

IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SIMULACIÓN DE CARGA Y UN
SOBREALIMENTADOR ELÉCTRICO EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA PARA ESTUDIAR SU DESEMPEÑO

STEVENS MAURICIO SOLARTE HENAO

UNIVERSIDAD EAFIT
ESCUELA DE INGENIERÍAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDELLÍN
2011

IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SIMULACIÓN DE CARGA Y UN
SOBREALIMENTADOR ELECTRICO EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA PARA ESTUDIAR SU DESEMPEÑO

STEVENS MAURICIO SOLARTE HENAO

Asesora

MONICA HERNANDEZ LORDUI

Proyecto de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT
ESCUELA DE INGENIERÍAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDELLÍN
2011

Este trabajo se lo dedico a mi padre y a mi madre, dos personas que nunca dejaron de creer.

A mi hermano que con su ejemplo de constancia y dedicación, me mostró que los sueños si se hacen realidad.

A mi tío John Henao, a quien la vida se le acabo antes de tiempo y no pudo acompañarme en este momento. Sin él, este sueño no podría haber iniciado.

“Atrévete a soñar”

AGRADECIMIENTOS

La elaboración de este trabajo no hubiera sido posible sin la ayuda de todos los integrantes del laboratorio de motores de combustión y el grupo IEXS de la universidad EAFIT, y especialmente de Mónica Hernández, asesora principal de este proyecto.

CONTENIDO

	Pág.
AGRADECIMIENTOS.....	5
LISTA DE FIGURAS.....	8
LISTA DE TABLAS	9
LISTA DE ANEXOS.....	10
GLOSARIO.....	11
INTRODUCCIÓN	10
1. OBJETIVOS	16
1.1 GENERAL	16
1.2 ESPECÍFICOS	16
2. MARCO TEORICO.....	17
2.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	17
2.2 CICLO TERMODINAMICO DE LOS MCI	18
2.3 CLASIFICACION DE LOS MCI	20
2.3.1 Motor de 4 tiempos.....	20
2.3.2 Motor de 2 tiempos.....	21
2.3.3 Motor de combustible líquido.....	22
2.4 MOTORES DE GAS.....	22
2.4.1 Gas natural (GN) y gas licuado de petróleo (GLP).....	23
2.5 SOBREALIMENTACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN.....	24

2.5.1 Sobrealimentador.....	25
3. DATOS TECNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS.....	31
3.1 DATOS TECNICOS DEL MOTOR.....	31
3.1.1 Ficha técnica del motor.....	31
3.2 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS Y LOS SENSORES.....	32
4. REDISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS.....	35
4.1 DISEÑO DEL NUEVO BANCO DE PRUEBAS.....	37
5. DISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE FRENO DEL MOTOR.....	41
5.1 CALCULO DE LAS POLEAS.....	43
5.1.1 Diámetro de las poleas.....	43
5.1.2 Distancia entre centros.....	45
5.2 CÁLCULO DE LAS CORREAS DE TRANSMISION DE POTENCIA.....	46
5.2.1 Cálculo del largo de la correa.....	47
5.2.2 Cálculo del número de correas.....	47
5.3 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAULICO.....	55
5.3.1 Cálculo de la tubería.....	56
5.3.2 Selección de las válvulas.....	58
5.3.3 Selección del intercambiador de calor.....	58
5.3.4 Selección de los filtros.....	63
6. SELECCIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DEL SOBREALIMENTADOR SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DEL MOTOR.....	65
6.1 VALORES MÁXIMOS DE TRABAJO.....	65

6.2	AUMENTO DE POTENCIA.....	67
6.3	CONSUMO DE AIRE	70
7.	SELECCIÓN Y ADAPTACION DE LA BOMBA DE AIRE	72
7.1	SOPLADOR SELECCIONADO	72
7.2	INSTALACIÓN DEL SOPLADOR.....	74
7.3	AUTOMATIZACIÓN DEL SOBRALIMNETADOR	75
8.	PRUEBAS DINAMOCAS DEL MOTOR DE COMBUSTION	78
8.1	DISEÑO DEL EXPERIMENTO.....	79
8.2	PARAMETROS MONITOREADOS EN LOS ENSAYOS.....	80
8.2.1	Potencia media efectiva.....	80
8.2.2	Consumo de aire.....	81
8.2.3	Presion en el multiple de admision.....	81
8.2.4	Rendimiento volumétrico.....	81
8.2.5	Composición de la mezcla.....	82
8.2.6	Consumo de combustible.....	82
9.	CONCLUSIONES.....	84
10.	BIBLIOGRAFÍA.....	86
11.	ANEXOS.....	91

LISTA FIGURAS

	Pág.
Figura 1 Motor de combustión interna	17
Figura 2 Diagrama del ciclo Otto termodinámico	19
Figura 3 Ciclos de un motor de 4 tiempos	21
Figura 4 Compresores volumétricos y turbocompresor	26
Figura 5 Freno de PRONY.....	27
Figura 6 Interfaz gráfica de la aplicación en LabView.....	34
Figura 7 Estructura de soporte del motor (izquierda) y estructura del sistema de freno (derecha)	35
Figura 8 Montaje del banco de pruebas.....	36
Figura 9 Actual sistema de frenado	37
Figura 10 Geometría de la base de la estructura del banco de pruebas	38
Figura 11 Geometría del soporte de motor	38
Figura 12 Geometría del soporte del sobrealimentador	39
Figura 13 Placa de ajuste y amortiguador de vibraciones	39
Figura 14 Ensamble de la estructura	40
Figura 15 Curva de funcionamiento	42
<i>Figura 16 Determinación del perfil de la correa</i>	<i>44</i>
Figura 17 Geometría y dimensiones de correa en V tipo A	46
Figura 18 Polea mayor.....	53
Figura 19 Polea menor	54
Figura 20 Dimensiones de la bomba	56
Figura 21 Diseño de la red hidráulica	63
Figura 22 Esquema de la bomba de aire	73
Figura 23 Configuración del banco de pruebas	75
Figura 24 Sistema neumático	76
Figura 25 Diagrama de control de presión.....	77

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Ficha técnica del motor.....	31
Tabla 2 Factor de corrección del arco de contacto (Fac).....	48
Tabla 3 Factor de corrección de largo (Flp).....	49
Tabla 4 HP por correa con arco de contacto de 180 ° - perfil A.....	50
Tabla 5 Medidas del soplador.....	74

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Simbología hidraulica	91
Anexo B Planos del banco de pruebas	93
Anexo C Planos de construcción de las poleas	100
Anexo D Cotizacion de las poleas	103
Anexo E Valvula proporcional Vickers	104
Anexo F Valvula de seguridad Kompass	104
Anexo G Intercambiador de calor	105
Anexo H Filtro de retorno.....	105
Anexo I Filtro de aspiración	106
Anexo J Cotizacion de los accesorios hidráulicos	107
Anexo K Cotizacion de la bomba hidráulica.....	110
Anexo L Cotizacion soplador y accesorios	111
Anexo M Coeficientes globales tipicos globales de intercambio (U)	112

GLOSARIO

BAR: unidad de presión en el sistema internacional, su símbolo es [bar]

CABALLO DE POTENCIA (HP): unidad de potencia del sistema Ingles

CABALLO DE VAPOR (CV): unida de potencia originado en Francia

CORREA: son elementos de transmisión de potencia basados en la fricción

ENSAYO O PRUEBA: hecho utilizado para demostrar una acción o tesis

HIDRAULICA: ciencia que se encarga del estudio de los fluidos confinados

INTERCAMBIADOR DE CALOR: dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios separados por una barrera

MANOOMETRO: instrumento utilizado para medir la presión en los fluidos

PAR MOTOR: es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre un eje de transmisión

PASCAL (Pa): es una unidad de presión de sistema internacional

POLEA: es una maquina simple que sirve para la transmisión de potencia

POTENCIA: cantidad de trabajo que se realiza por unidad de tiempo

PROCESO ISENTROPICO: proceso donde la entropía se mantiene constante

PROSESO ISOCORICO: proceso termodinámico donde el volumen permanece constante

PSI: unidad de presión del sistema ingles

SENSOR: aparato capaz de detector magnitudes físicas o químicas y transformarlas en señales eléctricas

VALVULA: dispositivo mecánico capaz de iniciar, detener o regular el paso de un fluido

INTRODUCCIÓN

Los motores de combustión son máquinas capaces de transformar la energía química en energía mecánica. El calor necesario para que ellos funcionen generalmente se obtiene de energía liberada por procesos de combustión de combustibles fósiles, aunque también se pueden obtener de reacciones nucleares como las utilizadas en las plantas termonucleares o de energía solar. (De Monroy, 2006).

Los motores de combustión interna de tipo alternativo (ciclo Otto) han sido los más difundidos y utilizados durante el siglo XX por la industria naval, ferroviaria, aviación y automovilística. Sin embargo, esto ha venido cambiando por varios motivos como son (Roman L, 2004):

- Bajos niveles de eficiencia
- Altos niveles de contaminación
- Problemas de disponibilidad de hidrocarburos

El motor de cuatro tiempos de ciclo Otto como se conoce hoy, se debe a las investigaciones de Nikolaus August Otto quien con la ayuda del ingeniero alemán Eugen Langen en 1864 desarrolla la máquina de combustible atmosférica. Inicialmente estos motores eran muy poco eficientes, solamente generaban 1 o 2 caballos de potencia por litro de capacidad de motor, pero un siglo después se construyeron motores que entregaban 70 caballos por litro de capacidad, esto se debió a los desarrollos de investigaciones generadas por la popularidad del automóvil. Las casas automotrices buscaron la forma de hacer motores más eficientes trabajando con nuevos materiales, mejorando los procesos de combustión y la electrónica (Baer, 2009).

Debido a la gran cantidad de aplicaciones de los motores de combustión, siempre se está en la búsqueda de aumentar su potencia sin incrementar el volumen o el peso del mismo, esto lleva al desarrollo de dispositivos que inducen aire a presión en las cámaras de combustión, de esta manera se obtiene una mezcla rica en oxígeno, con lo cual se genera una explosión más potente y por ende el rendimiento del motor se incrementa.

Los problemas de pérdida de potencia afectaron particularmente al sector de la aviación durante la segunda guerra mundial; se dieron cuenta que entre más ascendían los aviones era más difícil generar la potencia requerida por que el motor era incapaz de absorber el aire suficiente para hacer una buena combustión por la caída en la presión atmosférica, esto incentivó a los ingenieros para buscar alternativas que proporcionaran al motor la cantidad de aire requerida para el proceso de combustión; de esta manera se desarrollaron los dispositivos llamados turbocompresores, sobrecompresores y sobrealimentadores (El Gran Capitan, 2004).

La sobrealimentación de los motores se conoce casi desde la misma invención de los motores de combustión. Entre los años 1885 y 1896 Gottlie Daimler y Rudolf Diesel estudiaron la manera de cómo aumentar la potencia de sus motores y a la vez disminuir el consumo de combustible por medio de la sobrealimentación de aire en la cámara de combustión. Sin embargo, fue el ingeniero suizo Alfred Büchi en 1925 el primero en desarrollar un sistema de sobrealimentación accionado por los gases de combustión despedidos por el motor (turbo compresor), dicho invento fue el punto de partida para la turbo alimentación de los motores automotrices.

A partir de la crisis petrolera del 1973 y el endurecimientos de las normas de emisiones se buscaron formas de hacer los camiones más eficientes y limpios, estos acontecimientos impulsaron el desarrollo de los sobrealimentadores para los vehículos de carga, fueron tan buenos los resultados que en la actualidad la

totalidad de los camiones de carga pesada poseen un sistema de sobrealimentación (Turbo driven, 2011).

Era inevitable la incursión de la sobrealimentación en los automóviles tipo turismo después de demostrar sus bondades en los vehículos de carga. En 1978 se introdujo el primer motor turbodiésel para automóviles tipo turismo en el Mercedes Benz 300 SD.

Hoy en día es muy utilizada la sobrealimentación de los motores; pero el aumento de la potencia no es la única razón para ello, también es muy importante la disminución del consumo de combustible y más importante aún es la disminución de las emisiones que se obtiene con él (Millares de Imperial, 1987).

1. OBJETIVOS

1.1 GENERAL

Implementar un sistema de simulación de carga y un sobrealimentador eléctrico en un motor de combustión interna para estudiar su desempeño

1.2 ESPECÍFICOS

- Rediseñar un banco de pruebas para un motor de combustión interna con el fin de integrar un sistema de frenado hidráulico y un sistema de sobrealimentación.
- Diseñar un sistema para simular carga en un motor de combustión acoplado a un banco de pruebas.
- Seleccionar las especificaciones de un sobrealimentador según las condiciones de diseño y requerimientos del motor.
- Adaptar y automatizar el sobrealimentador seleccionado al sistema de admisión de aire del motor.
- Realizar pruebas dinámicas al motor bajo diferentes condiciones de trabajo.

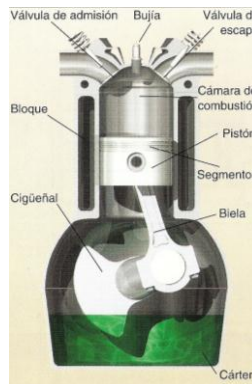
2. MARCO TEORICO

2.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Los motores de combustión interna (en adelante MCI) son máquinas térmicas que obtienen su energía de la combustión de un carburante dentro de una cámara de combustión, esta energía química se transforma en energía mecánica al desplazar mecanismos internos del motor; a pesar de existir varias clases de motores térmicos como las máquinas de vapor y las turbinas de vapor, los MCI han dominado el mercado automotriz y el mercado de pequeñas y medianas plantas de generación debido a la simplicidad, bajos costos de operación.

La ineficiencia de los MCI siempre ha sido un gran problema para los diseñadores pues en el mejor de los casos solo el 30% de la energía química del combustible se transforma en energía mecánica, el resto se pierde en forma de ruido y calor convirtiendo a los MCI en máquina poco eficientes; no obstante los MCI tienen características que los hacen ser valorados por todo tipo de industria como la capacidad de entregar grandes cantidades de potencia en forma inmediata, además de ser flexibles en el uso de diferentes tipos de combustibles como líquidos, gaseosos y sólidos (Maleev, 1945).

Figura1 Motor de combustión interna



(JmcMotor, 2010)

Un MCI está formado por diferentes partes mecánicas las cuales trabajan de manera conjunta para generar un movimiento giratorio en el cigüeñal como lo podemos ver en la Fig.1. Un MCI está formado por:

Biela: es el elemento mecánico del motor encargado de transmitir las fuerzas axiales generadas en la cámara de combustión.

Pistón: es el elemento que permite la expansión de los gases de combustión transformándolo en un movimiento rectilíneo.

Cigüeñal: es el elemento mecánico del motor que transforma el movimiento lineal de los pistones en movimiento giratorio.

Válvulas: las válvulas son las encargadas de permitir el ingreso de la mezcla de combustible y la salida de los gases de combustión.

Cilindro: el cilindro es el lugar donde genera la potencia a partir de la explosión del combustible.

2.2 CICLO TERMODINÁMICO DE LOS MCI

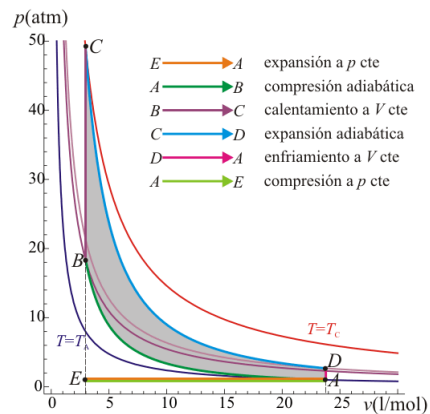
El ciclo Otto es una idealización del ciclo termodinámico que describe el flujo de trabajo de los motores de combustión interna, el ciclo OTTO fue descrito por primera vez por el científico alemán Nikolaus August Otto quien describió el ciclo en seis etapas diferentes la cuales se aprecian en la Fig. 2 (Lumley, 2011).

- Primera etapa: Admisión, en esta primera etapa se admite el aire en la cámara de combustión y el pistón llega hasta el punto muerto inferior.
- Segunda etapa: Compresión adiabática, en esta etapa ocurre una compresión adiabática de la mezcla de aire-combustible (sin intercambio de

calor) provocada por la carrera del pistón hasta el punto muerto superior, este proceso es un isotrópico.

- Tercera etapa: Explosión, en esta etapa la mezcla de aire-combustible se enciende por medio de una chispa ocasionando un aumento de la presión a volumen constante (proceso isofónico).
- Cuarta etapa: Expansión adiabática, en esta etapa los gases de combustión se expanden sin intercambiar calor y se genera un trabajo positivo.
- Quinta etapa: Enfriamiento isócoro, en esta la presión disminuye y los gases se enfrían liberando el calor al exterior.
- Sexta etapa: Escape, está la última etapa donde se abren las válvulas para expulsar los gases y se comienza de nuevo el ciclo.

Figura 2 Diagrama del ciclo Otto termodinámico



(Wikipedia, 2011)

2.3 CLASIFICACION DE LOS MCI

Los MCI se pueden clasificar de varias formas teniendo en cuenta las diferentes características que poseen los motores como los ciclos de operación, el método de carga, tipo de combustible, método de encendido, disposición de los cilindros entre otras características; existen más formas de clasificar los MCI que dependen del observador y su criterio.

Las clasificaciones más relevantes de los MCI son aquellas que surgen a partir de observar el método de carga y el tipo de combustible usado.

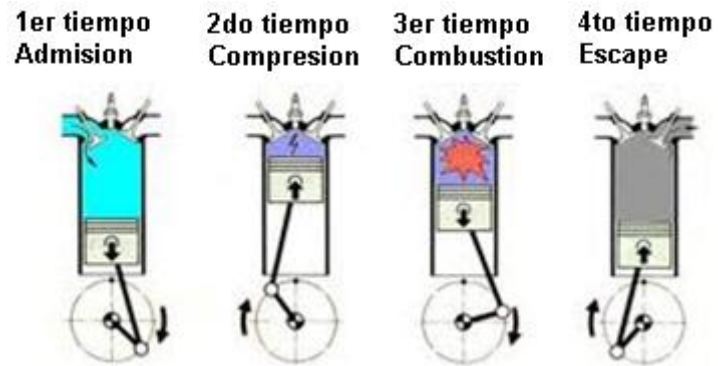
Según el método de carga del combustible, los MCI se dividen en: motor de cuatro tiempos, motor de dos tiempos. Y teniendo en cuenta el tipo de combustible, se dividen en motores de combustible líquido y gaseoso.

2.3.1 Motor de 4 tiempos. El motor de cuatro tiempos es una máquina que desarrolla una acción por cada carrera del cilindro; es decir, hace cuatro procesos en cuatro momentos diferentes los cuales se explican a continuación (MALEEV, 1945).

- Primer tiempo: Admisión, es aquí donde se introduce aire mezclado con el combustible en la cámara de combustión.
- Segundo tiempo: Compresión, aquí el pistón se desplaza hasta el punto muerto superior para comprimir la mezcla de aire combustible.
- Tercer tiempo: Expansión, aquí se enciende la mezcla por medio de una chispa y los gases de expansión desplazan el pistón.
- Cuarto tiempo: Escape, en este tiempo el pistón se desplaza hacia el punto muerto superior expulsando los gases de escape.

La Fig.2 muestra gráficamente las etapas de un motor de cuatro tiempos.

Figura 3 Ciclos de un motor de 4 tiempos



(Rubenmotores, 2010)

2.3.2 Motor de 2 tiempos. El motor de dos tiempos a diferencia del de cuatro tiempos, combina dos acciones por cada carrera del pistón, haciendo que teóricamente se genere el doble de potencia que en un motor de cuatro tiempos con el mismo desplazamiento; la diferencia básica entre los motores de dos y cuatro tiempos es la forma de expulsión de los gases; en los motores de cuatro tiempos el gas es expulsado por el cilindro en una carrera, a diferencia de los motores de dos tiempos donde los gases de escape son desplazados por el aire fresco que ingresa al cilindro; a continuación se describe el funcionamiento de un motor de 2 tiempos.

- Primer tiempo: Admisión-Compresión, en este tiempo se admite la mezcla a la cámara de combustión al mismo tiempo en que se comprime.

- Segundo tiempo: Explosión-Escape, en este tiempo ocurre la explosión provocando el desplazamiento del pistón hacia abajo abriendo la válvula para evacuar los gases.

2.3.3 Motor de combustible líquido. Según el tipo de combustible los motores se pueden clasificar en motores de combustible gaseoso, líquido o sólido. Los motores con combustible sólido como el carbón sufrieron un rechazo comercial por presentar grandes desgastes en las piezas por las mismas características del combustible.

Los motores de combustible líquido se subdividen en motores de combustibles volátiles como la gasolina o el alcohol y motores de combustibles pesados como el gasóleo; los combustibles volátiles se comportan de manera similar a los gaseosos por lo tanto los motores que utilizan estos dos tipos de carburantes son semejantes en su funcionamiento y son de encendido provocado por chispa.

Los motores de combustible pesado se caracterizan por que el combustible se inyecta directamente en el cilindro cuando el pistón está en el punto muerto superior de cilindro, este tipo de motores a su vez se subdivide en motores de baja, media y alta presión; el funcionamiento de los motores de baja presión es similar a los motores de combustibles volátiles, pero los de media y alta presión se diferencian porque la ignición del combustible se hace por la alta presión en la cámara de compresión, este fenómeno se ve en los motores Diesel.

2.4 MOTORES DE GAS

Los motores que trabajan con gas natural funcionan con el mismo principio de los motores Otto encendido por chispa, por esta razón no es necesario hacer modificaciones a los motores, los cambios importantes se hacen en el sistema de almacenado y el sistema de dosificación del combustible, la simpleza para transformar los motores para que trabajen con gas y los bajos costos del mismo

han hecho muy popular la tecnologías del gas natural vehicular; no obstante hay inconvenientes que se presentan en los motores ocasionadas por el cambio de combustible como la pérdida de potencia debido a la propiedades físicas de los gases por ejemplo la baja densidad que tiene el GNV la cual es menor a la densidad del aire, ocasionando que el gas desplace el aire en la cámara de combustión dificultando que el aire necesario llene los cilindros causando una mala combustión(Maleev, 1945).

Aunque se encuentran varios inconvenientes en los motores que trabajan con gas, la tecnología de conversión ha tenido un desarrollo bastante notable desde sus inicios por el ahorro de dinero y las bajas emisiones de partículas contaminantes que se obtienen al operar el motor con gas.

Los primeros kits de conversión (primera generación) tenían el problema que entregaban una mezcla fija de combustible y aire en todo momento, esto causaba una ineficiencia en el motor, pues no se podía regular la mezcla aire-combustible según las necesidades; los kits de segunda y tercera generación dieron un avance al utilizar los sensores del motor para dosificar la mezcla de combustible para optimizar el funcionamiento. Por último los kits de cuarta y quinta generación van un paso más allá emulando los sistemas de inyección secuencial de los motores(GNC.ORG, 2011).

2.4.1 Gas natural (GN) y gas licuado de petróleo (GLP). El gas natural y el GLP son gases combustibles que están formados por mezclas de diferentes gases, el GN es una mezcla compuesta principalmente por el metano (hasta un 95%) y en menor porcentaje en etano propano y butano, el GN se extrae de yacimientos que se encuentran a grandes profundidades dentro de la corteza terrestre; por otra parte el GLP está formado por la mezcla de butanos, propano y etano; esta mezcla puede variar según el tipo de yacimiento de donde se extraiga y se obtiene de la refinación del petróleo crudo.

Los combustibles gaseosos como el GN y el GLP han ganado gran popularidad para propulsar los MCI, turbinas de gas y demás maquinas térmicas por ser combustibles relativamente económicos comparados con los demás combustibles derivados del petróleo y el carbón; debido a que el GLP necesita de un proceso de refinación básico y el GN se extrae en su forma final para el usuario, estos combustibles llegan al consumidor final con precios muy asequibles.

Los gases tiene propiedades que los hacen ser muy útiles en la industrias; por ejemplo son muy compresibles, lo que hace que se pueda almacenar grandes cantidades de gas en pequeños volúmenes, también se difunden con facilidad en el medio, por este motivo son seguros si hay alguna fuga en el tanque de almacenamiento; si el lugar cuenta con buena ventilación(Macea Barreto, 1990).

