

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES
DIÉSEL IMPLEMENTANDO UN FRENO HIDROMÁTICO PARA SIMULAR LAS
CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA LA EMPRESA ATR S.A.S. DE
BUCARAMANGA, SANTANDER**

JEINNER FABIAN CASTRO CASTRO

JAIDER JOSÉ MAIGUEL PICO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICAS
BUCARAMANGA**

2019

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES
DIÉSEL IMPLEMENTANDO UN FRENO HIDROMÁTICO PARA SIMULAR LAS
CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA LA EMPRESA ATR S.A.S. DE
BUCARAMANGA, SANTANDER**

**JEINNER FABIAN CASTRO CASTRO
JAIDER JOSÉ MAIGUEL PICO**

Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico

Director

**Ing. Abel Antonio Parada Corrales
Ingeniero Mecánico.**

Codirector

**Ing. Eduardo Andrés Calderón Herrera
Esp. Control e instrumentación industrial.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2019

DEDICATORIA

En primera instancia, le agradezco a Dios por su infinito amor para conmigo puesto que nunca me dejó desfallecer y me brindó siempre las herramientas suficientes para que este logro fuera posible.

A mi padre, Diosemel Castro Torres, que está en el cielo. Este logro se lo dedico profundamente a él por su nobleza, lindo amor y sus constantes palabras de motivación.

A mi madre, Claudia Castro Bayona, de quien aprendí el valor de la valentía y la perseverancia y a no rendirme nunca por más difícil que sea la situación.

A mi hermana, Paola Andrea Castro Castro, quien ha sido mi mayor apoyo en todas las etapas de mi vida.

A Angie Daniela Becerra Pícon por estar conmigo y para mí en cada momento de esta bonita etapa.

A mi tío, Alexander Castro Torres, por su constante, desinteresada y paciente colaboración en cuanta situación fuere. Con él, total y eternamente agradecido.

A Javier Ortiz por ser una de las únicas personas que desde el comienzo creyó en mí y me impulsó a salir adelante.

A mi hermana Lorena, mi tío Roberto, y en general a mi familia, amigos y compañeros de estudio, les dedico este triunfo.

Jeinner Fabian Castro Castro

DEDICATORIA

Primeramente, a Dios, eternamente agradecido porque gracias a él, más el esfuerzo personal culmina una etapa importante en mi vida.

A mis padres Rouris María pico Alvarado y Osvaldo José Maiguel Trujillo por el apoyo, las fuerza para salir adelante, los consejos, por guiarme en el camino, el acompañamiento y demás; y, por último, pero no menos importante, a mi abuela Emilia Trujillo, infinitamente agradecido con ella, sin su apoyo incondicional esto no fuera sido posible.

Jaider Maiguel Pico

AGRADECIMIENTOS

A Dios por ayudarnos a culminar esta etapa en nuestras vidas.

A la Universidad Industrial de Santander, asimismo a todos sus departamentos y diferentes órganos, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica por la formación académica profesional en el transcurso de la etapa universitaria.

A la empresa ATR S.A.S. por darnos la oportunidad para entrelazar confianza entre la industria y academia por medio de la práctica empresarial y brindarnos experiencia en lo práctico. También a sus operarios los cuales trabajaron en conjunto por este proyecto; en especial al señor Jesús (eléctrico de maquinaria industrial).

En general a nuestros núcleos familiares y personales por el apoyo absoluto.

Jeinner Fabian Castro Castro

Jaider Maiguel Pico

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	22
1. DESCRIPCIÓN DE PROYECTO	24
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	24
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	25
1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO.....	27
1.3.1 Objetivo general	27
1.3.2 Objetivos específicos	27
2. DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA.....	28
2.1 HISTORIA.....	28
2.2 MISIÓN.....	32
2.3 VISIÓN.....	32
2.4 POLÍTICAS DEL SISTEMA DE GESTIÓN INTEGRADO	33
2.5 PORTAFOLIO DE PRODUCTOS Y/O SERVICIOS	33
2.6 CLIENTES	34
2.7 ESTRUCTURA ORGANIZACIONAL	34
3. MARCO REFERENCIAL	37
3.1 MARCO TEÓRICO	37
3.1.1 Motores de combustión interna.	37
3.1.1.1 Principios termodinámicos.	38
3.1.1.2 Principio físico.	40
3.1.2 Banco de pruebas para motores.	42
3.1.3 Freno hidráulico.....	42

3.1.4	Freno hidromático.	45
3.1.5	Medición de la potencia efectiva del motor.	45
3.1.6	Curvas características de un motor térmico alternativo.....	47
3.1.7	Hardware y Software.....	49
3.2	MARCO CONCEPTUAL	49
3.2.1	Banco universal de pruebas.....	49
3.2.2	Chasis.	51
3.2.3	Dinamómetro.....	51
3.2.4	Formas de medir la potencia.	51
3.3	MARCO LEGAL	54
3.3.1	Norma ISO 9249:2009.	56
3.3.2	Norma ISO 14396.	56
3.3.3	Norma ISO 15550.	57
3.3.4	Norma SAE J1349.....	58
3.3.5	Factores de corrección de la potencia.....	59
3.3.5.1	Cálculo del factor de corrección atmosférico, CA.....	60
3.3.5.2	Cálculo del factor de corrección de combustible, CF	61
4.	METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO	63
4.1	FASE DE INVESTIGACIÓN Y PLANEACIÓN	63
4.2	FASE DE ESTUDIO.....	63
4.3	FASE DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	64
4.4	FASE DE PRUEBAS	64
4.5	FASE DE CORRECCIÓN	65
5.	SELECCIÓN DEL TIPO DE BANCO DE PRUEBA	66
5.1	DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD	66
5.1.1	Requerimientos del consumidor	66
5.1.2	Criterios del especialista	67
5.1.3	Relación de requerimientos vs criterios.....	68
5.1.4	Matriz de calidad	69

5.2	PLANTEAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS	69
5.2.1	Freno hidromático	71
5.2.2	Dinamómetro hidráulico	72
5.2.3	Dinamómetro de corrientes parásitas.....	73
5.3	EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS	74
5.3.1	Especificación de la alternativa ganadora.	74
6.	DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS	75
6.1	SISTEMA ESTRUCTURAL.....	75
6.1.1	Patín o chasis del banco de pruebas	75
6.1.1.1	Validación del chasis modificado para el banco de pruebas para motores diésel.....	77
6.1.2	Estructura base para el dinamómetro hidráulico.	81
6.1.3	Sub-bases.	82
6.2	SISTEMA HIDRÁULICO	84
6.2.1	Elementos del circuito hidráulico	84
6.2.2	Circuito hidráulico.....	88
6.2.3	Análisis del sistema hidráulico.	89
6.3	SISTEMA TÉRMICO.....	93
6.3.1	Radiador.....	93
6.3.2	Tanque hidráulico.....	98
6.4	SISTEMA DE CONTROL E INSTRUMENTACIÓN	99
6.4.1	Sensores.....	99
6.4.2	Controlador Fisher y sistema de alimentación	102
6.4.3	Control de las variables de operación del motor	106
6.4.4	Monitoreo de los parámetros de operación del freno hidromático....	108
6.5	SISTEMA MECÁNICO.....	108

