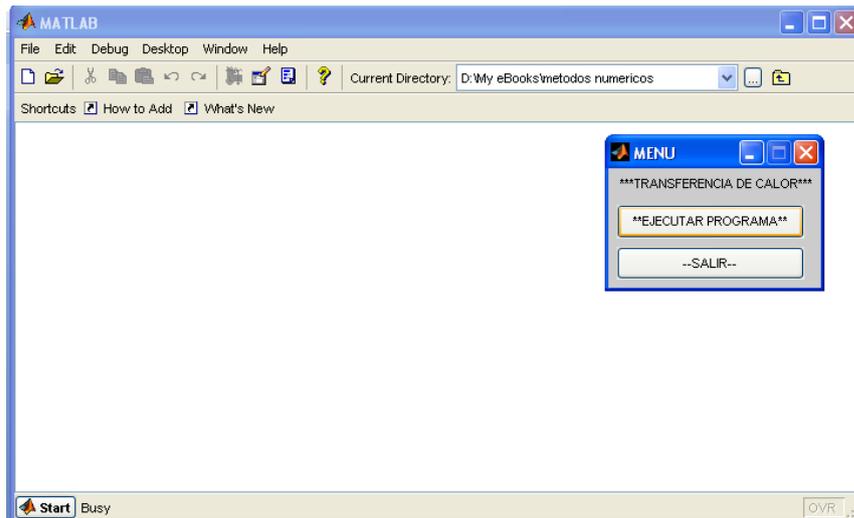


Fig. 3.72. Menú de opciones del programa de simulación. Fuente: Los Autores.

Como primer paso de la simulación es correr el programa, eligiendo la opción “EJECUTAR PROGRAMA”.

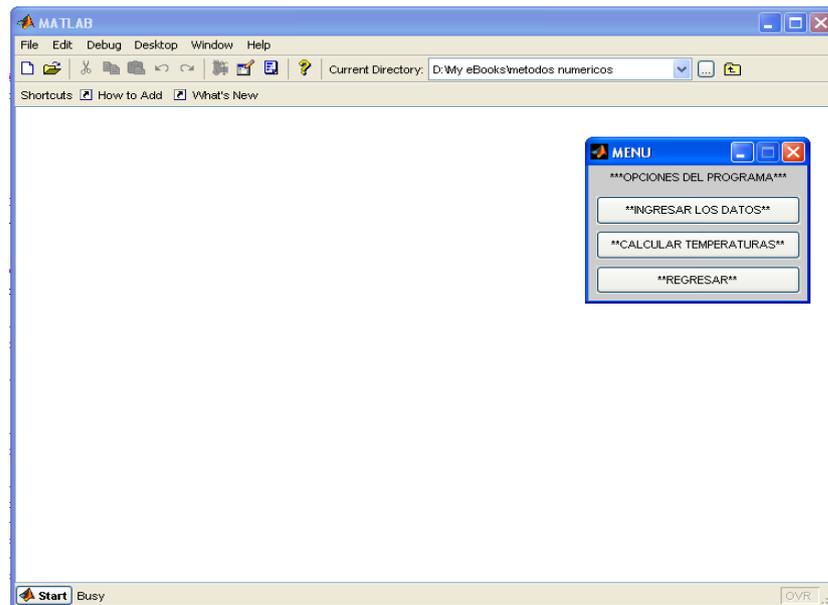


Fig. 3.73. Opciones del programa. Fuente: Los Autores.

Como siguiente paso el programa presenta las opciones, para calcular las temperaturas primero se debe ingresar los datos.

```
MATLAB
File Edit Debug Desktop Window Help
Current Directory: D:\My eBooks\metodos numericos
Shortcuts How to Add What's New
-----
PROGRAMA PARA CALCULAR LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN DISCOS DE FRENOS
-----
ingrese la longitud del disco l... (m) 0.6

l =

    0.6000

m
-----
ingrese el ancho de la superficie de contacto del disco w... (m) 0.09

w =

    0.0900

m
-----
ingrese el espesor del disco e... (m) 0.009

e =

    0.0090

m
-----
ingrese el numero de ductos de ventilacion del disco n...
```

Fig. 3.74. Datos del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Como se observa se ingresaron ya la primera parte de los datos, las dimensiones del disco de freno.

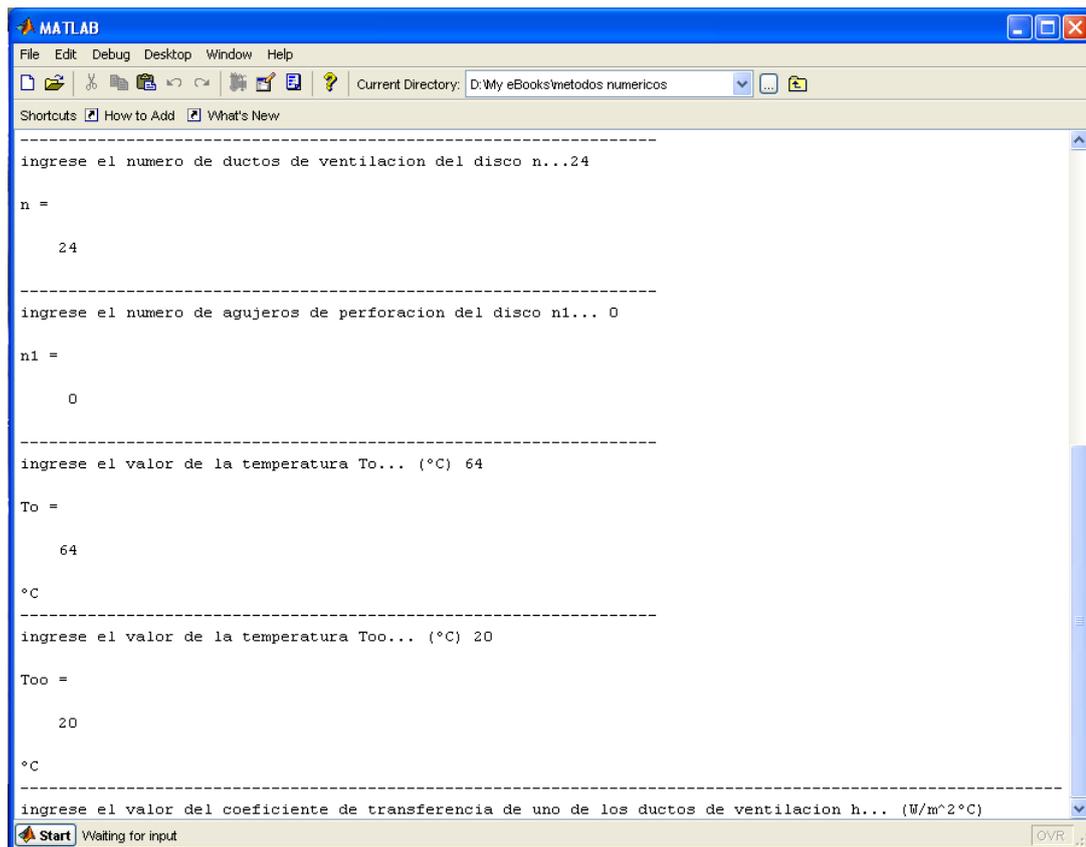
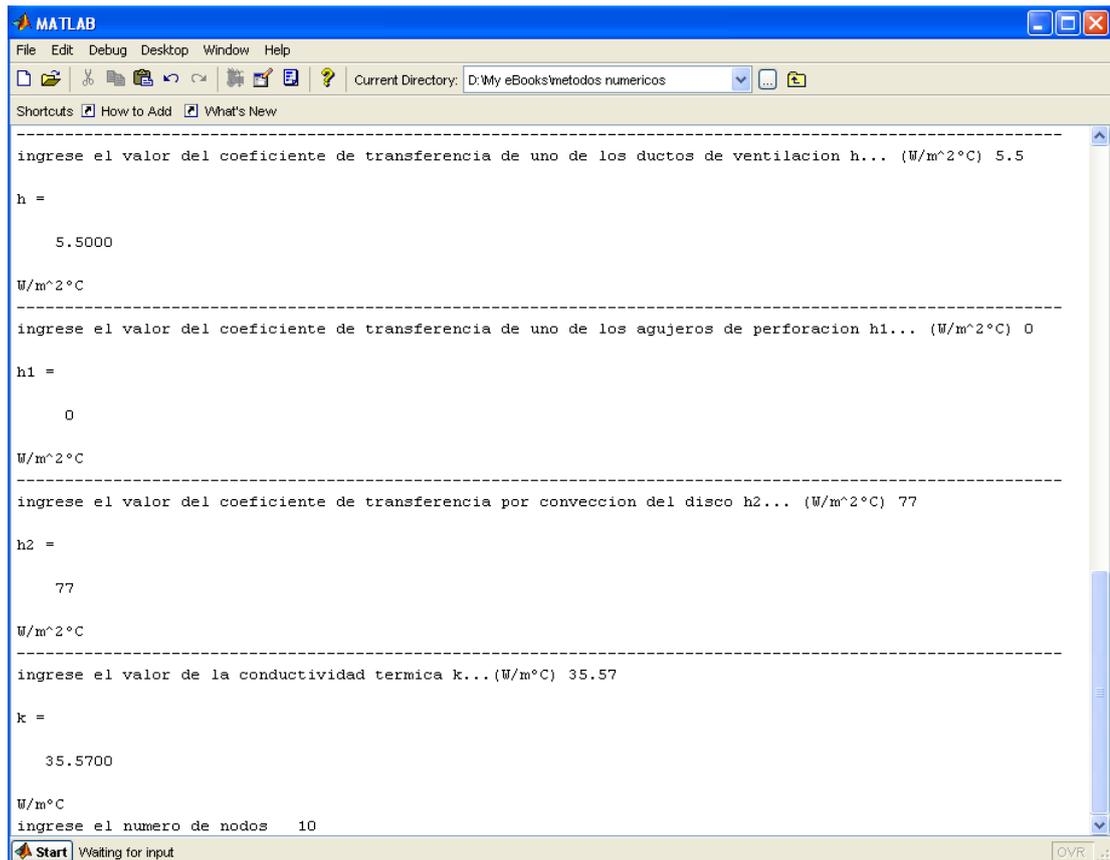


Fig. 3.75. Características y temperaturas del disco de freno. Fuente: Los Autores.

En la segunda parte de los datos del disco, se ingresan el número de ductos de ventilación, la temperatura en la superficie de contacto, y la temperatura ambiente, como se va a calcular las temperaturas en el disco normal ventilado, este no posee agujeros de perforación por tanto este valor es cero.



```

MATLAB
File Edit Debug Desktop Window Help
Current Directory: D:\My eBooks\metodos numericos
Shortcuts How to Add What's New
-----
ingrese el valor del coeficiente de transferencia de uno de los ductos de ventilacion h... (W/m^2°C) 5.5
h =
    5.5000
W/m^2°C
-----
ingrese el valor del coeficiente de transferencia de uno de los agujeros de perforacion h1... (W/m^2°C) 0
h1 =
     0
W/m^2°C
-----
ingrese el valor del coeficiente de transferencia por conveccion del disco h2... (W/m^2°C) 77
h2 =
    77
W/m^2°C
-----
ingrese el valor de la conductividad termica k... (W/m°C) 35.57
k =
   35.5700
W/m°C
ingrese el numero de nodos 10
Start Waiting for input
OVR

```

Fig. 3.76. Coeficientes de transferencia de calor del disco de freno. Fuente: Los Autores.

En la tercera parte de los datos del disco, se ingresa los valores de transferencia de calor, así como el valor de la conductividad térmica, tomando en consideración que la transferencia de calor en los agujeros de perforación es cero, y finalmente se ingresa el número de nodos, los cuales van a ser cada una de las temperaturas desde la superficie de contacto hasta el centro del disco de freno.

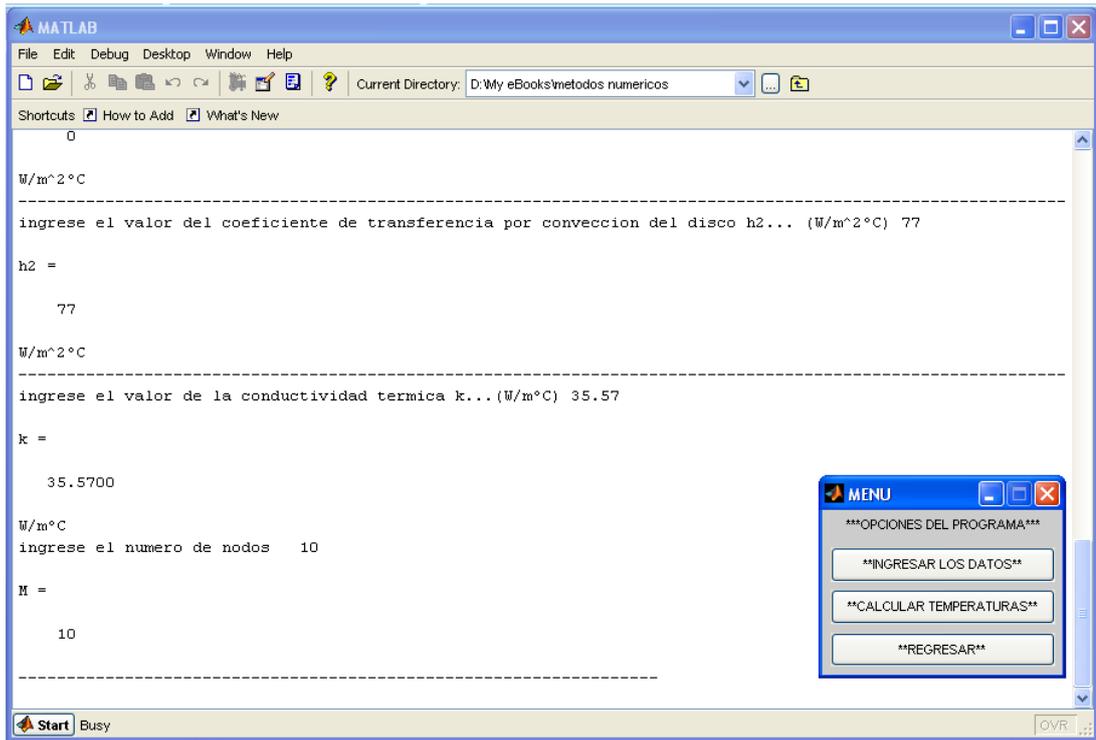


Fig. 3.77. Numero de nodos de temperaturas del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Finalmente se puede elegir la siguiente opción “CALCULAR TEMPERATURAS”.

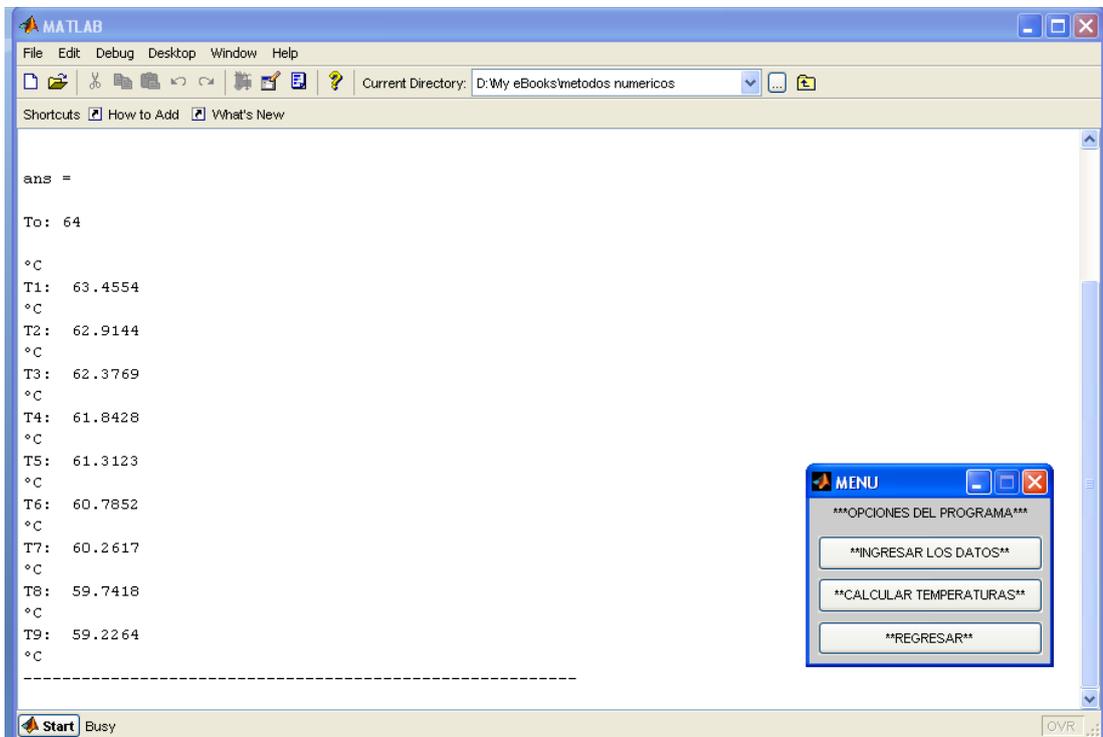


Fig. 3.78. Distribución de temperaturas del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Se observa que en un disco normal ventilado, la temperatura que alcanza su centro es de unos 60 °C, mientras la superficie de contacto está a 64°C.

Ahora se va a simular la transferencia de calor con el disco perforado, el cual tendrá un aporte mayor velocidad de aire por el interior de los ductos de ventilación. Los valores de temperaturas, conductividad térmica, dimensiones, coeficiente de convección serán las mismas consideradas anteriormente.

Lo que se modifica el número de agujeros de perforación, y su coeficiente de transferencia de calor así como el de los ductos de ventilación.

Los siguientes resultados están tomados en base de la alta velocidad de aire que llega al centro del disco, que según el programa de pipe flow es de 212m/s

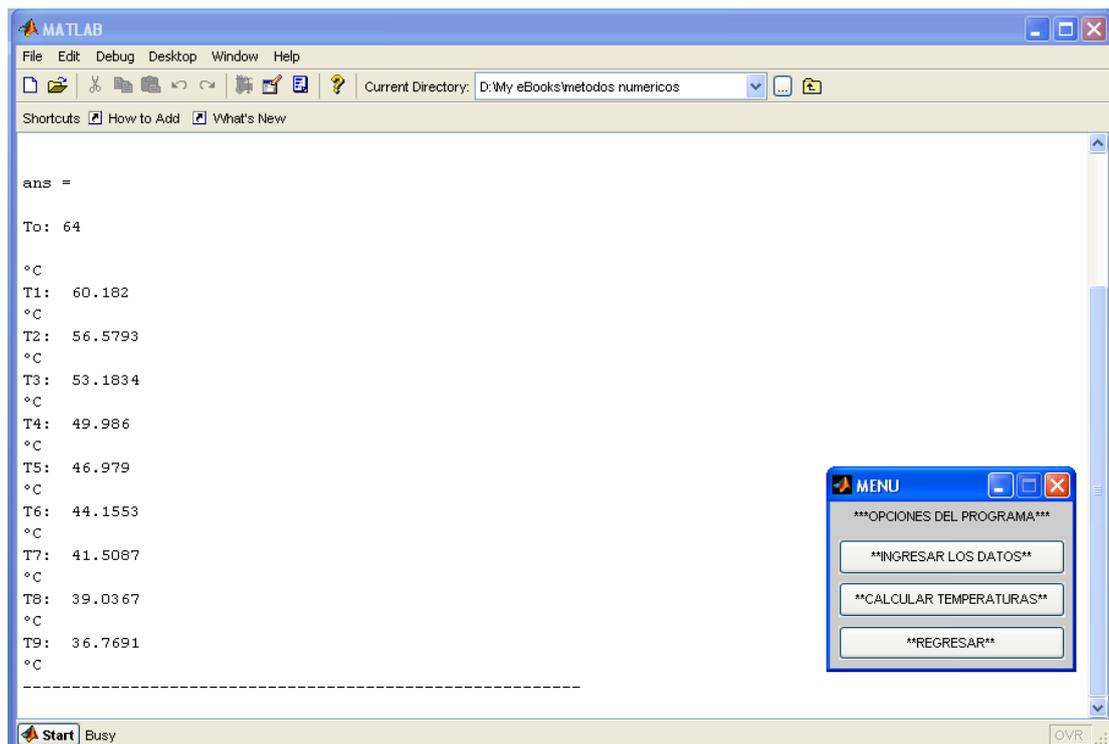


Fig. 3.79. Distribución de temperaturas del disco de freno con fluido a altas velocidades. Fuente: Los Autores.

Se observa que la temperatura en el centro es menor que en un disco normal ventilado, aproximadamente 37°C, por lo tanto habrá una mayor transferencia de calor de la zona de mayor temperatura hacia la zona de menor temperatura, por lo que el proceso de evacuación será más rápido en esta condición.

Ahora se calculara las temperaturas con el aporte de aire de los electro ventiladores del sistema de ventilación, de la misma manera se debe ingresar otros valores del coeficiente de transferencia de los ductos y los agujeros de perforación, Pipe Flow cálculo la velocidad de llegada de 141,47m/s

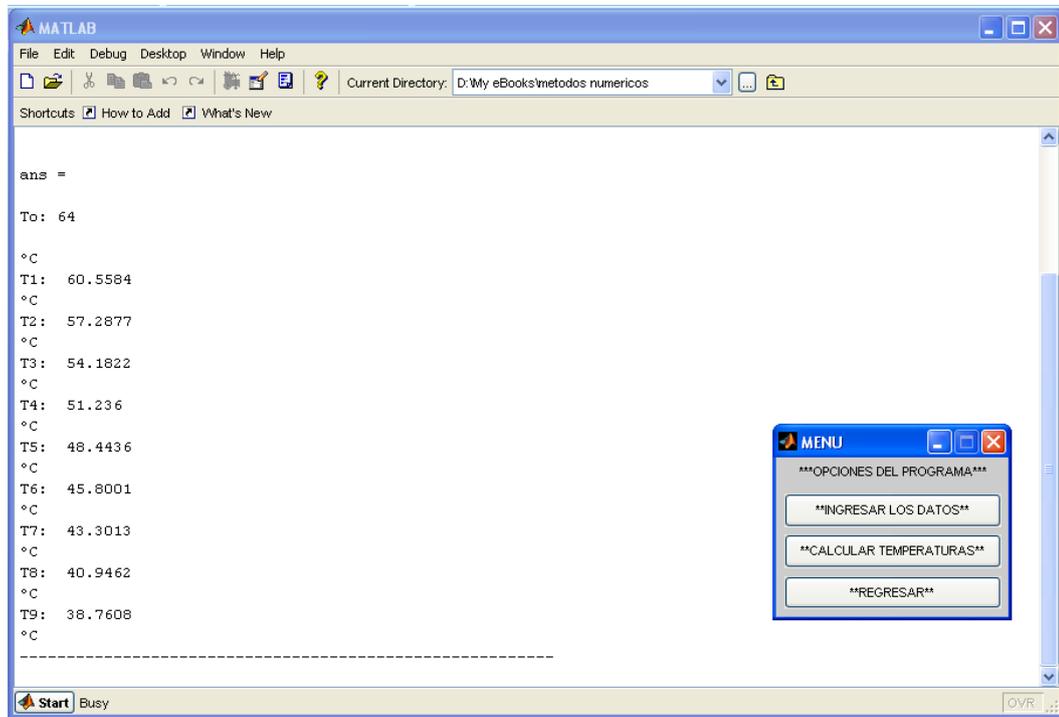


Fig. 3.80. Distribución de temperaturas del disco de freno con fluido a velocidad de ventiladores. Fuente: Los Autores.