2.5 SOBREALIMENTACION DE MOTORES DE COMBUSTION

La sobrealimentación de motores se desarrolló con el fin de incrementar las prestaciones y la eficiencia de los motores sin aumentarles su tamaño y peso, sobrealimentar un motor resulta útil para aquellas aplicaciones donde se evidencia una falta de aire por las condiciones atmosféricas como por ejemplo, en las ciudades ubicadas a alturas de superiores a tres mil metros donde la caída en la presión atmosférica dificulta el llenado de los cilindros de aire fresco para la combustión.

El incremento de la potencia y el torque del motor no es función directa de la presión de sobrealimentación, sino del rendimiento volumétrico; el cual se mejora al aumentar la presión en el múltiple de admisión de aire, ocasionando que más aire entre a la cámara de combustión de esta manera se obtiene una explosión más poderosa y un aumento en la potencia.

Hoy en día, se sobrealimentan toda clase de motores en muchas aplicaciones diferentes como la automovilística, naval, aérea e industrial, siendo los motores diesel los más fáciles de sobrealimentar pues el cuidado que se debe tener con las presiones alcanzadas es menor que los motores que trabajan con mezcla aire-gasolina; en los motores de ciclo Otto se encuentran algunas dificultades pues hay que tener mucho cuidado con las presiones máximas que se pueden alcanzaren la mezcla ya que si se llega a los límites en la presión y la temperatura se pueden obtener auto igniciones de la mezcla que pueden ocasionar vibraciones y daños en el motor(Millares de Imperial, 1987).

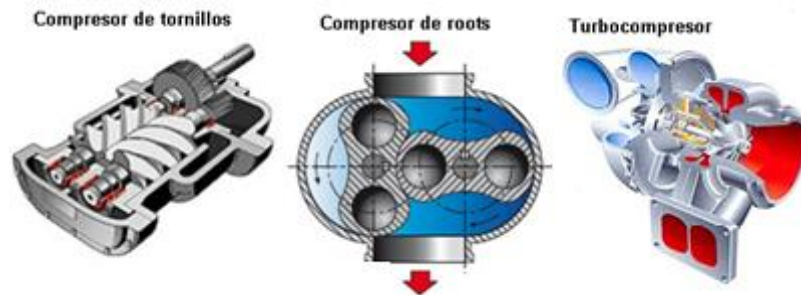
2.5.1 Sobrealimentador. Un sobrealimentador es un dispositivo capaz de inducir aire a alta presión en un MCI para obtener más cantidad de aire en la cámara de combustión, un sobrealimentador pueden alcanzar presiones hasta de 16 psi por encima de la presión atmosférica (RODRIGUEZ PAZ, 2010), un sobrealimentadores para un MCI es simplemente un compresor el cual induce aire a altas presiones dentro de los cilindros del motor. Hay varias clases de sobrealimentadores, pero los más usados en la industria automotriz son:

- Turbocompresores: un turbocompresores un dispositivo que se compone por un lado de una turbina accionada por los gases de escape del motor la cual está unida por un eje a un compresor, el cual es el encargado de comprimir el aire para ingresarlo al motor, el turbo compresor es el más usado por ser un sistema simple de instalar y por su tamaño reducido.
- Compresores volumétricos: los compresores volumétricos son accionados directamente por el motor al estar conectados directamente al cigüeñal por medio de correas u otros sistemas; los compresores volumétricos más comunes son los de tornillos o de roots, aunque están ampliamente difundidos en el mercado automotriz, uno de los inconveniente de este tipo de compresores es su gran tamaño que es mucho más grande que el de los

turbocompresores, además, por estar conectado directamente al cigüeñal, el compresor consume potencia del motor para su funcionamiento (Sanchez, 2008).

En la Fig.4 vemos los compresores de tornillos, de roots y el turbocompresor.

Figura 4 Compresores volumétricos y turbocompresor



(Schaeffler, 2011), (Electro Mecanica Trisque, 2011)

2.6 FRENOS DINAMÓMETROS

Los frenos dinamométricos son dispositivos utilizados para generar un par proporcional a uno generado por el motor al cual esta acoplado, esta carga debe ser variable para permitir hacer ensayos a los motores a distintas configuraciones de funcionamiento. Los frenos dinamométricos son útiles para hacer diversos tipos de pruebas dinámicas en los motores, ya sea para hacer ensayos de producción y encontrar posibles defectos de fabricación o diseño, también son usados para hacer ensayos cuyo objetivo es estudiar los diferentes procesos químicos y físicos que ocurren dentro de un MCI con el fin de volverlos más eficientes.

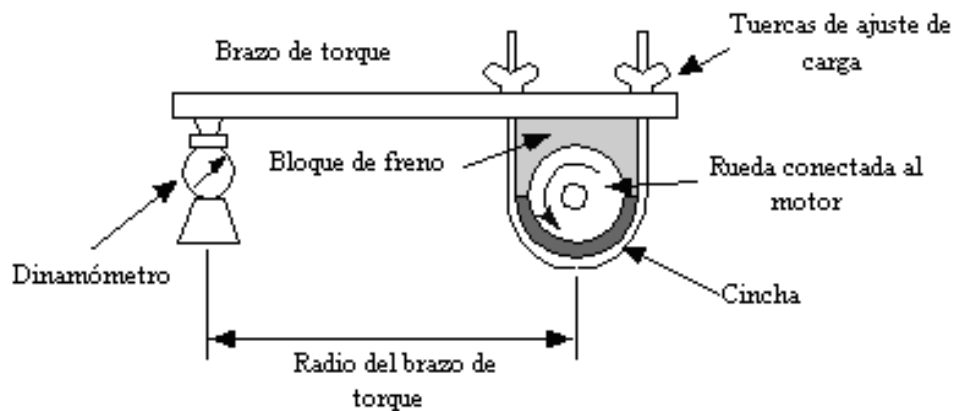
2.6.1 Clases de frenos dinamométricos. Existen varios tipos de frenos dinamométricos los cuales se clasifican por el principio que utilizan para generar el par resistente; los más utilizados son:

- Frenos por fricción
- Frenos hidráulicos
- Frenos eléctricos

Frenos por fricción: Los frenos por fricción utilizan el principio físico de la fricción entre una volante y unas zapatas para frenar el motor como se ilustra en la Fig. 5, este tipo de dinamómetros fue el primero que se desarrolló para determinar la potencia de un motor; el primer dinamómetro mecánico fue el freno de Prony, el cual contaba con una volante y unas zapatas unidas a un brazo de longitud conocida, el cual se apoya sobre una balanza donde se mide la fuerza hecha por el motor.

Los dinamómetros mecánicos se volvieron obsoletos por ser poco confiables además de presentar problemas como el recalentamiento y la dificultad de mantener una carga constante sobre las zapatas.

Figura5 Freno de PRONY



(Colegio Nacional de Buenos Aires, 2011)

Frenos hidráulicos: Los frenos dinamométricos hidráulicos son dispositivos que utilizan la resistencia que tienen los líquidos a fluir para frenar un motor, estos dispositivos disipan la potencia en forma de calor al calentarse el fluido cuando se hace pasar de manera forzada por lugares estrechos; por esta razón, es necesario tener un intercambiador de calor para enfriar el fluido antes de devolverlo al sistema.

En los dinamómetros hidráulicos se puede calcular la potencia disipada conociendo las presiones internas del sistema y los caudales que fluyen por las tuberías; dicha potencia se calcula mediante la ec.1 (Flores E, 2010).

$$N_h = \frac{Q * P}{1714} \quad \text{Ecuación 1}$$

Dónde:

Nh = Potencia hidráulica [HP]

Q = Caudal del flujo [GPM]

P = Presión en el sistema [psi]

Los dinamómetros hidráulicos son los más ampliamente difundidos por disipar grandes cantidades de potencia con un costo de montaje relativamente bajo, además de ser muy durables y de fácil mantenibilidad. El punto desfavorable que tiene esta clase de dispositivos es que cuando se trabaja a bajas velocidades baja la capacidad de absorción de potencia.

Frenos eléctricos: los dinamómetros eléctricos trabajan al hacer girar un disco en un campo magnético el cual se controla variando la corriente que pasa por las bobinas, este tipo de dinamómetros necesita un sistema para enfriarse ya que

genera altas temperaturas cuando está en funcionamiento (Brito Coronel & Matute Cordero, 2007).

2.7 SISTEMAS HIDRAULICOS

Los sistemas hidráulicos son aparatos que utilizan las propiedades y las leyes que gobiernan los líquidos confinados para transmitir y generar trabajo. Los sistemas hidráulicos están masivamente difundidos por su utilidad en una gran variedad de aplicaciones tanto sencillas como de alta complejidad; aunque, ellos se caracterizan por tener elementos costosos, esto se ve ampliamente superado por los beneficios que traen. Algunas de las características que poseen son (Merkle, Schrader, & Thomes, 1989).

- Alta eficiencia
- Tiene nivel de control alto
- Transmite grandes cantidades de potencia
- Son auto lubricantes
- Alta confiabilidad

Los sistemas hidráulicos están conformados por seis componentes básicos: el tanque de almacenamiento, la bomba, el filtro, las válvulas, los actuadores; otro componente básico es el líquido que circula por el sistema el cual es el encargado de transmitir potencia pero también cumple la función de lubricación del sistema.

En el mercado existen gran variedad de válvulas para manejar altos y bajos caudales y presiones, también existen válvulas de accionamiento manual o mecánico; la selección de las válvulas se hace considerando las variables que existen dentro del sistema cuando este en operación. La clasificación más amplia de las válvulas se hace considerando la función que desempeña dentro del

sistema hidráulico, dependiendo si controlan flujo, presión, dirección o protegen el sistema:

Válvulas distribuidoras: estas válvulas distribuyen y redirigen los flujos según la necesidad que se tenga.

Válvulas de presión: permiten limitar y controlar la presión dentro de los sistemas, también son utilizadas como válvulas de seguridad.

Válvulas de cierre: permiten detener el flujo en un sentido al mismo tiempo que permite el flujo en sentido contrario.

Válvula de flujo: permiten controlar un flujo que pasa por un sistema.

Al igual que las válvulas, en el mercado se encuentran diferentes tipos de bombas clasificada por la forma en que empujan el líquido a través de ellas, existen dos grandes grupos, las bombas centrifugas y las bombas de desplazamiento positivo.

Bombas centrifugas: este tipo de bomba emplean la fuerza centrífuga generada por un rotor que gira a altas revoluciones para transformar la velocidad del fluido en presión, se caracterizan por entregar un caudal en forma constante.

Bombas de desplazamiento positivo: son bombas que funcionan empujando un fluido de manera constante con dispositivos mecánicos que comunican la zona de aspiración con la zona de evacuación, en este clase de bombas las más conocidas son: las bombas de aletas, de pistones, de tornillos y de lóbulos.

Los sistemas hidráulicos son utilizados alrededor del mundo, por esta razón fue necesario desarrollar una simbología para representar un sistema hidráulico Para que pudiera ser leído en cualquier parte del mundo por cualquier persona con conocimientos en el tema; la simbología normalizada para los accesorios hidráulicos los podemos observar en el anexo A.

3. DATOS TECNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS

3.1 DATOS TECNICOS DEL MOTOR

El motor que se utiliza para realizar las pruebas es un motor Renault de 1149 centímetros cúbicos diseñado para trabajar con gasolina, el motor es modelo 2004 y fue donado por la empresa SOFASA a la universidad EAFIT para promover la investigación en el área de motores de combustión; el motor incluye una caja de 5 velocidades original del motor.

3.1.1 Ficha técnica del motor

Tabla1 Ficha técnica del motor

Motor	D7F D700
Cilindrada	1149 cc
Numero de cilindros	4
Numero de válvulas	8
Relación de compresión	9.65 : 1
Diámetro x carrera (mm)	69 x 76.8
Potencia máxima (CV- KW/RPM)	58 - 43 @ 5250
Torque máximo (Nm / RPM)	93 @ 2500
Alimentación	inyección directa secuencial multipunto
Consumo medio	6 L / 100 Km
Caja	JB1
Número de cambios	5 más reversa

Relaciones	
Primera	11/3
Segunda	22/41
Tercera	28/37
Cuarta	30/29
Quinta	31/41

(Mejia Lotero & Garcia Ceballos, 2008)

3.2 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS Y LOS SENSORES

El banco de pruebas con el que se cuenta es un diseño desarrollado por estudiantes de la universidad EAFIT en el laboratorio de motores de combustión específicamente para un motor descrito en la sección 3.1. El motor está acoplado a una bomba de paletas VICKERS 25VQ de 14 gpm que actúa como freno dinamómetro para generar carga sobre el motor.

Los motores de combustión interna tienen diversas variables que intervienen en su funcionamiento, por lo tanto, es indispensable poder monitorearlos y controlarlos para modificar el desempeño del motor. El MCI utilizado para las pruebas cuenta con los siguientes sensores:

MAF o Manifold absolute flow: Mide los valores de flujo que circulan por el múltiple del aire.

MAP o Manifold absolute pressure: Mide la presión en el múltiple del aire.

TPS o Throttle position sensor: Mide el ángulo de apertura de la mariposa.

Sonda Lambda o Exhaust gas-oxygen: determina la concentración de oxígeno remanente en el exhosto.

Señal de inyección: Mide los tiempos de inyección de combustible en tiempo real.

Torquímetro: Mide el torque generado por el motor.

Sensor de RPM: Mide el régimen de giro del motor.

Además de los sensores mencionados, el banco de pruebas cuenta con relojes para leer otras variables:

- Temperatura de aceite de motor
- Presión de aceite de motor
- Temperatura de motor
- Voltaje de la batería
- Amperaje entregado por la batería
- Tiempo de operación del motor

La información obtenida por los sensores es recopilada por una tarjeta de adquisición de datos NI USB 6212 y procesada por una aplicación desarrollada en el software Labview® en el laboratorio de motores de la universidad EAFIT; la aplicación cuenta con una interfaz gráfica que podemos ver en la fig.6 la cual permite observar el comportamiento de las variables en tiempo real(Mejia Lotero & Garcia Ceballos, 2008).

Figura 6 Interfaz gráfica de la aplicación en LabView



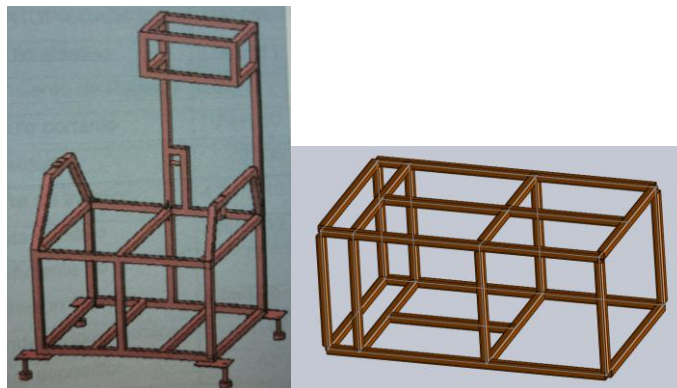
4. REDISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas sobre el cual está asentado el motor que es utilizado para los estudios dinámicos presenta problemas en su diseño. Una de ellos, es que su estructura es bastante endeble, lo cual amplifica las vibraciones generadas por el motor aun trabajando a pequeños regímenes de giro; estas vibraciones ocasionan interferencias en las señales captadas por los sensores generando errores en las lecturas y toma de datos de las pruebas.

Por otra parte, el banco de pruebas actual cuenta con un sistema de discos y mordazas hidráulicas accionadas por un actuador para simular carga al motor. Este sistema es poco confiable y preciso para ser utilizado en pruebas de laboratorio, además genera ruido, recalentamiento de las mordazas y discos. El motivo más importante para rediseñar el sistema de frenado del motor es que el actual genera más vibraciones que el motor estando en marcha.

Un problema que se detectó de inmediato es que al ser construido en dos estructuras diferentes el banco de pruebas y el sistema de carga del motor, se generaban más vibraciones en el punto de contacto entre las dos estructuras. En la fig.6 observamos las estructuras actuales del freno y la estructura del motor.

Figura 7 Estructura de soporte del motor (izquierda) y estructura del sistema de freno (derecha)



En la Fig. 8 observamos el montaje del banco de pruebas ensamblado junto con el sistema de frenado del motor haciendo énfasis en los puntos de amplificación de las vibraciones. En la Fig. 10 se muestra el sistema de mordazas y discos utilizado para simular carga al motor, este sistema en particular genera mayores vibraciones que las generadas por el motor.

Figura 8 Montaje del banco de pruebas

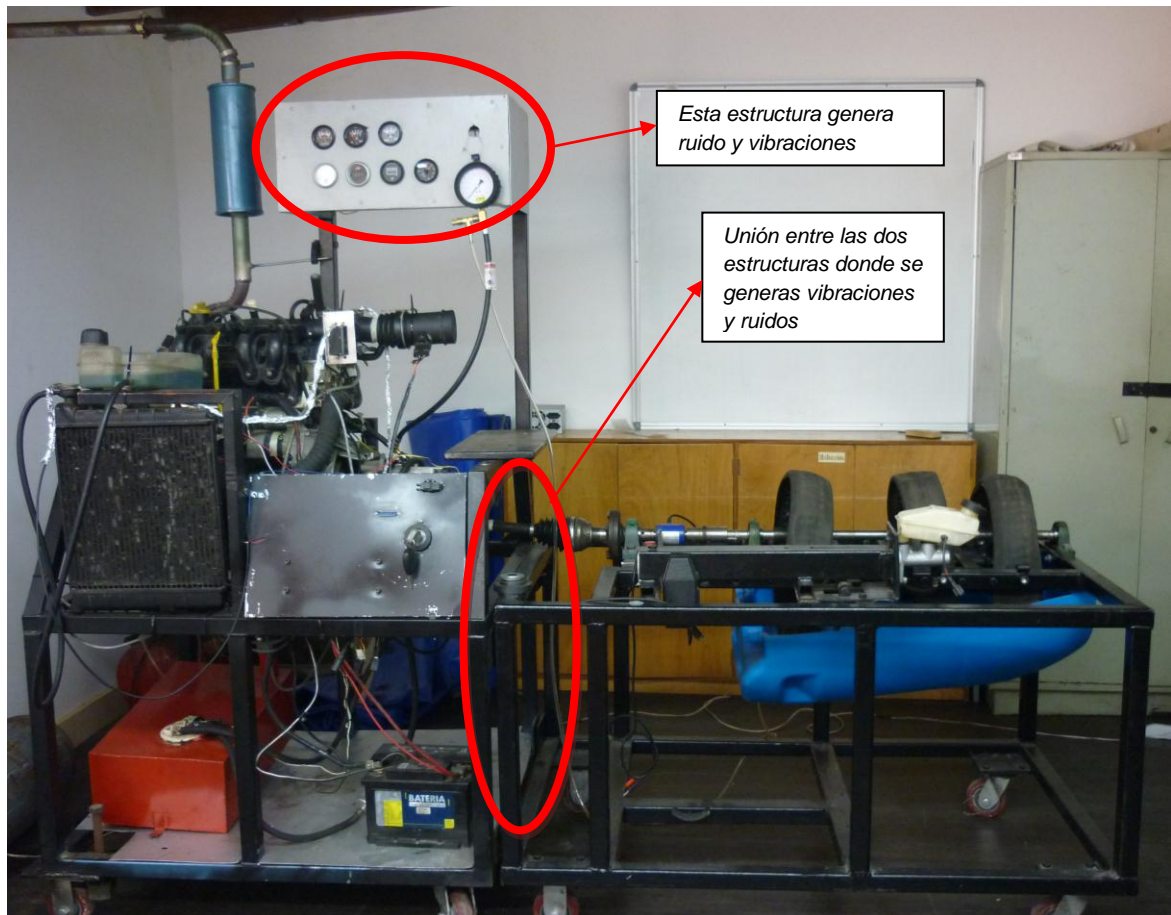


Figura9 Actual sistema de frenado



4.1 DISEÑO DEL NUEVO BANCO DE PRUEBAS

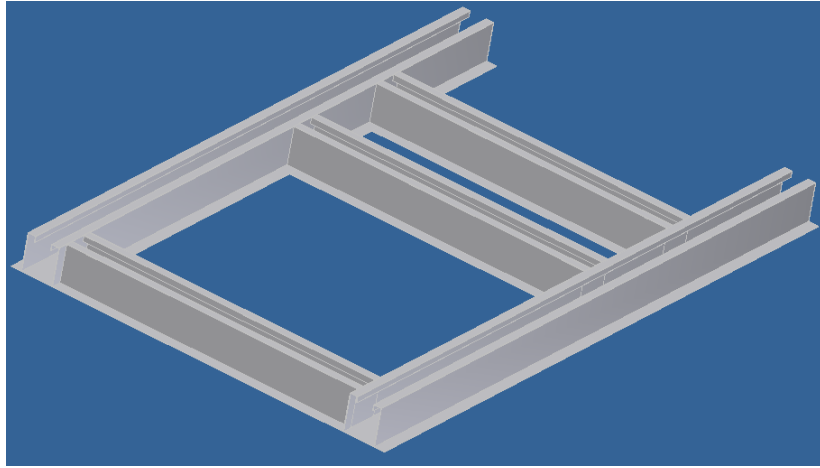
Al observar todos los problemas generados por los defectos del banco se opta por diseñar uno nuevo, dando gran importancia a los detalles para minimizar las vibraciones y ruidos; después de ser valorado el banco de pruebas se concluye que para solucionar los problemas de vibraciones y ruidos se debe hacer énfasis en las siguientes características y cumplir con los siguientes requerimientos.

- La estructura debe ser simple y rígida.
- Debe contar con accesorios que absorban las vibraciones
- Todos los sistemas deben quedar integrados en una misma estructura

Para satisfacer los anteriores requerimientos se diseñó una estructura con los siguientes elementos.

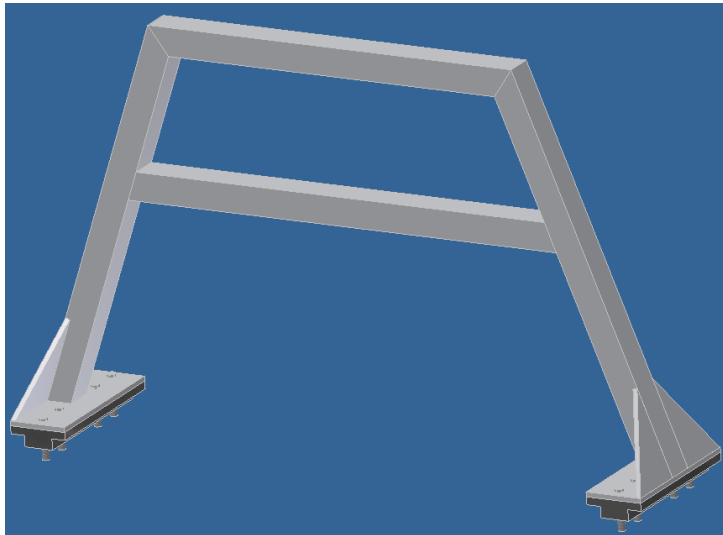
- Una estructura que sirve como base para los soportes del motor, sobre alimentador y el sistema de frenado del motor, la geometría de esta estructura la vemos en la Fig. 10.

Figura 10 Geometría de la base de la estructura del banco de pruebas



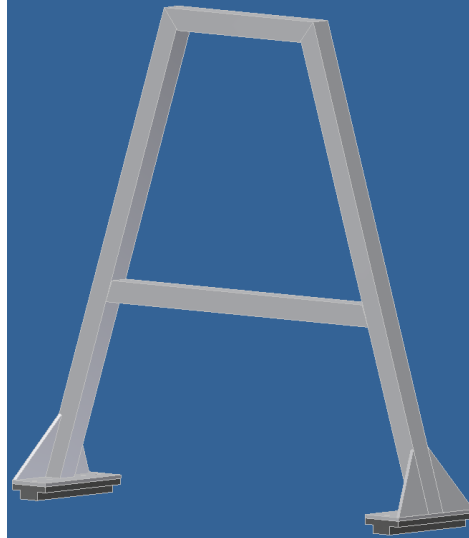
- Dos soportes que en conjunto sostiene el motor, la geometría se muestra en la Fig. 11.