6.5.1	Freno hidromático.	109
6.5.1.1	Despiece total del freno hidromático.	111
6.5.1.2	Mantenimiento correctivo del freno hidromático.	113
6.5.1.3	Acondicionamiento del freno hidromático para ser utilizado como dinamómetro.	114
6.5.2	Chumaceras.	117
6.5.3	Cardán y acoples.	120
6.6	SISTEMA DE POTENCIA ELÉCTRICA.	123
6.7	BANCO PARCIALMENTE FINALIZADO	125
7.	PROTOCOLO, MANTENIMIENTO Y RECOMENDACIONES DEL BANCO DE PRUEBAS.	126
7.1	PROTOCOLO	126
7.1.1	Preparación del banco antes de hacer la prueba	126
7.1.2	Pasos para un correcto uso del banco y ejecución de la prueba	127
7.1.3	Guía de prueba	127
7.2	MANTENIMIENTO.	128
7.3	RECOMENDACIÓN Y SUGERENCIAS PARA LA MEJORA DEL BANCO DE PRUEBAS.	129
8.	RESULTADOS	131
9.	ANÁLISIS DE PRUEBA Y RESULTADOS	133
10.	CONCLUSIONES	137
	BIBLIOGRAFÍA.	139
	ANEXOS.	142

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Descripción gráfica del problema.....	25
Figura 2. Sede Av. Comuneros.....	29
Figura 3. Instalaciones actuales de ATR S.A.S. sede Girón.....	30
Figura 4. Naves de trabajo con puente grúa y trampa de grasa	31
Figura 5. Políticas del sistema de gestión integrado.....	33
Figura 6. Organigrama 1 ATR S.A.S.....	35
Figura 7. Organigrama 2 ATR S.A.S.....	36
Figura 8. Diferencia entre la combustión diésel y a gasolina.	38
Figura 9. Diagrama de combustión	40
Figura 10. Esquema del mecanismo de combustión.	41
Figura 11. Alvéolos del freno hidromático	43
Figura 12. Tapa lateral del freno hidromático	43
Figura 13. Freno hidromático.	44
Figura 14. Esquema del dinamómetro	46
Figura 15. Curvas de torque y potencia.	48
Figura 16. Motor CATERPILLAR 3412C. V-12, 4-Stroke-Cycle-Diesel	50
Figura 17. Motor CATERPILLAR 3512. V-12, 4-Stroke-Cycle-Diesel	50

Figura 18. Motor sin sus componentes para la medición de la potencia bruta.	52
Figura 19. Motor y sus componentes para la medición de la potencia neta.	53
Figura 20. Motor y sus componentes para la medición de la potencia útil.	53
Figura 21. Representación gráfica general del banco con el freno hidromático	71
Figura 22. Imagen real del freno hidromático	71
Figura 23. Segunda alternativa	72
Figura 24. Tercera alternativa	73
Figura 25. Estructura metálica tomada de las instalaciones de ATR S.A.S.	76
Figura 26. Réplica CAD del chasis modificado para el banco de pruebas de motores diésel.....	76
Figura 27. Distribución de los elementos sobre el chasis modificado del banco de pruebas.....	77
Figura 28. Estructura base para el dinamómetro hidromático.....	81
Figura 29. Sub-base propia del motor en el lado del volante de inercia.	82
Figura 30. Bomba centrífuga principal	85
Figura 31. Bomba centrífuga secundaria.	85
Figura 32. Tanque de almacenamiento	86
Figura 33. Línea del circuito hidráulico	87
Figura 34. Válvula Fisher	87
Figura 35. Circuito hidráulico.	89
Figura 36. Curva de sistema hidráulico.....	90
Figura 37. Curvas características del sistema hidráulico	91

Figura 38. Curva de apertura de la válvula Fisher	92
Figura 39. Nueva bomba primaria o principal	92
Figura 40. Radiador	94
Figura 41. Celda de carga	100
Figura 42. Calibración de la celda de carga.....	101
Figura 43. Pick-up.....	102
Figura 44. Controlador digital de válvula FIELDVUE DVC6010.....	103
Figura 45. Caja de terminales de conexiones del lazo.....	103
Figura 46. Sistema de alimentación para el controlador Fisher	104
Figura 47. Convertidor de voltaje alterno de 110 V. a voltaje continuo de 12 V. .	105
Figura 48. Generador de señal digital de 4 – 20 mA.....	106
Figura 49. Módulo de control de arranque DE7210	107
Figura 50. Tablero de control de arranque del motor.....	107
Figura 51. Módulo de adquisición de datos.	108
Figura 52. Sistema de transmisión de movimiento entre el motor y el freno hidromático.	109
Figura 53. Representación isométrica del freno hidromático	110
Figura 54. Vistas isométricas principales del freno hidromático.....	110
Figura 55. Explosionado	111
Figura 56. Eje hembra	115
Figura 57. Eje macho.....	116

Figura 58. Montaje y acondicionamiento del freno hidromático como dinamómetro hidráulico	117
Figura 59. Chumaceras acopladas en el equipo de bombeo industrial.....	118
Figura 60. Rodamiento de rodillos a rótula	118
Figura 61. Cardan	121
Figura 62. Junta universal cardan-volante y acople rígido entre el volante y la catarina del motor	122
Figura 63. Conexión interna delta del motor eléctrico del ventilador.....	123
Figura 64. Tablero de seguridad del sistema de potencia eléctrica	124
Figura 65. Vista lateral 1	125
Figura 66. Vista lateral 2	125
Figura 67. Resultados de prueba del motor 3412	131
Figura 68. Resultados de prueba del motor 3406	132
Figura 69. Comparación de las curvas teóricas VS las curvas experimentales del motor 3412.....	134
Figura 70. Comparación de las curvas teóricas VS las curvas experimentales del motor 3406.....	135

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Potencias obtenidas aplicando diferentes normas	55
Cuadro 2. Relacionamiento QFD	68
Cuadro 3. Grados de relación	68
Cuadro 4. Resultados	69
Cuadro 5. Calificación	74
Cuadro 6. Propiedades del material.....	78
Cuadro 7. Cargas y sujeciones	78
Cuadro 8. Información de malla	79
Cuadro 9. Resultados de análisis 1.	80
Cuadro 10. Resultados de análisis 2.	80
Cuadro 11. Resultados de factor de seguridad según el criterio de Von Misses. ...	83
Cuadro 12. Piezas marcadas de la figura 55.	112

LISTA DE TABLAS

pág.

Tabla 1. Exponentes para el factor de corrección atmosférico	60
Tabla 2. Cálculo del factor de motor.	61

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Características de la bomba principal.....	142
Anexo B. Características del radiador de volumen similar	144
Anexo C. Plano del módulo	145
Anexo D. Características generales del freno hidromático	146
Anexo E. Detalle dimensional del freno hidromático.....	147
Anexo F. Plano detallado del eje macho.....	150
Anexo G. Características del cuerpo base de los rodamientos	151
Anexo H. Características del rodamiento de rodillos a rótula	153
Anexo I. Datos de tensión del análisis de esfuerzos.....	154
Anexo J. Deformación unitaria	155
Anexo K. Características del motor CAT 3412C	156
Anexo L. Características del motor CAT 3406 C	162
Anexo M. Plano detallado del chasis	167
Anexo N. Plano detallado de la base del dinamómetro	168

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DIÉSEL IMPLEMENTANDO UN FRENO HIDROMÁTICO PARA SIMULAR LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA LA EMPRESA ATR S.A.S. DE BUCARAMANGA, SANTANDER.¹

AUTORES: JEINNER FABIAN CASTRO CASTRO
JAIDER JOSE MAIGUEL PICO**

CLAVE: BANCO, PRUEBAS, FRENO, HIDROMÁTICO, DINAMÓMETRO, MOTORES, COMBUSTIÓN.

DESCRIPCIÓN:

El diseño y la construcción del banco de pruebas tiene como objetivos la obtención de las curvas características de los motores de combustión interna luego de ser reparados en la empresa ATR S.A.S. mediante la implementación de un dispositivo llamado freno hidromático el cual es acondicionado para trabajar como dinamómetro hidráulico. Este proyecto consiste básicamente en obtener las curvas de potencia vs rpm y torque vs rpm de los motores diésel cuyas potencias están dentro del rango de 150 [HP] a 1600 [HP]. Lo anteriormente mencionado se logra gracias al acople entre el dinamómetro hidráulico y el volante del motor.