Con los electros ventiladores en función se observa que la temperatura en el centro del disco es de aproximadamente 39°, lo cual demuestra que a bajas velocidades de avance de vehículo, el disco de freno evacua el calor de mejor manera que un disco normal ventilado.

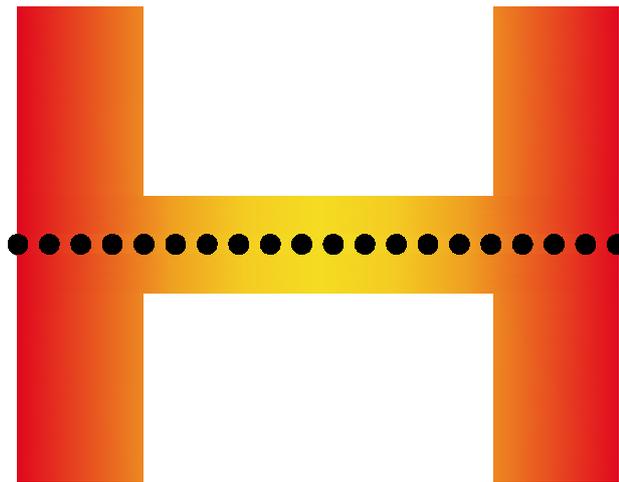


Fig. 3.81. Distribución de temperatura por nodos. Fuente: Los Autores.

Se puede apreciar una sección del disco de freno ventilado, que consta de 20 puntos nodales, los cuales representan cada una de las temperaturas antes calculadas, la zona de color amarilla es la zona de disipación de calor, mientras que la zona de color rojo es la zona de generación. Los ductos de ventilación del disco se asemejan mucho a un radiador, pues está cumpliendo la misión de sacar el calor de las zonas calientes al ambiente. Mientras un radiador posee más panales y un ventilador que empuje más aire, más rápido evacua el calor que el refrigerante arrastró del bloque, lo mismo hace un disco de freno con más ductos de ventilación, agujeros, y mayor cantidad y velocidad de aire.

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA EN UN VEHÍCULO "TOYOTA TERCEL", REALIZACIÓN DE LAS PRUEBAS, Y ANÁLISIS DE EFICIENCIA.

4.1. Introducción.

En el presente capítulo se pondrá a manifiesto los procedimientos que se siguieron para la construcción tanto del sistema mecánico y electrónico de control, sus materiales, ensambles, anticorrosivos, protectores etc. así como la implementación en el vehículo, sus inconvenientes, lugares estratégicos, para luego realizar las pruebas respectivas de todo el sistema, y finalmente realizar los cálculos de la eficiencia del sistema.

4.2. Construcción de los elementos de diseño de ventilación de los discos de freno.

4.2.1. Construcción del circuito de tuberías principales y bypass de electro ventiladores.

Se sabe ya que las tuberías deben de ser de un material rígido y liso al menos en donde se requiere que las tuberías sean rectas, para este caso se utilizó latón, por motivos de peso no se puede construir de grandes espesores, hay que considerar también que estos elementos se colocaran por debajo del parachoques, estará sometido al ambiente libre, agua, suciedad, polvo y por ultimo golpes, el espesor del latón será de 1 mm, y por motivos decorativos, no será galvanizado, para adherir pintura sobre el metal.



Fig. 4.1. Trazado de las partes de las tuberías de ventilación. Fuente: Los Autores.

Para fines de ensamble entre las diferentes partes de las tuberías, estas se trazaron con sobredimensión, para el doblado y ensamble.

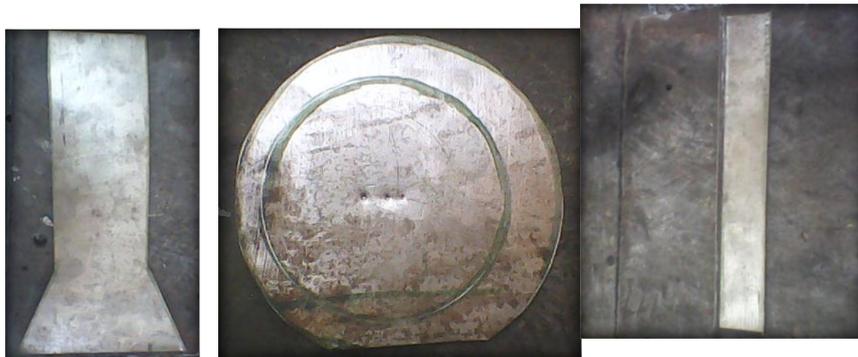


Fig. 4.2. Cortado y doblado de las partes de las tuberías de ventilación. Fuente: Los Autores.

Con una cizalla, y una dobladora, se procedió al corte y doblado de las diferentes partes conformantes de las tuberías, de tal manera que se acoplen y ajusten para el ensamble de las mismas.



Fig. 4.3. Ensamblado de las tuberías de ventilación. Fuente: Los Autores.

La figura anterior muestra el tipo de ensamble de las partes constituyentes de las tuberías, suelda con bronce resulta la más conveniente para el enlace del latón, un agujero de sección cuadrada se practicó en la parte superior, en estos se montaran los caracoles de los electros ventiladores.



Fig. 4.4. Rodetes de los electros ventiladores en la posición de ensamble. Fuente: Los Autores.

Hay que tomar en consideración la posición de los rodets ya que su diseño permite empujar el aire en un solo sentido, esto para no tener inconvenientes al momento del montaje de los motores y con estos en el vehículo.



Fig. 4.5. Modificación de la sección rectangular a circular de la tubería. Fuente: Los Autores.

Como se explicó antes, se debe cambiar la sección de la tubería, para colocar un conducto flexible que amortigüe las vibraciones de las tuberías rígidas, y sobre todo del plato de suspensión.



Fig. 4.6. Ensamble del caracol del electro ventilador sobre la tubería. Fuente: Los Autores.

Las dimensiones del caracol fueron tomadas del seleccionado en el capítulo anterior, estos están diseñados para impulsar aire a una velocidad de 35Km/h y a una presión de 100 cfm aproximadamente.



Fig. 4.7. Amolado de las superficies rugosas por suelta. Fuente: Los Autores.

El desbaste de rugosidades se realizó con un disco de amolar, las superficies deben estar perfectamente lizas antes de masillarlas y pulirlas para mejorar la superficie y lograr mayor estética.



Fig. 4.8. Seguros de malla de protección del ventilador. Fuente: Los Autores.

En la parte interna del caracol se soldó unas platinas con la finalidad de sujetar a la malla que será de protección ante cualquier amenaza que se pueda introducir en el ventilador, y así dañarlo.



Fig. 4.9. Preparación de las tuberías antes del pintado. Fuente: Los Autores.

En los ensambles se aplicó masilla con la finalidad de cubrir estas rugosidades, y para que la pintura se adhiera sin inconvenientes se pulió con una lija # 400 con agua.



Fig. 4.10. Sujetador y base de motor lineal de la tubería de ventilación. Fuente: Los Autores.

Para evitar la corrosión del metal es necesario aplicar pintura de aplicación automotriz, pero antes el fondo para que la pintura principal se adhiera sin inconvenientes. En la figura se muestra unas platinas de sujeción en la carrocería del vehículo, además la base de contención del motor que accionara la aleta de obturación de la tobera.

En seguida se procede a la construcción de la restricción de la tobera de 3 a 1 plg, para lo cual se utilizó un tubo de este diámetro y de espesor de 1 mm.



Fig. 4.11. Reducción de la sección de tubería de ventilación. Fuente: Los Autores.

El espacio disponible en el plato protector para que el aire ingrese al interior del disco de freno es de 3X3cm lo que supone un tubo de 1plg de diámetro aproximadamente, es aquí en donde se colocara una manguera flexible del mismo diámetro, con el fin de tener movilidad puesto que hay que curvar la dirección de aire para que acople con el restrictor, a más de esto se debe acomodar al movimiento de la dirección del vehículo.



Fig. 4.12. Acople de la tubería de ventilación en el plato de protección del disco de freno. Fuente: Los Autores.



Fig. 4.13. Pintado de las tuberías, obturadores de aire y elementos de sujeción.

Fuente: Los Autores.

Y finalmente se aplicó pintura en todas las partes conformantes del sistema de tuberías, restrictores, protectores y aletas.

4.2.2 Perforación de los discos de freno.

Construidas ya las tuberías de ventilación, ahora se procede a la perforación de los discos de freno, con una broca de 5mm de diámetro como ya se estimó en el capítulo anterior.



Fig. 4.14. Perforación del disco de freno. Fuente: Los Autores.

Se manifestó que hay que tener cuidado con el diámetro del agujero de perforación, puesto que este atraviesa al canal de ventilación del propio disco, con una taladradora de mesa se realizó las perforaciones en el lugar exacto del disco, para evitar las aristas producto del mecanizado se realizó un avellanado de los agujeros con un avellanador de 60°.



Fig. 4.15. Avellanado de los agujeros de perforación del disco de freno. Fuente: Los Autores.

El objetivo principal del avellanado es evitar los puntos calientes en el disco, puesto que un agujero presenta una arista y es aquí donde se concentran altas temperaturas,

en cambio un agujero avellanado presenta dos aristas aliviando las tensiones. Existen tres tipos de mecanizado de agujeros.

- a) Agujero sin avellanar.- presenta una arista de 90° , es en esta zona en donde se concentran altas temperaturas.

PUNTO CALIENTE

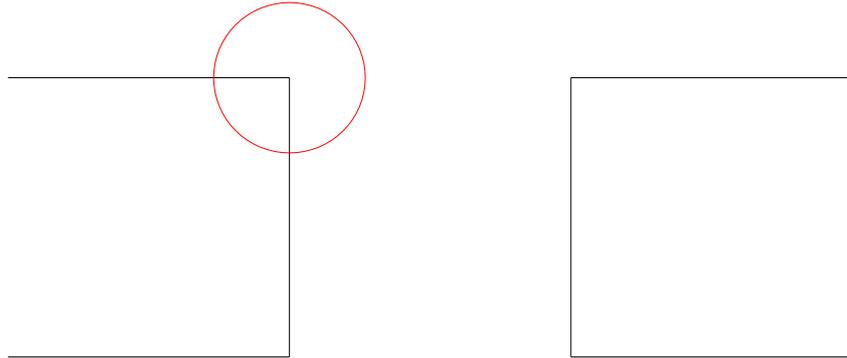


Fig. 4.16. Agujero sin avellanar. Fuente: Los Autores.

- b) Agujero avellanado.- presenta dos aristas y pueden ser de ángulo menores a 90° , en este tipo se alivian las tensiones por altas temperaturas puesto que la temperatura se concentran en las dos aristas.

PUNTOS CALIENTES

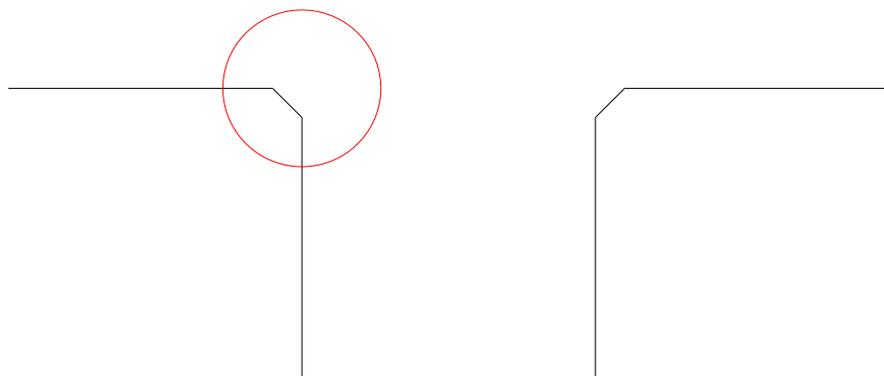


Fig. 4.17. Agujero avellanado. Fuente: Los Autores.

- c) Agujero sin arista.- esta agujero no presenta ninguna arista por lo tanto no va a tener puntos calientes, ya que la temperatura se dispersa de manera uniforme en la curvatura.

SIN PUNTOS CALIENTES

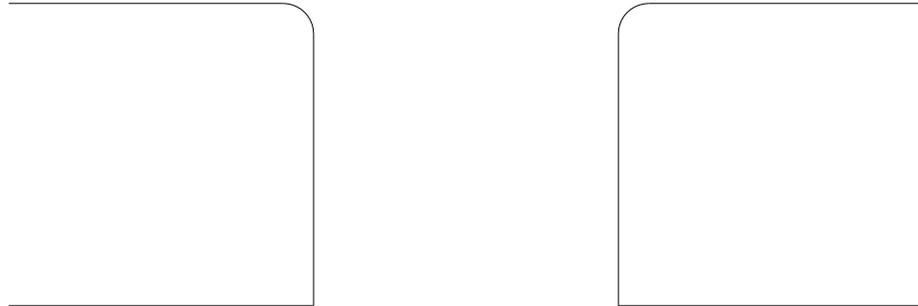


Fig. 4.18. Agujero sin arista. Fuente: Los Autores.

4.2.3. Construcción del circuito electrónico de control de temperatura.

Con todos los elementos mecánicos construidos, ahora se va a construir la parte electrónica de control de temperatura así como el de monitoreo.

4.2.3.1. Protector del sensor de rpm.

Como ya se sabe el sensor a utilizar es un fototransistor, pero por si solo no envía señales al contador de rpm, así que hay que construir el circuito el que logre que las señales de haz de luz llegue al contador. Pero antes se debe proteger los circuitos del sensor así que se construyó un protector de aluminio que se instalará más adelante en el disco de freno.

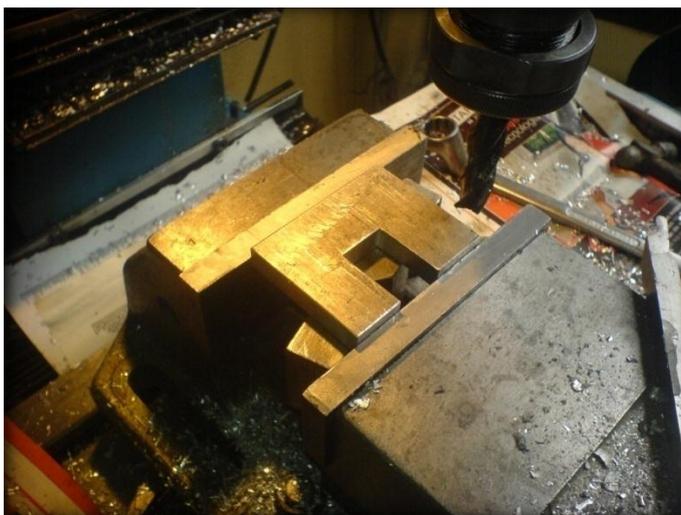


Fig. 4.19. Protector de sensor de rpm. Fuente: Los Autores.

Las características dimensionales del protector satisfacen las necesidades de albergar en parte al disco de freno, puesto que el haz de luz del encoder atravesara los seis agujeros del disco por cada vuelta que este realice.



Fig. 4.20. Lugar de acople del sensor de rpm. Fuente: Los Autores.

Se practicó un recorte en el plato protector del disco de freno, para albergar al sensor de rpm y este se emperna conjuntamente con la mordaza de pastillas.

4.2.3.2. Tarjeta de control.

Ahora en la siguiente gráfica se muestra el circuito principal, el monitor de temperatura y de velocidad de avance del vehículo.

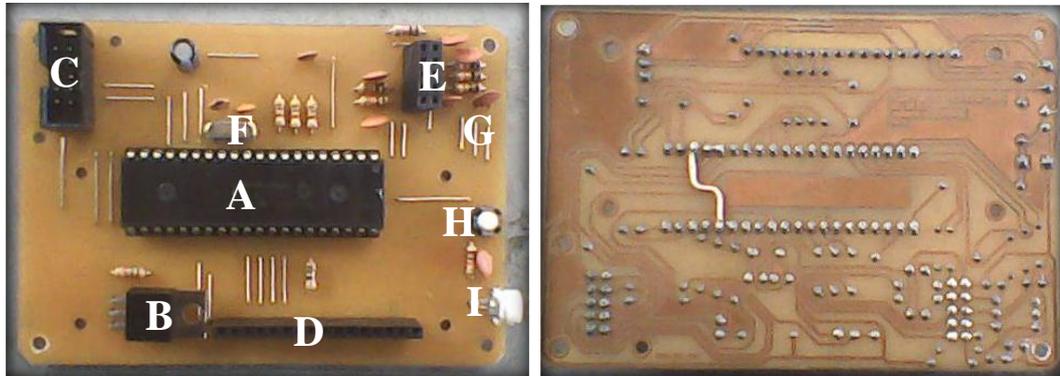


Fig. 4. 21. Tarjeta del circuito principal de control de temperatura de discos de freno.

Fuente: Los Autores.

Se observa que el circuito consta del PIC (A), transistor del led de LCD (B), Conector de datos que recibe y envía señales al circuito de potencia (C), pines de conexión con el LCD (D), pines de conexión de la botonera de selección (E), el clock que le da los pulsos para el microprocesador (F), filtros (G), el botón de reset (H), potenciómetro de calibración de contraste de luz de fondo del LCD (I).

4.2.3.3. Tarjeta del circuito de la fuente y de potencia.

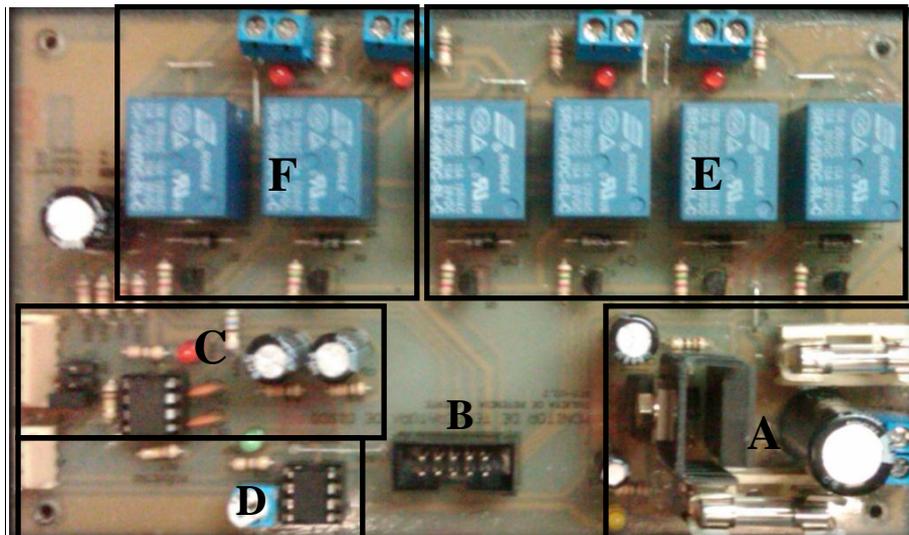


Fig. 4.22. Tarjeta del circuito de la fuente, y de potencia de control de ventiladores y aletas de ventilación de discos de freno. Fuente: Los Autores.

Se puede apreciar en la tarjeta: El circuito de la fuente de alimentación de los circuitos (A). El conector de datos que recibe y envía señales al circuito principal (B). El filtro pasa bajo y conectores del sensor infrarrojo de temperatura (C). Potenciómetro de sensibilidad, y amplificador del sensor de rpm con el led de aviso y conector (D). Circuito de activación, y de inversión de giro de las aletas de obturación de la tobera (E). Circuito de activación de los electro ventiladores (F).

4.2.3.4. Botonera.



Fig. 4.23. Circuito de botones del control de temperatura. Fuente: Los Autores.

El circuito de botones consta de dos leds, el de color amarillo indica el encendido del circuito principal, y el de color blanco indica que el disco de freno ha alcanzado la temperatura seleccionada, los pulsantes de selección de temperatura, y de velocidad del vehículo, además de encendido y apagado de la luz de fondo del LCD.

a.- Funciones de botones.



: Regresar y negación.



: Avanzar y afirmación.



: Subir valores, de temperatura de discos de freno y velocidad del vehículo.



: Disminuir valores, de temperatura de discos de freno y velocidad del vehículo.



+



: Reset de valores, el circuito retoma los valores de por defecto.



: Encendido y apagado de la luz de fondo del LCD.

4.2.3.5. LCD.

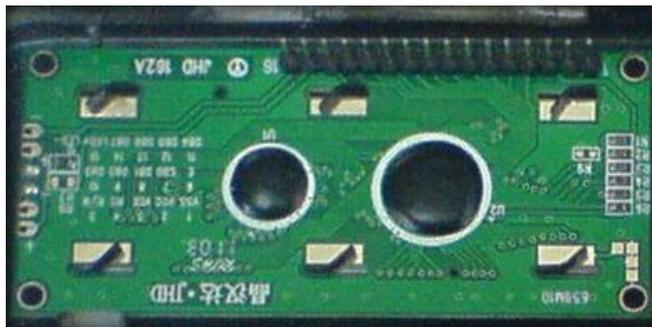


Fig. 4.24. Circuito de LCD de visualización. Fuente: Los Autores

4.2.3.6. Carcasa de LCD y Botonera.



Fig. 4.25. Caja de circuito principal de PVC. Fuente: Los Autores.

Es necesario masillar la superficie de la caja para eliminar las rugosidades, y luego pintarla para finalmente colocar un adhesivo.



Fig. 4. 26. Monitor de velocidad y temperatura con la botonera de funciones. Fuente: Los Autores.

4.2.3.7. Sensor de rpm.



Fig. 4. 27. Circuito del sensor de velocidad. Fuente: Los Autores.

4.3. Armado e implementación del sistema mecánico en el vehículo.



Fig. 4.28. Colocación de la malla de protección de ventiladores. Fuente: Los Autores.

Primeramente se colocó la malla de protección en el caracol de ventiladores, teniendo en consideración que estas no rocen en el rodete del ventilador y así provocar futuros daños.

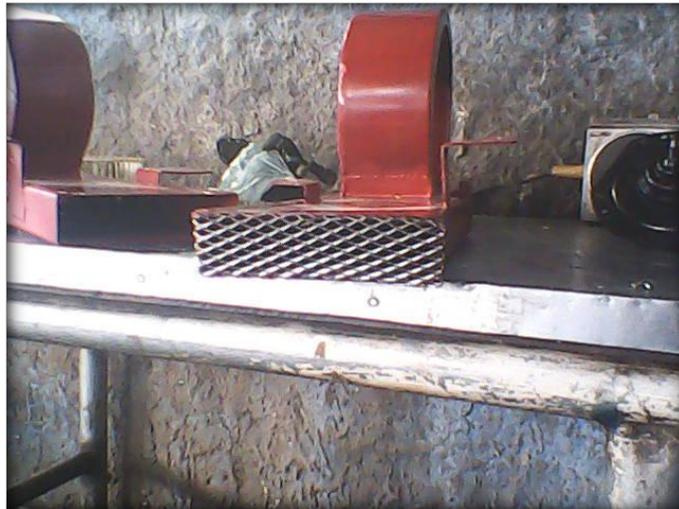


Fig. 4.29. Malla de protección de la tubería principal. Fuente: Los Autores.

Es necesario también proteger la parte delantera de las tuberías ya que este es la parte del sistema que más está propensa a amenazas en la vía, por ende se colocó mallas de protección.



Fig. 4.30. Ensamble de los rodetes de ventilación. Fuente: Los Autores.