Figura 11 Geometría del soporte de motor



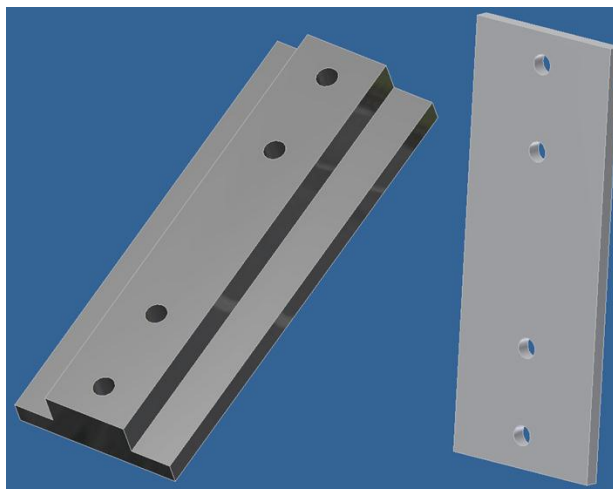
- Un soporte para el soplador regenerativo utilizado para sobrealimentar el motor. La Fig. 12 muestra su geometría.

Figura12 Geometría del soporte del sobrealimentador



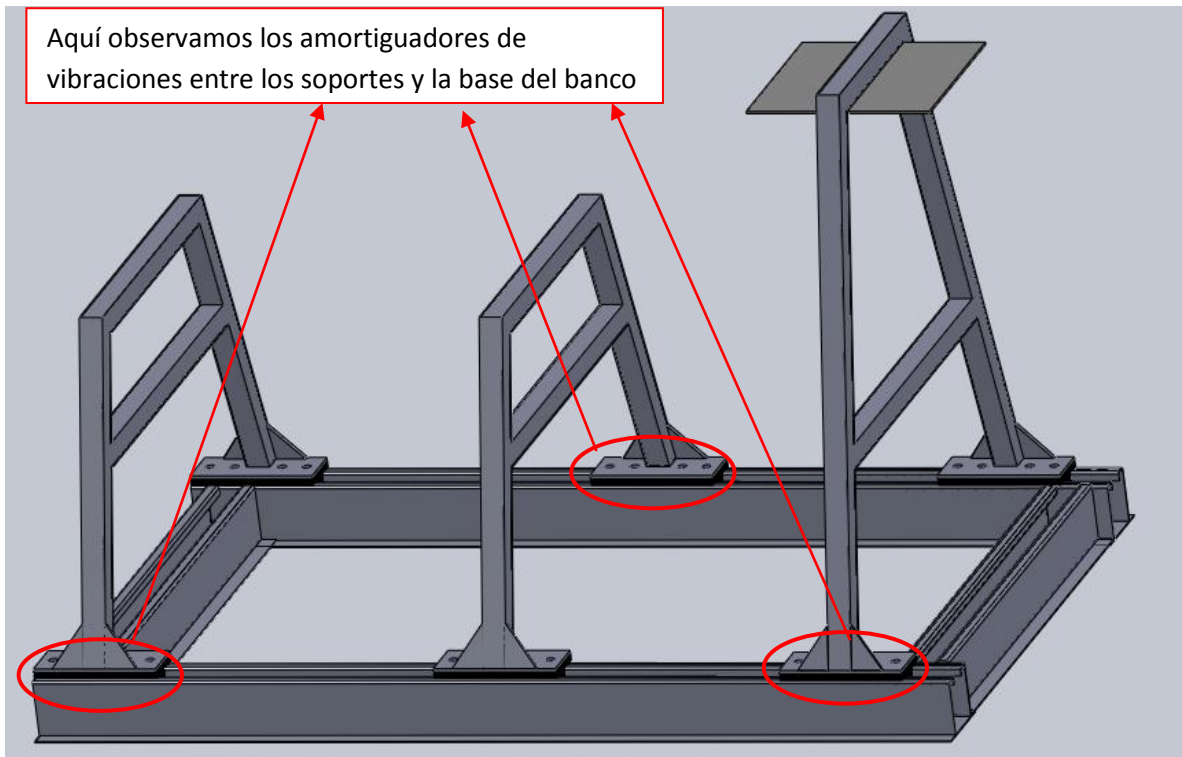
- Placa de ajuste y amortiguador de los soportes, en la Fig.13 se muestra su geometría.

Figura13 Placa de ajuste y amortiguador de vibraciones



Después de ensamblar todos los componentes obtenemos una estructura rígida pero además cuenta con amortiguadores que absorben las vibraciones en las uniones para mejorar los problemas antes descritos. La Fig. 14 observamos el ensamble de la estructura.

Figura14 Ensamble de la estructura



Los diseños y cálculos realizados en este capítulo son desarrollados por el grupo IEXS de la universidad EAFIT. Los planos de construcción con las dimensiones de cada uno de los componentes de la estructura del banco de pruebas se encuentran en el anexo B.

5. DISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE FRENO DEL MOTOR

Un automóvil transitando normalmente experimenta diferentes condiciones de trabajo debido a las irregularidades del terreno. Un recorrido plano que le representa poca exigencia a un motor, puede convertirse rápidamente en una exigencia extrema cuando se llega a una pendiente pronunciada. Este tipo de condiciones se debe poder reproducir en un banco de pruebas para hacer los estudios lo más ajustados a la realidad posible.

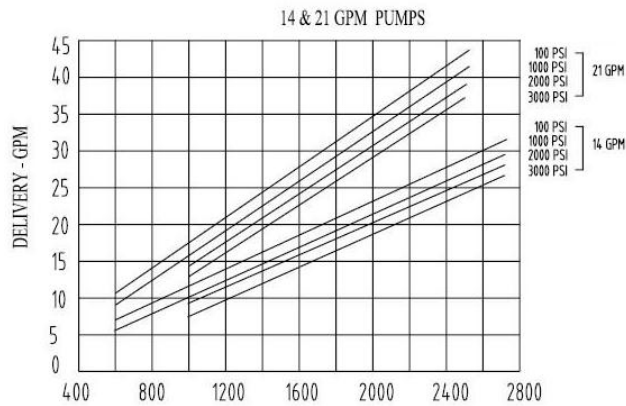
Los sistemas hidráulicos se caracterizan por tener un alto grado de control y ser capaces de transmitir grandes cantidades de potencia, por lo tanto, son muy utilizados para los sistemas de freno de los bancos de pruebas (Merkle, Schrader, & Thomes, 1989).

El sistema de carga se diseña para frenar un motor RENAULT de 1149 cc que desarrolla 58 CV a 5250 RPM, para este fin, se utiliza un sistema de freno hidráulico el cual consta de una bomba de paletas VICKER 25VQ la cual es la encargada de generar la carga en el motor cuando esté en funcionamiento.

La bomba tiene las siguientes características.

- Bomba de paletas VICKERS de referencia 25VQ.
- Máximo régimen de giro de 2500 RPM
- Máximo caudal de 32 GPM
- Máxima presión de 3000 psi

Figura15 Curva de funcionamiento



(Productos Industriales, 2011)

La potencia total que esta bomba puede disipar la podemos calcular con la Ec. 2.

$$N = \frac{Q * P}{1714} \quad \text{Ecuación 2}$$

Dónde:

N = Potencia [HP]

Q = caudal [GPM]

P = presión en [psi]

Resolvemos para N.

$$N = \frac{32 * 3000}{1714} = 56 \text{ HP}$$

Encontramos que la bomba trabajando a su máxima capacidad es capaz de absorber 56 HP que es muy cercano a los 56 HP que genera el motor. En el anexo K se encuentra la cotización de la bomba Vickers seleccionada.

El sistema de freno del motor tiene tres partes importantes que deben ser bien diseñada para que haya un buen funcionamiento y evitar daños:

- El sistema de poleas.
- El sistema de correas.
- El sistema hidráulico.

5.1 CALCULO DE LAS POLEAS

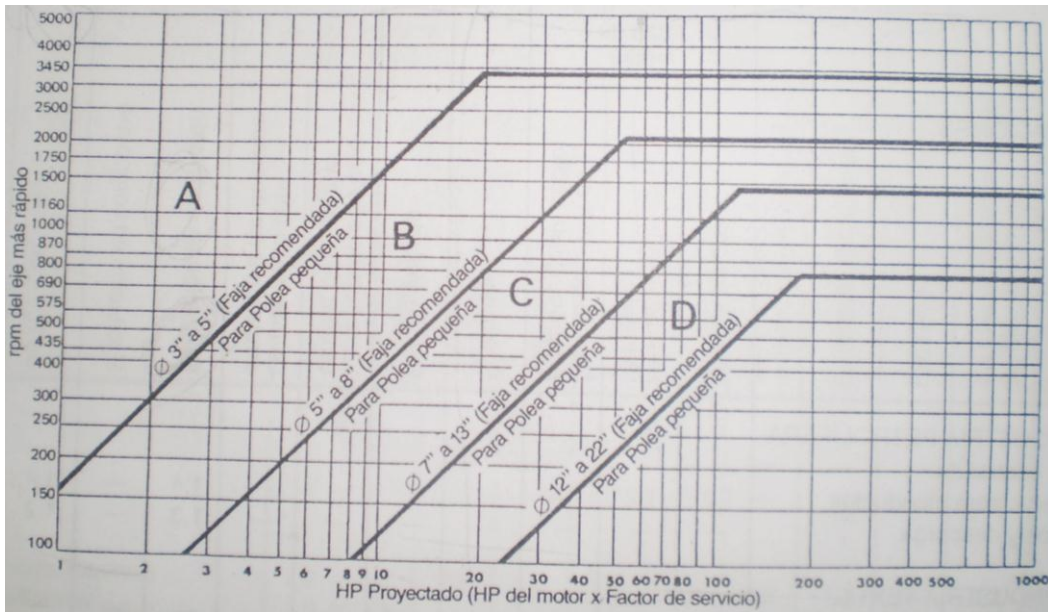
El cálculo de las poleas es importante pues se necesita disminuir el número de revoluciones del motor a un régimen de giro en el cual la bomba trabaje sin riesgos de sufrir danos, sabiendo que la bomba tiene un régimen de giro máximo de 2500 RPM se fija como régimen máximo de giro de la bomba para en 1800 RPM y se fija en 5000 RPM el régimen máximo del motor.

Con estos datos procedemos a calcular las poleas para bajar el régimen de giro del motor de 5000 a 1800 RPM en la bomba.

5.1.1 Diámetro de las poleas. El primer paso es seleccionar el diámetro de la polea menor y el tipo de correa que se va a emplear, esto se hace con la ayuda de la fig. 16, en la gráfica vemos el comportamiento de diferentes tipos de correas trabajando a diferentes potencias y regímenes de giro(GoodYear).

Se fija en 5000 RPM el régimen de giro máximo del motor; con este parámetro se selecciona la correa tipo "A". El diámetro de la polea recomendado para este tipo de correa esta entre 3 y 5 in, Se selecciona una polea de 4 in.

Figura16 Determinación del perfil de la correa



(GoodYear)

Para calcular la polea mayor, fijamos la polea menor en 4 in ≈ 101.6 in y aplicamos la Ec. 3 (GOODYEAR).

$$\frac{dp}{rpm} = \frac{Dp}{RPM} \quad \text{Ecuación 3}$$

Dónde:

dp = Diámetro de la polea menor [mm]

Dp = Diámetro de la polea mayor [mm]

RPM = Régimen de giro de la polea mayor [RPM]

rpm = Régimen de giro de la polea menor [RPM]

Resolvemos para Dp .

$$\frac{101.6}{1800} = \frac{Dp}{5000}$$

$$dp = 282.2 \text{ mm} \approx 11 \text{ in}$$

El diámetro de la polea mayor es 11 in y el diámetro de la polea menor es 4 in.

5.1.2 Distancia entre centros. Un juego de poleas para transmisión de potencia debe tener unos parámetros para su correcto funcionamiento, la distancia entre centros es una medida que garantiza que las poleas no van a rozar entre sí, además de ser un dato necesario para la posterior selección de las correas.

La Ec. 4 (GoodYear) ayuda a encontrar un rango aceptable para la distancia entre centros.

$$0.7 (Dp + dp) \leq C \leq 2(Dp + dp) \quad \text{Ecuación 4}$$

Dónde:

C = distancia entre centros [mm]

Resolvemos para C

$$0.7 (282.2 + 101.6) \leq C \leq 2(282.2 + 101.6)$$

$$268.7 \leq C \leq 767.6$$

Se encuentra que la distancia entre centros de las poleas debe estar entre 268.7 y 767.6 mm; la distancia que se tiene disponible en el montaje es de 350 mm que está dentro del rango aceptable.

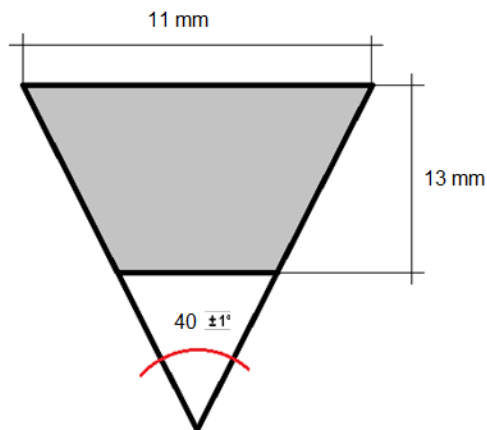
5.2 CÁLCULO DE LAS CORREAS DE TRANSMISION DE POTENCIA

Para una aplicación de transmisión de potencia por medio de correas es muy importante hacer una adecuada selección de las dimensiones y del tipo de correa más adecuado para la aplicación que se le va a dar; debido a que las correas son elementos flexibles, una mala selección puede conllevar a acotar la vida útil o a fallos repentinos de las correas (Ocampo Gil, 1993).

Para seleccionar el tipo de correa observamos la Fig. 14. La correa se selecciona junto con el diámetro de la polea menor, entonces vemos que la correa de perfil A es compatible con la polea de diámetro 4 in y puede trabajar a las 5000 revoluciones del motor.

La Fig.17 muestra geometría y las dimensiones de una correa en V tipo A.

Figura 17 Geometría y dimensiones de correa en V tipo A



(GoodYear)

Las dimensiones mostradas para la correa tipo A serán usadas para el posterior diseño de las poleas.

5.2.1 Cálculo del largo de la correa. La longitud de la correa es fundamental que se calcule de manera correcta para que haya una buena transmisión de potencia. Para el cálculo de la longitud de la correa utilizamos la Ec.5.

$$Lp = 2C + 1,57(Dp + dp) + \frac{(Dp-dp)^2}{4C} \pm 15\% \quad \text{Ecuación 5}$$

Dónde:

Lp = largo original de la correa [mm]

Resolvemos Lp .

$$Lp = 2(350) + 1,57(282.2 + 101.6) + \frac{(282.2 - 101.6)^2}{4(350)} \pm 15\%$$

$$Lp = 1325.8 \text{ mm} \pm 198.8 \text{ mm}$$

Encontramos que la longitud de la correa es 52.2 in \pm 7.87 in.

5.2.2 Cálculo del número de correas. Es necesario hallar el número exacto de correas para transmitir una cantidad determinada de potencia, debido a que se instalan menos correas de las necesarias se corre el riesgo de sobrecargar de esfuerzos a las correas acortándoles la vida de uso, y si se instalan más correas de las necesaria se estaría incurriendo en sobrecostos innecesarios (GoodYear).

Para hallar el número de correas necesarias para transmitir potencia se procese así:

- Se calcula el arco de contacto entre la correa y la polea (A_c) con la Ec. 6.

$$Ac = \frac{Dp-dp}{C} * 60$$

Ecuación 6

Dónde:

Ac = Arco de contacto [grados]

Resolvemos Ac.

$$Ac = \frac{282.2 - 101.6}{350} * 60$$

$$Ac = 149 \text{ grados}$$

- Se halla el factor de corrección de arco (Fac) para correas en V-planas en la tabla 2.

Tabla 2 Factor de corrección del arco de contacto (Fac)

$\frac{Dp-dp}{C}$	Arco de Contacto en Grados Ac	Factor de corrección F_{Ac}	
		VV	V-Plana
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174	0.99	0.76
0.20	169	0.97	0.78
0.30	163	0.96	0.79
0.40	157	0.94	0.80
0.50	151	0.93	0.81
0.60	145	0.91	0.83
0.70	139	0.89	0.84
0.80	133	0.87	0.85
0.90	127	0.85	0.86
1.00	120	0.82	0.82
1.10	113	0.80	0.80
1.20	106	0.77	0.77
1.30	99	0.73	0.73
1.40	91	0.70	0.70
1.50	83	0.65	0.65

(GoodYear)

Como no hay un factor de corrección de arco para un ángulo de 149 grados, se hace una interpolación lineal con la ec.6 entre los puntos que lo contienen así:

X0	Y0
151	0.81
149	Y
145	0.83

$$Y = \frac{(y_2 - y_1) * (x - x_1)}{y_2 - y_1} + y_2$$

Ecuación 7

Resolvemos para Y.

$$Y = \frac{(0.81 - 0.83) * (149 - 145)}{151 - 145} + 0.83$$

$$Y = 0.816$$

El factor de corrección de arco para 149 grados es 0.816.

- Se halla el factor de corrección de largo de correa (Flp) en la tabla 3.

Tabla 3 Factor de corrección de largo (Flp)

60	0.97	0.91	0.83		
68	1.00	0.94	0.85		
75	1.02	0.96	0.87		
80	1.04				
81		0.98	0.89		
85	1.05	0.99	0.90		
90	1.07	1.00	0.91		
96	1.08		0.92		
99		1.02			
105	1.10	1.03	0.94		
112	1.12	1.05	0.95		
120	1.13	1.06	0.96	0.86	
128	1.15	1.08	0.98	0.89	
144		1.10	1.00	0.91	
156		1.12	1.02	0.93	
173		1.14	1.04	0.94	
180		1.15	1.05	0.95	0.92
195		1.17	1.06	0.96	0.93
210		1.18	1.07	0.98	0.95
240		1.22	1.10	1.00	0.97
270		1.24	1.13	1.02	0.99
300		1.27	1.15	1.04	1.01

(GoodYear)

Se busca el Flp para una correa tipo A de longitud 52.2 in, en este caso la tabla 3 no muestra un valor para una correa de la dimensión especificada, por lo tanto es necesario hacer una interpolación entre los valores que contengan el largo de la correa.

X0	Y0
51	0.93
52.2	Y
55	0.95

$$Y = \frac{(0.95 - 0.93) * (52.2 - 51)}{55 - 52} + 0.93$$

$$Y = 0.938$$

El factor de corrección de largo de correa es 0.938.

- Se halla la potencia básica por correa (HP básico) en la tabla 4, este valor depende del tipo del perfil.

Tabla 4 HP por correa con arco de contacto de 180 ° - perfil A

RPM del eje más rápido	HP BÁSICO POR CORREA PARA DIÁMETROS NOMINALES DE LAS POLEAS MENORES										RPM del eje más rápido	HP ADICIONAL POR CORREA PARA LA RELACION DE VELOCIDAD R											
	2.00	2.80	3.00	3.30	3.40	3.80	2.80	4.00	4.20	4.40		4.60	4.80	5.00	1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.15	1.21	1.26	1.40
575	0.46	0.55	0.63	0.72	0.80	0.88	0.97	1.05	1.13	1.21	1.29	1.37	1.45	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08
690	0.56	0.63	0.73	0.83	0.93	1.02	1.12	1.22	1.32	1.41	1.51	1.60	1.70	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10
725	0.55	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50	1.60	1.70	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10
875	0.63	0.75	0.87	0.99	1.12	1.24	1.36	1.47	1.59	1.71	1.82	1.94	2.06	0.00	0.01	0.02	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12
950	0.67	0.80	0.93	1.07	1.20	1.33	1.45	1.58	1.71	1.84	1.96	2.09	2.21	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13
1160	0.77	0.93	1.08	1.24	1.40	1.55	1.70	1.86	2.01	2.16	2.30	2.45	2.60	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16
1425	0.88	1.07	1.26	1.45	1.63	1.82	2.00	2.18	2.36	2.53	2.71	2.88	3.05	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19
1750	1.01	1.23	1.46	1.68	1.90	2.11	2.33	2.54	2.75	2.96	3.16	3.36	3.56	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.23
2850	1.31	1.64	1.97	2.29	2.60	2.91	3.21	3.50	3.78	4.06	4.33	4.59	4.84	0.00	0.04	0.06	0.10	0.13	0.17	0.21	0.25	0.30	0.34
3450	1.40	1.78	2.15	2.51	2.86	3.20	3.52	3.84	4.14	4.43	4.71	4.97	5.22	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.41	0.46
400	0.20	0.23	0.27	0.30	0.33	0.36	0.40	0.43	0.46	0.49	0.52	0.55	0.59	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03
490	0.35	0.41	0.47	0.53	0.59	0.65	0.71	0.77	0.83	0.89	0.95	1.01	1.07	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05
600	0.43	0.56	0.65	0.74	0.83	0.91	1.00	1.09	1.17	1.26	1.34	1.42	1.51	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.06	0.06	0.07	0.08
800	0.59	0.70	0.82	0.93	1.04	1.16	1.27	1.38	1.49	1.59	1.70	1.81	1.92	0.00	0.01	0.02	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11
1000	0.69	0.83	0.97	1.11	1.24	1.38	1.52	1.65	1.78	1.91	2.04	2.17	2.30	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13
1200	0.78	0.95	1.11	1.27	1.43	1.59	1.75	1.91	2.06	2.21	2.37	2.52	2.67	0.00	0.02	0.04	0.05	0.07	0.09	0.11	0.12	0.14	0.16
1400	0.87	1.06	1.25	1.43	1.61	1.79	1.97	2.15	2.32	2.50	2.67	2.84	3.01	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19
1600	0.95	1.16	1.37	1.58	1.79	1.99	2.18	2.38	2.57	2.77	2.96	3.14	3.33	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.21
1800	1.02	1.26	1.49	1.71	1.94	2.16	2.38	2.59	2.81	3.02	3.22	3.43	3.63	0.00	0.03	0.05	0.08	0.11	0.13	0.16	0.19	0.21	0.24
2000	1.09	1.34	1.59	1.84	2.08	2.32	2.56	2.79	3.02	3.25	3.47	3.69	3.91	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
2200	1.15	1.42	1.69	1.96	2.22	2.48	2.73	2.98	3.23	3.47	3.71	3.94	4.17	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29
2400	1.21	1.50	1.79	2.07	2.35	2.62	2.89	3.15	3.42	3.67	3.92	4.16	4.40	0.00	0.04	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.25	0.28	0.32
2600	1.25	1.57	1.87	2.17	2.47	2.76	3.04	3.32	3.59	3.86	4.12	4.37	4.61	0.00	0.04	0.08	0.12	0.15	0.19	0.23	0.27	0.31	0.35
2800	1.30	1.63	1.95	2.27	2.58	2.88	3.18	3.47	3.75	4.02	4.29	4.55	4.80	0.00	0.04	0.08	0.12	0.17	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37
3000	1.34	1.68	2.02	2.35	2.68	2.99	3.30	3.60	3.89	4.17	4.44	4.71	4.96	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40
3200	1.37	1.73	2.08	2.43	2.78	3.09	3.41	3.71	4.01	4.30	4.57	4.84	5.09	0.00	0.05	0.09	0.14	0.19	0.24	0.29	0.33	0.38	0.43
3400	1.40	1.77	2.14	2.50	2.84	3.18	3.50	3.82	4.12	4.41	4.68	4.95	5.20	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45
3600	1.42	1.81	2.19	2.55	2.91	3.25	3.58	3.90	4.20	4.49	4.77	5.03	5.28	0.00	0.05	0.11	0.16	0.21	0.27	0.32	0.37	0.43	0.48
3800	1.43	1.83	2.23	2.60	2.97	3.32	3.65	3.97	4.27	4.56	4.83	5.09	5.32	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.45	0.51
4000	1.44	1.86	2.26	2.64	3.01	3.36	3.70	4.02	4.32	4.60	4.87	5.11	5.34	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.53
4200	1.44	1.87	2.28	2.67	3.04	3.40	3.74	4.05	4.35	4.63	4.88	5.11	5.32	0.00	0.06	0.12	0.19	0.25	0.31	0.37	0.44	0.50	0.56
4400	1.44	1.88	2.29	2.69	3.07	3.42	3.76	4.07	4.36	4.62	4.86	5.08	5.28	0.00	0.07	0.13	0.20	0.26	0.33	0.39	0.46	0.52	0.59
4600	1.43	1.87	2.30	2.70	3.07	3.43	3.78	4.08	4.37	4.63	4.86	5.01	5.18	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.61
4800	1.42	1.86	2.29	2.69	3.07	3.42	3.76	4.07	4.36	4.62	4.86	5.08	5.28	0.00	0.07	0.14	0.21	0.29	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64
5000	1.39	1.83	2.26	2.68	3.05	3.40	3.74	4.04	4.33	4.60	4.84	5.07	5.29	0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.53	0.61	0.69

La tabla 4 muestra que una correa tipo A trabajando a 5000 RPM puede transmitir 3.99 HP

- Se halla la potencia adicional por correa en la tabla 4.