El diseño ha sido estructurado entre las diferentes ramas que intervienen en la ingeniería mecánica, las cuales fueron implementadas en forma de sistemas tales como: Sistema estructural, sistema hidráulico, sistema térmico, sistema de control e instrumentación, sistema mecánico y sistema de potencia eléctrica.

Los resultados obtenidos de manera experimental son comparados con la información técnica de los catálogos de los fabricantes, con lo que, al confirmarse la similitud de estas curvas, se puede dar por terminado y exitoso el servicio de mantenimiento de cada uno de los motores en la empresa ATR S.A.S.

¹ Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Abel Antonio Parada Corrales, Ingeniero Mecánico. Codirector: Eduardo Andrés Calderón Herrera, Ingeniero Químico.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TEST BENCH FOR DIESEL ENGINES IMPLEMENTING A HYDROMATIC BRAKE TO SIMULATE THE OPERATING CONDITIONS FOR ATR S.A.S. COMPANY FROM BUCARAMANGA, SANTANDER.*

AUTHORS: JEINNER FABIAN CASTRO CASTRO
JAIDER JOSE MAIGUEL PICO**

KEYWORDS: BENCH, DYNAMOMETER, BRAKE, HYDROMATIC, MOTORS, COMBUSTION, TESTS.

DESCRIPTION:

The objective of the design and construction of the test bench is to obtain the characteristic curves of the internal combustion engines after being repaired in the ATR company through the implementation of the hydromatic brake device which is conditioned to work as a hydraulic dynamometer. This project basically consists of obtaining the power vs rpm curves and torque vs rpm curves of the diesel engines whose powers are within the range of 150 [HP] to 1600 [HP]. The previously mentioned has been achieved thanks to the coupling between the hydraulic dynamometer and the engine flywheel.

The design has been structured between the different branches that intervene in mechanical engineering, which were implemented in systems such as: Structural system, hydraulic system, thermal system, control and instrumentation system, mechanical system and electric power system.

The results obtained experimentally are compared with the technical information of the catalogs of the manufacturers, and if the similarity of these curves is confirmed, it's possible to say the service of maintenance of each of the engines in ATR S.A.S. company has been done and successful.

* Bachelor Thesis

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Abel Antonio Parada Corrales, Ingeniero Mecánico. Codirector: Eduardo Andrés Calderón Herrera, Ingeniero Químico.

INTRODUCCIÓN

Diversas empresas ofrecen el servicio de mantenimiento correctivo y preventivo, pero no todas cuentan con una herramienta que pueda medir el rendimiento de los productos después de haberle prestado dicho servicio y con el pasar de los años el mercado industrial ha venido mejorando en términos de calidad trabajando con tecnología de punta y contando con certificaciones de diversas normas lo cual vuelve más competitiva la industria.

A raíz de la inminente evolución, se ha llegado a la conclusión de la importancia que representa el contar con una herramienta de diagnóstico en las empresas que prestan el servicio de mantenimiento, específicamente en el área automotriz y maquinaria pesada (motores CH y CI) con el fin de comprobar y legitimar el servicio prestado; esta herramienta es el dinamómetro.

La empresa ATR S.A.S. actualmente no cuenta con una herramienta para poder probar los motores de combustión interna bajo condiciones nominales de operación. Se acordó, con la gerencia, el desarrollo del presente proyecto de diseño y construcción de un banco de pruebas para motores diésel implementando un freno hidromático para simular las condiciones de operación con el fin de abarcar generalmente tres factores que perjudican a la empresa, los cuales son: tiempo, garantía y dinero.

Gracias a los recursos con los que cuenta la empresa en términos de material estructural, equipos de bombeo, accesorios hidráulicos y eléctricos y demás, se hace uso de los mismos con la finalidad de implementarlos en la construcción del

banco de pruebas. La empresa podrá probar, certificar y garantizar que los motores de combustión interna fueron bien reparados y se les hizo el mantenimiento y control de calidad para la post-venta de maquinaria pesada.

1. DESCRIPCIÓN DE PROYECTO

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

ATR S.A.S., inicialmente se dedicó a la comercialización de repuestos para maquinaria pesada Caterpillar y Komatsu. A través del tiempo, su actividad económica se vio envuelta en diversos cambios que la hicieron una empresa un poco más integral dentro de su campo, de manera que actualmente ofrece servicios de venta de repuestos para maquinaria pesada, reparación de sistemas de válvulas, servicio técnico y programas de mantenimiento preventivo, entre otros.

Es una práctica común, en ATR S.A.S., el ingreso de máquinas las cuales contienen motores en mal estado para ser reparados, así como los motores de la maquinaria pesada y en general de la empresa misma, los cuales están al servicio de alquiler, de manera que después de hacer los respectivos correctivos se ha hecho necesario la puesta en marcha de un proceso que certifique el trabajo realizado anteriormente. Los motores intervenidos deben contar con un control de calidad antes de ser puestos al servicio, por lo que surge la necesidad de diseñar y construir una herramienta que permita simular las condiciones de operación que involucre motores vehiculares y motores estacionarios de aplicaciones como bombas y compresores, entre otros.

El no contar con una herramienta para tal fin, hace que la empresa tenga que presentar garantías injustificadamente, es decir, intervenir la maquinaria averiada, en muchos casos viajar hasta el lugar en donde se encuentre la misma, para finalmente darse cuenta de que el daño en realidad no estaba en el motor sino en algún otro subsistema del vehículo o afín. A su vez, hay situaciones en las que los motores deben ser llevados a empresas cercanas que cuenten con un

dinamómetro para que haga la respectiva evaluación en función del rendimiento del motor.

Los problemas mencionados anteriormente impactan medianamente a la empresa donde se ven influenciados factores tales como tiempos de entrega, confiabilidad para la organización y, en últimas, dinero, de manera que si no se cuenta con una herramienta la cual certifique y garantice el trabajo de reparación de un motor, para una aplicación específica, un operario debe trasladarse hasta otra ciudad a inspeccionar el equipo, en calidad de garantía, incurriendo en gastos de tiempo y dinero que se podrían mitigar, viéndose finalmente afectada la credibilidad de la compañía.

Figura 1. Descripción gráfica del problema



Fuente: COLLINS, Ruben. Reparación Mayor Motor Komatsu SA6D170 D-375. Nota: Transporte de un motor diesel reparado por la empresa ATR S.A.S, a otra empresa para hacerle la evaluación en términos de rendimiento. (Imagen contextualizada a la representación gráfica del problema)

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

La compañía anfitriona se caracteriza por una constante búsqueda de mejoras e implementación de nuevos mecanismos con el fin de regenerar el servicio

prestado ya que carece de herramientas para poder diagnosticar los motores de combustión interna a plena carga o bajo condiciones nominales de operación.

Los factores mencionados anteriormente que afectan a la empresa se mitigarán ya que, cuando el banco de pruebas cumpla su propósito, habrá un respaldo informativo del análisis que se le hace al motor con los datos de torque y potencia vs rpm y así poder darle a conocer al cliente que el mantenimiento o la reparación del motor fue exitosa, siendo certificada por la simulación realizada, ahorrando así tiempo de viajes al lugar en donde se encuentra la máquina (motor), tiempo de inspección, gastos en viáticos, etc. minimizando en general un porcentaje estimado del 20% en número de garantías aplicadas.

Otro aspecto donde se vería reflejado los beneficios del banco, con respecto a factores económicos y tiempo, es que cuando el cliente exige pruebas del motor a plena carga o simulación de las operaciones nominales, y debido a que ATR S.A.S. actualmente realiza pruebas en vacío de los motores diésel, se ve en el deber de alquilar o llevar el motor a otras empresas en donde se cuente con un dinamómetro, gastando así recursos económicos y tiempo no planeado. Con el banco de pruebas para motores diésel se mejorará la imagen y confiabilidad de ATR S.A.S. para prestar un mejor servicio con credibilidad.