Se ensamblan los rodetes a su respectivo ventilador, con el ajuste necesario del eje, y asegurándolo con un seguro, para evitar que se afloje con la rotación.



Fig. 4.31. Disposición de los electros ventiladores. Fuente: Los Autores.

En seguida se arma el ventilador dentro del caracol, teniendo presente que los conectores, siempre apunten hacia arriba.

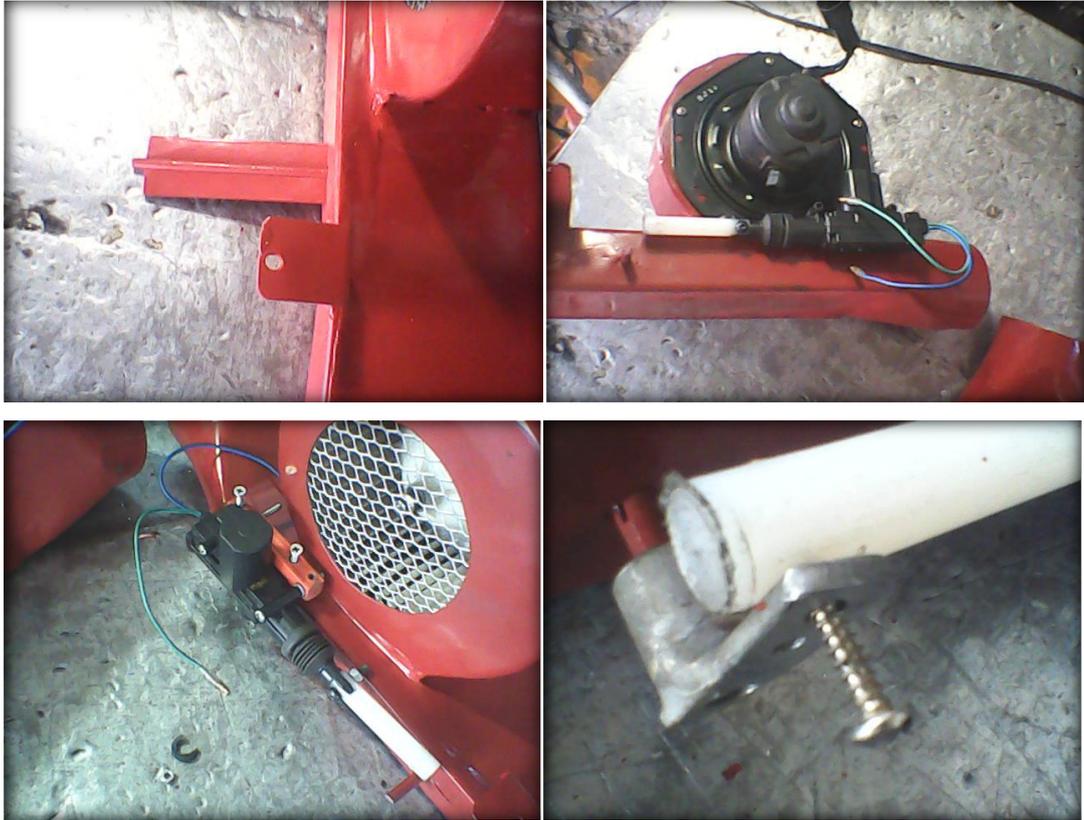


Fig. 4.32. Ensamble de las aletas y mecanismos de apertura y cierre de paso de aire.

Fuente: Los Autores.

Posteriormente se coloca en su lugar las aletas de obturación, motores de apertura y cierre con sus respectivos mecanismos y anclajes.



Fig. 4.33. Ensamble de los restrictores de aire. Fuente: Los Autores.

Una vez listo los elementos adjuntos a las tuberías, se adaptaron al vehículo. Se aprovecharon los agujeros propios de la carrocería del vehículo para evitar maquinar otros.

Los restrictores de aire se colocaron en el plato de suspensión del vehículo, con bridas de alta presión se aseguraron las mangueras flexibles de 1 plg en el plato protector del disco de freno.



Fig. 4.34. Tubería de ventilación debajo de parachoques. Fuente: Los Autores.



Fig. 4.35. Ubicación del protector y manguera flexible de 3 plg. Fuente: Los Autores.

Los protectores se sujetaron con tuercas M6 en los pernos propios de la carrocería.



Fig. 4.36. Sujeción de las tuberías de ventilación a la carrocería. Fuente: Los Autores.

Se observa la ubicación de los sujetadores de las tuberías en la carrocería del vehículo.

4.4. Armado e implementación del circuito electrónico y de control.

Antes de instalar el circuito electrónico, hay que tomar en cuenta que si este se alimenta con la batería del vehículo, presentara inconvenientes, por motivos de ruido electrónico, ya sea este procedente de la radio, bobina de ignición, ventilador de radiador, etc. Para evitar inconvenientes futuros, lo que se realizo es un conexionado para alimentar el circuito con una fuente aislada de 12Vcc con corriente inicial de 7.1 A y 7.2 Ah.



Fig. 4.37. Batería de alimentación del circuito electrónico. Fuente: Los Autores.

En el instante de poner en marcha el circuito electrónico esta batería debe desconectarse de la batería principal del vehículo, una vez que se apague el circuito electrónico, nuevamente debe conectarse a la batería principal, con el fin de que se recargue.

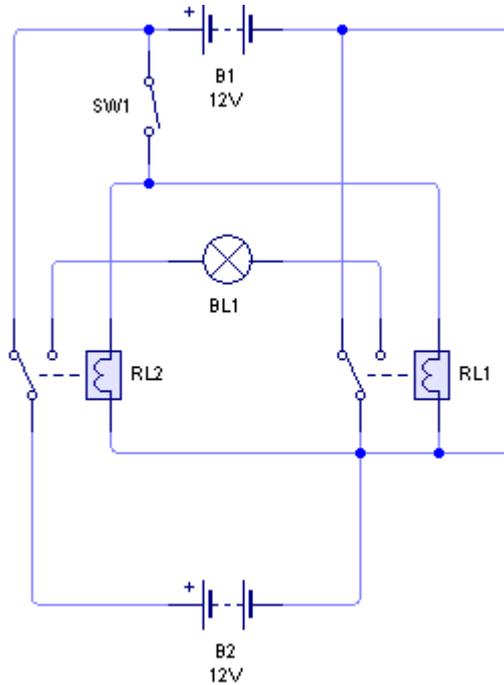


Fig. 4.38. Circuito de baterías. Fuente: Los Autores.

Se aprecia que en la posición de contacto abierto, las dos baterías se encuentran comunicadas, tanto por la parte positiva como negativa, mediante los relés que se encuentran en reposo. En esta situación, la batería B2 recibe carga de la batería B1, y el circuito electrónico BL1 se encuentra apagado. Al momento de cerrar el contacto, los relés se excitan y así las baterías se aíslan, y B2 encenderá el circuito electrónico.



Fig. 4.39. Ubicación de la batería de circuito electrónico. Fuente: Los Autores.

Por consiguiente y por disposición de espacio la batería de circuitos se colocó junto a la batería principal.

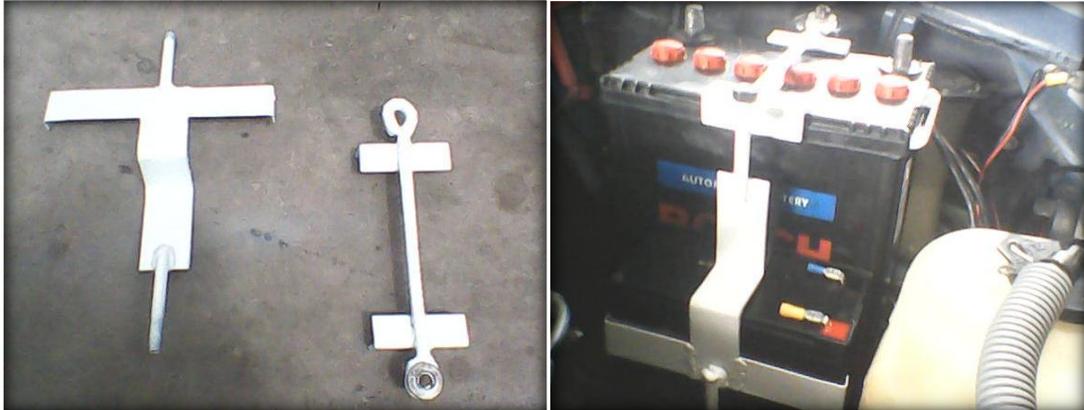


Fig. 4.40. Sujeción de las baterías en el vehículo. Fuente: Los Autores.

Se construyó una platina de sujeción que albergara a las baterías y evitar el movimiento brusco.

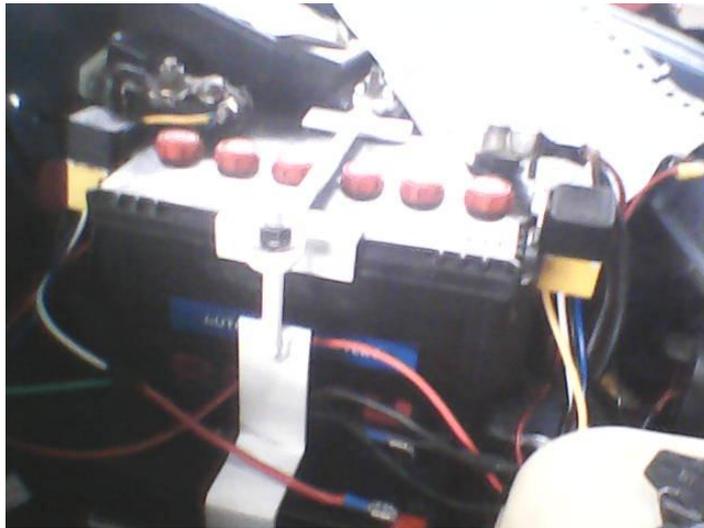


Fig. 4.41. Conexión de las baterías. Fuente: Los Autores.

Como se mencionó antes, el circuito de baterías debe poseer dos relés uno para conectar y desconectar los positivos, y otro para los negativos.



Fig. 4.42. Lugar de ubicación del circuito de potencia. Fuente: Los Autores.

Una vez instaladas las baterías, ahora se va a buscar un lugar para ubicar la caja del circuito de potencia, un buen lugar fue debajo de la consola del tablero de instrumentos.

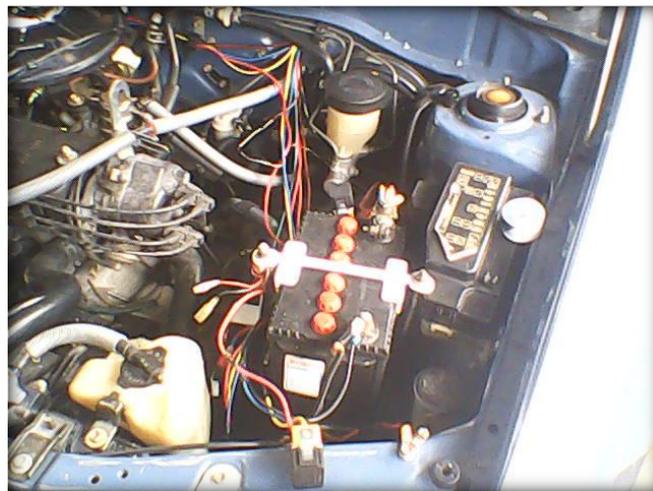


Fig. 4.43. Conexión de circuitos. Fuente: Los Autores.

El conexionado de cables de los circuitos se realizó bajo el siguiente código de colores.

Rojo A.W.G 14.- positivo de batería de circuito electrónico, y positivo de electro ventiladores.

Negro A.W.G 14.- negativo de batería de circuito electrónico.

Gemelo rojo y negro A.W.G 18.- positivo o negativo del motor de apertura de aleta de obturación.

Amarillo A.W.G 16.- positivo de relé de electro ventilador.

Azul A.W.G 16.- negativo de relé de electro ventilador.

Verde A.W.G 16.- alimentación de switch de encendido de circuito electrónico.

Rojo A.W.G 16.- alimentación de relés de baterías.

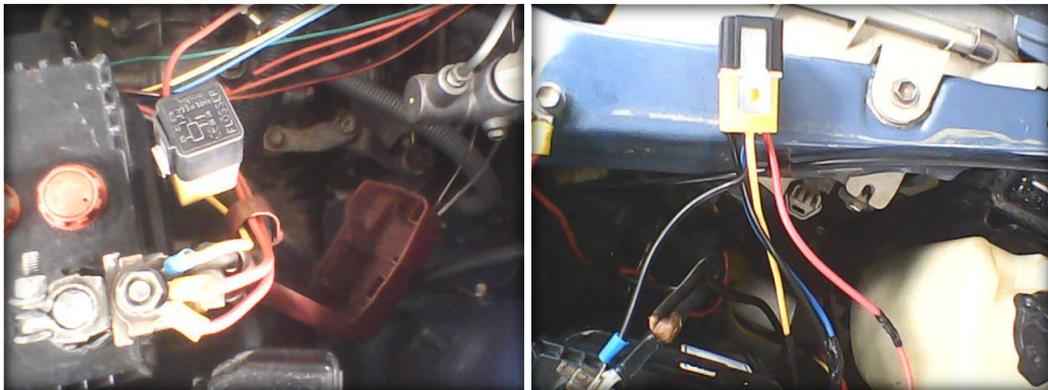


Fig. 4.44. Relés de baterías, positivo y negativo respectivamente. Fuente: Los Autores.

Se observa el cableado de circuitos los cuales están codificados de manera que se les puede identificar con facilidad.

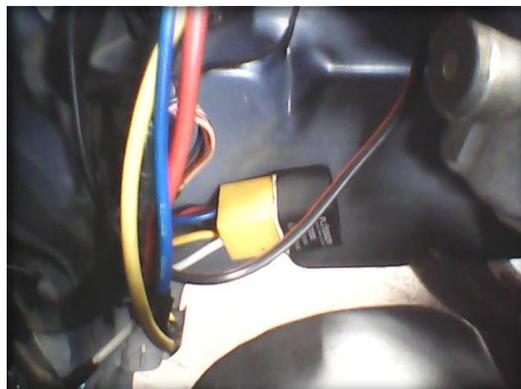


Fig. 4.45. Relé de activación de electro ventilador. Fuente: Los Autores.

De la misma manera los relés de electro ventiladores se ubicaron cerca de estos, además hay que considerar que la alimentación de estos proviene de la batería principal, por lo que hay que protegerlos con un fusible de 10 A para prevención de un elevado amperaje.

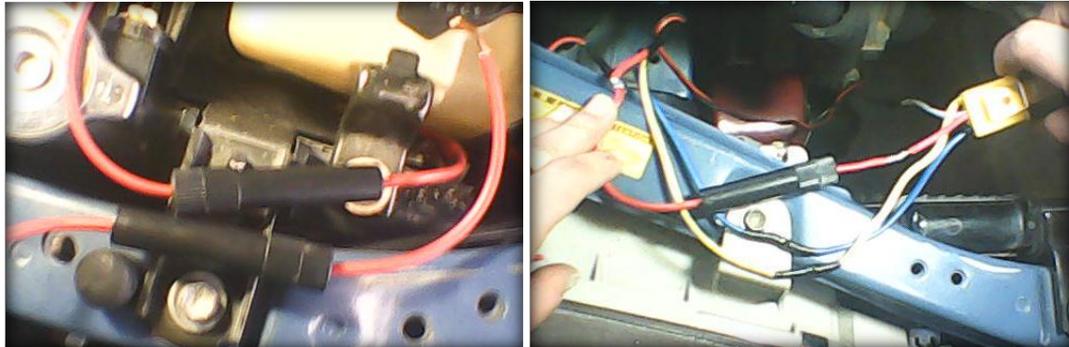


Fig. 4.46. Conexión de los fusibles de los electros ventiladores. Fuente: Los Autores.

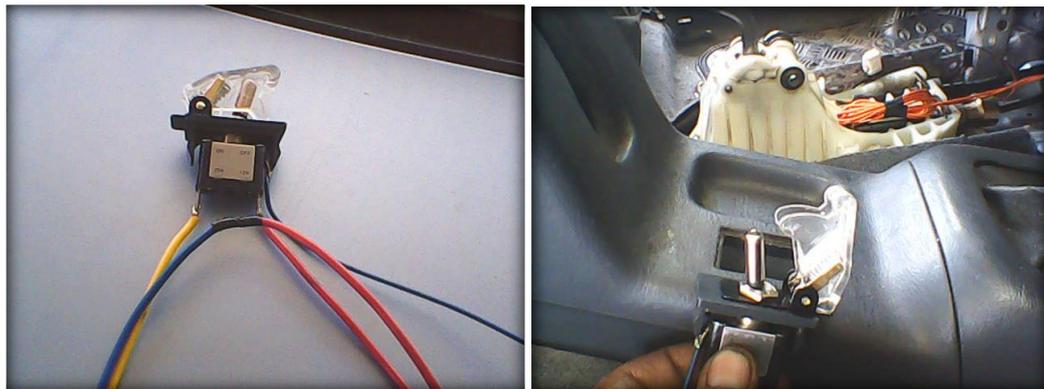


Fig. 4.47. Switch de encendido del circuito electrónico. Fuente: Los Autores.

El switch de encendido se ubicó en la consola del tablero de instrumentos por debajo de la palanca de freno de emergencia de tal manera de tener fácil acceso a este. Este elemento es el encargado de enviar las señales a los relés de las baterías.



Fig. 4.48. Agujero de paso de cableado. Fuente: Los Autores.

Un agujero de comunicación del habitáculo del vehículo con el cofre de motor nos sirvió para pasar los cables de los circuitos.

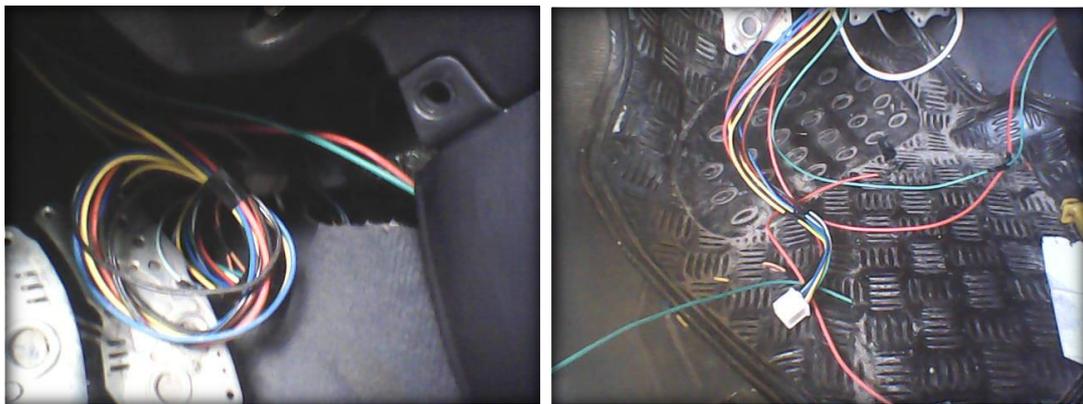


Fig. 4.49. Socket de conexión de cableado al circuito de potencia. Fuente: Los Autores.

Para tener mayores comodidades de acceso al circuito de potencia, se instaló un socket, cuyos cables poseen señales de alimentación, y de activación de los ventiladores y aletas de obturación.



Fig. 4.50. Base y monitor del circuito electrónico. Fuente: Los Autores.

El monitor de temperatura y velocidad se ubicó en la parte izquierda del volante, ya que en este lugar existe un accesorio que se extrajo y se fabricó una base de PVC.

4.5. Pruebas del sistema de ventilación.

Ahora con el sistema en función, se va a realizar las pruebas del mismo, las pruebas de velocidad de aire se realizarán con vehículo detenido, para luego conocer la efectividad de las tuberías que dirigen aire hacia los discos. Luego se realizará una prueba dinámica para saber la efectividad del sistema de ventilación.

4.5.1. Prueba de consumos de corriente de elementos de ventilación.

Es importante saber el consumo de los elementos eléctricos, y electrónicos del sistema, ya que de esto depende el consumo de combustible del vehículo, que se convertiría en una desventaja.

ELEMENTOS	Consumo en arranque (A)	Consumo funcional (A)
Electro ventilador derecho	17	5,25
Electro ventilador izquierdo	17	5,23
Motor lineal derecho	3,2	3
Motor lineal izquierdo	3,2	3
LCD, y otros	0,75	0,5

Tabla 4.1. Consumos de elementos eléctricos, y electrónicos del sistema de ventilación. Fuente: Los Autores.

4.5.2. Prueba de velocidad.

Por motivos de comodidad de mediciones de velocidad del aire que ingresa al sistema de ventilación, esta prueba se llevó a cabo con un ventilador axial industrial, de un banco dinamométrico. Este ventilador está diseñado para enviar aire a grandes velocidades, la velocidad y presión del aire va a depender de la distancia a la que se encuentre.



Fig. 4.51. Ventilador axial MAHA de banco dinamométrico, Fuente: Los Autores.

La prueba de velocidad se llevó a cabo con una distancia del vehículo al ventilador de 2m aproximadamente, el vehículo se embanco a una altura máxima de 40cm, el flujo de aire se encuentra a una altura de 80 cm.



Fig. 4.52. Disposición del vehículo y ventilador. Fuente: Los Autores.

Lo ideal para la prueba sería tener el vehículo a una altura adecuada, de tal manera que el flujo de aire del ventilador se dirija directamente a las tuberías de ventilación. Además la boca de salida de flujo no se extiende del ventilador, por lo que a mayor distancia, el aire pierde velocidad, presión, y dirección.



Fig. 4.53. Anemómetro. Fuente: Los Autores.

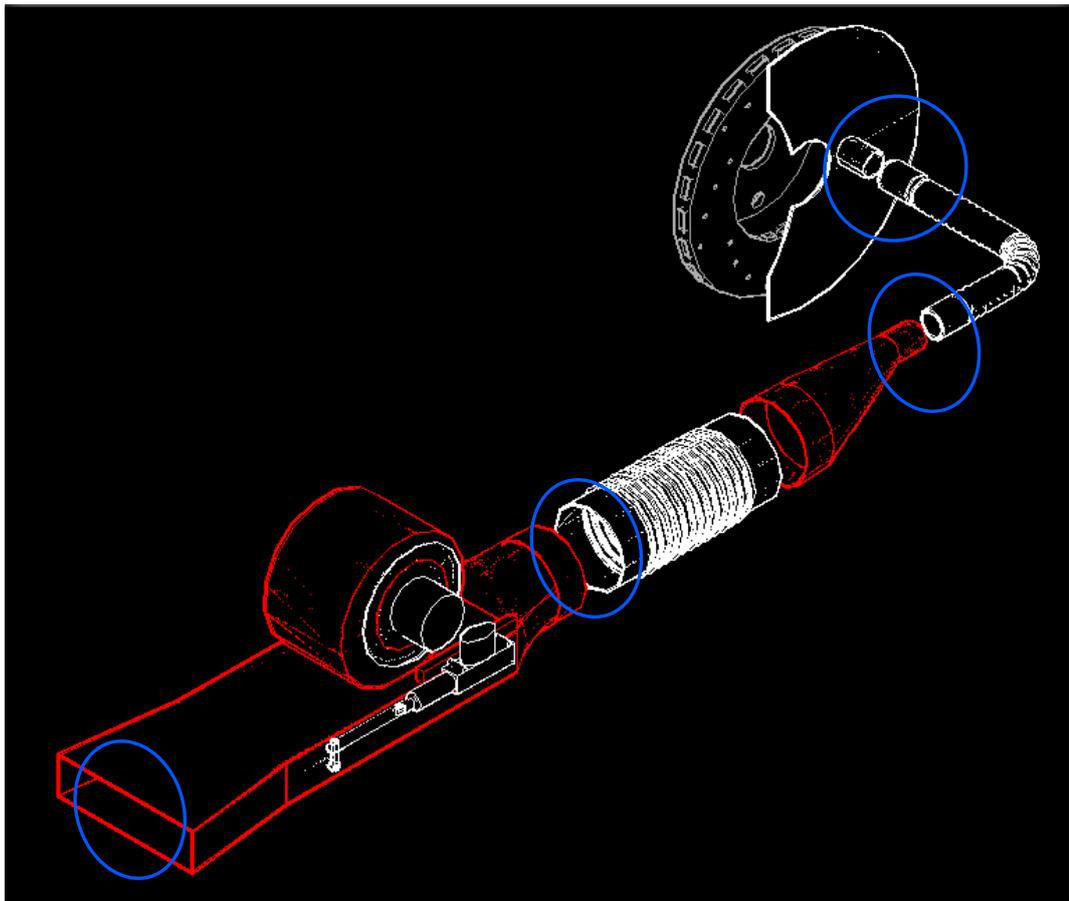


Fig. 4.54. Lugares de ubicación del anemómetro para la prueba de velocidad. Fuente: Los Autores.