Para hallar la potencia adicional debemos saber la relación de transmisión entre las poleas (R_t). La calculamos con la Ec. 8.

$$R_t = \frac{rpm}{RPM} \quad \text{Ecuación 8}$$

Dónde:

R_t = Relación de transmisión.

Resolvemos para R_t .

$$R_t = \frac{5000}{1800} = 2.77$$

Con la relación de transmisión y el régimen de giro máximo se encuentra que la potencia adicional (HP adicional) por correa en 0.67.

Se suma la potencia básica por correa y la potencia adicional por correa para obtener la *potencia clasificada* por correa (HP clasificado) como se muestra en la Ec. 9.

$$HP_{clasificado} = HP_{basico} + HP_{adicional} \quad \text{Ecuación 9}$$

Resolvemos para HP clasificado.

$$HP_{clasificado} = 3.99 + 0.67 = 4.66 \text{ HP}$$

Se halla la potencia efectiva por correa multiplicando la potencia clasificado por los factores de corrección de largo de correa y de arco como se muestra en la Ec.10.

$$HP_{efectivo} = HP_{clasificado} * F_{ac} * F_{lp} \quad \text{Ecuación 10}$$

Se calcula HP efectivo.

$$HP_{efectivo} = 4.66 * 0.816 * 0.938$$

$$HP_{efectivo} = 3.75$$

El HP efectivo calculado es para un ángulo de contacto de 180 grados, pero este ángulo va a aumentar hasta 210 grados por el tensor de la correa entonces hay que calcular un nuevo HP efectivo para el nuevo ángulo de contacto; debido a que el HP efectivo depende únicamente del ángulo de contacto de la correa con la polea, y conociendo el HP efectivo para 180 grados podemos hallar un nuevo HP efectivo para 210 grados así:

$$\frac{Ac_1}{HP_{efectivo}} = \frac{Ac_2}{HP_{efectivo}} \quad \text{Ecuación 11}$$

Se resuelve para HP efectivo.

$$\frac{180}{3.75} = \frac{210}{HP_{efectivo}}$$

$$HP_{efectivo} = 4.375 HP$$

Se encuentra que para 210 grados hay un HP efectivo de 4.375 HP.

Se determina que las pruebas realizadas en el motor serán hechas a regímenes de giro bajos que están entre 800 RPM y 3000 RPM, y los tiempos de duración de las pruebas serán entre 5 y 10 minutos; por lo tanto, las correas no van a estar sometidas a sobre esfuerzos ni a prolongados tiempos de trabajo.

Dicho lo anterior se calcula el número de correas con 25 HP de potencia con la Ec.12.

$$\text{numero de correas} = \frac{HP_{\text{proyecto}}}{HP_{\text{efectivo}}}$$

Ecuación 12

$$\text{numero de correas} = \frac{25}{4.375} = 5.71 \text{ correas}$$

Los cálculos muestran que se necesitan 5.71 correas, pero al contar con un espacio limitado de trabajo y conociendo que las condiciones de trabajo no son extremas, se determina que 5 correas son suficientes para transmitir la potencia a la bomba hidráulica.

Con los diámetros de las poleas calculados, el número de correas necesario y el tipo de correa seleccionada, se diseñan las poleas mostradas en la Fig. 18 y 19. En el anexo C y D se muestran los planos de fabricación y la cotización de las poleas respectivamente.

Figura18 Polea mayor

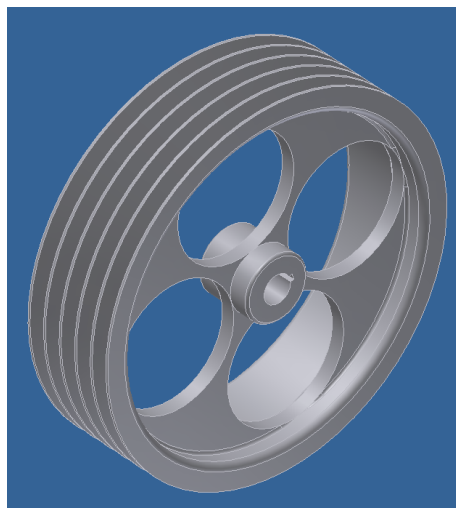
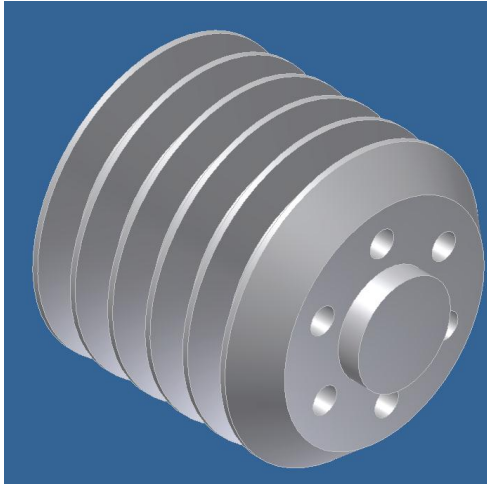


Figura19 Polea menor



Los cálculos y diseños de las poleas son desarrollados por el grupo IEXS de la universidad EAFIT.

5.3 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Para calcular y diseñar una red hidráulica se debe tener claro el objetivo de la aplicación que se le va a dar al sistema, como también es necesario saber cuál es la presión y caudal máximo que se va a generar dentro de las líneas de presión; de esto depende el tipo de componentes y accesorios que se van a instalar como también el nivel de seguridad que se necesita para evitar accidentes.

El sistema hidráulico a diseñar consiste en un ciclo donde la bomba toma el fluido almacenado a presión atmosférica y lo transporta por una tubería que cuenta con una válvula reguladora de presión, inmediatamente después el flujo retorna al tanque de almacenamiento. El sistema hidráulico debe ser capaz de soportar los flujos y las presiones generadas por la bomba trabajando a su máxima potencia;

por lo tanto los accesorios deben ser capaces de soportar hasta 3000 PSI y 36 GPM.

Es muy importante conocer las velocidades que se desarrollan dentro de la tubería para garantizar que estén dentro de unos límites conocidos debido a que velocidades muy altas en las flexiones o codos generan pérdidas causando ineficiencias en el sistema. Para minimizar las pérdidas en las tuberías las velocidades deben estar dentro de los siguientes límites(Merkle, Schrader, & Thomes, 1989):

Para tubería de impulsión

- Hasta 50 bar de presión de trabajo: 4.0 m/s
- Hasta 100 bar de presión de trabajo: 4.5 m/s
- Hasta 150 bar de presión de trabajo: 5.0 m/s
- Hasta 200 bar de presión de trabajo: 5.5 m/s
- Hasta 300 bar de presión de trabajo: 6.0 m/s

Tuberías de aspiración: 1.5 m/s

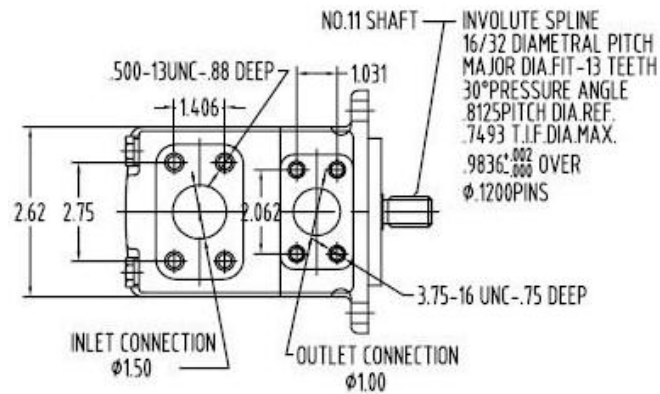
Tuberías de retorno: 2.0 m/s

(Merkle, Schrader, & Thomes, 1989)

5.3.1 Cálculo de la tubería. En la Fig. 19 se observa que el diámetro del orificio de aspiración es de 1.5 in y el diámetro del orificio de impulsión es de 1.0 in, procedemos a verificar las velocidades del flujo con la ec.13 utilizando los parámetros de trabajo máximos establecidos para la bomba:

- Régimen máximo giro: 1800 RPM
- Presión máxima: 3000 psi o 206 bar
- Caudal: 16.4 GPM

Figura 20 Dimensiones de la bomba



(PRODUCTOS INDUSTRIALES, 2011)

$$V = \frac{Q}{A}$$

Ecuación 13

Dónde:

V = velocidad lineal del fluido [m/s]

Q = Caudal de trabajo [m³/s]

A = Área interna de la tubería [m²]

Se calcula la velocidad del flujo en la tubería de impulsión utilizando una tubería de $\frac{3}{4}$ de pulgada y un caudal de 26.4 GPM.

\emptyset Interno = $\frac{3}{4}$ in \approx 0.01905 m

Q = 16.4 GPM = $1.01 \cdot 10^{-3}$ m³/s

$$V = \frac{1.01 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi d^2}{4}} = 3.54 \text{ m/s}$$

Se encuentra que la velocidad lineal del flujo en la tubería de impulsión es de 3.54 m/s, y dado que el límite de velocidad de flujo para que las pérdidas estén en un rango aceptable a 206 bares de presión es 5 m/s. Se concluye que la tubería de ¾ in es adecuada para la zona de impulsión de sistema hidráulico.

Se calcula la velocidad del fluido en la tubería de succión y retorno utilizando una tubería de 1 pulgada y un caudal de 16.4 GPM.

Ø Interno = 1 in ≈ 0.0254 m

$$V = \frac{1.01 * 10^{-3}}{\frac{\pi d^2}{4}} = 1.99 \text{ m/s}$$

Se encuentra que la velocidad lineal del flujo en la tubería de succión y aspiración es de 1.99 m/s, y dado que el límite de velocidad de flujo para que las pérdidas estén en un rango aceptable es 2 m/s, concluimos que la tubería de 1 pulgada es adecuada para la zona de succión y aspiración de sistema hidráulico.

5.3.2 Selección de las válvulas. Una vez comprobado que las velocidades lineales del fluido no causan exceso de pérdidas, procedemos con la selección de los accesorios. El sistema hidráulico que se va a implementar es simple en su configuración y función, pero aun el sistema más simple trabajando a altas presiones puede ser muy peligroso si no se diseña cuidadosamente con la seguridad necesaria, por lo tanto, es importante seleccionar accesorios.

El sistema hidráulico es un complemento de un banco de pruebas automatizado, por lo tanto, las válvulas deben poder ser controladas electrónicamente; además, las válvulas deben tener buena precisión en su medición para poder desarrollar estudios veraces. Dadas las condiciones anteriores se selecciona una válvula

proporcional de presión VICKERS GB-2322D que soporta una presión máxima de 5000 PSI y un caudal máximo de 80 GPM (ver anexo E).

La seguridad del sistema puede ser regulada por una válvula de alivio de accionamiento manual, esta válvula se gradúa en una presión máxima admisible para sistema. Para desarrollar esta función se selecciona una válvula de presión pilotada KOMPASS de referencia BHT-06-H que trabaja hasta 3500 PSI y 53 GPM de caudal máximo (ver anexo F).

5.3.3 Selección del intercambiador de calor. Un sistema hidráulico diseñado especialmente para frenar un motor de combustión debe contar con un sistema de enfriamiento, debido a que la potencia generada por el motor es absorbida por la bomba y disipada en forma de calor en el líquido hidráulico, el sobrecalentamiento del sistema puede provocar danos en los componentes acortando la vida útil de todo el sistema.

Para evitar posibles recalentamientos es necesario instalar un intercambiador de calor, el cual tendrá la función de enfriar el sistema para mantenerlo dentro de un rango óptimo de temperatura; para los accesorios seleccionados anteriormente encontramos que una temperatura aceptable es alrededor de los 50 °C, además el fabricante de la bomba recomienda usar el aceite SAE 10W que tiene una densidad a 20°C de 0.87 Kg/lts.

Para calcular un intercambiador de calor es necesario definir las temperaturas de entrada y salida del flujo caliente y frío, como también la cantidad de calor que se quiere disipar del sistema, para esto de fijamos el sistema con las siguientes condiciones de trabajo (Rodríguez, 2008):

- 57 HP
- La bomba va a trabajar a 16.4 GPM

Primero hallamos el flujo másico de la bomba en lb/hora con la ec.14.

$$\frac{16.4 G}{min} * \frac{3.78 litro}{1 galon} * \frac{60min}{1 hora} * \frac{0.87Kg}{1 litro} * \frac{2.2 lb}{1 Kg} = 7119.16 \frac{lb}{hora} \quad \text{Ecuación 14}$$

Se encuentra que el flujo másico (\dot{m}) de la bomba es $7119.16 \frac{lb}{hora}$.

También es necesario hallar con la Ec. 15 (Lopez, 2010) el calor específico (C) del aceite SAE 10W.

$$C = (0.402 + 0.00081 * T) * \frac{4.19}{\rho} \quad \text{Ecuación 15}$$

Dónde:

C = Calor especifico [KJ/Kg*K]

T = temperatura del fluido [°C]

ρ = densidad del fluido [Kg/litro]

Resolvemos C.

$$C = (0.402 + 0.00081 * 20) * \frac{4.19}{0.87}$$

$$C = 2.014 \frac{KJ}{Kg^{\circ}K} = 2014 \frac{J}{Kg^{\circ}K} = 2014 \frac{J}{Kg^{\circ}C} = 0.44 \frac{BTU}{lb * ^{\circ}F}$$

Para hallar el cambio en la temperatura que produce una bomba al disipar 30 HP utilizamos la ec.16 (Rodriguez, 2008).

$$Q = \dot{m} * C * \Delta T \quad \text{Ecuación 16}$$

Dónde:

Q = Razón de transferencia de calor [kJ/s]

C = Calor especifico [KJ/Kg°C]

\dot{m} = Flujo másico [Kg/s]

ΔT = Cambio de temperatura [°C]

Es necesario definir las condiciones de funcionamiento del motor, definimos como 57 HP la cantidad de potencia que se quiere disipar.

$$57HP = 42.50 Kw = Q$$

De la ec.16 despejamos ΔT y resolvemos.

$$\Delta T = \frac{42.50}{2.014 * 0.9} = 23.44^{\circ}C = 42.2^{\circ}F$$

22.37 °F es el incremento de temperatura que se obtiene en el aceite al disipar 57 HP.

Seguidamente es necesario hallar la media logarítmica efectiva de temperaturas (LMTD). La LMTD es una aproximación termodinámica de la temperatura que se extrae en un intercambiador de calor (Rodríguez, 2008). Para hallar la LMTD decimos fijar la temperatura del líquido caliente en 72.4 °C (162.32 °F) a la entrada y 50 °C (122 °F) a la salida del intercambiador. El líquido frío es agua corriente que entra a temperatura ambiente de 25 °C (77 °F) y sale a 30 °C (86 °F). La LMTD se calcula usando la ec.16.

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad \text{Ecuación 17}$$

Dónde:

LMTD = temperatura media logarítmica [°F]

T1 = Temperatura de entrada del líquido caliente [°F]

T2 = temperatura de salida del líquido caliente [°F]

t1 = Temperatura de entrada del líquido frío [°F]

t2 = Temperatura de salida del líquido frío [°F]

Resolvemos LMTD.

$$LMTD = \frac{(162.32 - 77) - (122 - 86)}{\ln\left(\frac{162.32-77}{122-86}\right)} = 57.14 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con el flujo másico (\dot{m}), el calor específico (C) y el cambio en la temperatura (ΔT) hallados anteriormente, calculamos la razón de transferencia de calor (Q) utilizando la Ec. 16. Se utilizan unidades del sistema inglés para facilitar los cálculos.

Q = Razón de transferencia de calor [BTU/hora]

C = Calor específico [BTU/lb°F]

\dot{m} = Flujo másico [lb/hora]

ΔT = Cambio de temperatura [°F]

$$Q = 7119.16 * 0.44 * 42.2 = 132188.56 \frac{BTU}{Hora}$$

El siguiente paso es encontrar el coeficiente global de transferencia (U), existen tablas muy aproximadas donde encontramos este coeficiente para distintos tipos de fluidos en diferentes combinaciones. Definimos que el fluido caliente es un aceite liviano y el fluido frío será agua, para estas condiciones de intercambio encontramos en la tabla del anexo M que U está entre 60 y 160 BTU/pie²*°F (Rodríguez, 2008).

Se selecciona para U un valor intermedio como 100 BTU/pie²*°F para calcular el área de transferencia con la Ec. 18.

$$A = \frac{Q}{U * LMTD} \quad \text{Ecuación 18}$$

Dónde:

A = Área de transferencia de calor [Pie²]

Q = Razón de transferencia de calor [BTU/hora]

LMTD = Temperatura media logarítmica [°F]

U = Coeficiente global de transferencia [BTU/pie²*°F*hora]

Resolvemos para A.

$$A = \frac{132188.56}{100 * 57.14} = 23.13 \text{ Pie}^2 = 2.15 \text{ m}^2$$

Se encuentra que se necesita un intercambiador de calor de contra flujo que tenga un área de 2.15 m², se selecciona un intercambiador de calor marca KOMPASS modelo HT1412 que tiene un área de transferencia de 2.9 m² y puede transportar un flujo máximo de 76.99 (Ver anexo G).

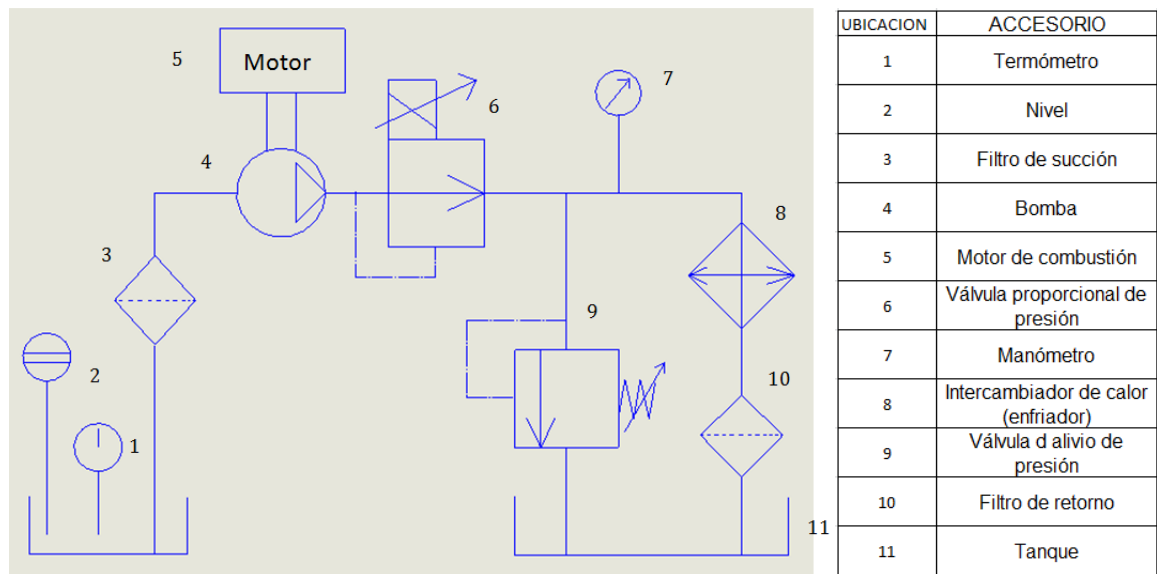
5.3.4 Selección de los filtros. Todos los sistemas hidráulicos sin excepción, deben contar con accesorios que limpien el fluido de las partículas que se generan por el normal funcionamiento del mismo, dado que el exceso de partículas o impurezas bajan notablemente la calidad del fluido y a su vez pueden deteriorar los accesorios reduciendo así la vida útil de todo el sistema.

El sistema hidráulico para el banco de pruebas cuenta con dos filtros, uno de succión que filtra las partículas suspendidas en el fluido que está contenido en el tanque, y otro filtro de retorno que filtra el fluido que retorna al tanque. Los filtros deben manejar 36 GPM que es el caudal máximo que entrega la bomba.

Se selecciona el filtro de retorno marca KOMPASS SOT-06S de malla filtrante de acero y de caudal 34 GPM (ver anexo H). Para la succión se selecciona el filtro de marca KOMPASS y referencia SFW-10 con malla filtrante de acero y caudal máximo de 47 GPM (ver anexo I).

Una vez seleccionados todos los accesorios se propone el siguiente el siguiente diseño para la red hidráulica.

Figura 21 Diseño de la red hidráulica



En el anexo J se encuentra una cotización de los accesorios para el sistema hidráulico hecha por la empresa Suministro Energía Servicio Ltda.

Los cálculos y el diseño del sistema hidráulico son desarrollados por el grupo IEXS de la universidad EAFIT.

6. ELECCIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DEL SOBREALIMENTADOR SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DEL MOTOR.

6.1 VALORES MÁXIMOS DE TRABAJO

Los motores a gasolina y gas aspiran una mezcla de aire y combustible, por esta razón es muy importante que la presión que se obtiene en la cámara de combustión al comprimir la mezcla sea la adecuada; se debe asegurar que la mezcla no alcance la temperatura de auto ignición la cual depende de directamente de la presión (Millares de Imperial, 1987).

El gas natural vehicular (GNV), es un hidrocarburo compuesto en su mayoría por metano (hasta un 95%) y en un pequeño porcentaje de etano, por esta razón se hace una idealización y solo se tienen en cuenta las propiedades del metano para los cálculos necesarios para el dimensionamiento del sobre alimentador.

A partir de pruebas de laboratorio hechas por Leshchevich y Penyazkov donde se utilizó un montaje de cilindro pistón en el cual simulaban las condiciones de trabajo de un motor de combustión interna alimentado con diferentes clases de gases como el metano, se obtiene que el metano tiene una temperatura de auto ignición de 800 a 830 K en un rango de presión de 4.5 a 5.0 MPa (Leshchevich & Penyazkov, 2009). El límite inferior de este rango de presión es nuestra presión máxima límite de trabajo. Para asegurar que la auto ignición del metano no se dé en ningún momento, se toma como presión máxima de compresión en la cámara de combustión 4.0 MPa.

La gasolina tiene una temperatura de auto ignición de 723 K (Saras Energia S.A., 2002), con esta temperatura hallamos los valores máximos de presión admisibles en el motor para evitar mal funcionamiento y daños.

Para hallar la nueva condición en la temperatura del aire después de ser comprimido utilizamos la siguiente ec.19(Millares de Imperial, 1987).

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(1-\frac{1}{x}\right)} * T_1 \quad \text{Ecuación 19}$$

Dónde:

T_1 = temperatura de la mezcla antes de la compresión [K]

T_2 = temperatura de la mezcla después de la compresión [K]

P_1 = Presión de la mezcla antes de la compresión [MPa]

P_2 = Presión de la mezcla antes de la compresión [MPa]

x = Coeficiente de expansión adiabático.

En este caso, el coeficiente de expansión adiabático del aire es de 1.4, la T_1 y P_1 se toman como la temperatura y presión ambiental en Medellín 295 K (22°C) y 0.84 bar.

P_2 es la presión máxima de compresión que se puede admitir para asegurar que no haya auto ignición de la gasolina (4.0 MPa).

$$T_2 = \left(\frac{1.9}{0.084}\right)^{\left(1-\frac{1}{1.4}\right)} * 295 = 719 \text{ K}$$

La presión después de la compresión no debe sobrepasar 1.9 MPa (19 bar) para evitar la auto ignición cuando se trabaja con gasolina.

6.2 Aumento de potencia.

Se pretende aumentar la potencia del motor en un 20%, entonces si el motor desarrolla una potencia $N = 43\text{kW}$ (58 CV) a un régimen de giro $n_M = 2250$ RPM, esto significa que se pretende obtener 8.6 kW de potencia adicionales para llegar a una potencia $N_s = 51.5$ kW (69.6 CV).

El aumento de potencia de los MCI sobrealimentados no es función directa de la presión de sobrealimentación; el aumento de potencia está más relacionada con la presión media efectiva (P_m) (Millares de Imperial, 1987); a su vez la P_m depende del rendimiento volumétrico (η_v), el cual depende de la presión y la geometría del múltiple de admisión (Castaño & Patiño Jaramillo, 2003).