Un componente no menos importante es la obtención de un atractivo mercado ya que la empresa, al contar con esta nueva herramienta, se vería más atractiva, frente a otras, al ofrecer un servicio que esté totalmente garantizado y certificado.

1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.3.1 Objetivo general. Contribuir con el propósito que tiene el programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander en investigación, innovación y desarrollo; realizando el diseño y construcción de un banco de pruebas para motores diésel en la empresa ATR S.A.S.

1.3.2 Objetivos específicos

- Diseñar e implementar un banco universal de pruebas para motores diésel en la empresa ATR S.A.S que abarque un rango de potencia de freno desde 150 [HP] hasta 1600 [HP].
- Realizar el acondicionamiento del freno hidromático PARMAC 15"DR para ser utilizado como dinamómetro en el banco de pruebas.
- Diseñar la estructura o chasis del banco de pruebas y validar por medio de software CAD (Solid Works) para su fabricación.
- Determinar las curvas de operación del motor diésel, a partir del *data acquisition module* (potencia y torque vs RPM - curvas características) para posteriormente comparar las curvas reales versus las curvas teóricas del fabricante.

2. DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

2.1 HISTORIA

ATR SAS fue fundada el 09 de diciembre de 1981 y se constituyó bajo escritura pública Número 1003, la empresa fue creada bajo la razón social Almacén Tracto Repuesto en la ciudad de Bucaramanga, Santander. La sede principal está ubicada en la calle 32 no. 29-109 Alcalá Girón vía Aeropuerto bajo la Gerencia del señor Eduardo Calderón Martínez. En 1990 la empresa amplía su portafolio ofreciendo servicios técnicos para reparación y mantenimiento de maquinaria pesada y motores Caterpillar, teniendo ya más de 10 años de experiencia en el área de maquinaria pesada y aprovechando el amplio Stock de repuestos, el portafolio empresarial da la bienvenida a la línea de venta de maquinaria repotenciada, ofreciendo equipos confiables al mejor precio del mercado. En 1998 se procede a la apertura de la sede comercial en la ciudad de Bogotá ampliando la cobertura en el territorio nacional.

Figura 2. Sede Av. Comuneros



Fuente: ATR SAS (sitio web)

Por la diversificación del portafolio de la empresa para el año 2000 se cambia la razón social de Almacén Tracto Repuesto LTDA a ATR SAS y fortalecer así la estrategia corporativa. En el año 2005 la empresa adquiere la certificación en sistemas de gestión de calidad bajo la norma ISO 9001:2008 para posteriormente adentrarse más en la industria del petróleo, aprovechando la experiencia en el área de maquinaria pesada y motores diésel, la empresa crea la división OIL & Gas, realizando montajes de unidades de bombeo recíprocante para operaciones de perforación e inyección de pozos petroleros. También ofreciendo el alquiler de herramientas y ventas de equipos de workover repotenciados.

Para el 2006 ATR SAS logra llegar a un acuerdo de representación en el territorio colombiano para la venta, comercialización y servicios técnicos de la maquinaria coreana Doosan Infracore. Logrando cambiar la perspectiva de la imagen

colombiana respecto a la calidad de los equipos asiáticos. ATR SAS logró posicionar la marca en el mercado nacional logrando cerrar negocios con grandes constructoras en el sector de infraestructura vial del país. En el 2014 la empresa unifica sus sedes en el municipio de girón, siendo la sede de la empresa apta en espacio y tecnología para ofrecer servicios de mejor calidad y confiabilidad a clientes de todas nuestras líneas de negocios.

Figura 3. Instalaciones actuales de ATR S.A.S. sede Girón



Fuente: Autores

Figura 4. Naves de trabajos con puente grúa y trampa de grasa



Fuente: ATR SAS (sitio web)

Para el 2015 se da apertura a la sede cota ubicada en la Vereda Roza km. 5 Vía Siberia Cota Cundinamarca. ATR SAS Bogotá, decide establecer sus sedes de exhibición de maquinaria y área comercial en este sector importante en el desarrollo industrial de la capital, la sede cuenta con fácil acceso para clientes y cargue y descargue de maquinaria pesada.

En el 2016 se da paso a la línea de grupos electrógenos para venta, alquiler y servicios técnicos. Para la presentación del servicio se cuenta con herramientas de última tecnología para el análisis de vibraciones, bobinados y alineación laser.}

2.2 MISIÓN

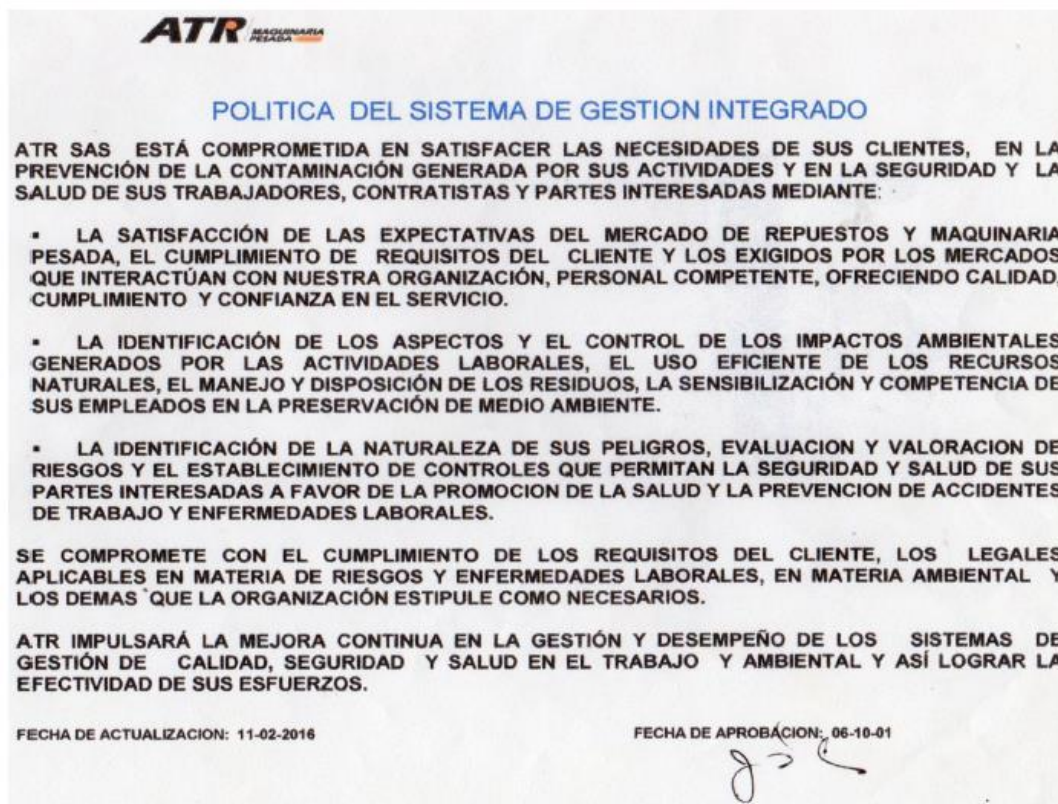
ATR SAS está dedicado a la comercialización de repuestos y partes para maquinaria pesada, mantenimiento y reparación de equipos, venta de maquinaria nueva y remanufacturada; servicios orientados a satisfacer las necesidades de nuestros clientes a nivel nacional en el sector transporte, minero, obras civiles e industria del petróleo. La calidad, la seguridad en el trabajo, el cuidado ambiental, la comunicación, el trabajo en equipo e instalaciones adecuadas son una constante en el desarrollo de la organización que garantiza servicios confiables, la protección del trabajador y la preservación del medio ambiente para el logro de nuestra misión nos apoyamos en personal competente, años de experiencia al servicio del mercado de maquinaria pesada, actualización en tecnología y estabilidad e interacción con los mejores proveedores.