La velocidad del aire se midió con un anemómetro, con cuyas características se visualizó los datos en m/s, este instrumento se colocó en diferentes lugares de la tubería de ventilación. Para tener una mejor medición para todas las pruebas el anemómetro se colocó en la misma posición de lectura, y siempre en serie en las direcciones del flujo de aire del sistema, para cada tramo de medición siempre se mantuvo conectado el sistema a la entrada del plato protector del disco.

A continuación se presenta una tabla de velocidades en los puntos de medición.

PRUEBA DE VELOCIDAD		
	CONDUCTO IZQUIERDO	CONDUCTO DERECHO
Velocidad de aire en la campana	7,4 m/s	7,9 m/s
Velocidad de aire en la salida de tubería rígida	5,7 m/s	5,2 m/s
Velocidad de aire en la salida de reducción	14,9 m/s	14,4 m/s
Velocidad de aire en la entrada del plato disco	12,1m/s	12 m/s

Tabla 4.2 Variación de velocidades en las tuberías de ventilación. Fuente: Los Autores.

Se puede apreciar que las velocidades en la entrada de las tuberías no es la misma, se puede decir que el flujo de aire del ventilador no es el mismo en diferentes puntos del parachoques del vehículo, ahora, en un mismo conducto, la velocidad de aire a la salida de la tubería rígida es aproximadamente el 77% de la velocidad en la campana, esto significa que hay una pérdida del 23%, el primer factor es la disposición de la malla protectora en la campana de la tubería principal y además la prueba no se realizó con un flujo en la misma dirección de las tuberías.

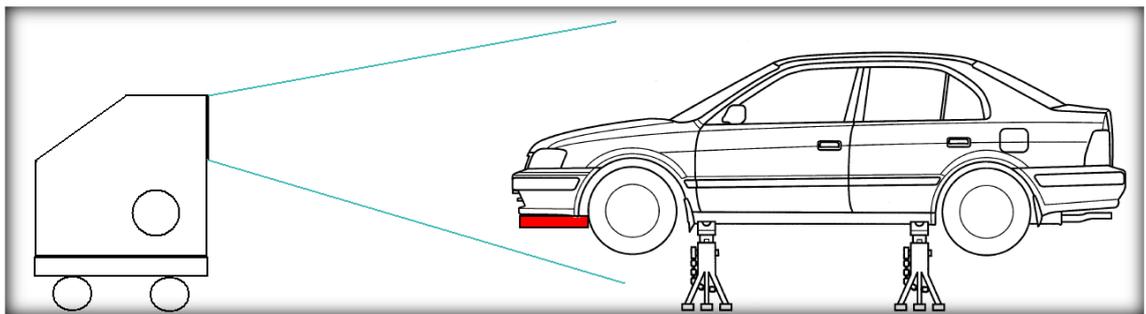


Fig. 4.55. Flujo de aire del ventilador. Fuente: Los Autores.

En la figura anterior se puede apreciar que el flujo de aire del ventilador no llega en la misma dirección de las tuberías, por lo que habrá una pérdida de velocidad, ya que el aire tendrá que cambiar de dirección y dirigirse a los discos de freno, algo que no ocurre en carretera, ya que aquí el flujo ira en la misma dirección y la velocidad de salida de la tubería rígida es la misma que en la entrada.

Ahora la velocidad en la salida de la restricción es indiscutible que debe ser mayor a la analizada anteriormente, es en este lugar en donde el aire gana velocidad, pero siempre manteniendo el mismo caudal de entrada.

Y finalmente la velocidad de entrada al pato protector del disco de freno es menor, ya que para llegar a esta zona el aire tuvo que pasar por una tubería que cambio de dirección en orden de 90° . Mientras más abierta sea el radio la curvatura, menos pérdida de velocidad hay, por esta razón existirá una diferencia de velocidad en las dos tuberías cuando el vehículo cambie de dirección.

A continuación se presenta una tabla de velocidades enviadas por los electros ventiladores del sistema.

PRUEBA DE ELECTROS VENTILADORES.		
	VENTILADOR IZQUIERDO	VENTILADOR DERECHO
Velocidad de aire en la salida de tubería rígida	12,1 m/s	14,9 m/s
Velocidad de aire en la salida de reducción	32,6 m/s	32,1 m/s
Velocidad de aire en la entrada del plato disco	26,8 m/s	24,1 m/s

Tabla 4.3. Variación de velocidades de los electros ventiladores. Fuente: Los Autores.

Se puede observar que la velocidad de los electros ventiladores no es la misma a pesar que los diseños de tuberías son los mismos, esto significa que hay una variación de resistencia de los motores de los ventiladores, el que entrega más cantidad de aire posee menos resistencia en su bobinado, por ende más rpm.

El análisis de las demás velocidades es la misma que la anteriormente mencionada.

A continuación se presentan una tabla de caudales de llegada a los discos de freno, tanto para ventiladores, como de velocidad de avance del vehículo.

CAUDALES DE AIRE DE LLEGADA AL DISCO DE FRENO.		
	DISCO DE FRENO IZQUIERDO	DISCO DE FRENO DERECHO
Caudal de aire con avance del vehículo	0,044 m ³ /s	0,047 m ³ /s
Caudal de aire de ventiladores.	0,082 m ³ /s	0,10 m ³ /s

Tabla 4.4. Caudales de aire en los discos de freno. Fuente: Los Autores.

4.5.3. Pruebas en el frenometro.

El frenometro es un banco diseñado para medir la fuerza de frenado de un vehículo, se trata de una plataforma en cuya estructura se dispone de sensores, los cuales miden la fuerza aplicada. El banco tiene dos plataformas individuales una para cada dos ruedas del mismo lado. Un programa LabVIEW visualiza por separado las fuerzas en distintas pruebas.



Fig. 4.56. Banco de pruebas de frenado. Fuente: Los Autores.

El programa del banco visualiza cada una de las pruebas por separado, de igual manera un porcentaje diferencial entre las fuerzas de cada rueda. Existen tres pruebas a realizarse, del tren delantero, tren posterior, y freno de emergencia. Las pruebas realizadas con los discos perforados van a servir para saber la fuerza de frenado, y el comportamiento de estas a distintas temperaturas, puesto que se requiere establecer un rango de temperatura optima de funcionamiento, y de esta manera garantizar la seguridad activa del vehículo.

Los porcentajes de diferencia de fuerza se ven involucrados por el estado de los elementos de accionamiento del freno, por lo que se dio un mantenimiento, para lograr una equidad en el frenado.



Fig. 4.57. Ablandamiento del pistón y bujes de la mordaza de freno. Fuente: Los Autores.

Todas las pruebas se realizaron a una distancia de vehículo a las plataformas de 4m, y con el mismo conductor de tal manera que no haya una variación considerable de la presión en el pedal, de esta manera se estima la fuerza con la que frena el tren delantero.



Fig. 4.58. Rodillos de taxímetro. Fuente: Los Autores.

Antes de las mediciones es necesario calentar los discos de freno, para lo cual se colocó el eje delantero sobre el banco de rodillos de taxímetro. El cual comunica las dos ruedas mediante un eje común, y los otros ejes son libres.



Fig. 4.59. Sujeción del vehículo al banco de rodillos. Fuente: Los Autores.

Para asegurar la dirección del vehículo, con arneses enganchamos al vehículo al banco de rodillos. Para lograr que los discos alcancen altas temperaturas se puso en marcha el vehículo y se aplicó los frenos. La temperatura máxima alcanzada fue de aproximadamente 200 °C.

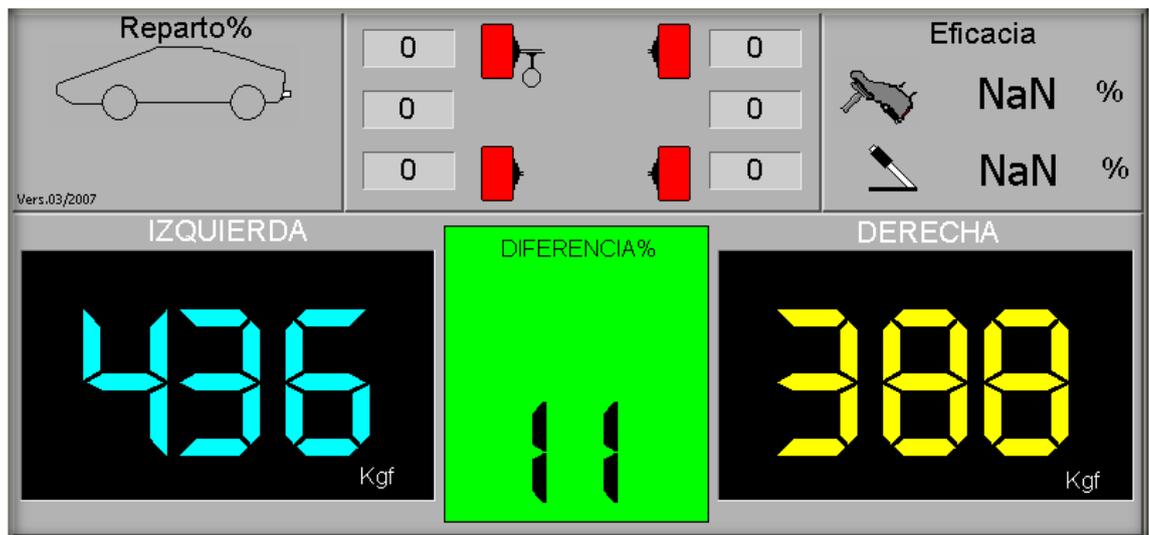
A continuación se muestra una tabla de la fuerza de frenado a distintas temperaturas.

TEMPERATURA DE LOS DISCOS DE FRENO (°C).	FUERZA DE FRENADO RUEDA IZQUIERDA (KGF)	FUERZA DE FRENADO RUEDA DERECHA (KGF)	PORCENTAJE DE DIFERENCIA DE FUERZA (%)
26	312	288	8
30	360	332	8
50	404	324	20
60	400	376	6
70	404	324	20
78	436	388	11
90	392	356	9
110	380	339	11
130	344	308	10

140	336	316	6
150	320	260	19

Tabla 4.5. Variación de la fuerza de frenado a distintas temperaturas. Fuente: Los Autores.

Como se observa a temperatura ambiente el frenado no es eficiente, puesto que los materiales de fricción necesitan una temperatura más alta para dar mayor agarre, a medida que la temperatura aumenta, también lo hace la fuerza de frenado, aproximadamente una temperatura de 78°C es en donde las pastillas y disco dan sus mayores prestaciones. Y a medida que se incrementa más la temperatura, nuevamente la fuerza disminuye, haciendo que los frenos empiecen a fallar.



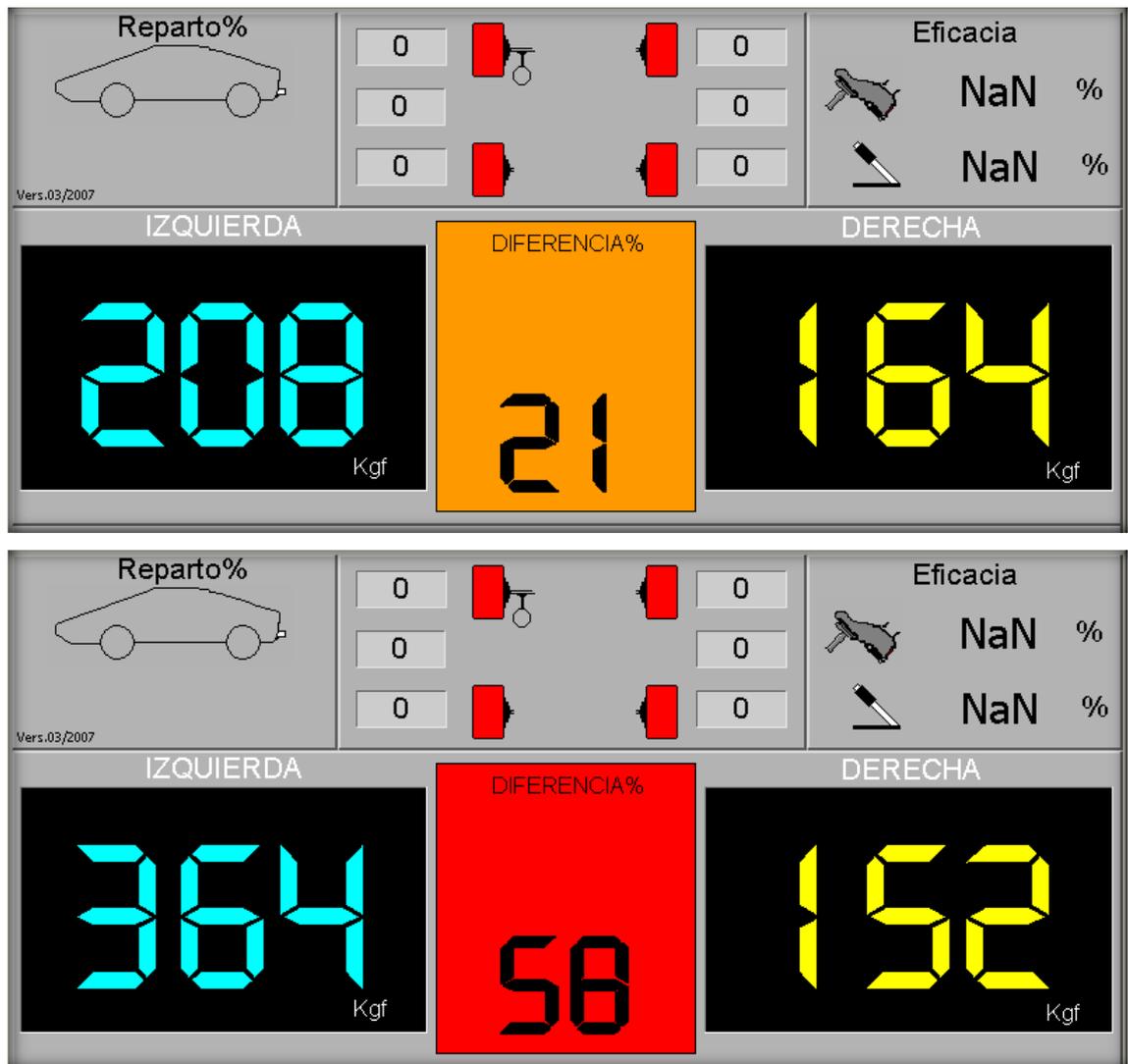


Fig. 4.60. Datos del banco de fuerza de frenado. Fuente: Los Autores.

Se puede observar la variación de fuerza de frenado tanto para la rueda derecha e izquierda respectivamente, además el fondo de los porcentajes se manifiestan en color: verde, cuando este porcentaje está dentro del rango normal de funcionamiento del freno, amarillo cuando el estado es intermedio, y rojo cuando el estado es malo por lo que hay que dar solución a este problema.

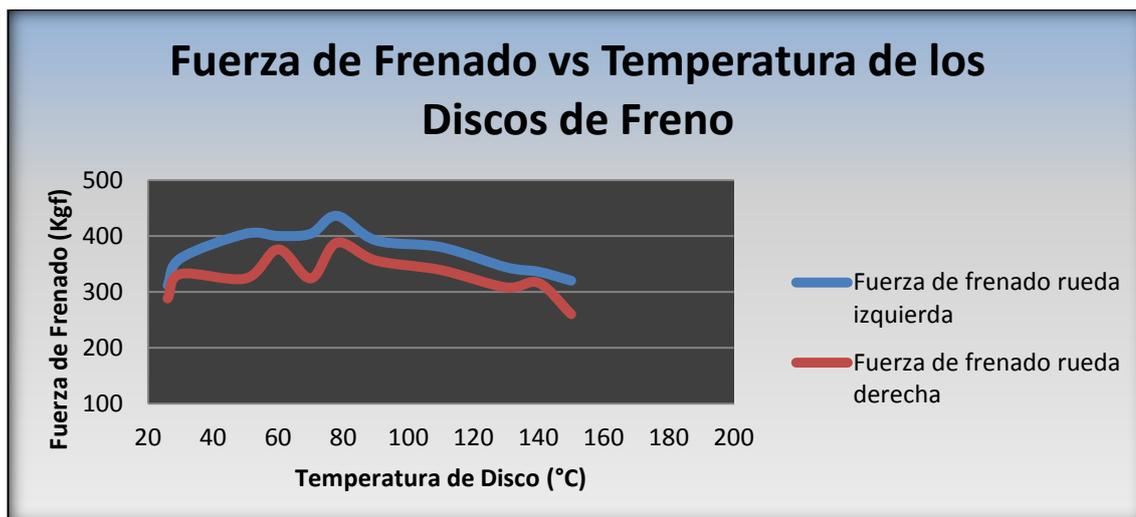


Fig. 4.61. Fuerza de frenado vs temperatura de los discos de freno perforados.

Fuente: Los Autores.

Cuando los elementos de accionamiento de freno, no se encuentran en buen estado, esto genera una diferente fuerza de frenado, lo que conlleva a una diferencia de temperatura de los discos.

A continuación se presenta una tabla de fuerza de frenado a diferentes temperaturas entre discos de freno.

Temperatura del disco de freno izquierdo (°C).	Temperatura del disco de freno derecho (°C).	Fuerza de frenado rueda izquierda (Kgf)	Fuerza de frenado rueda derecha (Kgf)	Porcentaje de diferencia de fuerza (%)
34	40	320	260	19
68	103	344	188	45
78	118	348	144	59

81	120	324	128	60
91	141	388	120	67
108	175	336	104	69
130	185	364	152	58

Tabla 4.6. Variación de la fuerza de frenado a diferentes temperaturas de los discos de freno. Fuente: Los Autores.

Cuando las temperaturas de los discos son diferentes, mayor es el porcentaje de diferencia, puesto que la rueda que contiene al disco con mayor temperatura pierde eficiencia de frenado, pues pierde coeficiente de adherencia, lo mismo sucede cuando las temperaturas van incrementándose.

A continuación se muestra una gráfica de la variación de fuerza de frenado a distintas temperaturas de los discos de freno.

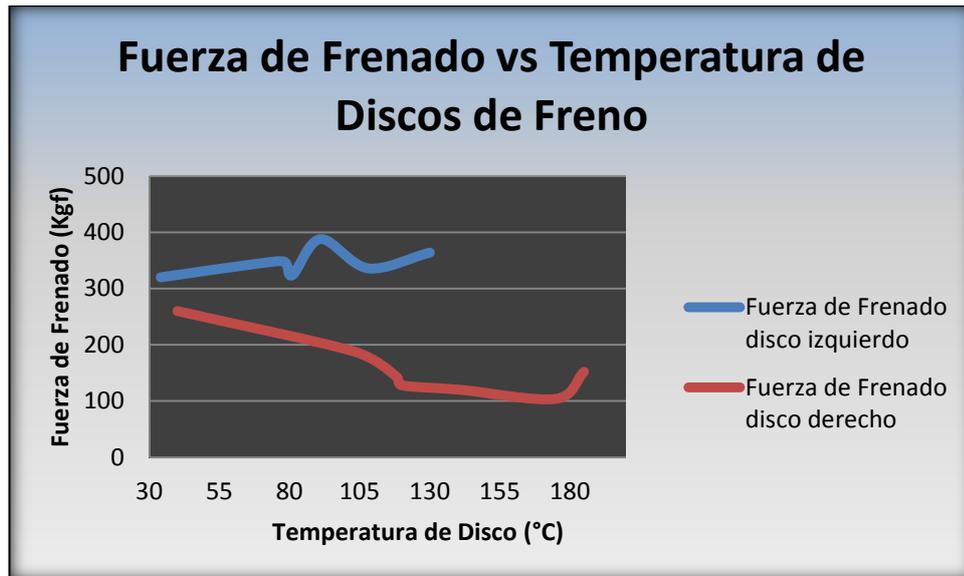


Fig. 4.62. Fuerza de frenado vs diferentes temperaturas de los discos de freno perforados. Fuente: Los Autores.

Pruebas de frenado con discos sin perforar.

Una vez conocidos los valores de fuerza de frenado con los discos perforados, ahora se hará una comparación con los discos sin perforar. De igual manera en el banco de rodillos se calentaron los discos, y los valores se muestran en la siguiente tabla.

TEMPERATURA DE LOS DISCOS DE FRENO (°C)	FUERZA DE FRENADO RUEDA IZQUIERDA (KGF)	FUERZA DE FRENADO RUEDA DERECHA (KGF)	PORCENTAJE DE DIFERENCIA DE FUERZA (%)
25	288	276	4
35	316	292	8

50	328	344	5
60	336	340	1
70	388	388	0
75	392	372	5
90	396	380	4
120	368	340	8
160	292	272	7

Tabla 4.7. Variación de la fuerza de frenado con el incremento de la temperatura de los discos sin perforar. Fuente: Los Autores.

Con los discos sin perforar la mayor fuerza de frenado se da a una temperatura de 90°C, a continuación se presenta una gráfica para apreciar mejor la curva de variación.