En las ecuaciones 20, 21 y 22 se relaciona la presión media efectiva con diferentes variables, como la potencia, el rendimiento volumétrico, la densidad del aire, el poder calorífico del combustible entre otros; de esta manera, se puede calcular la presión media efectiva teniendo diferente tipos de datos.

$$\frac{N_s}{N} = \frac{P_{ms}}{P_m} \quad \text{Ecuación 20}$$

$$P_m = \frac{900 \cdot N}{V_c \cdot n_M} \quad \text{Ecuación 21}$$

$$P_m = \eta_f \cdot \eta_v \cdot H_c \cdot \rho_a \cdot \left(\frac{F}{A}\right) \quad \text{Ecuación 22}$$

Dónde:

N = Potencia (CV)

N_s = Potencia de motor sobrealimentado [CV]

P_m = Presión media efectiva [ecuación 21 en bares y ecuación 22 en KPa]

P_{ms} = Presión media efectiva sobrealimentada

V_c = Cilindrada del motor [cm³]

n_M = Régimen e giro del motor [RPM]

ρ_a = Densidad del aire (Kg/M3)

η_f = Rendimiento de conversión (adimensional)

η_v = Rendimiento volumétrico (adimensional)

H_c = Poder calorífico del combustible [KJ/Kg]

$\left(\frac{F}{A}\right)$ = Relación estequiometria del combustible (adimensional)

Con la ec.21 se calcula la presión media efectiva para 58 CV de potencia a un régimen de giro de 5250 RPM.

$$P_m = \frac{900 * 58}{1.149 * 5250} = 8.65 \text{ bar} = 865 \text{ KPa}$$

Se obtiene que la presión media del motor sin sobrealimentar es $P_m = 8.65$ bar, con este dato y asumiendo que se quiere sobrealimentar hasta obtener una potencia de 69.6 CV se halla la presión media efectiva del motor sobrealimentado con la ec.20.

$$\frac{69.6}{58} = \frac{P_{ms}}{8.65} \quad ; \quad P_{ms} = 10.38 \text{ bar} = 1038 \text{ KPa}$$

Se usan las presiones medias calculadas para hallar los valores de los rendimientos volumétricos del motor sobrealimentado y sin sobrealimentar con la ec.22. Se toma la densidad del aire de la ciudad de Medellín $\rho_a = 0.9899 \text{ Kg/m}^3$, el poder calorífico de la gasolina $H_c = 44100 \text{ KJ/Kg}$ y la mezcla estequiometria de la gasolina (14.7 a 1).

$$865 = 0.3 * \eta_v * 44100 * 0.9899 * \left(\frac{1}{14.7}\right) \quad ; \quad \eta_v = 0.97$$

$$1038 = 0.3 * \eta_{vs} * 44100 * 0.9899 * \left(\frac{1}{14.7}\right) ; \eta_{vs} = 1.165$$

Para hallar la presión de sobrealimentación se establecen dos reglas de tres, la primera (Ec. 23) relaciona el rendimiento volumétrico con el porcentaje de espacio del cilindro que se llena con aire. La segunda regla de tres (Ec. 24) relaciona la presión en el múltiple con el espacio real del cilindro llenado por aire.

Se dice que, si un rendimiento volumétrico de 0.97 es el máximo que se puede conseguir (100%) en el motor a presión atmosférica, entonces un rendimiento volumétrico de 1.165 que porcentaje será. La ec.23 muestra la relación.

$$\frac{0.97}{100\%} = \frac{1.165}{x} ; x = 120\% \quad \text{Ecuación 23}$$

En el segundo cálculo encontramos el valor de la presión de sobrealimentación. Se dice que si una presión de 0.84 bar de presión son el 100%, entonces cuánto es el 120%.

$$\frac{0.84}{100} = \frac{x}{120} ; x = 1 \quad \text{Ecuación 24}$$

De lo calculado en la ec.23 y 24, se concluye que para alcanzar un aumento en la potencia del 20% es necesario llegar a una presión de 1 bar, y sabiendo que la presión atmosférica en Medellín es de 0.84 bar; la presión de sobrealimentación debe ser no menor a 0.16 bar.

6.3 CONSUMO DE AIRE

Uno de los puntos más importantes a tener en cuenta a la hora de sobrealimentar un mci es el caudal de aire que consume el motor estando en funcionamiento, pues si el caudal de aire es menor al que el motor requiere, se presentarían problemas en la combustión y disminuirá la eficiencia provocando problemas en el desempeño (MILLARES DE IMPERIAL, 1987).

Para efectos del cálculo del caudal de aire consumido por el motor, se supone que el motor trabaja al régimen de giro máximo $n_M = 5250$ RPM, y supondremos que el motor está sobrealimentado; por lo tanto, la potencia es 51.5 KW. También se necesita conocer el consumo específico del motor (b), el cual se obtiene de un informe de ensayos realizados a un motor similar hecho por el grupo GIMEL de la universidad de Antioquia (GIMEL, 2010).

El primer paso para conocer el consumo de aire es calcular el consumo de combustible con la ec.25 (Millares de Imperial, 1987).

$$B = \frac{b * N}{3.6 E 6} \quad \text{Ecuación 25}$$

Dónde:

B = consumo de combustible [Kg/s]

b = Consumo específico, 170 g/KW h (GIMEL, 2010)

$N_s = 51.5$ KW

$$B = \frac{170 * 51.5}{3.6 E 6} = 0.00243 \text{ Kg/seg}$$

Ahora se halla el flujo másico de aire que consume el motor con la ec.26 (Millares de Imperial, 1987).

$$G = \lambda * B * A_{min} \quad \text{Ecuación 26}$$

Dónde:

G = Consumo de aire total [Kg/s]

λ = Exceso de aire

A_{min} = Cantidad estequiometria de aire

La mezcla estequiometria para que la gasolina haga una combustión completa es de 14.7 a 1, y el exceso de aire para un motor de gasolina es de 1.3 (Millares de Imperial, 1987).

$$G = 1.3 * 0.00243 * 14.7 = 0.0464 \text{ Kg/seg}$$

Ahora hallamos el consumo de aire como un flujo volumétrico con la ec.27(Millares de Imperial, 1987).

$$V_n = \frac{0.287 * G * T_1}{100 * P_1} \quad \text{Ecuación 27}$$

Dónde:

V_n = Consumo de aire [m3/s].

T_1 = Temperatura ambiente [K].

P_1 = Presión ambiental [bar].

$$V_n = \frac{0.287 * 0.0464 * 295}{100 * 0.8532} = 0.046 \text{ m}^3/\text{seg} = 165.6 \text{ m}^3/\text{hora}$$

Después de realizar los cálculos anteriores se encuentra que se debe adquirir una bomba de aire que entregue un caudal de 165.6 m3/hora a una presión de 0.16 bares. Los cálculos realizados para dimensionar el sobrealimentador fueron realizados por el grupo IEXS de la universidad EAFIT

7. SELECCIÓN Y ADAPTACION DE LA BOMBA DE AIRE

Normalmente para sobrealimentar un motor se utiliza una bomba de aire, la cual, induce aire a presión dentro de la cámara de combustión. Normalmente los MCI sobrealimentados utilizan dispositivos como turbocompresores o supercargadores con los cuales no se tiene ningún control sobre las presiones o caudales entregados; en este caso, se va a sobrealimentar un MCI que está instalado en un banco de pruebas, por lo tanto, es necesario algún tipo de control sobre los procesos y las variables que en el intervienen, incluido la presiones y el caudal de aire que entran al sistema.

Para tener un control sobre la presión y el caudal, la mejor alternativa es conseguir un soplador con motor eléctrico monofásico que entregue los valores de presión y caudal requeridos que fueron obtenidos en cálculos anteriores. En el mercado existen gran variedad de sopladores que cumplen con las requerimientos de presión y caudal; sin embargo, también es importante que el soplador tenga otras características que lo hagan más apto para la aplicación que se le va a dar como que tenga bajo peso, que produzca poco ruido, que sea económico y más importante aún es que entregue aire no pulsante y limpio con ausencia aceite.

7.1 SOPLADOR SELECCIONADO

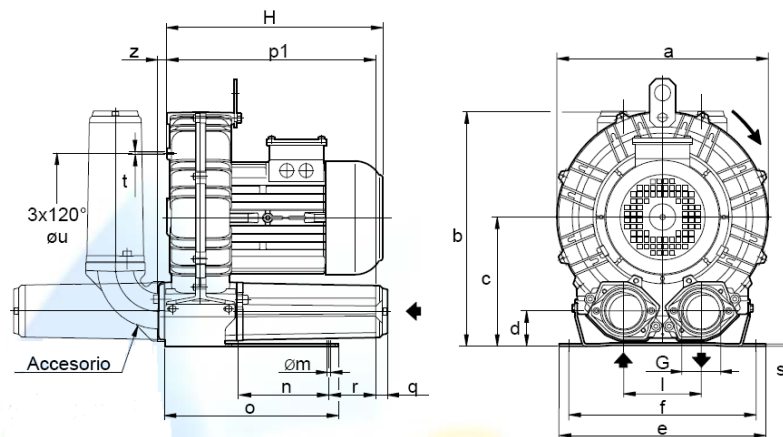
Teniendo en cuenta los criterios anteriormente mencionados para seleccionar la bomba de aire se toma la decisión de adquirir un soplador regenerativo de canal lateral marca FPZ de referencia SCL-K04-MS que tiene las siguientes características:

- Presión máxima de 299 mbar

- Caudal máximo de 167 m³/h
- Motor monofásico de 3 HP y 60 Hz
- Peso de 49.6 lb
- Nivel de ruido de 65.2 dB
- Carcasa de aluminio
- Alto rendimiento
- No necesita mantenimiento
- Instalación en forma vertical y/o horizontal

En la Fig. 20 y en la tabla 5 se observa la geometría y las medidas del soplador respectivamente, dichas medidas se utilizan para diseñar el soporte del soplador. En el anexo D se encuentra la cotización del soplador hecha por FPZ México.

Figura 22 Esquema de la bomba de aire



(FPZ, 2011)

Tabla 5 Medidas del soplador

		SLK-K04-MS								
		A	B	C	d	e	f	G	I	m
medida	(in)	11.22	12.40	6.77	1.93	10.04	8.86	1"1/2 NPT	4.02	0.47
		N	o	p1	q	r	s	t	u	z
medida	(in)	3.74	6.73	8.74	0.71	2.76	0.16	M6	6.89	0.71

(FPZ, 2011)

Además del soplador se adquieren los siguientes accesorios recomendados por el fabricante para garantizar el buen funcionamiento del soplador:

- 1 - Filtro de aire modelo FS19P-150
- 1- Válvula de seguridad modelo VRL6
- 1- Válvula CHECK CV15
- 1- Manómetro

En el anexo L se encuentra la cotización hecha por FPZ México por un soplador regenerativo y los accesorios.

7.2 INSTALACIÓN DEL SOPLADOR

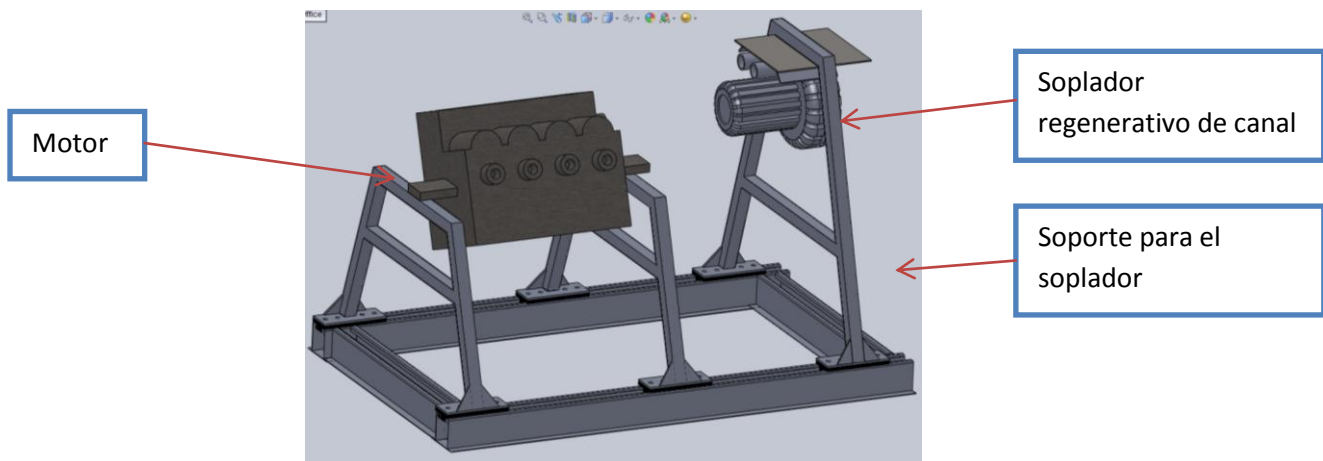
El soplador FPZ será instalado sobre un banco de pruebas fabricado en la universidad EAFIT en el laboratorio de motores de combustión y pasara a formar parte de un conjunto de aparatos que se utilizan para hacer pruebas dinámicas a un motor de combustión interna.

Para la instalación del soplador se requiere una estructura que le de rigidez y estabilidad cuando esté en funcionamiento para minimizar las vibraciones, las cuales podrían causar ruidos indeseados en la adquisición de datos, además es

necesario que el aire recorra el camino más recto que se pueda hasta el motor y sin obstáculos para evitar pérdidas; por esta razón, es necesario instalar el soplador más o menos al mismo nivel del motor. Para la instalación del soplador se diseñó el soporte mostrado en la Fig.12.

Una vez ubicado el soplador, el banco de pruebas tendrá la configuración mostrada en la Fig.21.

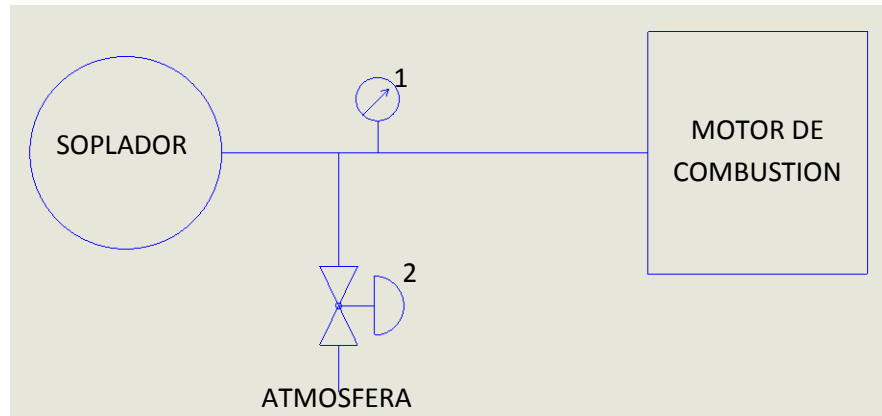
Figura 23 Configuración del banco de pruebas



7.3 AUTOMATIZACIÓN DEL SOBRALIMNETADOR

El sistema de sobrealimentación cuenta con una bomba de aire que presuriza una tubería, la cual alimenta el sistema de admisión de aire del motor. Dado que la presión es una consecuencia de restringir el flujo (Aristizabal, 2011), se instala una válvula de control en una derivación de la tubería de presión para restringir el flujo del aire y así variar la presión dentro del sistema, también es necesario la instalación de un transmisor de presión para medir la variación en la presión en la tubería. En la fig.24 se observa la instalación neumática diseñada para sobrealimentar el MCI.

Figura 24 Sistema neumático



1: Medidor de presión.

2: Válvula de control.

Para controlar la presión de aire se diseña un lazo de control para el sistema de sobrealimentación como se muestra en la Fig. 25. En el proceso se controla la presión generada en el ducto que conecta el sobrealimentador al motor como se muestra en la Fig. 24. La presión se mide con un transmisor de presión con salida de 4-20 mA para un rango de presiones en el ducto de 0.84 bares a 1.11 bares. La variable manipulada para controlar la presión será el flujo de aire suministrado por el sobrealimentador. El flujo se regula mediante una válvula de control que alivia la presión en el ducto mediante la liberación de flujo a la atmósfera.

Para controlar la presión se diseña un controlador PI o PID a partir de la identificación del modelo o función de transferencia "G", que relaciona la presión como variable de salida y el flujo de aire como variable de entrada, como se muestra en la Fig. 25. La señal de error $e(t)$ es como se define en la Ec.28 el cual entra al algoritmo de control PID y regula la válvula mediante la señal $u(t)$. Los

parámetros o ganancias del controlador se encuentran con la función de transferencia obtenida de los datos experimentales.

$$e(t) = S_p - P(t)$$

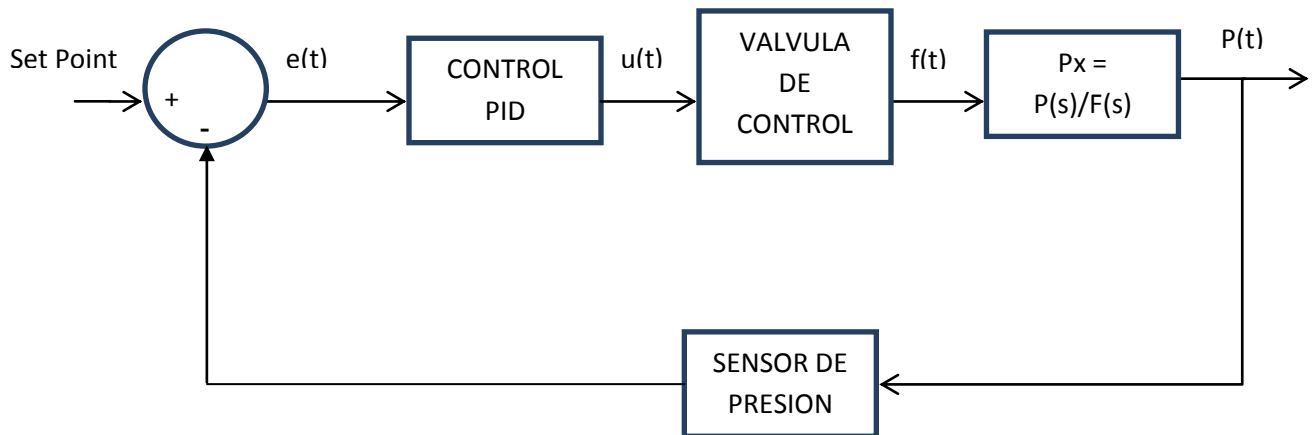
Ecuación 28

Dónde:

S_p = Set point

$P(t)$ = Variable controlada (presión)

Figura 25 Diagrama de control de presión



Dónde:

$e(t)$ = Error

$u(t)$ = Señal de control

$f(t)$ = Variable manipulada (flujo)

$P(t)$ = Variable controlada (presión)

8. PRUEBAS DINAMICAS DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN

En la práctica diaria los motores de combustión son sometidos a diversos tipos de ensayos y pruebas para monitorear su comportamiento y desempeño a través del tiempo. Existen dos tipos de ensayos que se diferencian por el objetivo de la investigación. El primero son los ensayos para investigación y desarrollo, en los cuales se busca el desarrollo de un motor o de alguno de los sistemas, o también se puede estudiar los procesos internos que ocurren dentro del motor, para este tipo de ensayos se requiere instrumentación compleja y precisa. Existen también ensayos de producción que son efectuados a los motores para monitorear las características y controlar los motores en un periodo de tiempo para buscar defectos de producción, este tipo de ensayos requiere instrumentación poco compleja (Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009).

El banco de pruebas y los sistemas hidráulicos y neumáticos son diseñados para dotar el laboratorio de motores de combustión de la universidad EAFIT con un sistema técnico seguro para hacer pruebas en motores de combustión, y que a su vez garantice una adquisición confiable de datos.

El laboratorio de motores de combustión está desarrollando estudios sobre la eficiencia en los motores, para esto, es importante conocer todas las variables que propician el funcionamiento de un motor. Las variables que se pueden medir en un motor en marcha son el par del motor, potencia, presión media efectiva, potencia absorbida por el rozamiento, consumo de combustible y los rendimientos del motor. Además se pueden monitorear los diferentes fenómenos físicos y químicos que ocurren dentro del motor como las presiones internas, pérdidas de calor y la composición de los gases de combustión.

8.1 DISEÑO DEL EXPERIMENTO

Al diseñar una metodología para desarrollar ensayos en un banco de pruebas que cuenta con un motor de combustión, un sistema hidráulico, un sistema neumático y sistemas electrónicos de control, es importante tener en cuenta la seguridad del personal debido a que son sistemas potencialmente peligrosos si son manipulados incorrectamente, además es muy importante cuidar los equipos ya que son costosos y su reemplazo ocasionaría pérdida de tiempo y dinero.

Para mantener al personal y los equipos del laboratorio seguros y a su vez garantizar el buen funcionamiento de los equipos y obtención de datos confiables, se propone la siguiente metodología para que cualquier persona con los conocimientos básicos en los sistemas del banco de pruebas pueda desarrollar un ensayo de manera eficaz (Castaño & Patiño Jaramillo, 2003).

Paso 1: Despejar el área de trabajo para evitar accidentes del personal.

Paso 2: Verificar visualmente todos los sistemas del banco de pruebas que contengan líquidos para encontrar posibles fugas (sistema hidráulico, gasolina, líquido refrigerante, etc.).

Paso 3: Verificar que haya suficiente combustible para desarrollar las pruebas.

Paso 4: Verificar el funcionamiento de los sensores.

Paso 5: Encender el motor y precalentarlo a ralentí.

Paso 6: Abrir el paso de agua del intercambiador de calor.

Paso 7: Iniciar el software para la toma de datos de las pruebas.

Paso 8: Incrementar el régimen de giro del motor hasta el set point deseado y dejar estabilizar.

Paso 9: Manipular el sistema de freno hidráulico del motor para añadir la carga deseada y dejar estabilizar.

Paso 10: Tomar una muestra de datos por 2 minutos

Paso 11: Una vez terminada la prueba dejar el motor en ralentí hasta que la temperatura del motor baje hasta menos de 90 °C.

Paso 12: Apagar el motor.

Paso 13: Cerrar el paso de agua del intercambiador de calor.

8.2 PARÁMETROS MONITOREADOS EN LOS ENSAYOS

8.2.1 Potencia media efectiva. Todos los motores en funcionamiento deben vencer la fuerza que tiene todos los componentes mecánicos a no moverse, por lo tanto la potencia efectiva del motor es la resta de la potencia total menos la potencia que gasta en motor moviendo todas las partes del mismo, la forma práctica para hallar la potencia media efectiva de los motores es utilizando un dispositivo que le aplique una carga al motor y midiendo con un Torquímetro el par que se genera sobre el eje. La Ec. 29 nos muestra como calcular la potencia efectiva.

$$N = M * n_m \quad \text{Ecuación 29}$$

Dónde:

N = Potencia [W]

M = Par motor [Nm]

n_m = Régimen de giro del motor [rev/s]

Para obtener estos datos el banco de pruebas cuenta con un diseño de un sistema hidráulico para frenar el motor y un Torquímetro marca NCTE que tiene un rango de torque de 0 a 250 N/m.

8.2.2 Consumo de aire. El consumo de aire es monitoreado con un sensor MAF (Manifold absolute flow) marca BOSCH, el cual nos da el flujo másico de aire que entra al motor.

8.2.3 Presión en el múltiple de admisión de aire. Como el banco de pruebas tiene instalado un sobrealimentador, también hay un sensor de presión BOSCH para medición de gases de rango de -100 a 500KPa que permite saber la presión de sobrealimentación en el múltiple de admisión, este valor sirve para hallar una relación entre la presión de sobrealimentación y el rendimiento volumétrico.

8.2.4 Rendimiento volumétrico. El rendimiento volumétrico es una medida que nos dice que tan eficaz es el llenado de aire de los cilindros de los motores, el rendimiento volumétrico es un determinante de la eficiencia de los motores pues entre más aire se ingrese al motor mayor será la potencia desarrollada.

Al sobrealimentar un motor es importante cuantificar el incremento en el rendimiento volumétrico del motor para hallar una relación entre este y la potencia desarrollada.

El rendimiento volumétrico lo podemos calcular con la Ec. 30.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \quad \text{Ecuación}$$

30

Dónde:

η_v = Rendimiento volumétrico

m_a = Flujo másico [Kg/s]

V_d = cilindrada del motor [litro]

ρ_a = Densidad del aire [Kg/litro]

8.2.5 Composición de la mezcla. En los motores de combustión interna es importante saber la composición de la mezcla aire-combustible para saber si el motor está trabajando con mezclas ricas o pobres, de esta manera también se puede saber el grado de eficiencia de un motor.