2.3 VISIÓN

ATR en ocho años como grupo empresarial con estabilidad financiera y operacional, consolidada en los mercados donde actualmente se desempeña; identificada por sus partes interesadas como socio estratégico fundamental para el logro de nuestra visión nos apoyamos: construir relaciones personalizadas con sus clientes, basados en procesos con orientación al servicio y la calidad, construir un equipo de talento humano altamente efectivo, con sentido de pertenencia y compromiso hacia el cumplimiento de los objetivos de la organización, consolidar la relación con sus proveedores estratégicos que permita estructurar una relación de largo plazo basada en la obtención de los mejores beneficios mutuos, alcanzando la rentabilidad que permita sentar las bases de crecimiento para buscar la permanencia y retribución esperada de los socios, colaboradores y de la sociedad

2.4 POLÍTICAS DEL SISTEMA DE GESTIÓN INTEGRADO

Figura 5. Políticas del sistema de gestión integrado



Fuente: Codirector

2.5 PORTAFOLIO DE PRODUCTOS Y/O SERVICIOS

ATR SAS es una empresa privada de capital nacional y opera en el área de auto partes en:

- Comercialización de repuestos en marcas originales y sustitutas para maquinaria Caterpillar, Komatsu, Detroit, Internacional, Jhon Deere, Case.Doosan-Daewoo.
- Servicio de reparación de maquinaria pesada.

- Venta de maquinaria remanufacturada.
- Retal de maquinaria pesada.

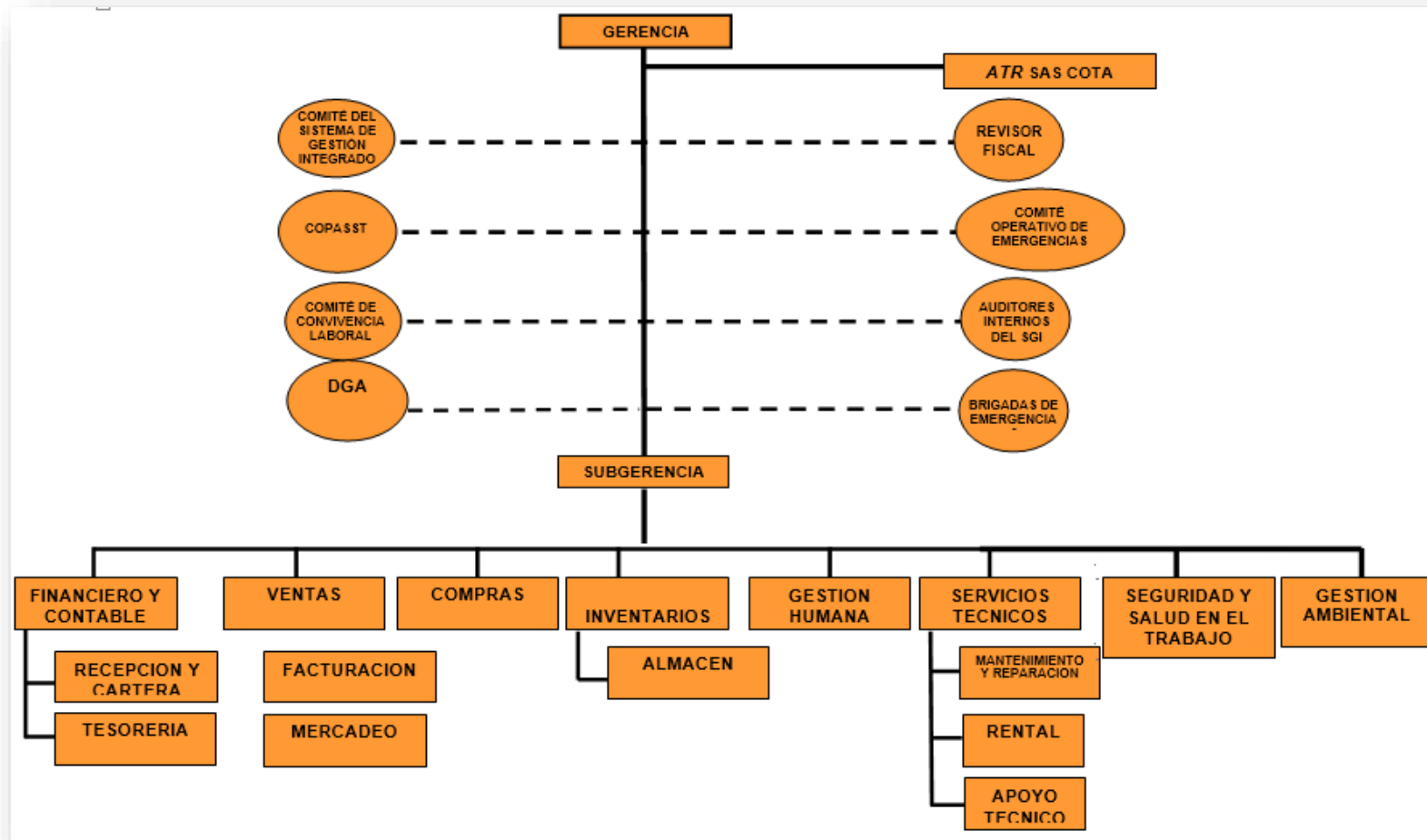
2.6 CLIENTES

Los principales consumidores que requieren de los productos y servicios de la organización son: empresas privadas, empresas estatales, empresas de economía mixta, personas Independientes y distribuidores a nivel nacional.

2.7 ESTRUCTURA ORGANIZACIONAL

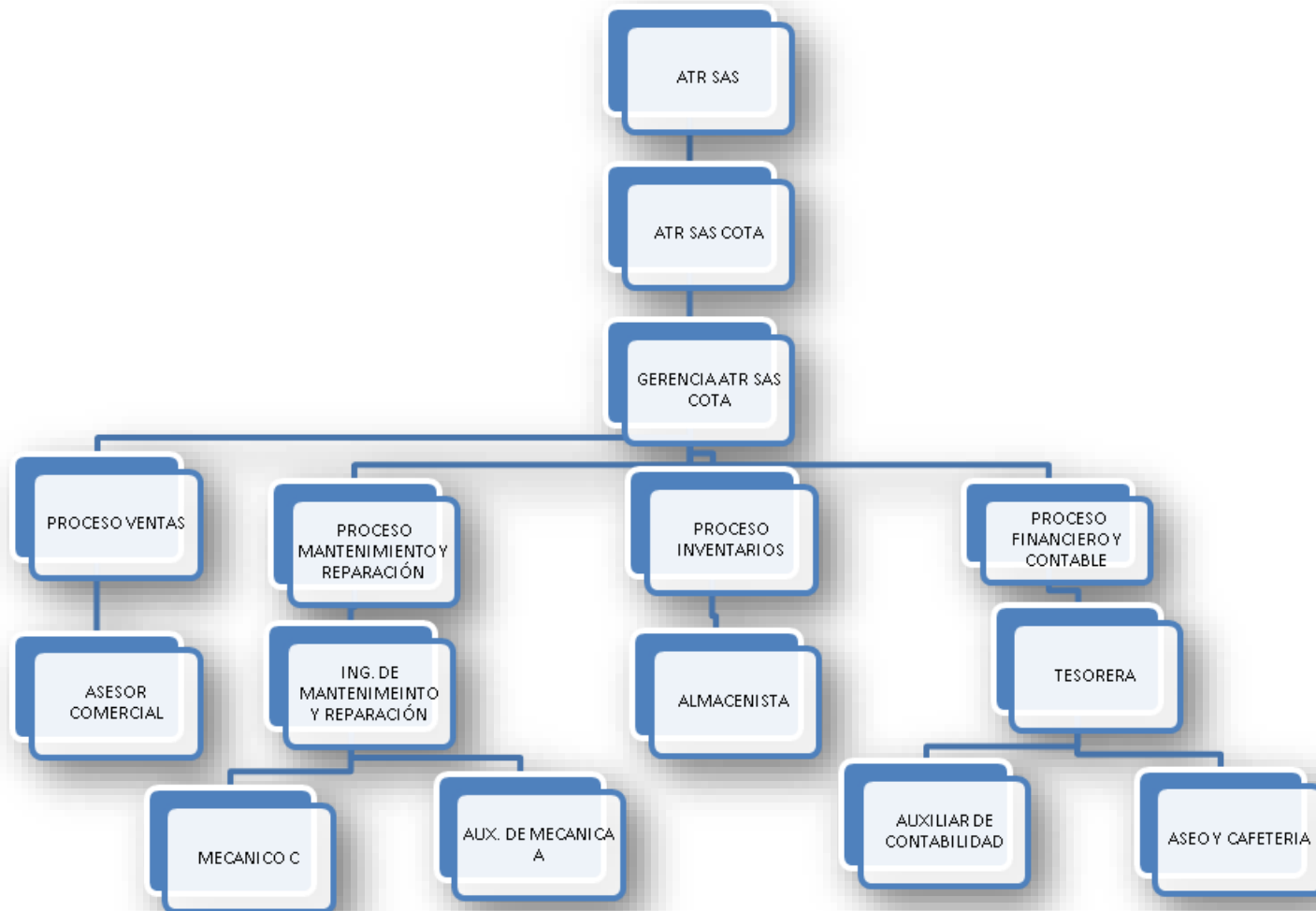
La participación y el compromiso de todos los niveles en la organización le permite a través de la toma de decisión, canalizar su filosofía de servicio siempre orientada hacia el cliente. A continuación, se ilustra la estructura organizacional de las sedes de ATR SAS.