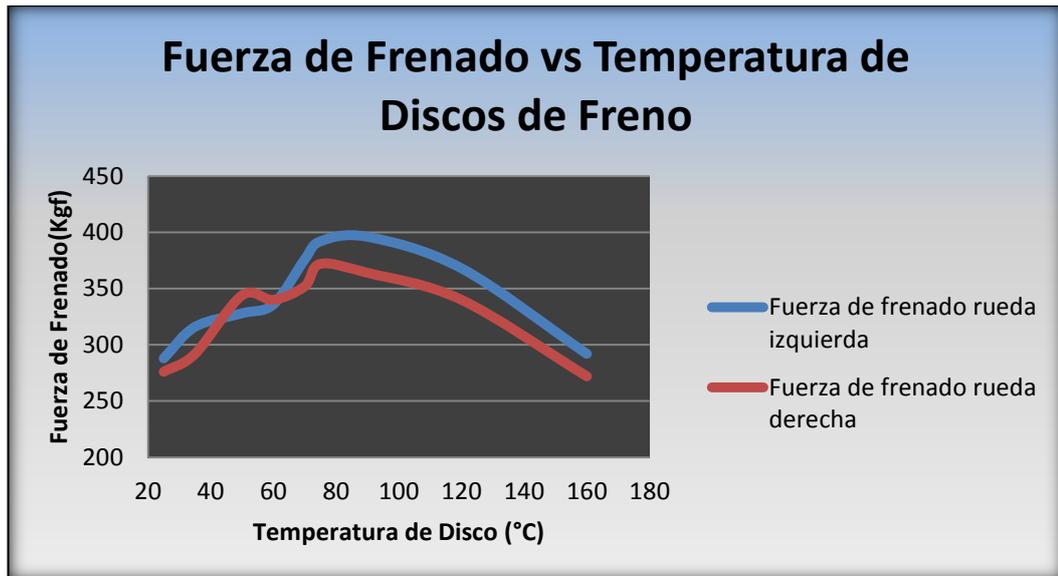
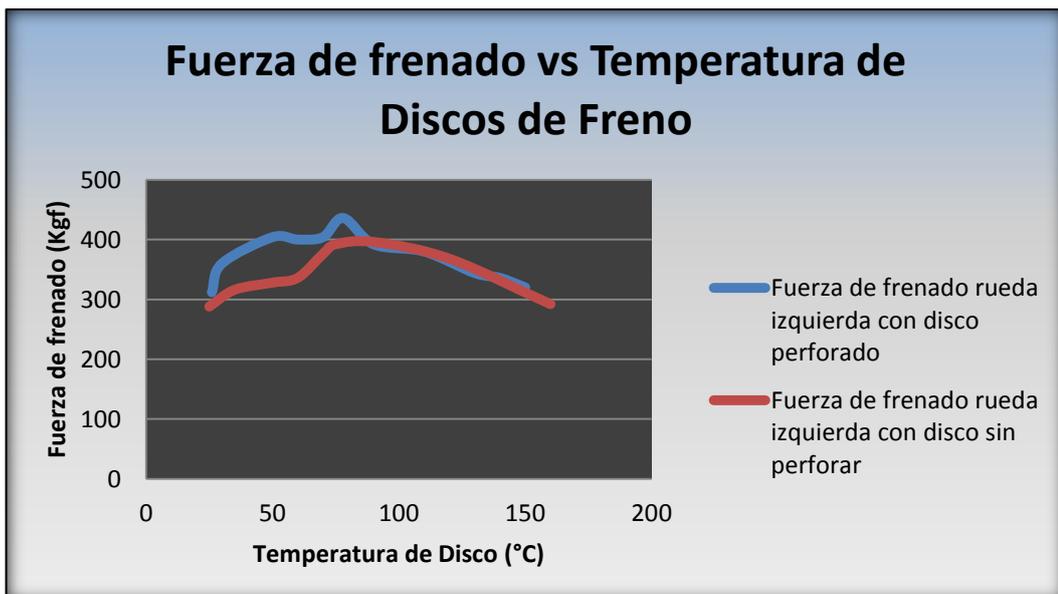


Fig. 4.63. Fuerza de frenado vs temperatura de los discos de freno sin perforar.

Fuente: Los Autores.

Se observa que con los discos sin perforar la fuerza de frenado a temperaturas inferiores a 70°C siguen trayectorias diferentes, a más temperatura el porcentaje de diferencia es aceptable, y las fuerzas son más uniformes.

A continuación se muestra una gráfica de los dos discos de freno para estimar sus diferencias.



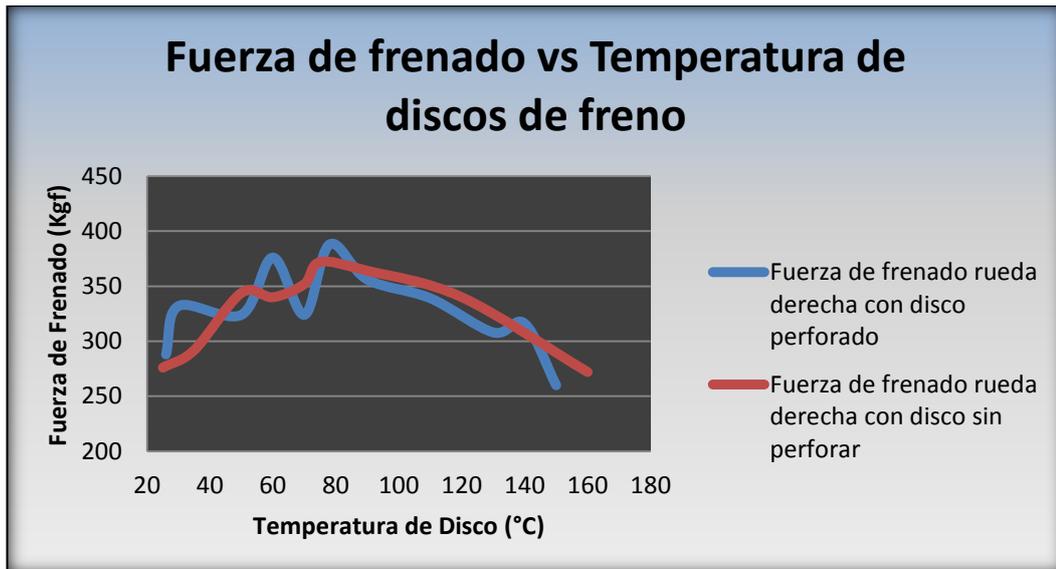


Fig. 4.64. Gráficas de variación fuerza de frenado a diferentes temperaturas para discos perforados y sin perforar. Fuente: Los Autores.

Se aprecia que la mayor fuerza de frenado se logra con los discos perforados, hasta alcanzar una temperatura de 80°C aproximadamente, de ahí hacia adelante las fuerzas de los dos discos se comportan de manera similar además se nota que la curva de los discos sin perforar es más uniforme, esto se debe a que hay una superficie completamente solida de fricción.

4.5.4. Pruebas estáticas de discos de freno.

4.5.4.1 Prueba estática con discos sin perforar.

Estimado la temperatura de funcionamiento óptimo del sistema de discos ventilados, se realizó una prueba con discos sin perforar, con el vehículo montado en los rodillos de taxímetro. Se calentaron los discos de freno hasta una temperatura de 100°C, y en seguida se pone en marcha el vehículo a una velocidad promedio de 70 Km/h, y se estima el tiempo que tarda en alcanzar la temperatura de 80°C.

Temperatura ambiente	20,5°C
Temperatura inicial del disco de freno izquierdo	104,1°C
Temperatura inicial del disco de freno derecho	105°C
Velocidad promedio	70Km/h
Tiempo de enfriamiento	2 min, 30 s
Temperatura disco izquierdo (Pirómetro)	80°C
Temperatura disco derecho (Pirómetro)	80,5°C

Tabla 4.8. Valores de la prueba estática de enfriamiento del disco sin perforar.

Fuente: Los Autores.

4.5.4.2. Prueba estática con disco perforado.

Ahora se realiza la prueba con los discos perforados. De igual manera los discos se calentaros hasta los 100°C, y se estima el tiempo de enfriamiento hasta 80°C.

Temperatura ambiente	20,5°C
Temperatura inicial del disco de freno izquierdo	101,7°C
Temperatura inicial del disco de freno derecho	100°C
Velocidad promedio	65Km/h
Tiempo de enfriamiento	2 min, 10 s
Temperatura disco izquierdo (Pirómetro)	81,2°C
Temperatura disco derecho (Pirómetro)	80,5°C

Tabla 4.9. Valores de la prueba estática de enfriamiento del disco perforados. Fuente: Los Autores.

Si hacemos una comparación de las dos tablas anteriores, se nota que con un disco perforado tarda 20 segundos menos en llegar a los 80°C, lo cual demuestra que los agujeros del disco si cumplen el trabajo de llevar aire fresco a la pastilla y así tener mayor disipación de calor al ambiente.

4.5.5. Pruebas en carretera.

4.5.5.1. Programación del circuito de control.

Mediante los botones del sistema electrónico se ingresan a configurar, de cuyos valores dependerá la activación de las aletas de obturación y de los electroventiladores, en las pruebas de velocidad se midió la velocidad de los ventiladores que está entre 12 y 15 m/s aproximadamente, por lo cual el promedio sería 13,5m/s que equivale a 48,8 Km/h, por tanto el rango de funcionamiento de los ventiladores es entre 0 y 50 Km/h, al igual que la activación de las aletas de obturación desde 50 a 90Km/h.

Temperatura a controlar.

Se puede programar la temperatura de funcionamiento, de tal manera que el sistema de ventilación actúe en los discos de freno, manteniendo la temperatura lo más cerca posible a la de mayor prestación de freno.

Sabemos que la temperatura ideal de frenado está entre los 70 y 90°C, así también el sensor infrarrojo de temperatura capta la temperatura de película que se forma entre la superficie de contacto y la del aire ambiente, lo que se realiza es una media entre estas dos, y así cargarlo en el sistema electrónico.

$$T_{control} = \frac{T_{ideal} + T_{ambiente}}{2}$$

En donde:

$T_{control}$: Es la temperatura a controlar (°C).

T_{ideal} : Es la temperatura ideal de funcionamiento de los discos de freno (°C).

$T_{ambiente}$: Es la temperatura del aire ambiente (°C).

Como en los cálculos de capítulo 1 se basan a una temperatura ambiente de 20 (°C), ahora vamos a hacer la misma suposición.

$$T_{control} = \frac{(80 + 20)^{\circ}C}{2}$$

$$T_{control} = 50^{\circ}C$$

De modo que la temperatura de programación en el control va a ser de 50°C.

4.5.5.2. Prueba dinámica de discos sin perforar.

A sabiendas que los discos sin perforar tienen un retardo de enfriamiento, ahora se realizó una prueba dinámica, de la misma manera se calentaron los discos de freno en carretera, y se estiman los tiempos de enfriamiento, de modo que la temperatura a enfriar es de 100°C a 80°C, en el LCD mostrara de 60°C a 50°C.

Temperatura ambiente	23,2°C
Temperatura del disco de freno (LCD)	60°C
Velocidad promedio	80Km/h
Tiempo de enfriamiento	3 min,6 s
Temperatura final del disco de freno (LCD)	50°C

Tabla 4.10. Valores de la prueba dinámica de enfriamiento del disco sin perforar.

Fuente: Los Autores.

Para la realización de esta prueba se desactivaron tanto los electros ventiladores, y aletas de obturación.

a.- Prueba de aletas de obturación.

Ahora se abrieron las aletas de obturación de aire, y así se estima el tiempo de enfriamiento.

Temperatura ambiente	23,2°C
Temperatura del disco de freno (LCD)	60°C
Velocidad promedio	80Km/h
Tiempo de enfriamiento	1 min, 29 s
Temperatura final del disco de freno (LCD)	50°C

Tabla 4.11. Valores de la prueba dinámica de enfriamiento del disco sin perforar con aleta de obturación abierta. Fuente: Los Autores.

Con un aporte de aire con una velocidad de avance del vehículo de 80Km/h, el tiempo de enfriamiento es aproximadamente la mitad del tiempo que tarda en llegar a la misma temperatura el disco con aleta cerrada.

4.5.5.3. Prueba dinámica con discos perforados.

Con los discos perforados en el vehículo se calentaron a la misma temperatura que las pruebas anteriores y se enfriaron según la siguiente tabla.

Temperatura ambiente	30,4 °C
Temperatura del disco de freno (LCD)	60°C
Velocidad promedio	80Km/h
Tiempo de enfriamiento	1 min, 24 s
Temperatura final del disco de freno (LCD)	50°C

Tabla 4.12. Valores de la prueba dinámica de enfriamiento del disco perforados.

Fuente: Los Autores.

a.- Prueba de aletas de obturación.

Ahora se abrieron las aletas de obturación de aire de las tuberías y el resultado fue el siguiente.

Temperatura ambiente	32,5 °C
Temperatura del disco de freno (LCD)	60°C
Velocidad promedio	80Km/h
Tiempo de enfriamiento	1 min, 17 s
Temperatura final del disco de freno (LCD)	50°C

Tabla 4.13. Valores de la prueba dinámica de enfriamiento del disco perforados con aleta de obturación abierta. Fuente: Los Autores.

Se aprecia en las tablas anteriores que hay una mínima diferencia de 7 segundos en el enfriamiento de discos con aletas cerradas y aletas abiertas.

4.5.5.4. Prueba de ventiladores.

Ahora se realizó una prueba con los ventiladores encendidos. Las temperaturas son las mismas antes mencionadas, con la diferencia que la velocidad de avance del vehículo debe ser menor a 50 Km/h.

Temperatura ambiente	32,5 °C
Temperatura del disco de freno (LCD)	60°C
Velocidad de aire de ventiladores	50 Km/h
Velocidad promedio	35Km/h
Tiempo de enfriamiento	3 min, 15 s
Temperatura final del disco de freno (LCD)	50°C

Tabla 4.14. Valores de la prueba dinámica de enfriamiento del disco perforados con ventilador encendido. Fuente: Los Autores.

Como esta prueba simula la activación de los electros ventiladores en velocidades bajas, el tiempo de enfriamiento es más prolongado, que cualquier otra circunstancia a altas velocidades, esto se debe a que los ventiladores envían aire a una velocidad constante.

A continuación se la misma prueba con ventiladores apagados.

Temperatura ambiente	31 °C
Temperatura del disco de freno (LCD)	60°C
Velocidad promedio	35Km/h
Tiempo de enfriamiento	3 min, 44 s
Temperatura final del disco de freno (LCD)	50°C

Tabla 4.15. Valores de la prueba dinámica de enfriamiento del disco perforados con ventilador apagado. Fuente: Los Autores.

El tiempo de enfriamiento de los discos con ventiladores apagados es aproximadamente medio minuto más que con los ventiladores encendidos. Lo cual muestra la gran ayuda que poseen los discos de freno a velocidades bajas.

A continuación una gráfica que muestra los resultados de las pruebas anteriores.

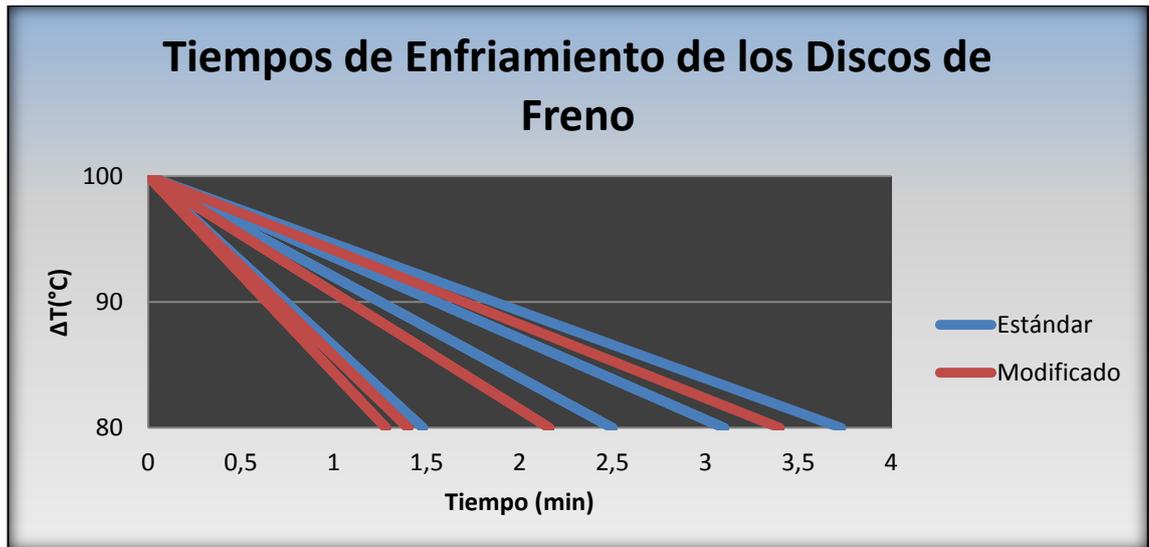


Fig. 4.65. Tiempos de enfriamiento de los discos de freno estándar y modificado.

Fuente: Los Autores.

Las líneas de color azul corresponden a las pruebas con los discos de freno estándar, y las de color rojo a las pruebas con todos los accesorios de ventilación. Son evidentes las diferencias que existen en los tiempos de enfriamiento de un sistema y otro.

4.5.6. Pruebas de ruta.

Ahora se realizara una prueba de ruta, así se estimara la temperatura de llegada de los discos de freno.

4.5.6.1. Pruebas con discos perforados y dispositivos de ventilación activados.

La primera prueba se realizó con los dispositivos de ventilación activados y los valores fueron los siguientes.

Temperatura ambiente	22°C
----------------------	------

Temperatura inicial del disco de freno izquierdo	22°C
Temperatura inicial del disco de freno derecho	22°C
Temperatura en LCD	22,85°C
Velocidad promedio	80Km/h
Tiempo de ruta	30 min
Distancia recorrida	35Km
Temperatura de llegada (LCD)	38°C
Temperatura de llegada disco izquierdo (Pirómetro)	64°C
Temperatura de llegada disco derecho (Pirómetro)	61°C

Tabla 4.16. Valores del primer recorrido de la prueba de ruta. Fuente: Los Autores.

Cuando la superficie del disco de freno está a temperatura ambiente el LCD muestra una temperatura similar a la del pirómetro, ya que la temperatura de película es aproximadamente la del ambiente.



Fig. 4.66. Temperatura del disco, al inicio del primer recorrido de la prueba de ruta.

Fuente: Los Autores.

Se puede comparar las temperaturas del sistema y del pirómetro, la temperatura de película ronda por los 40°C, el LCD muestra 38°C, lo cual es aceptable, por lo que los sensores infrarrojos son rápidos pero con un rango de imprecisión.



Fig. 4.67. Temperatura del disco, al final del primer recorrido de la prueba de ruta.

Fuente: Los Autores.

Ahora se muestra una tabla de datos de la prueba en retorno de la ruta.

Temperatura ambiente	20°C
Temperatura en LCD	38,04°C
Temperatura inicial del disco izquierdo (Pirómetro)	63,8°C
Temperatura inicial del disco izquierdo (Pirómetro)	61°C
Tiempo recorrido	35 min
Distancia recorrida	35Km
Temperatura de llegada (LCD)	32,98°C
Temperatura de llegada disco izquierdo (Pirómetro)	41,4°C
Temperatura de llegada disco derecho (Pirómetro)	39,8°C

Tabla 4.17. Valores del segundo recorrido de la prueba de ruta. Fuente: Los Autores.

De la misma manera la temperatura de película ronda por los 30°C, el LCD muestra 33°C, además se considera que la temperatura ambiente siempre está variando de un lugar a otro, y también de la hora del día.



Fig. 4.68. Temperatura del disco, al final de la prueba de ruta. Fuente: Los Autores.

La temperatura de llegada al final de los dos recorridos de la prueba está muy por debajo de la óptima de funcionamiento, ya que el sistema de control solo se encarga de no sobrepasar los 80°C, a temperaturas bajas de hecho el sistema de frenos no brinda su máxima eficacia, pero lo que importa es no llegar a temperaturas excesivas, en donde los elementos de fricción presentan fallas inminentes, y de eso debemos de cuidar para tener mayor seguridad al momento de viajar.

4.5.6.2. Pruebas con discos sin perforar y dispositivos de ventilación desactivados.

Por último hacemos el cambio de los discos, y dejamos sin funcionar el sistema de ventilación, para estimar la diferencia entre el sistema estándar y el de ventilación.

Para lo cual el sistema de control se configuro en un rango de velocidad a más de 100Km/h, para no activar las aletas y los electros ventiladores. La ruta de prueba es la misma anteriormente mencionada.

A continuación una tabla de datos de la prueba.

Temperatura ambiente	26°C
Temperatura inicial del disco de freno izquierdo	26,5°C
Temperatura inicial del disco de freno derecho	31°C
Temperatura en LCD	27,75°C
Velocidad promedio	80Km/h
Tiempo de ruta	30 min
Distancia recorrida	35Km/h
Temperatura de llegada (LCD)	66°C
Temperatura final del disco izquierdo (Pirómetro)	111°C
Temperatura final del disco derecho (Pirómetro)	111°C

Tabla 4.18. Valores del primer recorrido de la prueba de ruta. Fuente: Los Autores.

Por las condiciones climáticas del medio se va a considerar una temperatura ambiente promedia, aproximadamente 26°C.



Fig. 4.69. Temperatura del disco, al inicio del primer recorrido de la segunda prueba de ruta. Fuente: Los Autores.

La temperatura de llegada es muy superior a la de funcionamiento para un disco sin perforar, aproximadamente 20°C más, la temperatura en el LCD muestra 66°C, que se aproxima bastante a la de película que ronda los 68°C.



Fig. 4.70. Temperatura del disco, al final del primer recorrido de la prueba de ruta. Fuente: Los Autores.

Ahora se muestra una tabla de datos de la prueba en retorno de la ruta.

Temperatura ambiente	20°C
Temperatura en LCD	66,47°C
Temperatura de salida disco izquierdo (Pirómetro)	111,3°C
Temperatura de salida disco izquierdo (Pirómetro)	111°C
Tiempo recorrido	35 min
Distancia recorrida	35Km/h
Temperatura de llegada (LCD)	50,79°C
Temperatura de llegada disco izquierdo (Pirómetro)	76,6°C
Temperatura de llegada disco derecho (Pirómetro)	73,7°C

Tabla 4.19. Valores del segundo recorrido de la prueba de ruta. Fuente: Los Autores.

La temperatura de película en esta prueba es 47°C, el LCD muestra 50,79°C, lo que indica que los discos están por debajo del rango de funcionamiento óptimo.



Fig. 4.71. Temperatura del disco, al final de la prueba de ruta. Fuente: Los Autores.

Observamos que las condiciones de llegada, parece ser la apropiada para frenar de mejor manera ante cualquier situación de emergencia que se nos presente, pero el no tener un dispositivo que logre no sobrepasar estas temperaturas resulta peligroso.

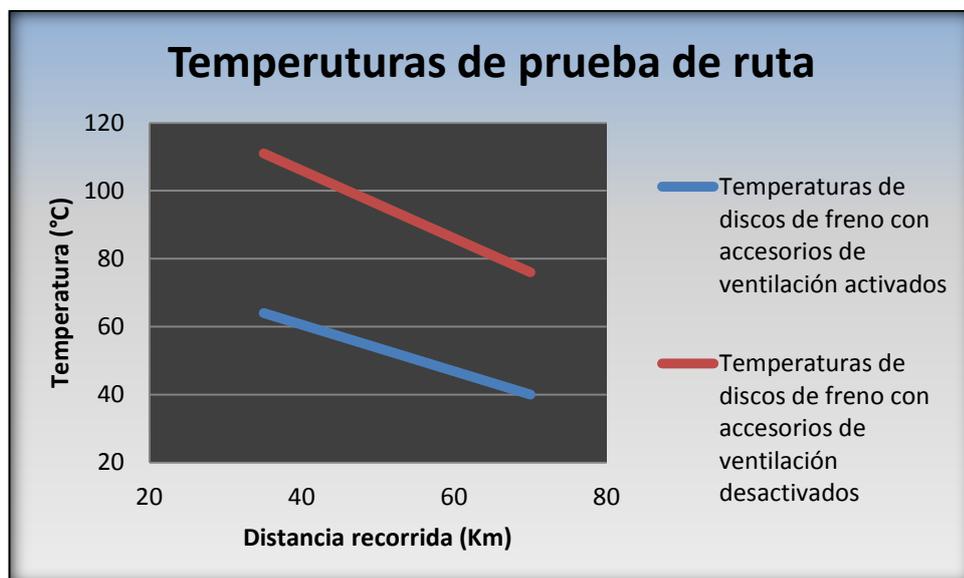


Fig. 4.72. Temperaturas de prueba de ruta. Fuente: Los Autores.