El motor tiene instalada una sonda LAMBDA la cual mide en los gases de combustión la cantidad de combustible que sale sin quemar de las cámaras de combustión del motor.

8.2.6 Consumo de combustible. En todos los motores de combustión, el consumo es uno de los parámetros más importantes pues la tendencia en los automóviles es la disminución en el consumo de combustible sin afectar las prestaciones del motor.

Para conocer el consumo de combustible se tiene intervenida las señales de los inyectores del motor para conocer los tiempos de inyección y de esta manera conocer la masa de combustible inyectado (Ec.31). Sabiendo el flujo másico del combustible y la potencia generada por el motor podemos calcular con la ec.31 el consumo específico de combustible en cualquier momento del ensayo.

$$\dot{m}_{iny} = \frac{K_{iny}(t_{iny}-t_m)}{2} \quad \text{Ecuación 31}$$

Dónde:

\dot{m}_{iny} = Masa de combustible inyectado [mg]

K_{iny} = Ganancia del inyector

t_{iny} = Tiempo de inyección [mseg]

t_m = Tiempo muerto [mseg]

La ganancia del inyector y el tiempo muerto los da el fabricante del inyector. El tiempo de inyección se obtiene al intervenir la señal de inyección.

Si multiplicamos la masa de combustible por el régimen de régimen, se obtiene el flujo másico de combustible, el cual utilizamos para calcular el consumo específico de combustible con la Ec. 32.

$$b = \frac{m_f}{N} \quad \text{Ecuación 32}$$

Dónde:

b = Consumo específico [g/KW*hora].

m_f = Flujo másico de combustible [g/hora]

N = Potencia [KW]

(Castaño & Patiño Jaramillo, 2003)

9. CONCLUSIONES

Se logra diseñar una estructura compacta y firme que tiene la capacidad de minimizar las vibraciones producidas por el normal funcionamiento del motor, el sistema de frenado y el sistema de sobrealimentación.

Utilizando los conocimientos adquiridos durante toda la carrera se diseñó un sistema hidráulico para un motor de combustión, el sistema hidráulico permite un alto nivel de control con total seguridad para los operarios, además el diseño del sistema hidráulico propuesto tiene un valor de implementación muy inferior a un freno dinamométrico comercial de similares características.

Después de laboriosos cálculos se pudo dimensionar una bomba que cumpliera con los requisitos de caudal y presión necesarios para sobrealimentar el MCI del laboratorio de motores de la universidad EAFIT. Además, se propone la adquisición de un soplador regenerativo como la solución más adecuada y económica al problema de sobrealimentación.

Para el sistema de sobrealimentación, se logra diseñar un circuito neumático con la característica que se puede controlar la presión del sistema a través de un lazo de control; debido a las demoras en la importación del sobrealimentador, no se pudo hacer pruebas para caracterizar el control PI o PID, pero con el lazo de control es suficientemente claro para una vez el sistema este montado se pueda caracterizar el control.

Se logra diseñar un método que permite a cualquier persona con conocimientos básicos de ingeniería, realizar de manera fácil y segura un ensayo a un motor de combustión. También se deja en claro cuáles son las variables más importantes que se desean monitorear en un ensayo con finalidades investigativas.

Todas las cotizaciones que se muestran en los anexos son los precios de los componentes de todos los sistemas que se quieren implementar, pero la instalación será ejecutada por los miembros del grupo de investigación de motores de combustión de la universidad EAFIT.

10. BIBLIOGRAFIA

ARISTIZABAL, S. (3 DE 10 DE 2011). RECOMENDACIONES. (M. SOLARTE, ENTREVISTADOR)

Baer, A. (09 de 08 de 2009). *Coches Míticos*. Recuperado el 08 de 05 de 2011, de Coches Míticos:
<http://cochesmiticos.com/el-motor-otto-historia/>

Brito Coronel, N. E., & Matute Cordero, R. M. (2007). *Diseño y Construcción de un Equipo de Control electrónico para un Banco Dinamométrico Borghi & Saveri*. Cuenca: Universidad Técnica Salesiana.

Castaño, D. A., & Patiño Jaramillo, G. A. (25 de 07 de 2003). *Estudio de los Factores que Inciden en el Desempeño de Motores de Encendido Probocado por Chispa Combustidos a Gas Natural*. Trabajo de grado de especialización, Medellín.

Colegio Nacional de Buenos Aires. (11 de 02 de 2011). *Colegio Nacional de Buenos Aires*. Recuperado el 06 de 10 de 2011, de <http://cms.cnba.uba.ar/limbo/index.php?option=content&task=view&id=64>

De Monroy, C. (06 de 10 de 2006). *Tecnología fuente nueva*. Recuperado el 08 de 05 de 2011, de Tecnología fuente nueva: http://tecnologiafuentenueva.wikispaces.com/file/view/maquinas_termicas.pdf

Departamento de Maquinas y Motores Térmicos. (27 de 10 de 2009). *Universidad del País Vasco*. Recuperado el 02 de 10 de 2011, de <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/bancomot.htm>

El Gran Capitán. (02 de 01 de 2004). *El Gran Capitán*. Recuperado el 8 de 05 de 2011, de El Gran Capitán:
<http://www.elgrancapitan.org/portal/index.php/articulos/tecnologia/77-supercompresores-y-turbocompresores>

Electro Mecanica Trisquel. (13 de 05 de 2011). *Electro Mecanica Trisquel*. Recuperado el 13 de 07 de 2011, de <http://electromec-trisquel.blogspot.com/2011/05/tipos-de-compresores.html>

Flores E, C. R. (2010). *Universidad Rafael Landivar*. Recuperado el 14 de 09 de 2011, de http://www.tec.url.edu.gt/boletin/URL_06_MEC01.pdf

FPZ. (12 de 09 de 2011). FPZ. *Data sheet*. Agenti, Italia.

GIMEL, G. (2010). *Evaluacion de valvula ecologica MARCLAIS*. Medellin: Universidad de Antioquia.

GNC.ORG. (2011). *GNC, El combustible limpio*. Recuperado el 13 de 07 de 2011, de <http://www.gnc.org.ar/en/tecnologias-basicas-de-conversion-vehicular-a-gnc.html>

GoodYear. (s.f.). *Calculos y Recomendaciones para Correas Multi - V3 - T. Sao Palo , Brasil: GoodYear*.

JmcMotor. (09 de 10 de 2010). *JmcMotor*. Recuperado el 05 de 06 de 2011, de <http://jmcmotor.blogspot.com/2010/10/motores-alternativos-de-combustion.html>

KOMPAS. (2011). *KOMPAS Spain*. Recuperado el 02 de 10 de 2011, de <http://www.kompasspain.com/htm/newpage2-C-1.htm>

KOMPAS. (2011). *KOMPAS Spain*. Recuperado el 02 de 10 de 2011, de <http://www.kompasspain.com/htm/Filtracion%20y%20Accesorios.htm>

Leshchevich, & Penyazkov. (2009). HEAT AND MASS TRANSFER IN COMBUSTION PROCESSES. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*,.

Lopez, A. (2010). *Universidad Antonio de Nebrija*. Recuperado el 22 de 09 de 2011, de

<http://www.nebrija.es/~alopezro/Lubricacion.pdf>

Lumley, J. L. (2011). *Engines an Introduction*. Lexington, KY: Cambridge University Press.

Macea Barreto, F. S. (1990). *Aprovechamiento del Gas Natural y del Gas Licuado del Petroleo*. medellin: Universidad de Medellin.

Maleev, V. (1945). *Internal Combustion Engines*.Tokio: McGRAW-HILL.

Mejia Lotero, N., & Garcia Ceballos, S. (2008). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA DE RENAULT TWINGO*. proyecto de grado, medellin.

Merkle, D., Schrader, B., & Thomes, M. (1989). *Higraulica Nivel basico TP501 Manual de Estudio*. germany: Festo Dialectic.

Millares de Imperial, J. (1987). *Turbo, Sobrealimentacion de Motores Rapidos*. Barcelona: CEAC S.A.

Ocampo Gil, L. H. (1993). *Diseño de Accionaminetos y Transmisiones de Maquinas*. Pereira: Publicaciones Universidad Tecnologica de Pereira.

Productos Industriales. (2011). *Productos Industriales*. Recuperado el 15 de 09 de 2011, de http://www.piisa.com.mx/BOMBA_HIDRAULICA_DE_PALETAS_SENCILLA_25VQ_14_GPM_1200_RPM_979.htm?sessionid=60056428960524501

PRODUCTOS INDUSTRIALES. (2011). *PRODUCTOS INDUSTRIALES*. Recuperado el 09 de 10 de 2011, de http://www.piisa.com.mx/BOMBA_HIDRAULICA_DE_PALETAS_SENCILLA_25VQ_14_GPM_1200_RPM_979.htm?sessionid=60056428960524501











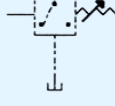
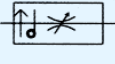
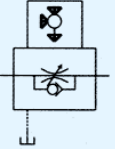


- Rodriguez, J. A. (2008). *Introduccion a la Termodinamica*. Buenos Aires: Univrsidad Tecnologica Nacional.
- Rodriguez Paz, A. F. (2010). *Manual de mantenimiento automotriz para el sistema de alimentacion a gasolina*. Proyecto para la obtencion de titulo de tecnologo, Quito.
- Roman L, R. (23 de 10 de 2004). *Universidad de Chile*. Recuperado el 08 de 05 de 2011, de Universidad de Chile: http://www.cec.uchile.cl/~roroman/cap_10/cap_10.htm
- Rubenmotores. (13 de 09 de 2010). *Rubenmotores*. Recuperado el 06 de 06 de 2011, de <http://wwwrubenmotores.blogspot.com/2010/09/motore-explosion.html>
- Sanchez, E. (2008). *Sistemas auxiliares del motor*. MCMILLAN.
- Saras Energia S.A. (2002). *Ficha de Datos de Seguridad*. Ficha de Datos de Seguridad, Madrid.
- Schaeffler. (2011). <http://www.schaeffler.com>. Recuperado el 13 de 07 de 2011, de http://www.schaeffler.com/content.schaeffler.com.br/es/branches/industry/pneumatics_1/applpneumatics/compressors/screwtypecompressors_1/screw_type_compressors.jsp
- Servicio Hidraulico. (2008). *Servicio Hidraulico*. Recuperado el 07 de 10 de 2011, de http://www.serviciohidraulico.com/simbologia_hidraulica.html
- Servicio Hidraulico Industrial. (2008). *Servicio Hidraulico Industrial*. Recuperado el 23 de 09 de 2011, de http://www.serviciohidraulico.com/simbologia_hidraulica.html
- Turbodriven. (2011). *Turbodriven*. Recuperado el 09 de 05 de 2011, de Turbodriven: <http://www.turbodriven.com/es/turbofacts/default.aspx>















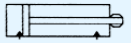
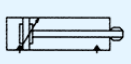
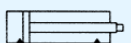


VICKERS. (2005). *Hidraulicas V*. Recuperado el 25 de 09 de 2011, de http://www.hidraulicasv.com.ar/catalogoselectronicos/vickers/21_es_open.htm

Wikipedia. (27 de 07 de 2011). *Wikipedia*. Recuperado el 05 de 08 de 05, de http://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Otto

11. ANEXOS

Anexo A. Simbología hidráulica

VALVULAS	PRESOSTATO
 ANTIRRETORNO  VALVULA DE CIERRE NC  CONTROL DE CAUDAL AJUSTABLE NO COMPENSADO  VALVULA DE CONTROL DE CAUDAL COMPENSADO POR PRESION Y TEMPERATURA  DOS POSICIONES DOS VIAS  DOS POSICIONES TRES VIAS  DOS POSICIONES CUATRO VIAS  TRES POSICIONES CUATRO VIAS  DOS POSICIONES CUATRO VIAS EN TRANSICION  VALVULA DE INFINITAS POSICIONES INDICADAS POR LAS DOS LINEAS HORIZONTALES	 SENCILLO O DOBLE <hr/> VALVULAS DE CONTROL DE FLUJO  VALVULA DE CONTROL DE FLUJO COMPENSADO POR PRESION Y TEMPERATURA  VALVULA DE CONTROL DE FLUJO CON CONTROL REMOTO  VALVULA DE CONTROL DE FLUJO CON CHECK INTEGRADO  VALVULA DE CONTROL DE FLUJO COMPENSADO POR PRESION Y TEMPERATURA CON CHECK INTEGRADO

METODOS DE ACCIONAMIENTO	CILINDROS
 RESORTE  MANUAL  BOTON  PALANCA  PEDAL  MECANICO  RETENCION MECANICA  SOLENOIDE  SERVOMOTOR  COMPENSADO POR PRESION  MANDO REMOTO  PRESION DE PILOTAJE  MANDO INTERNO	 CILINDRO DE SIMPLE EFECTO  CILINDRO DE DOBLE EFECTO  CILINDRO DE DOBLE EFECTO CON AMORTIGUAMIENTO AJUSTABLE EN EL EXTREMO DE LA TAPA  CILINDRO DIFERENCIAL (PARA SERVICIO PESADO)  CILINDRO TELESCOPICO  CILINDRO DE DOBLE VASTAGO

ACCESORIOS








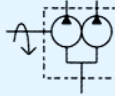










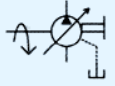

FILTRO

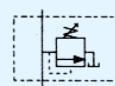
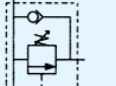
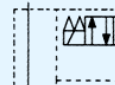
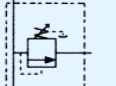
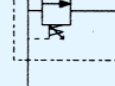
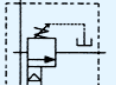
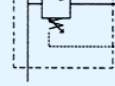
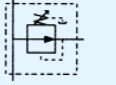
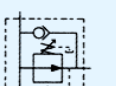


ACUMULADOR CARGADO CON GAS



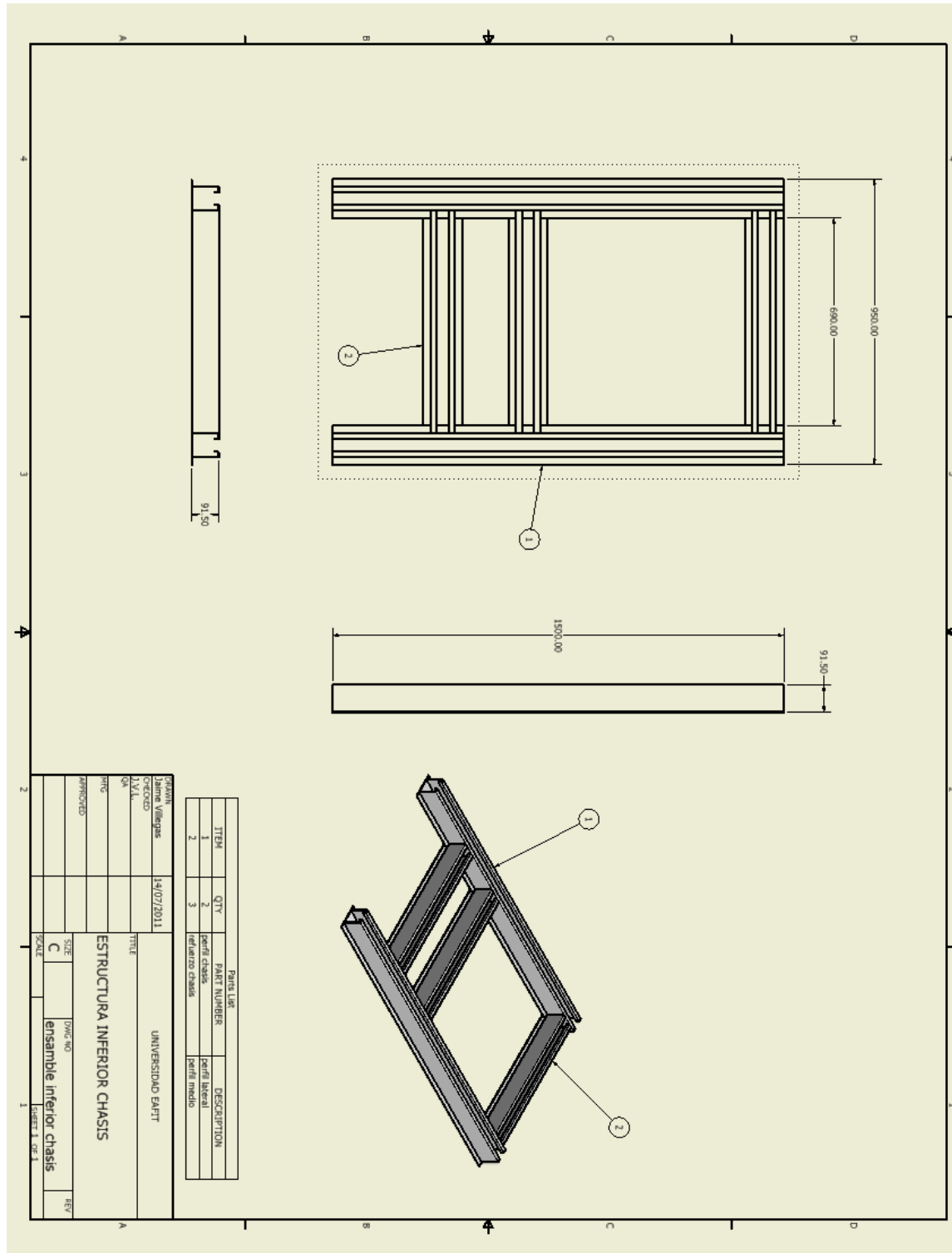
MANOMETRO

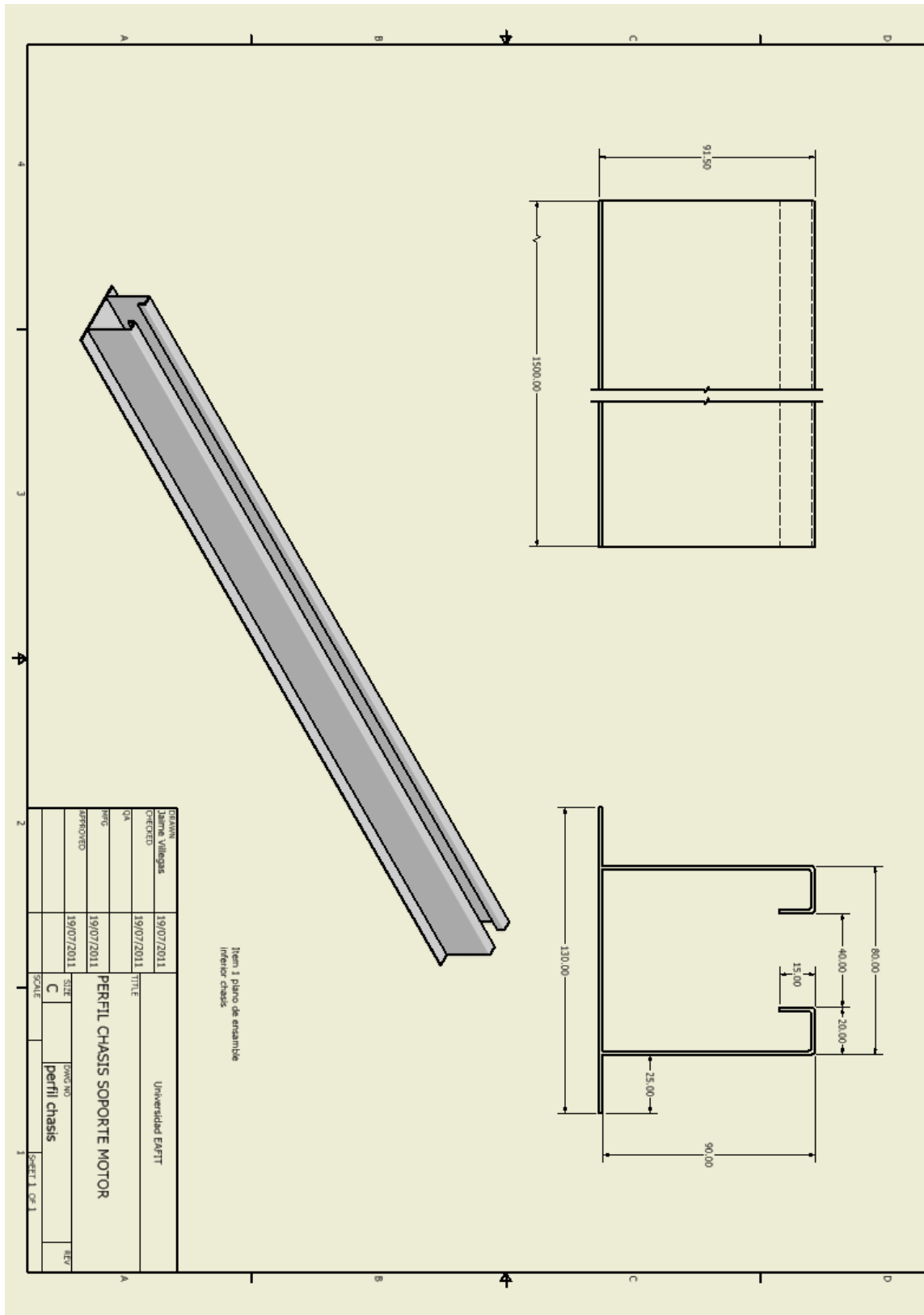
LINEAS		BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO FIJO	
	LINEA DE TRABAJO (PRINCIPAL)		SIMPLES TIPO PALETAS, PISTONES, ENGRANES
	LINEA DE PILOTAJE (PARA CONTROL)		SIMPLES TIPO PISTONES CON DRENAJE EXTERNO
	LINEA DE TRABAJO (PRINCIPAL)		DOBLES TIPO PALETAS Y ENGRANES
	DIRECCION DE FLUJO HIDRAULICO		
	LINEAS QUE SE CRUZAN		
	LINEAS UNIDAS INTERNAMENTE		
	LINEA CON UNA RESTRICCION DE FLUJO		
	LINEA FLEXIBLE		
	ORIFICIO TAPONADO PARA COMPROBACION O MEDIDA PARA COMUNICACION AL DEPOSITO PARA PILOTAR		
	DEPOSITO COMUNICADO AL AIRE		
	DEPOSITO PRESURIZADO		
	LINEA AL DEPOSITO AL DEPOSITO POR ENCIMA DEL NIVEL DEL FLUIDO		
	LINEA AL DEPOSITO AL DEPOSITO POR DEBAJO DEL NIVEL DEL FLUIDO		
		BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE	
			CONTROL MANUAL POR VOLANTE
			CONTROL POR COMPENSADOR DE PRESION