Figura 6. Organigrama 1 ATR SAS



Fuente: Codirector

Figura 7. Organigrama 2 ATR SAS



Fuente: Codirector

3. MARCO REFERENCIAL

3.1 MARCO TEÓRICO

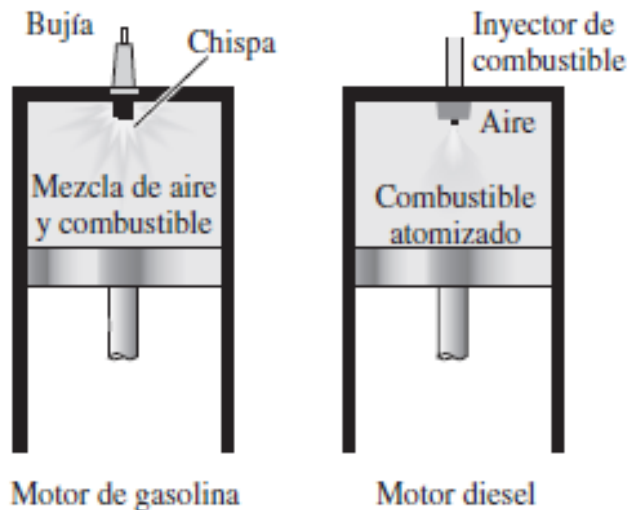
3.1.1 Motores de combustión interna. El motor de combustión interna, desde ahora nombrado como M.C.I., ha evolucionado mucho desde sus inicios hasta el día de hoy. Se debe reconocer que en sus comienzos nadie apostaba por él debido a que la máquina de vapor era más competente, pero en la actualidad es el motor más utilizado para carga y transporte en el mundo.

Los M.C.I. ha mejorado en muchos aspectos, su rendimiento ha evolucionado desde magnitudes del 10% que alcanzaban los primeros motores, hasta el 35% o 40% que se alcanzan hoy en día. El rendimiento de los motores no es el único aspecto que se ha mejorado; se debe considerar también que, con base en las nuevas tecnologías aplicadas, diversas aplicaciones electrónicas, mejoras en los combustibles, materiales más ligeros y resistentes, etcétera, se ha conseguido altas potencias en estos motores térmicos.²

² MARTINEZ, Albert. Motores de combustión interna. [En línea] España. Enero, 2007. 4 p. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: <
<http://kimerius.com/app/download/5783856817/Motores+de+combusti%C3%B3n+interna.pdf> >

3.1.1.1 Principios termodinámicos. Los M.C.I. pueden tener una clasificación según el principio termodinámico con el que trabaja o el ciclo que realiza desde la etapa de admisión hasta la expulsión de los gases resultantes de la combustión de la mezcla de aire y combustible. Se logran encontrar motores de dos tiempos, motores de cuatro tiempos, así como turbinas de gas y turbo-reactores. El presente trabajo se enfocará sólo en los motores de cuatro tiempos, específicamente en los de ciclo Diésel el cual es el ciclo para los motores cuyo encendido sucede por compresión y no por chispa.

Figura 8. Diferencia entre la combustión diésel y a gasolina.



Fuente: CENGEL & BOLES. Termodinámica. 7 ed.

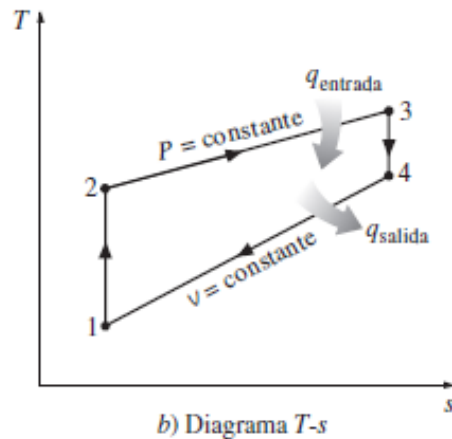
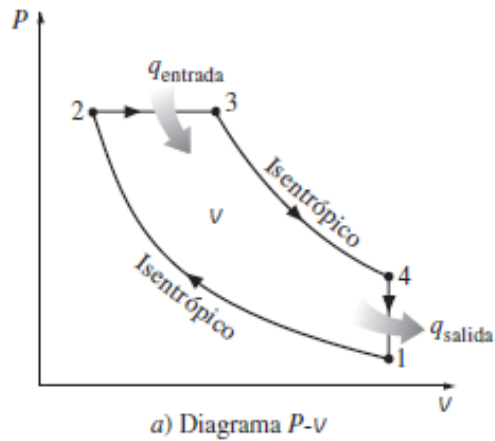
El ciclo Diésel es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes ECOM. El motor ECOM, por primera vez propuesto por Rudolph Diésel en la década de 1890, es muy similar al motor ECH estudiado en la última sección; la diferencia principal está en el método de inicio de la combustión. En los motores de encendido por chispa (conocidos también como *motores de gasolina*), la mezcla de aire y combustible se comprime hasta una temperatura inferior a la temperatura de

autoencendido del combustible y el proceso de combustión se inicia al encender una bujía. En los motores ECOM (también conocidos como *motores diésel*) el aire se comprime hasta una temperatura que es superior a la temperatura de autoencendido del combustible, y la combustión inicia al contacto, cuando el combustible se inyecta dentro de este aire caliente. Por lo tanto, en los motores diésel la bujía y el carburador son sustituidos por un inyector de combustible.

En los motores de gasolina, una mezcla de aire y combustible se comprime durante la carrera de compresión, mientras que las relaciones de compresión están limitadas por el comienzo del autoencendido o el golpeteo del motor. En el diésel, solamente el aire se comprime durante la carrera de compresión, eliminando la posibilidad de autoencendido. Por lo tanto, los motores diésel pueden ser diseñados para operar a relaciones de compresión mucho más altas, generalmente entre 12 y 24. No tener el problema del autoencendido conlleva otro beneficio: muchos de los exigentes requerimientos impuestos a la gasolina pueden ser eliminados, de manera que los combustibles menos refinados (y por lo tanto menos costosos) pueden utilizarse en los motores diésel.