Se observa que las temperaturas del disco con los accesorios de ventilación activados, se mantienen por debajo de la temperatura óptima, no así, con los accesorios desactivados, en estas condiciones el freno del vehículo va perdiendo su eficiencia, y además deterioros en los elementos de fricción.

La temperatura del ambiente juega un papel fundamental en el momento de enfriar los discos de freno, ya que a temperaturas ambiente bajas la evacuación de calor es rápida, mientras que en días calurosos la evacuación es más lenta.

Por lo que es necesario un enfriador de temperatura del aire ambiente, y estudiar intercambiadores de calor, lo cual implica disponer un dispositivo que contenga refrigerante, y que se mantenga a temperaturas bajas por ejemplo menores a 20°C, para que el calor del disco se disipe rápidamente.

4.6. Análisis de eficiencia.

La eficiencia de un sistema está dada por la siguiente expresión.

$$\eta = \frac{\omega_{sale}}{\omega_{entra}} \quad (4.1)$$

En donde:

η : Eficiencia del sistema (adimensional).

ω_{sale} : Trabajo que sale.

ω_{entra} : Trabajo que entra.

Considerando como trabajo, a la presión del sistema, velocidad de aire, y transferencia de calor.

4.6.1. Eficiencia de presión.

Vamos a tomar los valores de presión del cálculo del capítulo III, y se calculara esta eficiencia con la expresión (4.1).

$$\eta = \frac{101532,39 \text{ Pa}}{101701,5 \text{ Pa}}$$

$$\eta = 0,99$$

La eficiencia de presión del sistema es del 99%, lo cual se logró al considerar en el diseño de tuberías las menores pérdidas posibles.

4.6.2. Incremento porcentual de velocidad del sistema.

Como se dio a conocer en la simulación del sistema, el aire gana velocidad en la restricción de área, ahora se va a calcular el incremento porcentual de velocidad, mediante la expresión.

$$\Delta(\%) = \frac{\omega_{sale}}{\omega_{entra}} \quad (4.2)$$

En donde:

$\Delta(\%)$: Incremento porcentual (%)

ω_{sale} : Trabajo que sale.

ω_{entra} : Trabajo que entra.

4.6.2.1. Incremento porcentual de velocidad de las tuberías principales.

Se va a tomar las velocidades obtenidas en la tabla 4.2, y se calcula mediante la expresión (4.2)

$$\Delta(\%) = \frac{12,05m/s}{7,65m/s}$$

$$\Delta(\%) = 157\%$$

El incremento porcentual de velocidad de las tuberías principales es del 157%, lo que significa que se gana un 57% de velocidad de aire que llega al disco de freno, en relación a la velocidad de avance del vehículo.

4.6.2.2. Incremento porcentual de velocidad de los electros ventiladores.

De igual manera las velocidades se tomaran de la tabla 4.3

$$\Delta(\%) = \frac{25,45m/s}{13,5m/s}$$

$$\Delta(\%) = 188\%$$

Lo cual demuestra que con los electros ventiladores se gana un 88% de velocidad de aire en el disco de freno.

4.6.3. Incremento porcentual de transferencia de calor del sistema.

Ahora se analizara lo que se ha logrado con el sistema de ventilación instalado en el vehículo, se va a considerar como trabajo de entrada el calor disipado por el disco ventilado normal, y como trabajo de salida el calor disipado por el sistema de ventilación.

4.6.3.1. Incremento porcentual de transferencia de calor de las tuberías principales.

$$\Delta(\%) = \frac{434,7W}{289W}$$

$$\Delta(\%) = 150\%$$

De la misma manera el incremento porcentual de transferencia de calor de las tuberías principales es de 150%.

4.6.3.2. Incremento porcentual de transferencia de calor de los electros ventiladores.

$$\Delta(\%) = \frac{474,3W}{289W}$$

$$\Delta(\%) = 164\%$$

El incremento porcentual de transferencia de calor del disco de freno con los electros ventiladores es de 164%.

Está claro que con los dos sistemas de ventilación, existe mayor evacuación de calor que un disco normal ventilado, lo que demuestra que el sistema de ayuda que tienen ahora los discos de freno de un vehículo funciona de buena manera.

4.6.4. Eficiencia del circuito electrónico de control.

Al solo tener el sistema de control de temperatura, y de velocidad instalado en una rueda, nace el inconveniente que en curvas pronunciadas siempre la rueda que se encuentra fuera de la trayectoria que describe el vehículo, tendrá más energía cinética, ya que rotará a más velocidad, y la transferencia de peso es más en este punto debido a la fuerza centrífuga, y al aplicar los frenos tendrá una temperatura superior a la otra, de esta manera al activarse el sistema de ventilación se abrirán las aletas o encenderá los ventiladores según sea el caso, ignora la temperatura de la rueda que no posee los sensores, por este motivo el sistema de control electrónico es eficiente en un 50%.

CONCLUSIONES.

- Una vez puesto a prueba el sistema de ventilación de los discos de freno, se analizaron las eficiencias, y se sabe que existe una pérdida de tan solo 1% en la presión del sistema, que muestra que las características de los accesorios de las tuberías son los ideales para las necesidades planteadas para su diseño.
- En lo que concierne al incremento de velocidades existe una ganancia de 57% en las tuberías principales con velocidad de avance del vehículo, y del 88% con los electros ventiladores, que demuestra que las reducciones de área, aumentan la velocidad de aire, pero también hay pérdidas a lo largo de todo el sistema de tuberías, por lo que las pruebas reales realizadas no se asemejan a los cálculos.
- De la misma manera la pérdida de calor al ambiente es notorio, pues se gana más del 50% en ambos casos, velocidad de avance y electros ventiladores, lo cual refleja la baja de temperaturas de un disco de freno, hay que considerar que la pérdida de calor de los discos depende mucho de la temperatura ambiente.
- Y finalmente se logró demostrar el objetivo de esta propuesta, la ventilación de los discos de freno, en las pruebas de ruta se expuso que se puede mantener las temperaturas por debajo de las críticas, lo más próximas posibles a 80°C, además el circuito auxiliar de ventiladores, poseen características que satisfacen de buena manera la demanda de enfriamiento al momento de su funcionamiento, y bajo estas condiciones, es la única y gran ayuda que poseen los discos a bajas velocidades de avance, pues un vehículo normal no dispone de este artificio.
- Se sabe también que en una apresurada frenada del vehículo desde una velocidad de 90 Km/h hasta su detención, en los discos de frenos generan una temperatura de 64°C, también se sabe que al sobrepasar los 150°C el sistema

empieza a perder fuerza de frenado, lo que supone que el vehículo para alcanzar esta temperatura debe frenar consecutivamente tres veces desde 90 Km/h hasta detenerse, lo cual está fuera de lo normal, los únicos vehículos que experimentan estos efectos son los de competencia, en los que se puede aplicar un estudio de generación de temperatura y diseño del sistema de ventilación, siempre y cuando los estatutos de automovilismo los permitan, pero en vehículos de turismo funcionan de buena manera para mantener los frenos puestos a punto para una mejor fuerza de frenado, lo que conlleva aumentar la seguridad activa del vehículo, conductor y pasajeros, evitar roturas, grietas, cristalizaciones, desgastes prematuros que reflejan también en mantenimientos correctivos de los elementos de frenos.

- En este proyecto se estudiaron las diversas formas que posee un disco de freno para evacuar el calor, cuáles fueron sus inicios, hasta sus múltiples diseños, con la finalidad de mejorar las prestaciones al momento de frenar un vehículo, además se sabe que los materiales utilizados para su fabricación es de suma importancia, ya que de estos depende la generación de calor, rapidez de evacuación, pues no es lo mismo frenar un vehículo deportivo que uno de oficina.
- Hoy en día casi la totalidad de los vehículos poseen discos ventilados a las cuatro ruedas, no así en modelos en donde se sigue utilizando los tambores de freno en el eje posterior, la mayoría de los inconvenientes en la eficiencia de frenado es por este factor, ya que las zonas de generación de calor se encuentran encerradas, así retardar la evacuación de calor, y en un exceso uso de los frenos pueden ocasionar la ebullición del líquido de frenos, causando la pérdida parcial o total de todo el sistema.
- Hasta finales de la época de los noventa la distribución de la fuerza de frenado, era un 60% para el eje delantero, y un 40% para el eje posterior, ya que al momento de detener el vehículo el peso de este se transmite al frente, a partir del año 2000 la distribución de esta fuerza aumenta en el eje delantero, puesto que los automotores alcanzan mayores velocidades.

- Existen en el mercado diversos tipos de líquidos de frenos, y de este depende la conservación del sistema, los líquidos poseen una temperatura máxima para la ebullición, mientras más elevada sea esta temperatura más higroscopia posee, pues este tipo tendrá un deterioro más temprano, pues absorbe más humedad y lo que menos se quiere es tener agentes que provoquen burbujas de aire en el circuito.
- Se realizaron pruebas que demostraron cuales son las temperaturas críticas de los disco y sobretodo de los tambores de freno, también lo que puede ocurrir cuando se alcanzan dichas temperaturas, pues se vuelve peligroso al momento de parar el vehículo, los frenos al experimentar un recalentamiento pierde eficiencia, ya que pierden el coeficiente de adherencia por una parte, y por otra el calor generado provoca la ebullición del líquido de freno.
- Se pueden encontrar maneras de refrigerar los frenos, desde sistemas simples hasta complejos y costosos, los más comunes se encuentran ensamblados de manera estándar en los vehículos, y son aletas que desvían el aire hacia la parte central del disco en donde es absorbido por las aletas de las tuberías internos, y un sistema más sofisticado es el de disponer en el vehículo un disco de carbono-carbono, cuyas temperaturas de funcionamiento óptimo alcanzan los 650°C, estos sistemas lo poseen vehículos deportivos de alta competitividad, como la fórmula 1.
- Se sabe ya las formas que posee un disco de freno para evacuar el calor que se generan al friccionarse con las pastillas de freno, el avance del vehículo juega un papel muy importante, puesto que a altas velocidades se tiene aire más rápido, más rpm en la rueda, y así más evacuación de calor al ambiente.
- El sistema que fue motivo de estudio y diseño, para los autores de este proyecto fue el más factible, pues los elementos en consideración son de fácil acceso, y adaptable en el vehículo, ya que posee elementos electrónicos industriales, eléctricos automotrices, y elementos de manufactura, que se

adaptaron a la demanda que poseen los frenos de disco sometido a temperaturas críticas.

- Los cálculos de generación de calor, transferencia de calor y sobre todo del diseño de tuberías del sistema de ventilación, se realizaron en base a la velocidad máxima permitida en carretera, ya que sería inválido calcular a mayores velocidades, en donde se estiman las pérdidas por velocidad de aire a través de tubos, restricciones, campanas, y tipo de material utilizado.
- Con la ayuda del software obtuvimos ideas claras con las que se iba a tener después de construido el sistema, en las cuales se mostraron que velocidades, presión de aire y temperaturas alcanzaremos en el disco de freno, se puede ingresar otras dimensiones de discos, así como temperaturas y coeficientes de transferencia, lo que nos permitiría tener varias alternativas de diseño, pero siempre buscando un equilibrio entre evacuación de calor y resistencia del material del disco de freno.
- El material de las tuberías de ventilación utilizado se encuentra de manera fácil en el mercado, además posee bajo coeficiente de fricción, resistencia a golpes, liviano, fácil ensamble. El inconveniente es que se encuentra por debajo del parachoques por tanto al ambiente libre, provisto de suciedad, ralladuras por ende óxido, además disminuye el ángulo de ataque del vehículo.
- El sensor de temperatura utilizado fue de gran ayuda, ya que sirvió para la realización de diversas pruebas, altas temperaturas, menos costoso sería disponer de un NTC automotriz, cuyo valor de resistencia es un grado de temperatura, pero este sensor envía señales hasta temperaturas de 100°C, además su ubicación sería en el metal de la pastilla en donde la temperatura es menor que en la superficie del disco.
- Perforar los discos tiene una gran ventaja sobre la fuerza de frenado del vehículo pues a 80°C hay una ganancia del 12% al de un disco sin perforar

pues las zonas de fricción se encuentran en todo momento limpias, además existe más evacuación de calor al ambiente, pero así como es ventajoso también es desventajoso por otra parte, se tendría que reemplazar las pastillas de freno con más frecuencia. Lo cual genera más costo de mantenimiento.

RECOMENDACIONES.

- Esta experiencia obtenida como consecuencia de la participación dentro del equipo Fórmula SAE y recogida a través de este documento, parte con el propósito de que constituya el punto de partida para próximas continuaciones de este ambicioso proyecto, donde se dé la oportunidad a futuros estudiantes de ampliar su formación académica con un proyecto de alto valor añadido, y donde se enfrenten a lo largo de todo el proceso, ante problemas de la vida real, manejando un presupuesto, tiempos de entrega y aplicación de los conocimientos técnicos adquiridos en clase.
- De esta forma se recomienda a los futuros integrantes de la división del sistema de frenos que profundicen, aún más, en aspectos tan importantes como son los fenómenos de transferencia de cargas laterales y diagonales que se manifiestan cuando el vehículo frena y gira al mismo tiempo, situación que modifica considerablemente la capacidad de frenada del monoplaza como ya se ha adelantado en este proyecto.
- A los docentes no pasar por alto, los instrumentos que poseen los laboratorios de la Universidad, que es de valiosa ayuda para el conocimiento del estudiante, ya que los frenos del vehículo, han sido y serán la parte más importante del vehículo, y de estos dependemos muchas veces en recorridos largos con pendientes pronunciadas.
- También se propone como reto intentar disminuir, aún más si cabe, la contribución del sistema de frenos al conjunto de masas no suspendidas del vehículo, y que contribuiría a introducir una mejora sustancial en su comportamiento dinámico.
- Este proyecto queda abierto para nuevas investigaciones y alcances, pues como se manifestó, existen diversas maneras ventilar los disco de freno, pues la intención fue siempre preservar los elementos de fricción, y se puede lograr

un control que se maneje siempre en lo posible lo más cercano a las temperaturas de funcionamiento óptimo.

- En vehículos de competencia se puede disponer de discos con más canales de ventilación, así como de aumentar los agujeros de perforación, y canalizaciones, esto mejoraría la evacuación de calor.
- El valor de temperatura óptima de frenado, medido en el frenometro es exclusivamente para un vehículo Toyota Tercel, y si se desea incorporar el sistema de ventilación y control a otro vehículo, realizar las pruebas respectivas en este banco.
- Señales de los elementos de control, tales como sensor de velocidad, se pueden tomar del propio tablero de instrumentos, siempre y cuando este sea digital, ya que en los analógicos como el caso del Toyota Tercel 1998, no se puede tomar, el sensor de temperatura se puede sustituir por un NTC, siempre y cuando la temperatura óptima de frenado este por debajo de los 100°C.
- En lo concerniente a los líquidos de freno, siempre aplicar en el vehículo, según el manual, y sustituirlos periódicamente, ya que de este factor depende la conservación del sistema, además de no dejar el envase abierto por lapsos de tiempos pronunciados, ya que los líquidos de freno son higroscópicos.
- Si requiere mayor confort en el manejo, sobretodo menos ruido en el sistema de frenos, se puede disponer de pastillas de menor porcentaje de metales, con el inconveniente que estos tienen un gasto prematuro, y ensucian la llanta, y aumentan el tiempo de parada, por ende más distancia.
- Se recomienda que por cada sustitución de pastillas de frenos, y de zapatas, rectificar los discos, y tambores, ya que las superficies de fricción se encontraban acopladas, así se garantiza que las nuevas pastas encajen por completo a las zonas de contacto del disco y tambor respectivamente, hay que respetar las dimensiones mínimas y máximas vienen gravadas en los discos y tambores.

- En descensos pronunciados, siempre aplicar una regla muy importante de conducción, el freno motor, a no ser que se trate de una emergencia en donde se apliquen con frecuencia los frenos. Además realizar un mantenimiento de las zonas de fricción, ya que en entre estas se crea una pasta producto de las altas temperaturas y estas generan la pérdida de adherencia.
- Mantener lubricados y protegidos de suciedad los cilindros de accionamiento tanto de zapatas como de pastillas, así como los bujes del caliper, ya que estos causan que la fuerza de frenado no sean parejas, provocando un desequilibrio tanto de frenado como de temperatura en un mismo eje.
- De nada sirve tener en buen estado los frenos y de un sistema de ventilación adecuado, si los neumáticos del vehículo están en mal estado, de la profundidad de labor de la banda de rodadura depende de la capacidad de evacuación de agua, si se frena en clima lluvioso, así mismo los elementos de la suspensión, ya que un amortiguador en mal estado aumenta la distancia de parada.
- En una situación de emergencia, en donde requiera una frenada brusca, siempre actuar también sobre el pedal del embrague, ya que así se desarticulan las masas rotativas del vehículo, esto en un vehículo con transmisión manual, cosa que no podría hacerse en un vehículo de transmisión automática, pero en estos disponen de un sistema hidráulico para aumentar la fuerza en el pedal de freno.

BIBLIOGRAFÍA.

- [1]. CENGEL, YUNUS A, *Transferencia de Calor*, 3^{ra}. Edición, McGraw Hill, México, 2007.
- [2]. IZQUIERDO, Francisco Aparicio, y otros, *Teoría de los Vehículos Automóviles*, 2^{da}. Edición, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2001.
- [3]. MATAIX, Claudio, *Turbo máquinas hidráulicas, turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores*, Editorial ICAI, Madrid, 1975.
- [4]. KREITH, Frank y BOHN, Mark, *Principio de Transferencia de Calor* 6^{ta}. Edición, International Thomson Editores, Madrid-Spain, 2001.
- [5]. LOPEZ- HERRERA SANCHES, José María y otros. *Mecánica de Fluidos, Problemas resueltos* Serie de compendios Schaum, McGraw Hill, Madrid, 2005.
- [6]. COLL COLL, Antonio, *Teoría y Técnicas del Automóvil*, 4^{ta} Edición, Ediciones CEAC, Barcelona, 1974.
- [7]. CARNICER ROYO, Enrique, *Ventilación industrial; Ventiladores*, 2^{da}. Edición, Editorial Paraninfo, Madrid, 1994.
- [8]. TORRELLA ALCARÁZ, Enrique, y otros, *Manual de climatización*, AMV, España, 2005.
- [9]. LILLO HARÚN, Sebastián Patricio, *Comportamiento termomecánico en un disco de freno macizo y uno auto- ventilado*, Tesis Universidad Austral de Chile Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, Valdivia - Chile, 2006.

- [10]. RODRÍGUEZ ORTEGA, Jesús, *Diseño, Cálculo y construcción /adaptación del sistema de frenado para un prototipo de fórmula SAE*, Tesis Universidad Pontificia Comillas Escuela Técnica Superior de Ingeniería (Icai) Madrid, 2006. Disponible en web. (recuperado el 15 de junio del 2011)
<http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/44a059e899a0a.pdf>
- [11]. GONZÁLEZ PRIETO, Manuel. *Diseño de equipos de frenado de emergencia de sistemas propulsivos de buques y submarinos*, Tesis Universidad Politécnica Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, de Madrid (2006). Disponible en web. (recuperado el 15 de junio del 2011)
http://oa.upm.es/cgi/search/simple?screen=Public%3A%3AEPrintSearch&q_merge=ALL&q=dise%C3%B1o++de+discos+de+freno&order=-date%2Fcreators_name%2Ftitle&_action_search=Buscar
- [12]. The Science Behind Their Design,(10/15/2008). Disponible en web. (recuperado el 15 de junio del 2011)
<http://www.aalcar.com/library/2003/bf10312.htm>
- [13]. El control de temperatura de los frenos. Febrero de 2009. Disponible en web. (recuperado el 15 de junio del 2011)
http://translate.google.com/translate?hl=es&langpair=en%7Ces&u=http://www.stockcarracing.com/techarticles/scrp_0704_brake_temperature_control/index.html
- [14]. Energía, fading y por qué los discos son mejores. 21 de octubre de 2010. Disponible en web. (recuperado el 15 de junio del 2011)
<http://www.circulaseguro.com/vehiculos-y-tecnologia/pisa-el-freno-6-energia-fading-y-por-que-los-discos-son-mejores>
- [15]. Los discos de freno del automóvil. Disponible en web. (recuperado el 15 de junio del 2011)
<http://books.google.es/books?id=cyQ7WRjZUDoC&pg=PA130&dq=discos+de+frenos&hl=es&ei=PIXdTe-#v=onepage&q=discos%20de%20frenos&f=false>

[16]. Técnicas básicas de Mecánica. Disponible en web.

(recuperado el 15 de junio del 2011)

http://books.google.com.ec/books?id=VWijmsbBR2UC&pg=PA184&dq=pas+tillas+de+feno&hl=es&ei=fsOTTf73MsWftgf9q_2KDA&sa=X&oi=book_result&ct=result&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false

[17]. La nueva generación para frenos de competición. Enero de 2010.

Disponible en web. (recuperado el 15 de junio del 2011)

<http://www.razine.com/community/mecanica-junior/97224-duda-discos-de-frenos-perforados.html>

[18]. Diseño sistema de freno. Marzo 2006. Disponible en web. (recuperado el 15 de junio del 2011)

<http://www.monografias.com/trabajos36/sistema-de-freno/sistema-de-freno.shtml>

[19]. Manual Pipeflow expert. Disponible en web. (recuperado el 15 de junio del 2011)

<http://www.pipeflow.co.uk/public/documents/PipeFlowExpertUserGuide.pdf>

ANEXOS.