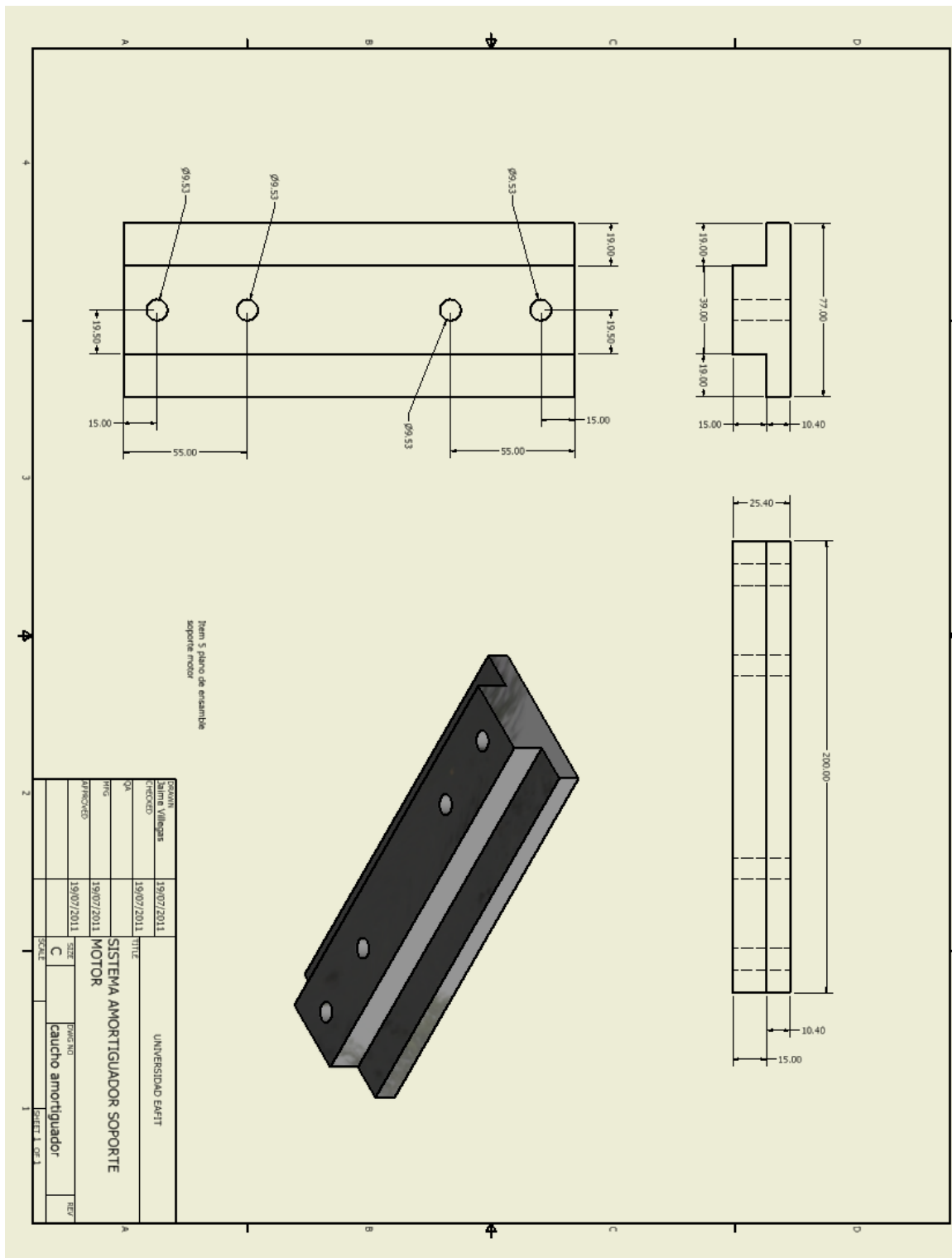
VALVULAS DE CONTROL DE PRESION	VALVULAS DE CONTROL DE PRESION		
	VALVULA DE ALIVIO		VALVULA DE CONTRABALANCE
	VALVULA DE ALIVIO CONTROLADA ELECTRICAMENTE		VALVULA DE SECUENCIA
	VALVULA DE DESCARGA		VALVULA DE SECUENCIA CONTROLADA A DISTANCIA
	VALVULA DE ALIVIO Y DESCARGA CON CHECK INTEGRADO		VALVULA REDUCTORA DE PRESION
			VALVULA REDUCTORA DE PRESION CON CHECK INTEGRADO

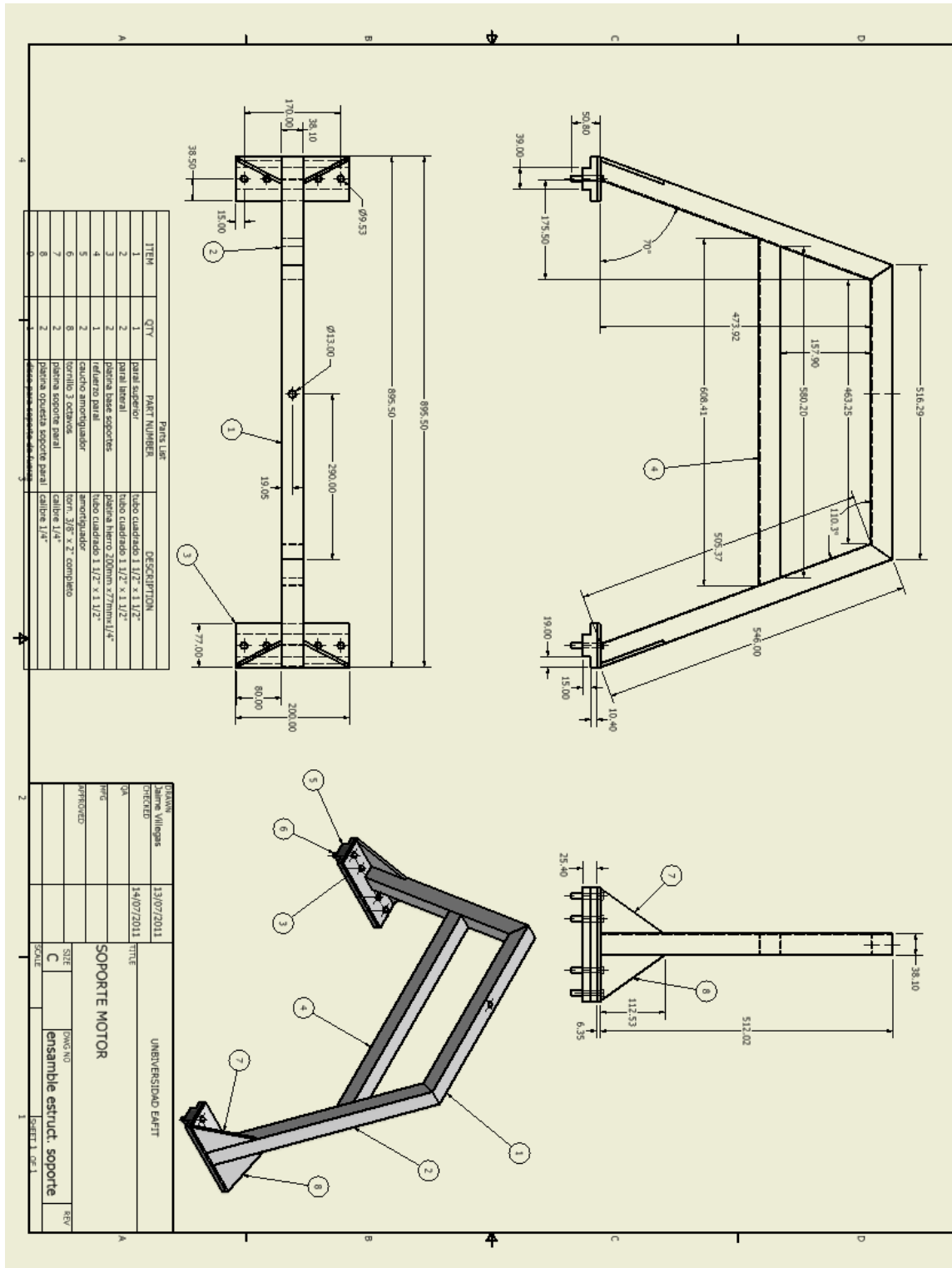
(Servicio Hidraulico Industrial, 2008)

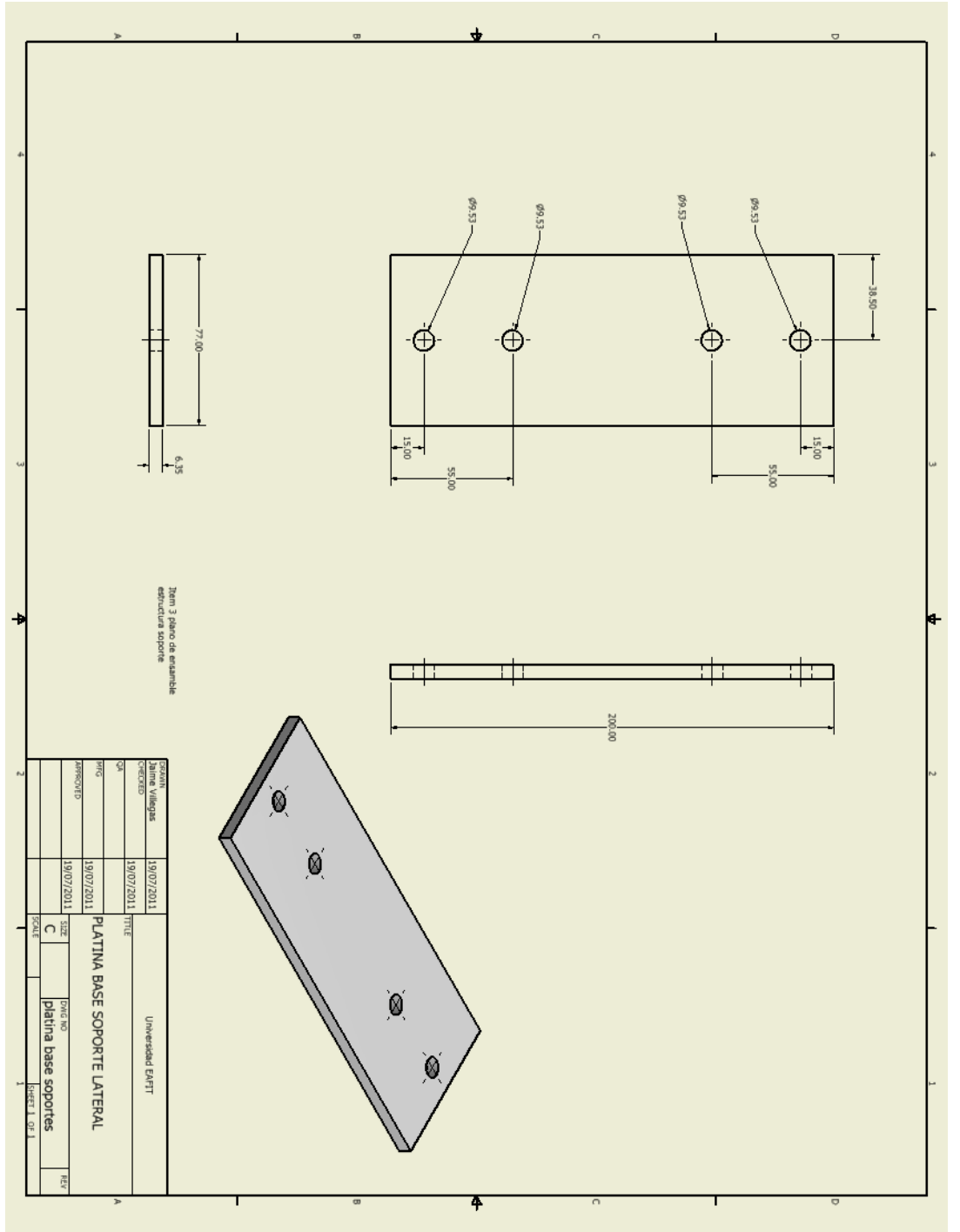
Anexo B Planos del banco de pruebas







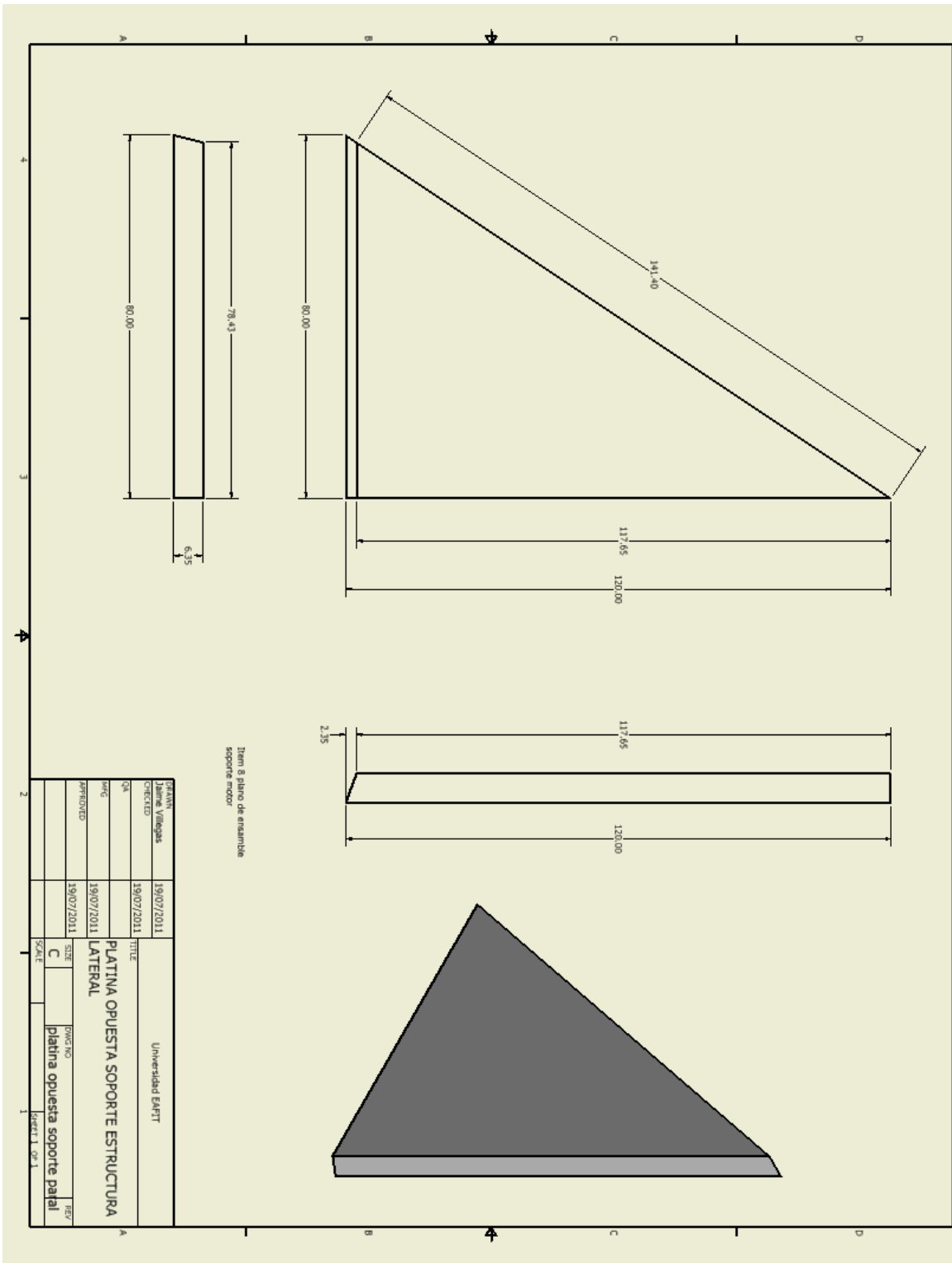


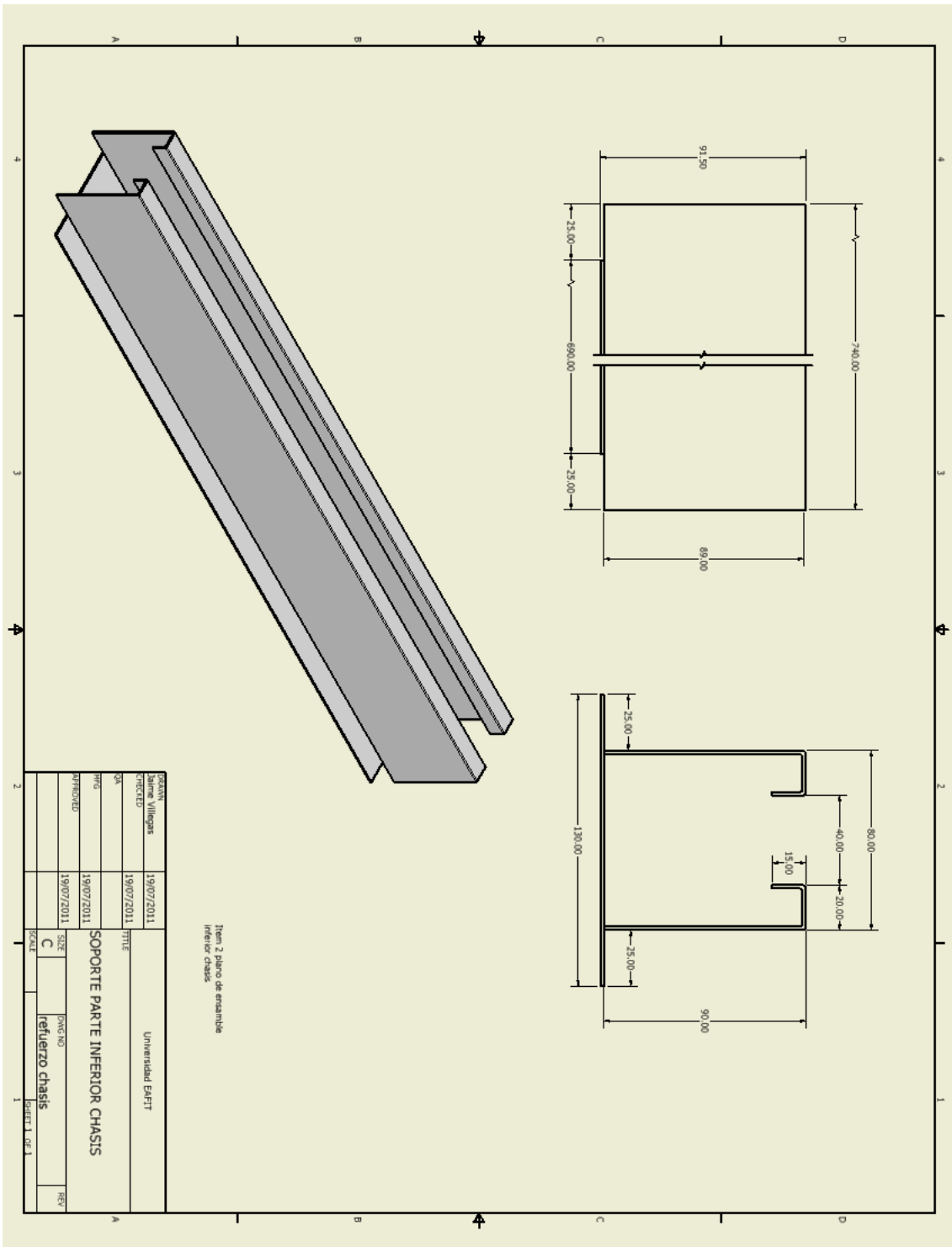


ESQUEMA	19/07/2011	Universidad EAFIT
Autore: Villegas	19/07/2011	
QA	19/07/2011	
TRNG	19/07/2011	
APPROVED	19/07/2011	
SIZE	C	
DWG NO	platina base soportes	
SCALE	1:1	
SHEET NO	1	