El proceso de inyección de combustible en los motores diésel empieza cuando el émbolo se aproxima al PMS y continúa durante la primera parte de la carrera de potencia. Por lo tanto, en estos motores el proceso de combustión sucede durante un periodo más largo. Debido a esta mayor duración, el proceso de combustión en el ciclo Diésel ideal se obtiene como un proceso de adición de calor a presión constante. De hecho, éste es el único proceso donde los ciclos de Otto y Diésel difieren. Los tres procesos restantes son los mismos para ambos ciclos ideales. Es decir, el proceso 1-2 es una compresión isentrópica, el 2-3 adición de calor a presión constante, el 3-4 una expansión isentrópica y el 4-1 un rechazo de calor a volumen constante. La similitud entre los dos ciclos es también evidente en los diagramas P - v y T - s del ciclo Diesel, mostrados en la figura 9.

Figura 9. Diagrama de combustión



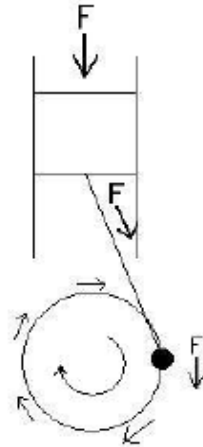
Fuente: CENGEL & BOLES. Termodinámica. 7 ed.

3.1.1.2 Principio físico. Para que la energía suministrada por el combustible sea transmitida al eje del motor, ésta debe pasar por un sistema que sea capaz de convertir el movimiento rectilíneo en el pistón en un movimiento circular en el cigüeñal.

Si bien, como se puede ver en la figura 10, del lado superior del pistón se produce una fuerza que es igual a la presión creada en la cámara de combustión por el área del pistón; esta fuerza es transmitida bajo el principio del mecanismo biela-

manivela durante el proceso de expansión y es en esta etapa donde se realiza el trabajo de ciclo.

Figura 10. Esquema del mecanismo de combustión.



Fuente: MARTINES, Albert. Motores de combustión interna.

El trabajo que realiza el motor por cada vuelta que da el cigüeñal se define como par motor el cual es proporcional a la fuerza de la explosión creada en la cámara de combustión.

Si ahora se toma en cuenta tanto la fuerza transmitida al cigüeñal y la velocidad del mismo se estaría haciendo referencia a la potencia creada por el motor el cual es el producto entre el par motor y la velocidad angular en el cigüeñal.

El par motor, como se ha dicho, depende de la fuerza de la explosión la cual no es constante para cada velocidad del motor. Para una cierta velocidad del motor se tiene un par motor máximo y es en donde se consigue la máxima aceleración del vehículo; por tal razón interesa mantener el par motor lo más alto y constante posible.

3.1.2 Banco de pruebas para motores. Un banco de pruebas para motores es una herramienta cuya función es la realización de una serie de mediciones en motores con el objetivo de evaluar sus parámetros de funcionamiento. Principalmente, los bancos de prueba son utilizados por talleres que se dedican a modificar de vehículos para aumentar el desempeño del mismo por razones deportivas, realizando pruebas para evaluar la influencia de estas modificaciones en sus prestaciones. También lo utilizan comúnmente talleres que se dedican a la reparación y reconstrucción de motores, haciendo pruebas para verificar el correcto funcionamiento del motor antes de ser instalado nuevamente en el vehículo. Asimismo, los bancos de pruebas para motores es una útil herramienta para los fabricantes de vehículos para generar un control de calidad en sus plantas ensambladoras.³

3.1.3 Freno hidráulico. El freno hidráulico es similar a un convertidor hidráulico de par, en el que se impidiese girar al eje de salida. Se compone de un rotor y una carcasa o estator llena de agua que sirve tanto de elemento de frenado como refrigerante.

Tanto el rotor como el estator están provistos de una serie de alvéolos o cavidades, que tienen forma de elipsoide. Los del estator están enfrentados a los del rotor. En las figuras 11 y 12 se muestra la vista frontal de un rotor y un estator, respectivamente, con sus alveolos o bolsillos expuestos.

Durante el funcionamiento, el agua de los alvéolos del rotor es expulsada a gran velocidad por la acción de la fuerza centrífuga introduciéndose en los alvéolos del estator por el perímetro externo. Estos últimos poseen una forma tal que hace que

³ VARGAS, Carlos y MUÑOZ, Cesar. Diseño y construcción de un banco de pruebas para motores de dos de baja potencia. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingeniería Físico Mecánica. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2015. 229 p.

el agua retorne a los del rotor a menor velocidad por la parte más próxima al eje de rotación.

Figura 11. Alvéolos del freno hidromático



Fuente: Autores

Figura 12. Tapa lateral del freno hidromático



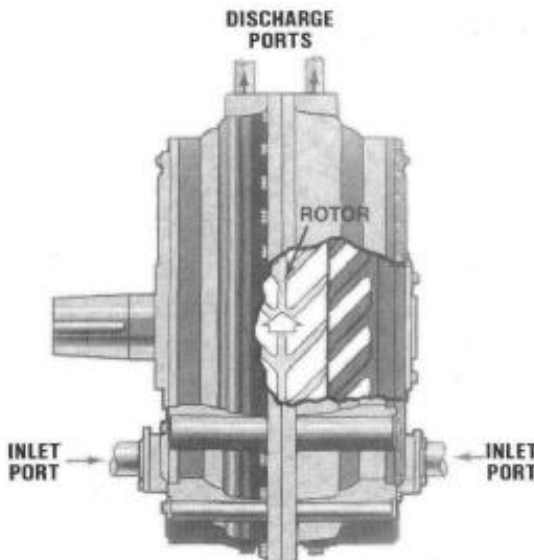
Fuente: Autores

De esta forma la trayectoria del agua es helicoidal, produciendo el torbellino de este movimiento un efecto de frenado entre el rotor y el estator, como consecuencia del rozamiento entre las superficies del freno y el agua existente en

su interior. Según GOMEZ⁴, la resistencia que el agua opone al giro del rotor reacciona sobre el estator, produciendo un par igual al par motor.

Para el presente trabajo, se cuenta con un freno hidromático el cual es un tipo de freno hidráulico y cuyo objetivo, mediante el respectivo acondicionamiento, es hacer las veces de dinamómetro. La figura siguiente muestra un tipo de freno hidromático donde se ve representado la vista en corte del rotor y de sus dos estatores (el rotor está ubicado en el plano medio de la cámara de frenado mientras que los estatores están uno a cada lado del rotor). Se debe tener en cuenta que existen diferentes tamaños de frenos los cuales hace que su geometría sea variada pudiendo tener dos cámaras de frenado, cada una con dos estatores y un rotor, tal como el que se implementó en este trabajo.

Figura 13. Freno hidromático.



Fuente: PARMAC INC. Hydromatic and hydrotarder auxiliary brakes.

⁴ GOMEZ, Iñaki. Ensayo de M.C.I. alternativos. [En línea] España. Mayo, 2001. [Consultado 4 Dic. 2018] Disponible en: <<http://www.ehu.eus/mmtde/bancomot.htm> >

3.1.4 Freno hidromático. El Hydromatic Brake o Hydrotarder es un dispositivo hidrodinámico que absorbe la energía convirtiendo la energía mecánica en calor en su fluido de trabajo, que normalmente es agua. Según PARMAC⁵, la resistencia se crea exclusivamente por fricción de fluido y agitación del fluido circulado entre las cavidades de los elementos rotor y estator con la conversión de energía mecánica en calor que tiene lugar directamente dentro del propio fluido. La cantidad de energía mecánica que puede ser absorbida de esta manera depende de la cantidad y velocidad del fluido en la cámara de trabajo.

Es un dispositivo el cual es usado normalmente en la industria petrolera pero cuyo principio de funcionamiento será acondicionado para que sea usado como dinamómetro.

Las figuras 11 y 12 son propias de frenos hidromáticos.