ANEXO 1:

TABLA A-15

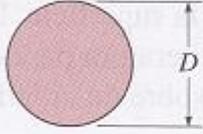
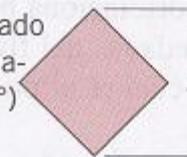
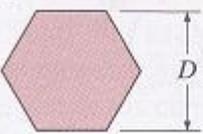
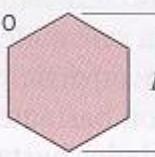
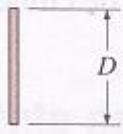
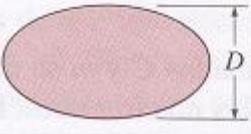
Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

ANEXO 2:

TABLA 7-1

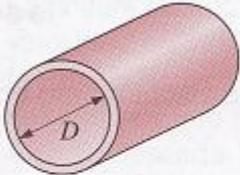
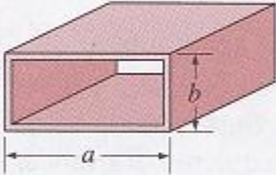
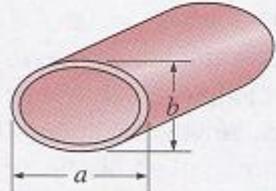
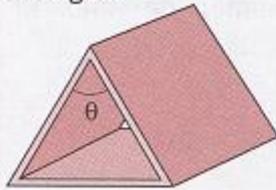
Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado (tomado de Zukauskas, Ref. 14, y Jakob, 1949)

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
<p>Círculo</p> 	Gas o líquido	0.4-4 4-40 40-4 000 4 000-40 000 40 000-400 000	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.518} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.246Re^{0.588} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.153Re^{0.638} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-19 500 19 500-100 000	$Nu = 0.160Re^{0.638} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.0385Re^{0.782} Pr^{1/3}$
<p>Placa vertical</p> 	Gas	4 000-15 000	$Nu = 0.228Re^{0.731} Pr^{1/3}$
<p>Elipse</p> 	Gas	2 500-15 000	$Nu = 0.248Re^{0.612} Pr^{1/3}$

ANEXO 3:

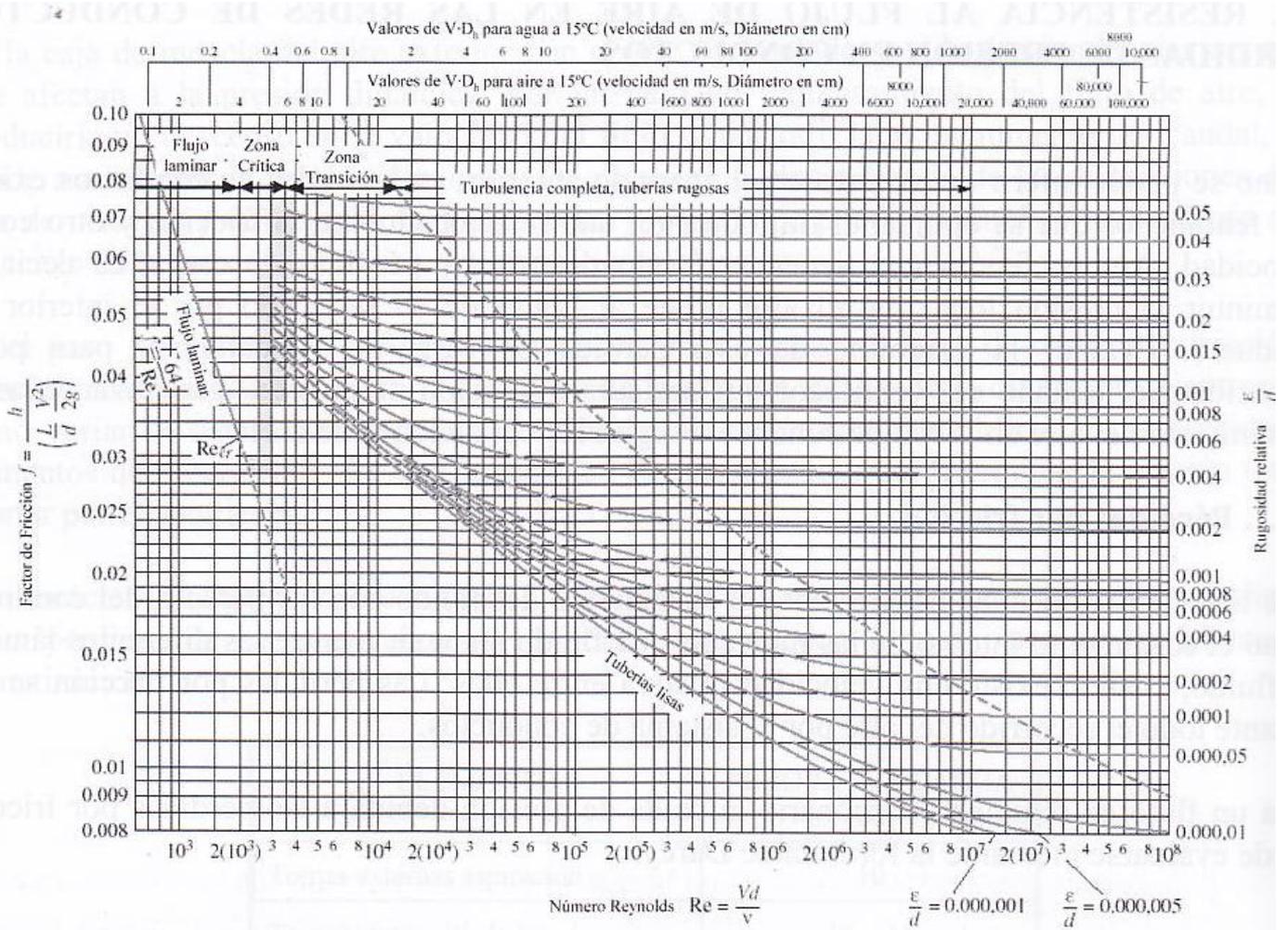
TABLA 8-1

Número de Nusselt y factor de fricción para el flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diversas secciones transversales ($D_h = 4A_c/p$, $Re = V_{prom}D_h/\nu$, y $Nu = hD_h/k$)

Configuración geométrica del tubo	a/b o θ°	Número de Nusselt		Factor de fricción f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
<p>Círculo</p> 	—	3.66	4.36	64.00/Re
<p>Rectángulo</p> 	a/b 1 2 3 4 6 8 ∞	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
<p>Elipse</p> 	a/b 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
<p>Triángulo</p> 	θ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

ANEXO 4:

Diagrama de Moddy factor de fricción.



ANEXO 5:

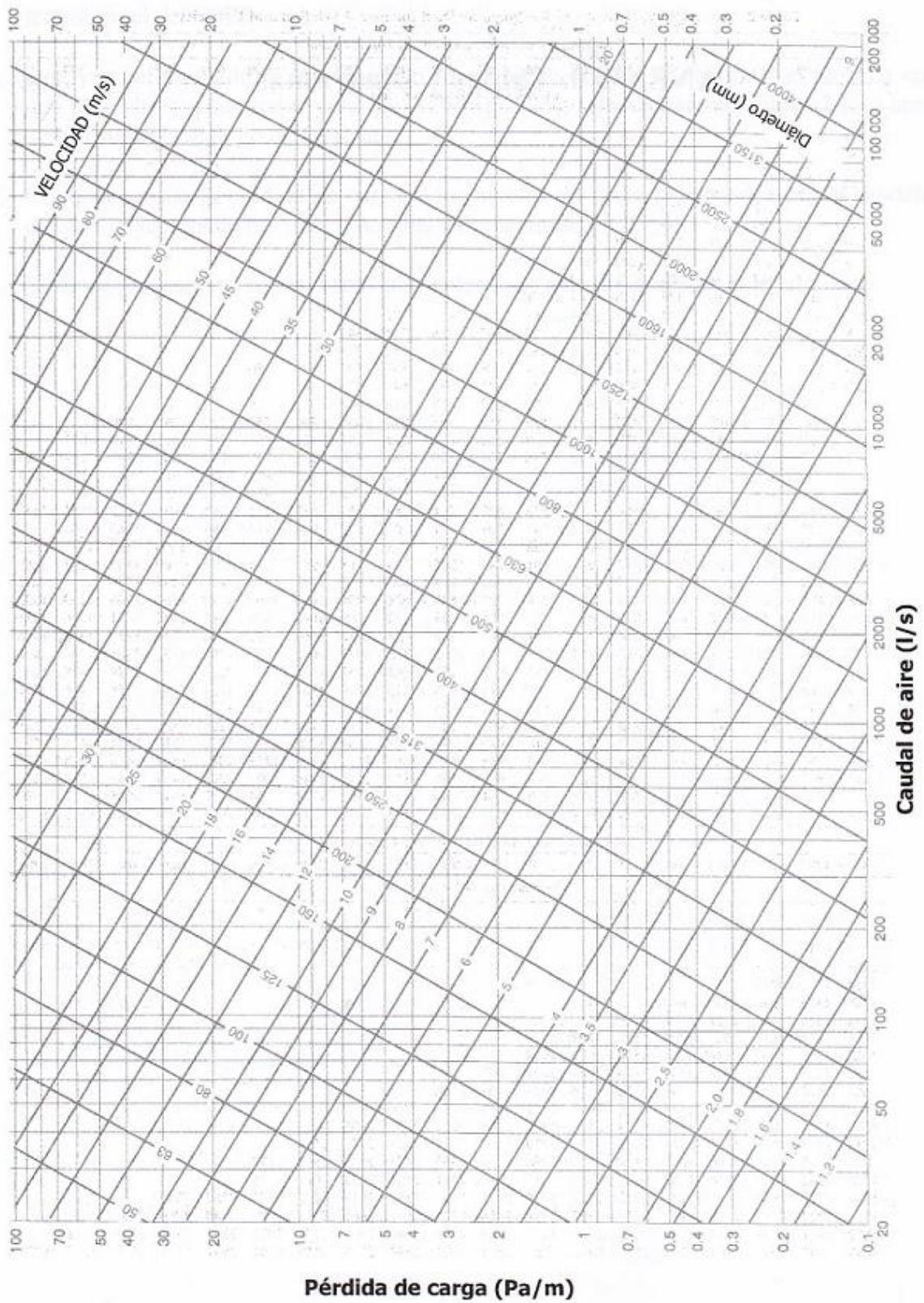
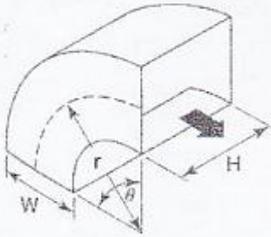


Diagrama – Pérdidas por rozamiento del aire en conductos

ANEXO 6:

**TABLAS DE COEFICIENTES DE PÉRDIDA EN ACCESORIOS
(CONDUCTOS DE AIRE)**

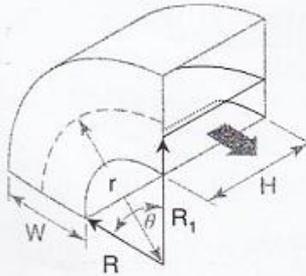


r/W	C _p										
	H/W										
	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	8
0,5	1,53	1,38	1,29	1,18	1,06	1,00	1,00	1,06	1,12	1,16	1,18
0,75	0,57	0,52	0,48	0,44	0,40	0,39	0,39	0,40	0,42	0,43	0,44
1	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,18	0,19	0,20	0,27	0,21
1,5	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17
2	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15

θ	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K	0,00	0,31	0,45	0,60	0,78	0,90	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40

$$C_o = K \cdot C_p \quad ; \quad \Delta P = C_o \rho \left(\frac{v_p}{2} \right)^2$$

Codo rectangular (radio suave)



r/W	C _p									
	H/W									
	0,25	0,50	1,00	1,50	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00
0,55	0,52	0,40	0,43	0,49	0,55	0,66	0,75	0,84	0,93	1,01
0,60	0,36	0,27	0,25	0,28	0,30	0,35	0,39	0,42	0,46	0,49
0,65	0,28	0,21	0,18	0,19	0,20	0,22	0,25	0,26	0,28	0,30
0,70	0,22	0,16	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20
0,75	0,18	0,13	0,11	0,11	0,11	0,12	0,13	0,14	0,14	0,15
0,80	0,15	0,11	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,10	0,11	0,11
0,85	0,13	0,09	0,08	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,08	0,09
0,90	0,11	0,08	0,07	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07
0,95	0,10	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06
1,00	0,09	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05

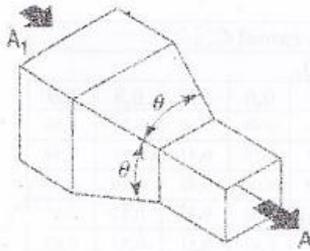
θ	0	30	45	60	90
K	0,00	0,45	0,60	0,78	1,00

$$C_o = K \cdot C_p \quad ; \quad \Delta P = C_o \rho \left(\frac{v_p}{2} \right)^2$$

Codo rectangular (radio suave) con un deflector interno



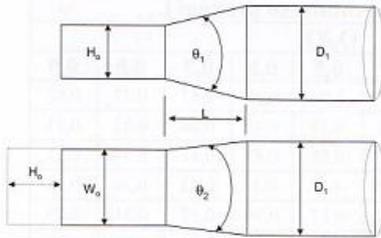
A ₁ /A	θ						
	10°	15°-40°	50°-60°	90°	120°	150°	180°
2	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
4	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
6	0,05	0,04	0,07	0,18	0,28	0,36	0,42
10	0,05	0,05	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43



$$\Delta P = C_o \rho \left(\frac{v_p}{2} \right)^2$$

(v_p = velocidad en la sección A)

Contracciones

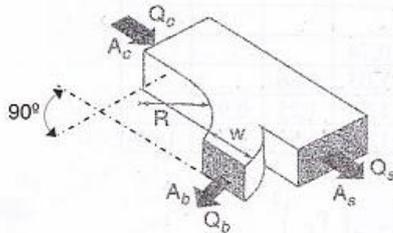


θ será el mayor entre θ_1 y θ_2

A_o/A_1	C_o									
	θ									
	10°	15°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	150°	180°
0,06	0,30	0,54	0,53	0,65	0,77	0,88	0,95	0,98	0,98	0,93
0,10	0,30	0,50	0,53	0,64	0,75	0,84	0,89	0,91	0,91	0,88
0,25	0,25	0,36	0,45	0,52	0,58	0,62	0,64	0,64	0,64	0,64
0,50	0,15	0,21	0,25	0,30	0,33	0,33	0,33	0,32	0,31	0,30
1,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,00	0,24	0,28	0,26	0,20	0,22	0,24	0,49	0,73	0,97	1,04
4,00	0,89	0,78	0,79	0,70	0,88	1,12	2,72	4,33	5,62	6,58
6,00	1,89	1,67	1,59	1,49	1,98	2,52	6,51	10,14	13,05	15,14
10,0	5,09	5,32	5,15	5,05	6,50	8,05	19,06	29,07	37,08	43,05

$$\Delta P = C_o \rho \left(\frac{v_p}{2} \right)^2$$

Transiciones Rectangular a circular

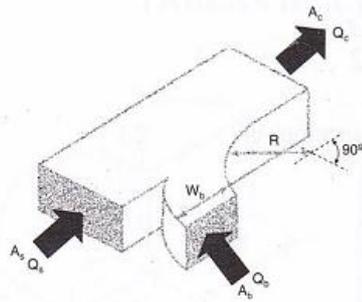


$$R/W = 1.0$$

$$A_s + A_b \geq A_c$$

		Coeficiente en ramal $C_{c,b}$									
		Q_b/Q_c									
A_s/A_c	A_b/A_c	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
0,50	0,25	3,44	0,70	0,30	0,20	0,17	0,16	0,16	0,17	0,18	
	0,50	11,0	2,37	1,06	0,64	0,52	0,47	0,47	0,47	0,48	
	1,00	60,0	13,0	4,78	2,06	0,96	0,47	0,31	0,27	0,26	
0,75	0,25	2,19	0,55	0,35	0,31	0,33	0,35	0,36	0,37	0,39	
	0,50	13,0	2,50	0,89	0,47	0,34	0,31	0,32	0,36	0,43	
	1,00	70,0	15,0	5,67	2,62	1,36	0,78	0,53	0,41	0,36	
1,00	0,25	3,44	0,78	0,42	0,33	0,30	0,31	0,40	0,42	0,46	
	0,50	15,5	3,00	1,11	0,62	0,48	0,42	0,40	0,42	0,46	
	1,00	67,0	13,7	5,11	2,31	1,28	0,81	0,59	0,47	0,46	
		Coeficiente en conducto principal $C_{c,s}$									
		Q_s/Q_c									
A_s/A_c	A_b/A_c	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
0,50	0,25	8,75	1,62	0,50	0,17	0,05	0,00	-0,02	-0,02	0,00	
	0,50	7,50	1,12	0,25	0,06	0,05	0,09	0,14	0,19	0,22	
	1,00	5,00	0,62	0,17	0,08	0,08	0,09	0,12	0,15	0,19	
0,75	0,25	19,1	3,38	1,00	0,28	0,05	-0,02	-0,02	0,00	0,06	
	0,50	20,8	3,23	0,75	0,14	-0,02	-0,05	-0,05	-0,02	0,03	
	1,00	16,9	2,81	0,63	0,11	-0,02	-0,05	0,01	0,00	0,07	
1,00	0,25	46,0	9,50	3,22	1,31	0,52	0,14	-0,02	-0,05	-0,01	
	0,50	35,0	6,75	2,11	0,75	0,24	0,00	-0,10	-0,09	-0,04	
	1,00	38,0	7,50	2,44	0,81	0,24	-0,03	-0,08	-0,06	-0,02	

C en Derivación Divergente.

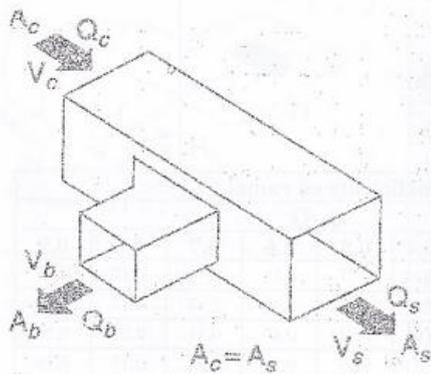


$$R/W = 1.0$$

$$A_s + A_b \geq A_c$$

		Coeficiente en ramal $C_{c,b}$								
		Q_b/Q_c								
A_s/A_c	A_b/A_c	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,50	0,25	-5,31	-0,47	0,14	0,36	0,43	0,48	0,50	0,51	0,50
	0,50	-53,7	-9,06	-2,64	-0,78	0,00	0,28	0,41	0,51	0,59
	1,00	-210	-35,0	-10,0	-3,12	-0,80	0,00	0,41	0,39	0,37
0,75	0,25	-7,50	-0,62	0,28	0,62	0,75	0,83	0,87	0,87	0,85
	0,50	-25,0	-3,75	-0,56	0,16	0,30	0,42	0,51	0,57	0,62
	1,00	-120	-20,0	-4,44	-1,25	0,00	0,44	0,49	0,50	0,47
1,00	0,25	-3,12	0,00	0,35	0,47	0,55	0,64	0,74	0,82	0,88
	0,50	-12,5	-1,25	0,00	0,39	0,45	0,49	0,51	0,59	0,62
	1,00	-60,0	-7,50	-1,11	-0,25	0,52	0,58	0,59	0,56	0,52
		Coeficiente en conducto principal $C_{c,s}$								
		Q_s/Q_c								
A_s/A_c	A_b/A_c	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,50	0,25	-35,0	-4,50	-0,42	0,62	0,90	0,92	0,87	0,77	0,62
	0,50	-32,5	-5,00	-1,11	0,00	0,35	0,45	0,46	0,43	0,35
	1,00	-2,50	0,50	0,69	0,62	0,55	0,47	0,41	0,34	0,25
0,75	0,25	-146	-28,1	-9,06	-3,23	-1,01	-0,16	0,23	0,26	0,21
	0,50	-32,6	-5,91	-1,44	-0,11	0,27	0,39	0,37	0,31	0,19
	1,00	-12,4	-11,2	0,31	0,63	0,61	0,55	0,44	0,32	0,17
1,00	0,25	-153	-29,7	-9,89	-3,44	-1,08	-0,14	0,31	0,36	0,30
	0,50	-46,0	-9,25	-3,00	-1,12	-0,32	0,00	0,20	0,25	0,21
	1,00	-12,0	0,00	1,11	1,12	0,92	0,72	0,55	0,37	0,22

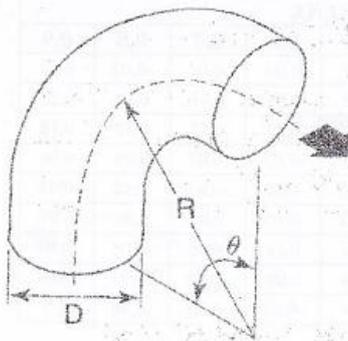
C en Derivación Convergente.



V_b/V_c	Q_b/Q_c							
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
0,2	0,91							
0,4	0,81	0,79						
0,6	0,77	0,72	0,70					
0,8	0,78	0,73	0,69	0,66				
1,0	0,78	0,98	0,85	0,79	0,74			
1,2	0,90	1,11	1,16	1,23	1,03	0,86		
1,4	1,19	1,22	1,26	1,29	1,54	1,25	0,92	
1,6	1,35	1,42	1,55	1,59	1,63	1,50	1,31	1,09

$$\Delta P = C \rho \left(\frac{v_p}{2} \right)^2$$

C en Derivación "T" (45°)

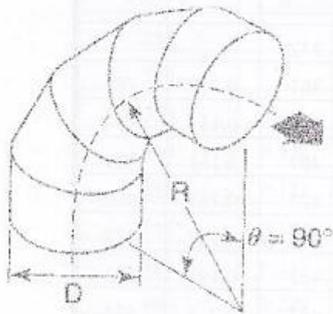


R/D	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50
C_o	0,71	0,33	0,22	0,15	0,13	0,12

θ	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K	0	0,31	0,45	0,60	0,70	0,85	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40

$$C = C_o K$$

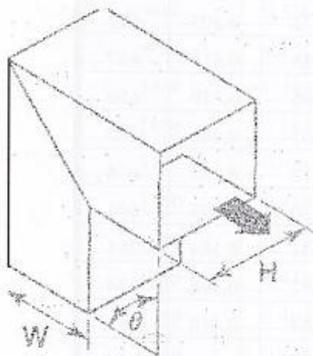
$$\Delta P = C \rho \left(\frac{v_p}{2} \right)^2$$



Piezas	R/D				
	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00
5	-	0,46	0,33	0,24	0,19
4	-	0,50	0,37	0,27	0,24
3	0,98	0,54	0,42	0,34	0,33

$$\Delta P = C \rho \left(\frac{v_p}{2} \right)^2$$

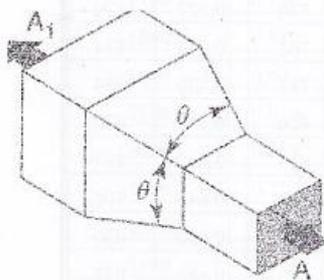
C en codo varias piezas



theta	H/W					
	0,5	0,75	1,0	2,0	3,0	4,0
20	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
30	0,17	0,17	0,16	0,15	0,13	0,13
45	0,37	0,36	0,34	0,31	0,28	0,27
60	0,59	0,57	0,55	0,52	0,46	0,43
75	0,87	0,84	0,81	0,77	0,67	0,63
90	1,30	1,20	1,20	1,10	0,98	0,92

$$\Delta P = C \rho \left(\frac{v_p}{2} \right)^2$$

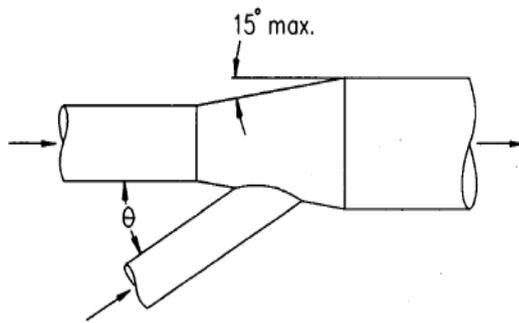
C en codo rectangular



A/A1	C _o									
	theta									
	10°	15°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	150°	180°
0,10	0,05	0,05	0,05	0,05	0,07	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43
0,17	0,05	0,04	0,04	0,04	0,05	0,07	0,18	0,28	0,36	0,42
0,25	0,05	0,04	0,04	0,04	0,06	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
0,50	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06	0,07	0,14	0,20	0,26	0,27
1,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,00	0,56	0,52	0,60	0,96	1,40	1,48	1,52	1,48	1,44	1,40
4,00	2,72	3,04	3,52	6,72	9,60	10,9	11,2	11,0	10,7	10,6
10,0	24,0	26,0	36,0	53,0	69,0	82,0	93,0	93,0	92,0	91,0
16,0	66,5	69,1	102,4	143,4	181,8	220,2	256,0	253,4	250,9	250,9

$$\Delta P = C_o \rho \left(\frac{v_p}{2} \right)^2$$

C en transición rectangular



Nota: La pérdida de carga se produce en el conducto lateral y se debe contabilizar en el mismo.

No incluir el cálculo de la recuperación de presión en los conductos laterales con uniones progresivas.