PLATINA BASE SOPORTE LATERAL

platina base soportes

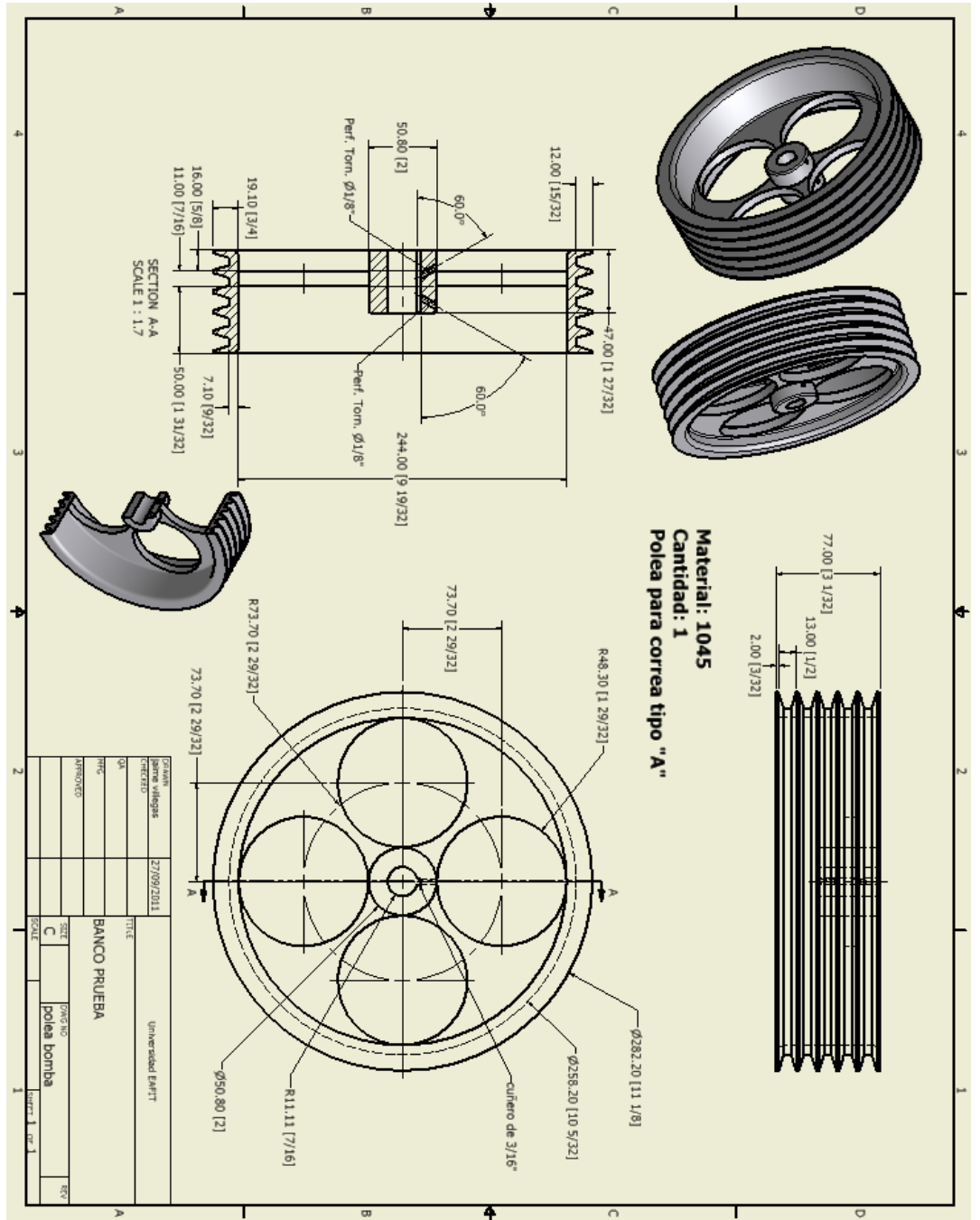


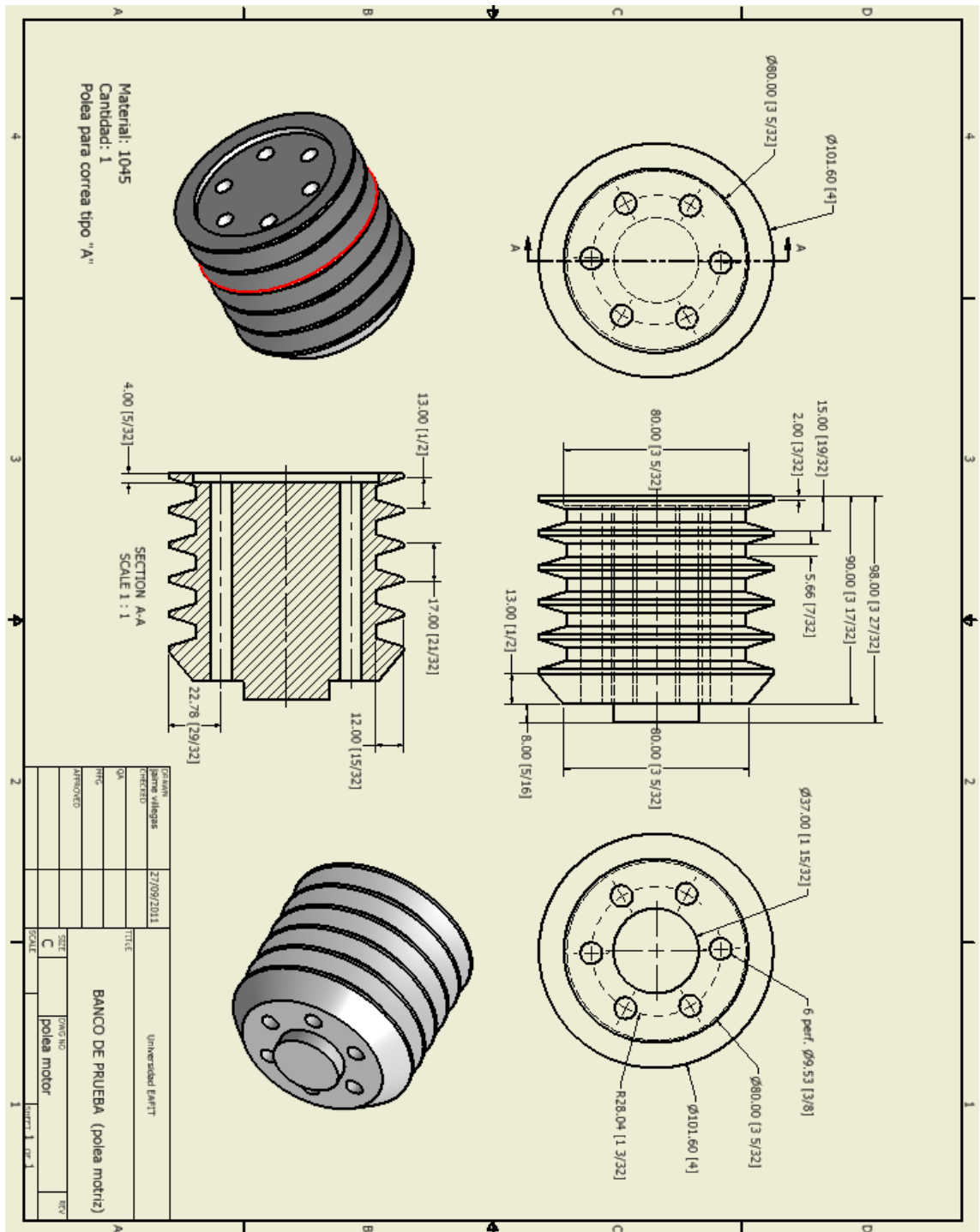


Item 2 plano de ensambla inferior chasis

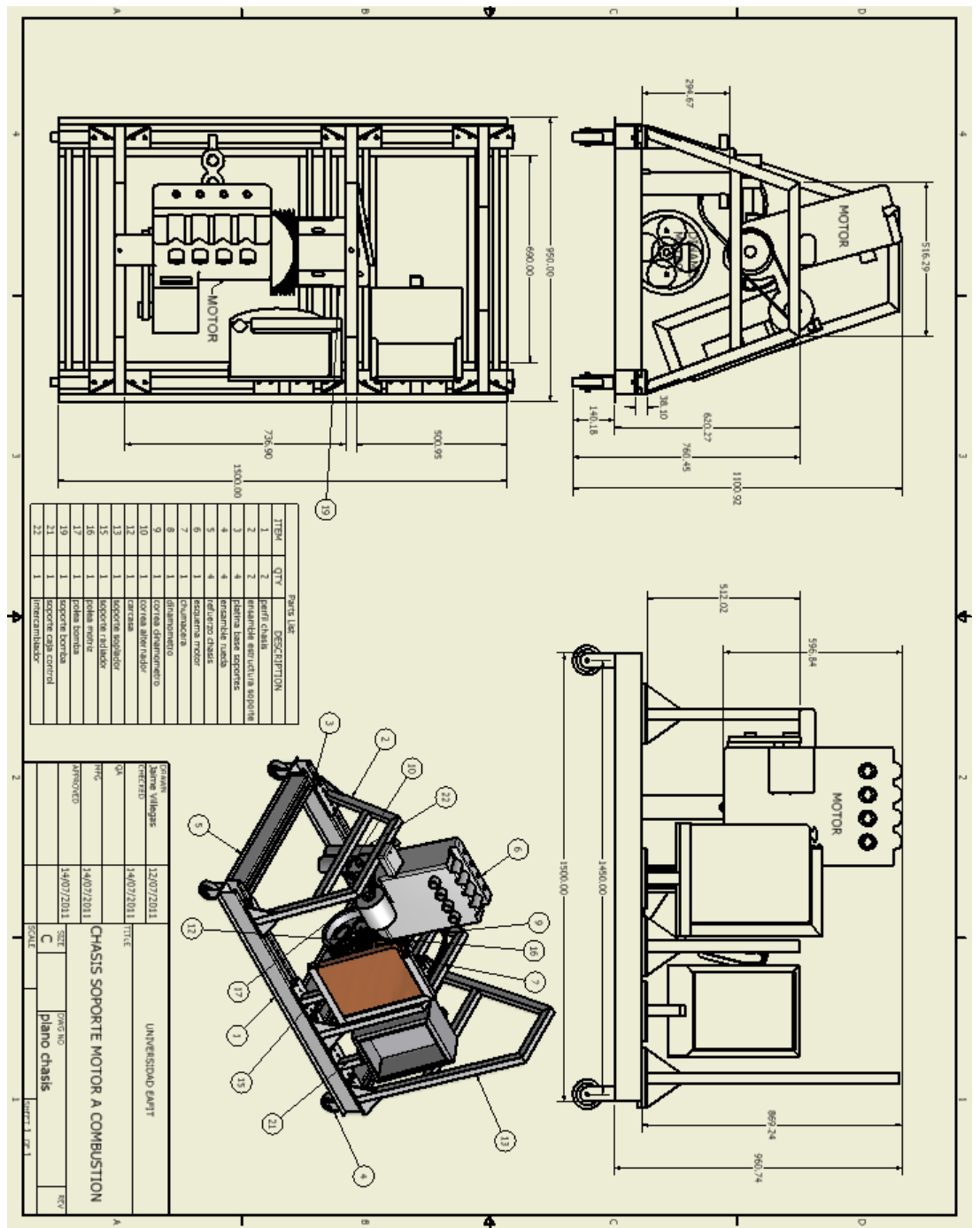
DESARROLLO	19/07/2011	UNIVERSIDAD EAFIT
DESIGNADO	19/07/2011	
PROYECTADO	19/07/2011	
REVISADO	19/07/2011	
SOPORTE PARTE INFERIOR CHASIS		
SIZE	C	refuerzo chasis
SCALE	1	sheet 1 of 1

Anexo C Planos de construcción de las poleas





GRABADO	gama villegas	37/09/2011	UNIVERSIDAD EAFIT	
QU			TITULO	
REC			BANCO DE PRUEBA (polea motriz)	
APROBADO			FECHA	REV
			1	1
			SCALE	1:1
				1



Anexo D Cotización de las poleas



NIT 890.934.807-4

Medellín, 28 de septiembre de 2011

Cotización No. MD - 12635

**Señor
jaime villegas
Universidad Eafit
Ingeniero de Proyectos
Medellín**

Cotización Externa:

Nos complace ofrecerles el siguiente material:

Producto	Cantidad	V/Unitario	V/Total
1 VARIOS- Varios , n/s POLEA EN ACERO 1045 DE 280MM X 16 RIPS TIPO PK CON MAQUINADO INTERIOR	1,00	650.000	650.000
2 VARIOS- Varios , n/s POLEA EN ACERO 1045 DE 100MM X 16 RIPS TIPO PK CON 6 PERFORACIONES SEGUN MUESTRA	1,00	290.000	290.000

NETO	940.000
IVA 16,00 %	150.400
VALOR TOTAL	1.090.400

Tipo	Texto
Flete	0
Descuentos	INCLUIDOS
Forma de Pago	n/a
Validez de la Cotización	30 DIAS
Impuesto	Iva 16%
Plazo de Entrega	10 DIAS

Atentamente,

Carlos Mario Jaramillo Zapata
Asesor Industrial

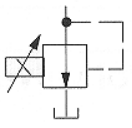
Elaboró:
Jaramillo Zapata, Carlos Mario
Asesor Industrial
(F9)

VERSIÓN 1

CRA 65 No. 29-83 CONM 2352828 FAX (4) 2359926 - 2355936 A.A. 4685 MEDELLÍN


Anexo E Válvula proporcional Vickers

Controles Proporcionales: Válvulas de Alivio proporcionales Electrohidráulicas

	Modelo	Descripción	Tamaño Nominal	Presión	Caudal	Catálogo
				Máxima	Máximo	
				bar (psi)	(Usqpm)	
	K(A)(C)G-6 K(A)(C)G-8	De una sola fase, sin amplificador integrado	ISO5781 AG-06-2-A ISO5781 AH-08-2-A	350(5000)	300(80)	GB-2322D
	KCG-3, 1	De una sola fase, sin amplificador integrado	ISO 4401-03	350(5000)	5(1.3)	GB-C-2162E
	KCG-3, 1*	De una sola fase, con amplificador integrado	ISO 4401-03	350(5000)	5(1.3)	GB-C-2162E
	K(A)CG-6 K(A)CG-8	De una sola fase, con amplificador integrado	ISO 6264 AR-06-2-A ISO6264 AR-08-2-A	350 (5000)	200 (52.8)	GB-C-232413 GB-C-23241)
	K(A)CG-6 K(A)CG-8	De una sola fase, con amplificador integrado	ISO 6264 AR-06-2-A ISO6264 AR-08-2-A	350 (5000)	400 (105.7)	GB-C-2324D GB-C-2324D
	EHST-3-30	Control Proporcional de presión con electrónica incorporada	ISO4401 ANSI/ B93.7M	90 o 210 (1305 o 3000)	2,5(0.65)	689

(VICKERS, 2005)

Anexo F Válvula de seguridad Kompass

Válvula de seguridad pilotadas (tipo rosca)				
	BH - I - 04 - B - D BH: Modelo BHT BT T: Tipo conexión T:rosca 04: Tamaño del puerto 04:PT 1/2" 06:PT 3/4" 10:PT 1 1/4" B: Rango de presión de ajuste D: Posición del botón Ninguno: hacia arriba, posición "U" D:abajo R:Derecha L:Izquierda			
	Modelo	Presión Máxima kgf/cm ² (psi)	Rango de presión de ajuste kgf/cm ² (psi)	Caudal máximo l/min(GPM)
BHT-04	250(3500)	B:10-70(140-1000) C:35-140(500-2000) H:70-250(1000-3500)	100(26.4)	2.4(5.3)
BHT-06			200(53)	4.0(8.8)
BHT-10			400(106)	7.0(15.4)
BT-06			200(53)	5.0(11.0)
BT-10			400(106)	8.5(18.7)

(KOMPAS, 2011)

Anexo G Intercambiador de calor

INTERCAMBIADORES DE CALOR: MODELO CON ALETA (HT) Ó MODELO SIN PROTECCIÓN (HH)						
HT		-14	08			-
Nº DE SERIE TIPO DE TUBO DE REFRIGERACIÓN:		Ø EXTERIOR DE LA CUBIERTA	LONGITUD DEL CUERPO	TIPO DE CONEXIÓN		• USO GENERAL B: USO PARA MARINA
HT: TUBO CON ALETA HH: TUBO SIN PROTECCIÓN				• ROSCADO F: CON BRIDA		
MODELO		CONEXIÓN PARA ACEITE	CONEXIÓN PARA AGUA	RANGO DE CAUDAL (l/Min)	AREA DE TRANSF. DE CALOR (m2)	PESO (Kg)
HT-0905	HH-0905	PT3/4"	PT3/4"	60	0.41	10
HT-0908	HH-0908	PT3/4"	PT3/4"	100	0.7	14
HT-1405	HH-1405	PT1 1/4"	PT1 1/4"	150	1.1	20
HT-1408	HH-1408	PT1 1/4"	PT1 1/4"	250	1.9	25
HT-1412	HH-1412	PT 1 1/2"	PT1 1/4"	350	2.9	37
HT-1712	HH-1712	PT2"	PT1 1/4"	600	4.6	48
HT-1716	HH-1716	PT2"	PT1 1/4"	840	6.5	56
HT-1722	HH-1722	PT2"	PT1 1/4"	1000	7.2	72
HT-2208	HH-2208	2"-2 1/2"	1 1/2"-2"	800	5.6	72
HT-2212	HH-2212	2"-2 1/2"	1 1/2"-2"	1200	8.6	93
HT-2216	HH-2216	2"-2 1/2"	1 1/2"-2"	1500	11.6	118
HT-2222	HH-2222	2"-2 1/2"	1 1/2"-2"	1800	14.6	260
HT-2508	HH-2508	2"-3"	2"	1000	8.0	100
HT-2512	HH-2512	2"-3"	2"	1600	12.2	146
HT-2516	HH-2516	2"-3"	2"	1800	16.4	168
HT-2522	HH-2522	2"-3"	2"	2200	20.8	260

(KOMPAS, 2011)

Anexo H Filtro de retorno

FILTROS DE RETORNO SPIN-ON			
AT	-06	-S1	-1
Nº DE SERIE	DIMENSIONES	MATERIAL	INDICADOR DE PRESIÓN
SOT	06 08	P: PAPEL S: ACERO P1: 10µ P2: 25µ S1: 75µ S2: 150µ	NINGUNO: SIN 1: INDICADOR VISUAL 2: INTERRUPTOR ELÉCTRICO (MICRÓMETRO)
MODELO	PT	CAUDAL (L/Min)	
SOT-06S	3/4"	130	
SOT-06P	3/4"	90	
SOT-08S	1"	150	
SOT-08P	1"	110	

(KOMPAS, 2011)

Anexo I Filtro de aspiración

FILTROS DE ASPIRACIÓN								
SFN	-12							
Nº DE SERIE	TAMAÑO DEL FILTRO							
SFN: HILO EN ACERO INOX. SFW: MALLA DE ACERO INOX. MF: ACERO INOX. ESTIRADO	REFERIRSE A LAS ESPECIFICACIONES							
MODELO	PT	CAUDAL (L/Min)	FILTRACIÓN MALLA	MODELO	PT	CAUDAL (L/Min)	FILTRACIÓN MALLA	
MF-02	1/4"	15	100	SFW-08	1"	100	125	
MF-03	3/8"	17		SFW-10	1 1/4"	180		
MF-04	1/2"	33		SFW-12	1 1/2"	246		
MF-06	3/4"	55		SFW-16	2"	384		
MF-08	1"	110		SFW-20	2 1/2"	700		
MF-10	1 1/4"	210		SFW-24	3"	800		
MF-12	1 1/2"	285		SFW-32	4"	1000		
MF-16	2"	395		SFN-04	1/2"	35		150
MF-20	2 1/2"	750		SFN-06	3/4"	46		
MF-24	3"	800		SFN-08	1"	90		
MF-32	4"	1000		SFN-10	1 1/4"	150		
SFW-02	1/4"	15		SFN-12	1 1/2"	205		
SFW-03	3/8"	17		SFN-16	2"	320		
SFW-04	1/2"	33		SFN-20	2 1/2"	550		
SFW-06	3/4"	50	SFN-24	3"	600			

(KOMPAS, 2011)

Anexo J Cotización de los accesorios hidráulicos



MEDELLIN Calle16 C Sur # 25 B 101 CASA 12
 TELS: 054 3171599 - 054 3171342 - 054 3174112 FAX 054 3170481
 WEB: www.sisitda.com E MAIL: ventas@sisitda.com



NIT: 811003991-1

COTIZACION: 252

ciudad		MEDELLIN		fecha		08-09-2011	
nombre				atención			
UNIVERSIDAD EAFIT				PROF. GABRIEL DIAZ			
dirección				ciudad			
UNIVERSIDAD EAFIT				MEDELLIN			
teléfono		nit		referencia			
				SOLICITUD EN REUNION			
item	cant.	codigo	referencia	precio	dto.	total	entrega
1	1		TANQUE DE 40 GL	907.500		\$ 907.500	
2	1		VISOR DE NIVEL 5" Y TEMPERATURA STAUFF	44.500		\$ 44.500	
3	1		FILTRO DE RETORNO COMPLETO STAUFF 60 GPM	\$ 111.150		\$ 111.150	
4	1		TAPA DE LLENADO - FILTRO DE ARE STAUFF	\$ 29.850		\$ 29.850	
5	1		INTERCAMBIADOR DE CALOR KOMPASS	\$ 1.336.920		\$ 1.336.920	
6	1		FILTRO DE SUCCION DE 3" STAUFF	\$ 132.850		\$ 132.850	
7	1		JUEGO DE MANGUERAS R1	\$ 686.200		\$ 686.200	
8	1		ACCESORIOS DE MONTJE (RACORES Y NIPLES)	\$ 221.300		\$ 221.300	
9	1		VALVULA DE ALIVIO BHT- 06-H KOMPASS 50 GPM	\$ 224.500		\$ 224.500	
10	1		VALVULA PROPORCIONAL DE PRESION VICKERS	\$ 360.000		\$ 360.000	
11	1		TARJETA AMPLIFICADORA VICKERS	\$ 650.000		\$ 650.000	
12	1		MANOMETRO DE 0 A 5000 PSI STAUFF	\$ 44.900		\$ 44.900	
13	1		BRIDA DE SUCCION STAUFF	\$ 66.600		\$ 66.600	
14	1		BRIDA DE DESCARGA STAUFF	\$ 37.100		\$ 37.100	
OBSERVACIONES: Cotizacion para la bomba 25VQ 14				TOTAL		\$ 4.853.370	
				IVA.		\$ 776.539	
FORMA DE PAGO: 8 DIAS DIAS F.F.				ATENTAMENTE:			
DISEÑO:		VIGENCIA: 10 DIAS		JULIAN FRANCO E			

COTIZACIÓN C 2011-010

Medellín, 30 de septiembre de 2011

**Universidad EAFIT
SR. Gabriel Jaime villegaz]**

Atendiendo su amable solicitud de cotización tenemos el gusto de presentarles nuestra siguiente oferta.

DESCRIPCION	CANTIDAD	V/R UNITARIO
Base doblada y perforada según plano	1	\$45.000
Pieamigo 74 * 120 * 1/4	2	\$3.000

Valor IVA incluido

FORMA DE PAGO: crédito 30 días

VALIDEZ DE LA OFERTA: A LA FECHA 10 días avilés

TIEMPO DE EJECUCION: A CONVENIR

Con el ánimo de prestarles un excelente servicio y en espera de sus Comentarios.

Cordial Saludo.

Emely Caterine Gil Cossío
ASESOR COMERCIAL
TEL: 2579944
Celular: 3045250404

COTIZACIÓN C 2011-007

Medellín, 28 de septiembre de 2011

**Universidad EAFIT
SR. Gabriel Jaime Villegas**

Atendiendo su amable solicitud de cotización tenemos el gusto de presentarles nuestra siguiente oferta.

DESCRIPCION	CANTIDAD	V/R UNITARIO
Cilindro diámetro 503 largo 800 cl16	1	\$70.000
Flanche diámetro250 interno 200 con 6 perforaciones	1	\$16.000
Figura 240 * 500 * cl16	1	\$6000
Cilindro diámetro 200 largo 50 espesor cl16	1	\$16.000
Flanche diámetro250 1/4 interno 200 con 6 perforaciones	1	\$16.000
Flanche diámetro500 cl16	1	\$12.000
Flanche diámetro500 cl16	1	\$12.000

Valor IVA incluido

FORMA DE PAGO: crédito 30 días

VALIDEZ DE LA OFERTA: A LA FECHA 10 días avilés



TIEMPO DE EJECUCION: A CONVENIR

Con el ánimo de prestarles un excelente servicio y en espera de sus Comentarios.

Cordial Saludo.

**Emely Caterine Gil Cossío
ASESOR COMERCIAL
TEL: 2579944
Celular: 3015358464**

Anexo K Cotización de la bomba hidráulica

 SUMINISTRO INGENIERIA SERVICIO Ltda.							
MEDELLIN Calle 16 C Sur # 25 B 101 CASA 12 TELS: 054 3171599 - 054 3171342 - 054 3174112 FAX 054 3170481 WEB: www.sisitda.com E MAIL: ventas@sisitda.com		NIT: 811003991-1					
COTIZACION: 248		ciudad	fecha				
		MEDELLIN	08-09-2011				
nombre		atención					
UNIVERSIDAD EAFIT		PROF. GABRIEL DIAZ					
dirección		ciudad					
UNIVERSIDAD EAFIT		MEDELLIN					
teléfono	nit	referencia					
		SOLICITUD EN REUNION					
item	cant.	codigo	referencia	precio	dto.	total	entrega
1	1		BOMBA PVE 21 DE PISTONES CAUDAL VARIABLE	3.500.000		\$ 3.500.000	INM
2	1		BOMBA 25VQ DE 14 GPM DE PALETAS	\$ 2.522.500		\$ 2.522.500	INM
3	1		BOMBA 25VQ DE 14 GPM DE PALETAS	\$ 2.060.000		\$ 2.060.000	6 SEM
OBSERVACIONES:				TOTAL		\$ 8.082.500	
				IVA.		\$ 1.293.200	
FORMA DE PAGO: 8 DIAS DIAS F.F.				ATENTAMENTE:			
DISEÑO: VIGENCIA: 10 DIAS				JULIAN FRANCO E			

Anexo L Cotización soplador y accesorios



FPZ DE MEXICO
SOPLADORES REGENERATIVOS

1

Zapópan, Jal. A 25 de Julio de 2011

MAURICIO SOLARTE
MEDELLIN, COLOMBIA

Referencia: FPZ/050/AC/11

Estimado Ing. Solarte:

En respuesta a su amable solicitud de cotización, tengo el agrado de someter a su fina consideración nuestra mejor oferta técnica – comercial por el siguiente Equipo SCL (Soplador Regenerativo) Marca FPZ para las condiciones de operación dadas:

Gas:	Aire
Flujo:	180 m3/h (105.94 scfm)
Presión de operación :	200 mbar (80.37 "H2O = 2.9 psig)
Altitud:	Se desconoce
Presión barométrica:	840 mbar (12.18 psia) (FC 1.206)
Temperatura de entrada:	Máx. 30 ° C, FC 1.03
FACTOR DE CORRECCION TOTAL:	1.243
Presión real a vencer :	248 mbar (3.59 psi = 99.66 "H2O)

Partida A

Cantidad: 01 pza

SOPLADOR DE AIRE TIPO REGENERATIVO MARCA FPZ MODELO **SCL K04MS-3** CON CARCAZA, IMPULSOR Y CUBIERTA EN FUNDICION DE ALUMINIO, ADECUADO PARA MANEJAR UN FLUJO DE AIRE DE **48 scfm @ 2.9 psig** , CON MOTOR (CURUS) DE TRANSMISION DIRECTA DE **3 HP** , IP 55 ,CL F,TROPICALIZADO,CON BOQUILLAS DE ENTRADA Y SALIDA DE AIRE DE 1 1/2" NPT

Nota: Valores dados en condiciones std. (Presión barométrica de 29.82 "Hg Abs, y un temperatura ambiente de 68°F).

1 Fase, 115/230 V-60 Hz

P. DE LISTA UNITARIO: **\$ 945.00 USD**

TIEMPO DE ENTREGA: INMEDIATA (SALVO PREVIA VENTA)

ACCESORIOS PARA CADA SOPLADOR FPZ SCL K04MS

1- FILTRO DE AIRE MODELO FS19P-150	\$ 53.00 USD
1- VALVULA DE SEGURIDAD MOD. VRL6	\$ 134.00 USD
1- VALVULA CHECK CV15	\$ 46.00 USD
1- MANOMETRO	\$ 41.00 USD

Effibesta de México, S. de RL de CV, Volcán Popocatepetl, Col. El Collé Urbano, Zapópan, Jal. C.P. 45070, México
Tel: (33) 3634-3213. (33) 1204-3575 y Fax (33) 1204-3574

1

Anexo M Coeficientes globales típicos globales de intercambio (U)

COEFICIENTES TÍPICOS GLOBALES DE INTERCAMBIO "U"

CORRIENTE CALIDA	CORRIENTE FRÍA	Btu/(pie ² °F hr)		Kcal/(m ² °C hr)		
Agua	Agua	140	- 280	86	- 1400	
Solventes orgánicos	Agua	45	- 130	215	- 645	
Gases	Agua	2.6	- 45	13	- 215	
Aceites Livianos	Agua	60	- 160	300	- 770	
Aceites Pesados	Agua	10	- 45	50	- 215	
Solventes orgánicos	Aceites Livianos	20	- 70	100	- 345	
Agua	Salmuera	105	- 210	515	- 1030	
Solventes orgánicos	Salmuera	26	- 90	130	- 430	
Gases	Salmuera	2.6	- 45	13	- 215	
Solventes orgánicos	Solventes org.	20	- 62	100	- 300	
Aceites Pesados	Aceites Pesados	8	- 44	40	- 215	
Vapor	Agua	260	- 700	1290	- 3440	
Vapor	Aceites Livianos	44	- 140	215	- 690	
Vapor	Aceites Pesados	9	- 80	40	- 390	
Vapor	Solventes org.	105	- 210	515	- 1030	
Vapor	Gases	3.5	- 35	17	- 170	
Fluidos de intercambio						
(tipo Dowtherm)		Aceites Pesados	8	- 53	38	- 260
		Baja viscosidad ($\mu < 2$ cP)	210	- 700	1030	- 3440
Vapor	Soluc. Acuosas	Alta viscosidad ($\mu < 2$ cP)	105	- 210	515	- 1030

(Rodríguez, 2008)