Ángulo θ grados	Pérdida de carga en el conducto lateral Fracción de PD
10	0,06
15	0,09
20	0,12
25	0,15
30	0,18
35	0,21
40	0,25
45	0,28
50	0,32
60	0,44
90	1,00

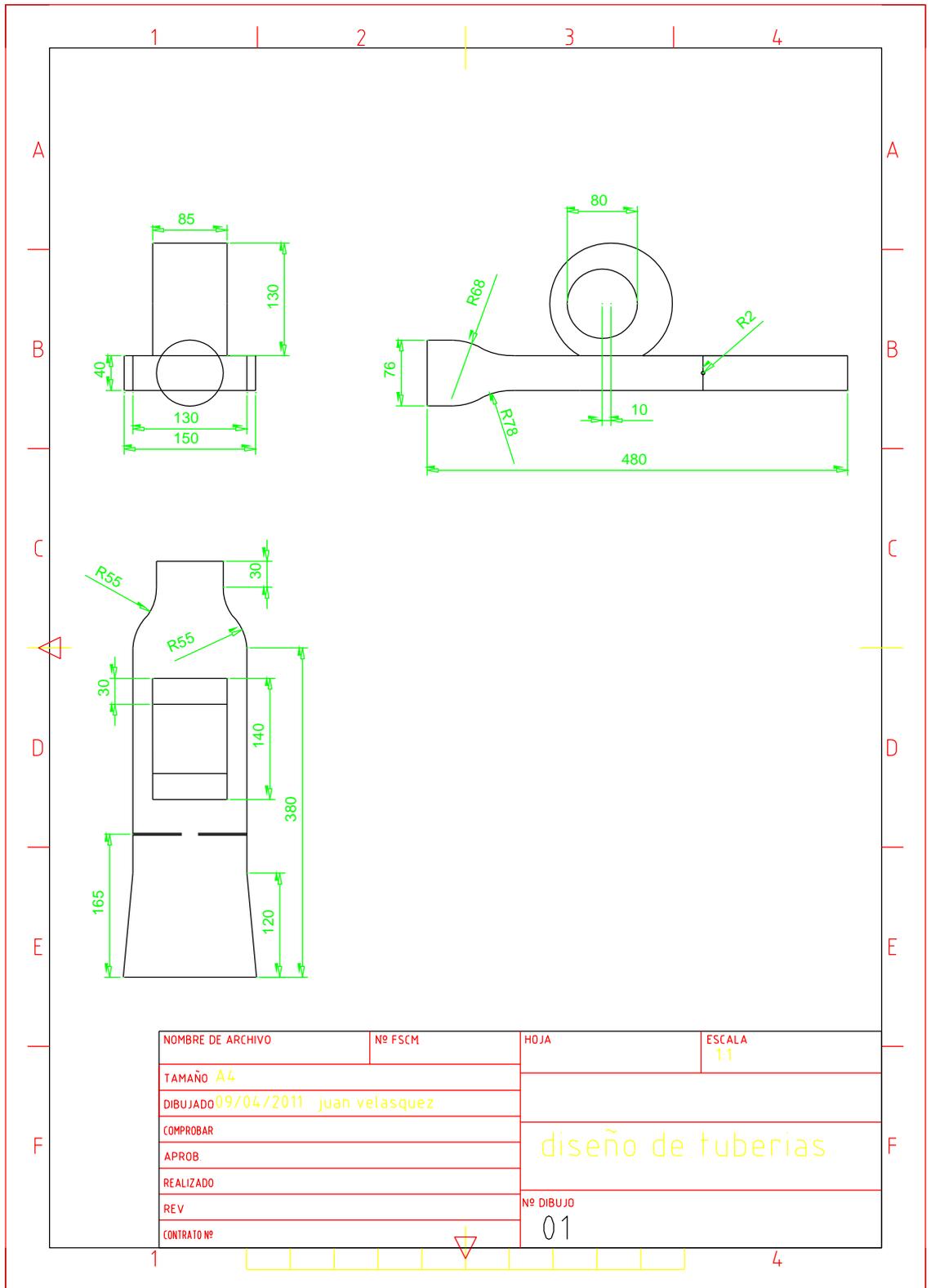
ANEXO 7:

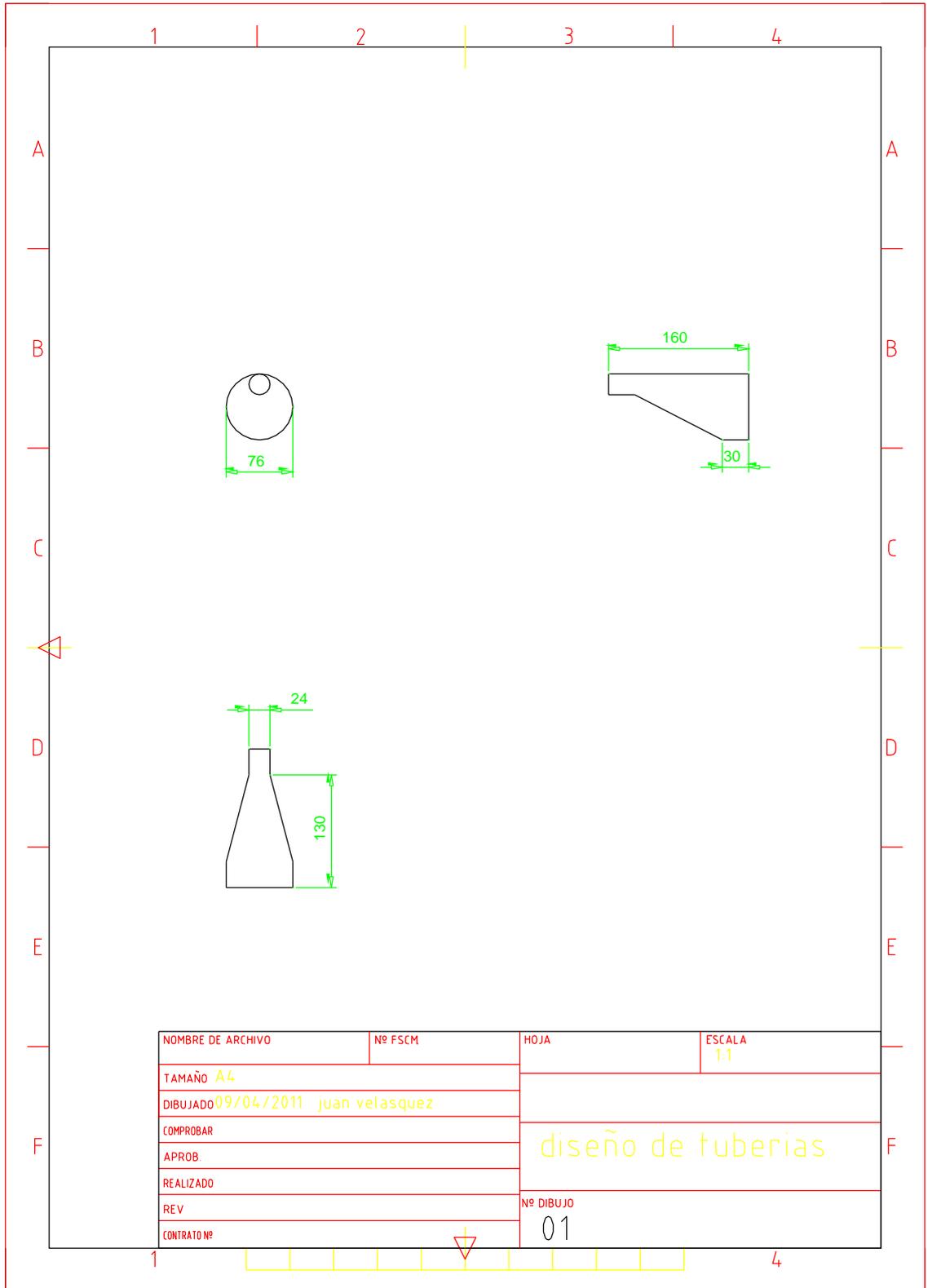
DIÁMETROS EQUIVALENTES PARA CONDUCTOS RECTANGULARES

Lados conducto rectang.	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	
100	63	67	72	76	80	84	88	91	94	98	101	104	107	109														
105	64	69	74	78	82	86	90	93	97	100	103	106	109	112	115													
110	65	70	75	80	84	88	92	95	99	102	105	109	112	115	117	120												
115	67	72	77	81	86	90	94	97	101	104	108	111	114	117	120	123	126											
120	68	73	78	83	87	91	95	99	103	107	110	113	117	120	123	126	128	131										
125	69	74	79	84	89	93	97	101	105	109	112	116	119	122	125	128	131	134	137									
130	70	76	81	86	90	95	99	103	107	111	114	118	121	124	128	131	134	137	139	142								
135	71	77	82	87	92	96	101	105	109	113	116	120	123	127	130	133	136	139	142	145	148							
140	72	78	84	89	93	98	102	107	111	115	118	122	125	129	132	135	139	142	145	147	150	153						
145	73	79	85	90	95	100	104	108	112	116	120	124	128	131	134	138	141	144	147	150	153	156	159					
150	75	80	86	91	96	101	106	110	114	118	122	126	130	133	137	140	143	146	150	153	156	158	161	164				
155	76	82	87	93	98	103	107	112	116	120	124	128	132	135	139	142	146	149	152	155	158	161	164	167	169			
160	77	83	88	94	99	104	109	113	118	122	126	130	134	137	141	144	148	151	154	157	161	164	166	169	172	175		
165	78	84	90	95	100	105	110	115	119	124	128	132	136	139	143	147	150	153	157	160	163	166	169	172	175	178	180	
170	79	85	91	96	102	107	112	116	121	125	129	134	137	141	145	149	152	156	159	162	165	168	171	174	177	180	183	
175	79	86	92	98	103	108	113	118	123	127	131	135	139	143	147	151	154	158	161	164	168	171	174	177	180	183	186	
180	80	87	93	99	104	110	115	119	124	129	133	137	141	145	149	153	156	160	163	167	170	173	176	179	182	185	188	
185	81	88	94	100	106	111	116	121	126	130	135	139	143	147	151	155	158	162	165	169	172	176	179	182	185	188	191	
190	82	89	95	101	107	112	117	122	127	132	136	141	145	149	153	157	160	164	168	171	174	178	181	184	187	190	193	
195	83	90	96	102	108	113	119	124	129	133	138	142	146	151	155	158	162	166	170	173	177	180	183	187	190	193	196	
200	84	91	97	103	109	115	120	125	130	135	139	144	148	152	156	160	164	168	172	175	179	182	186	189	192	195	198	
205	85	92	98	104	110	116	121	127	131	136	141	145	150	154	158	162	166	170	174	177	181	184	188	191	194	198	201	
210	86	93	99	106	111	117	123	128	133	138	142	147	151	156	160	164	168	172	176	179	183	186	190	193	197	200	203	
215	87	94	100	107	113	118	124	129	134	139	144	149	153	157	162	166	170	174	178	181	185	189	192	196	199	202	205	
220	87	95	101	108	114	120	125	130	136	141	145	150	155	159	163	168	172	176	180	183	187	191	194	198	201	204	208	
225	88	95	102	109	115	121	126	132	137	142	147	152	156	161	165	169	173	177	181	185	189	193	196	200	203	207	210	
230	89	96	103	110	116	122	128	133	138	143	148	153	158	162	167	171	175	179	183	187	191	195	198	202	205	209	212	
235	90	97	104	111	117	123	129	134	140	145	150	155	159	164	168	173	177	181	185	189	193	197	200	204	208	211	214	
240	91	98	105	112	118	124	130	135	141	146	151	156	161	165	170	174	179	183	187	191	195	199	202	206	210	213	217	
245	91	99	106	113	119	125	131	137	142	147	153	158	162	167	172	176	180	185	189	193	197	201	204	208	212	215	219	
250	92	100	107	114	120	126	132	138	143	149	154	159	164	169	173	178	182	186	190	195	198	202	206	210	214	217	221	
255	93	100	108	115	121	127	133	139	145	150	155	160	165	170	175	179	184	188	192	196	200	204	208	212	216	219	223	

ANEXO 8:

PLANOS DEL DISEÑO DE TUBERÍAS DE VENTILACIÓN.



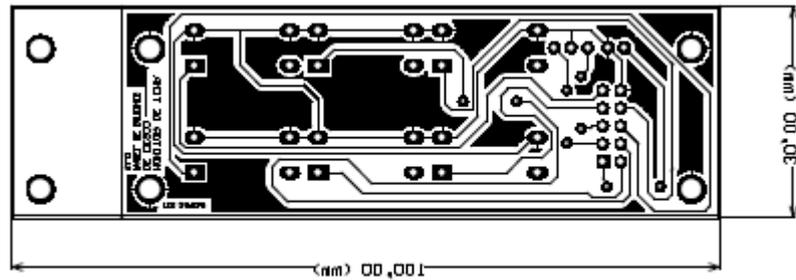


NOMBRE DE ARCHIVO	Nº FSCM	HOJA	ESCALA 1:1
TAMAÑO A4			
DIBUJADO 09/04/2011	juan velasquez		
COMPROBAR		diseño de tuberías	
APROB			
REALIZADO			
REV			
CONTRATO Nº		Nº DIBUJO 01	

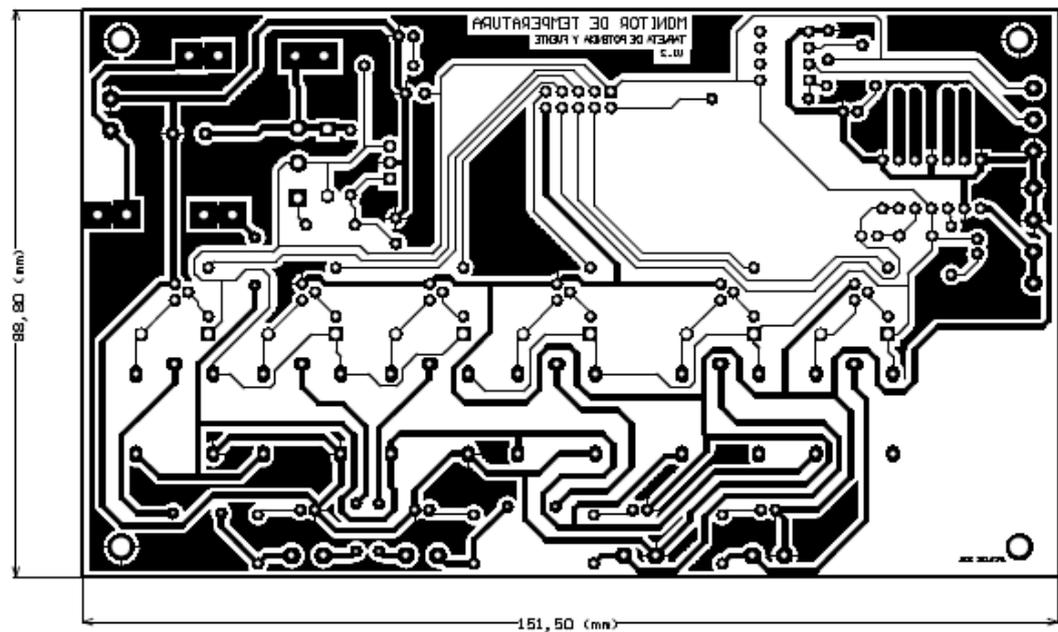
ANEXO 9:

CARACTERÍSTICAS DE LAS PLACAS DEL CIRCUITO ELECTRÓNICO.

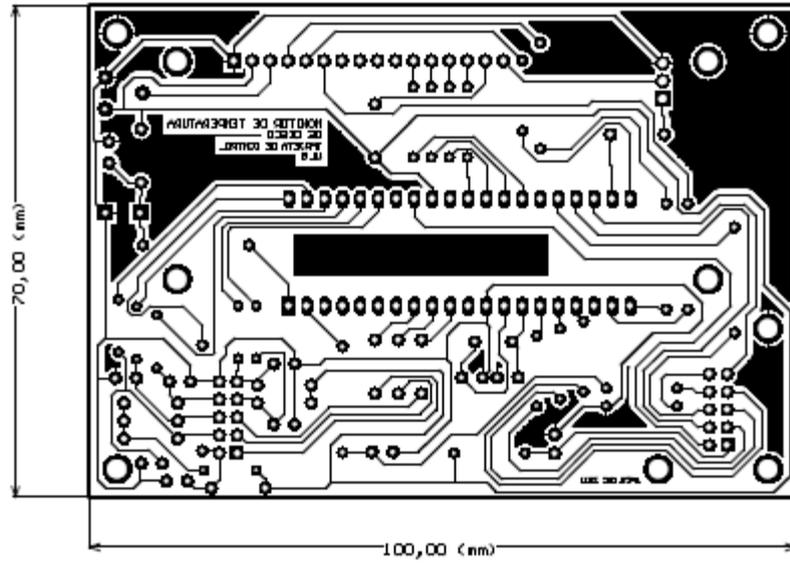
Panel de botones



Placa del circuito de la fuente y de potencia.

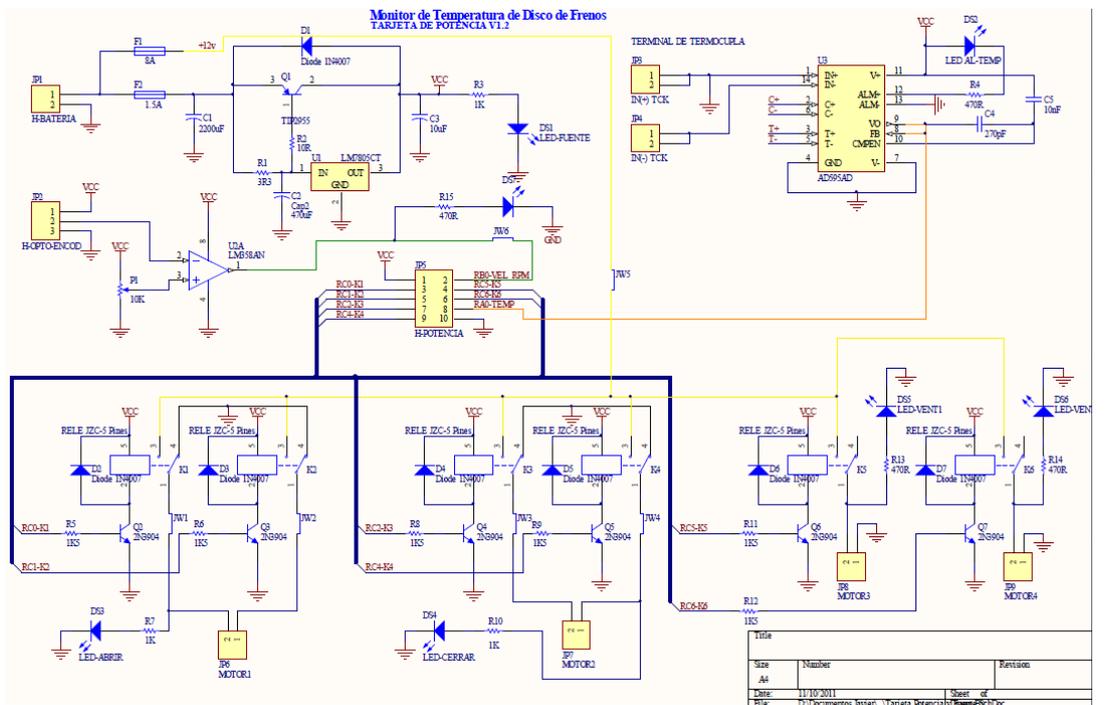
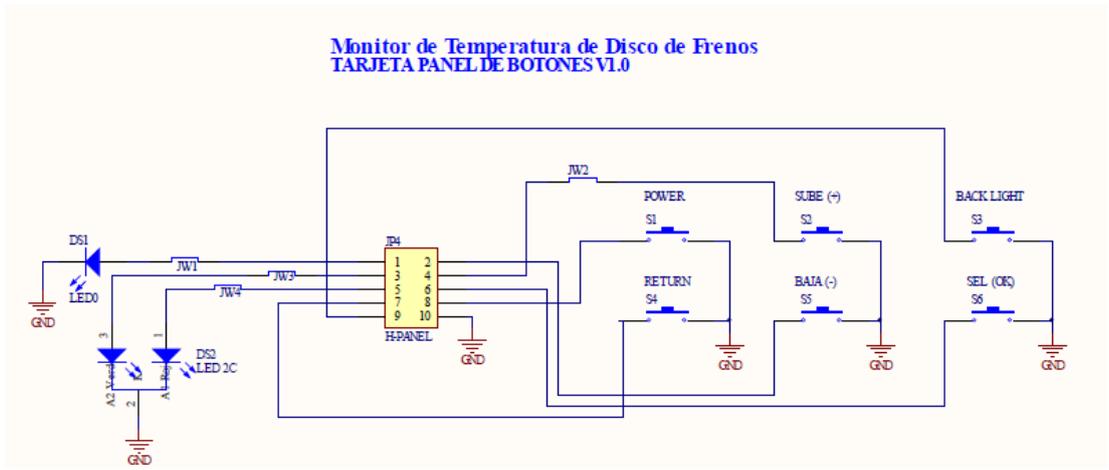


Placa del circuito de control.

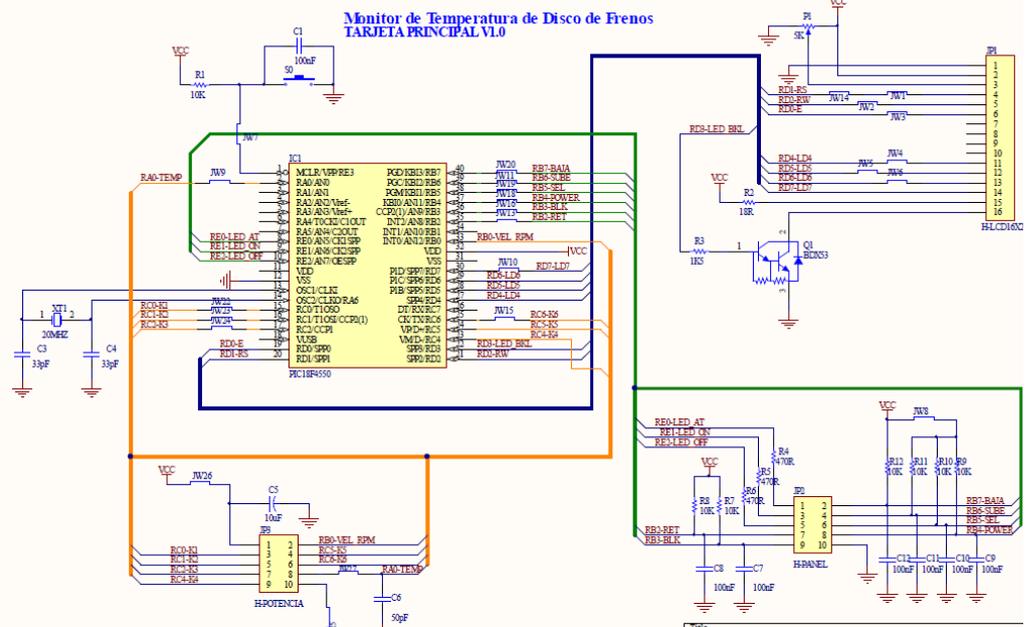


ANEXO 10:

PLANOS DE DISEÑOS DE CIRCUITOS ELECTRÓNICOS.



Monitor de Temperatura de Disco de Frenos
TARJETA PRINCIPAL V1.0



Title		
Size	Number	Revision
A4		
Date:	11/10/2011	1 Sheet of