3.1.5 Medición de la potencia efectiva del motor. Cuando un motor en funcionamiento mueve algún conjunto de elementos mecánicos que ofrecen una resistencia a su propio movimiento, el trabajo lo realiza contra dicha resistencia (carga resistente) que, por tanto, hace el efecto de freno del motor.

La potencia efectiva de un motor es:

$$Me: \text{par motor} * \text{velocidad angular}$$

Siendo el par motor el par disponible en el eje del motor y es proporcional a la magnitud de la carga resistente aplicada al motor (generador eléctrico, unidad propulsora de un buque, etc.). La naturaleza física de la carga no tiene influencia

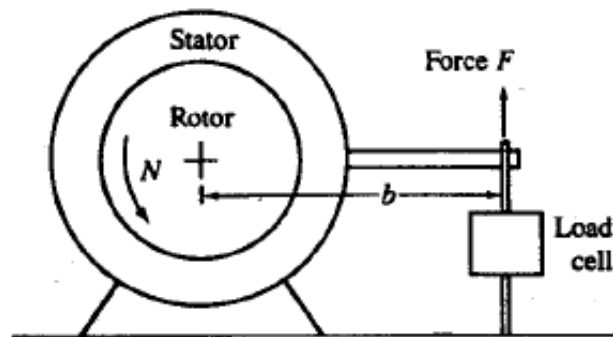
⁵ PARMAC INC. Hydromatic and hydrotarder auxiliary brakes. [En línea] Estados Unidos. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: <
<http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://drillquest.net/pdf/items/datasheet-836.pdf> >

sobre la producción de potencia siendo esta la misma si el par resistente es el mismo para la misma velocidad de giro del motor.

El par motor se mide acoplando al motor un dispositivo de frenado cuya característica resistente se puede variar (variar la carga resistente), pudiéndose obtener, si se mide el régimen de giro del motor, la potencia correspondiente desarrollada por el mismo. Este dispositivo de frenado se denomina freno dinamométrico, y consta básicamente de una parte móvil (rotor), una fija (estator) y un dispositivo de medida de fuerza. El rotor del freno está acoplado al árbol de salida del motor. El par motor se transmite desde el rotor al estator generalmente por medio de un fluido o de un campo magnético. Al poseer el estator un montaje basculante, que permite que gire sobre su propio eje, aquel intentaría girar en el mismo sentido que el rotor. Un brazo unido al estator, que posee un punto de apoyo a una distancia del eje de giro, impide este giro, dando lugar a la aparición de una fuerza F en dicho punto. Este punto de apoyo actúa sobre el dispositivo de medida de fuerza.

A continuación, se muestra una representación esquemática del sistema descrito anteriormente compuesto por el freno hidromático, el sistema basculante, el brazo y la celda de carga.

Figura 14. Esquema del dinamómetro



Fuente: HEYWOOD, John. Internal combustion engine fundamentals.

3.1.6 Curvas características de un motor térmico alternativo. Cuando se trata de motores térmicos alternativos, se puede realizar diferentes tipos de pruebas con el ánimo de obtener curvas características para el motor en cuestión; algunas de ellas son: Curvas de potencia y par, potencia corregida, curvas de presión media efectiva, curvas de consumo de combustible efectivo.

Cabe resaltar que con este tipo de ensayos pueden realizarse estudios del tipo de análisis de los gases de escape, pero la limitación del presente proyecto es tal que se enfocará solamente en la obtención de las curvas de potencia y par tomando en consideración que se quiere, con el paso del tiempo, implementar los demás tipos de ensayos con el banco de prueba.

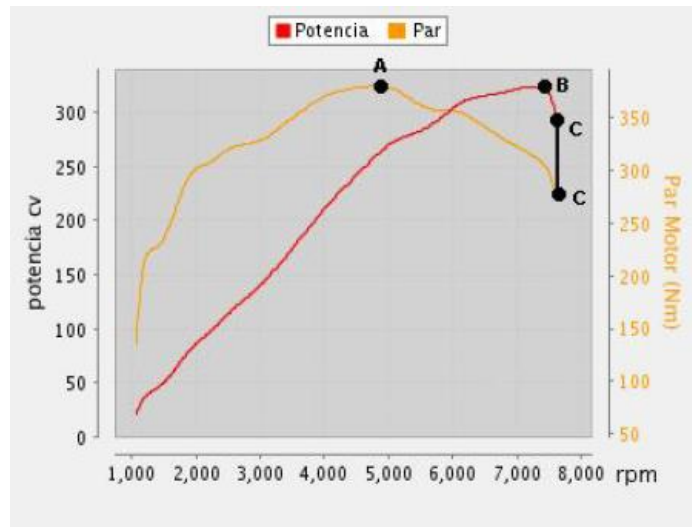
Las curvas de potencia y par son gráficos que muestran el comportamiento del motor a distintos regímenes de velocidad, es decir, se evidencia el comportamiento del torque y la potencia del motor para distintos valores de su velocidad angular.

El gráfico está representado por tres parámetros importantes los cuales son: la potencia generada en Kw, el torque desarrollado en N-m y la velocidad angular del motor en revoluciones por minuto (rpm). Lo anterior dado en el sistema métrico, en tanto que en el sistema inglés las unidades para la potencia de frenado “mide las HP de un motor sin considerar la pérdida de potencia causada por algunas partes del motor tales como el generador, la caja de cambios, la bomba de agua y otras piezas auxiliares”⁶ está dada en bhp, el torque en lb-ft y la velocidad angular también en rpm.

⁶ DIFFERENCEBETWEEN.NET. Difference Between HP and BHP. [En línea] 2018. [Consultado 5 Dic. 2017] Disponible en: < <http://www.differencebetween.net/technology/difference-between-hp-and-bhp/> >

La siguiente imagen muestra una representación de estas curvas para un motor (BMW M3 3.0 V6 343 cv) y resalta tres puntos importantes para tener en consideración.

Figura 15. Curvas de torque y potencia.



Fuente: MARTINES, Albert. Motores de combustión interna.

- El punto A representa el máximo par de este motor y se puede observar que lo obtiene alrededor de las 5000 rpm. El máximo par se obtiene por el máximo rendimiento volumétrico del motor (llenado del cilindro), por lo que la explosión es más enérgica y la fuerza transmitida al pistón y al cigüeñal se efectúa con mayor vehemencia. Éste será el punto de máxima aceleración del vehículo.
- El punto B representa la máxima potencia del motor. Se puede observar que la potencia máxima se obtiene a altas rpm del motor ya que ésta está en función del par motor y de las rpm.

- El punto C representa la máxima revolución del motor. Este punto viene dado porque el par decrece tanto que la potencia también comienza a disminuir. Si se pasara de esta velocidad el motor, no solo la aceleración del vehículo sería mucho menor, sino que el consumo sería muy elevado (dado que el rendimiento es mucho menor) y sería muy fácil averiar el motor.⁷

3.1.7 Hardware y Software. Existen módulos que permiten hacer de la operación un proceso mucho más fácil de llevar. Por ejemplo, el módulo DSE7210 es un controlador cuya función es la de monitorear las variables de operación del motor mediante su pantalla LCD y permitir saber si el funcionamiento es el adecuado. Por otro lado, el *Data Acquisition Module DAQ-15* o Módulo de Adquisición de Datos permite medir algunas variables de operación tanto del motor, del freno hidromático y de la celda de carga, permitiendo tener (y almacenar) las lecturas del sistema tales como torque de frenado versus la velocidad angular de motor, entre otras.

3.2 MARCO CONCEPTUAL

3.2.1 Banco universal de pruebas. Si bien anteriormente se dio una explicación acerca de lo que es un banco de pruebas, en el presente apartado se dará por hecho la definición de lo que es un banco de pruebas universal. Se entenderá por universal al hecho de que pueden hacerse pruebas a diferentes tipos de motores de maquinaria pesada, pero, claro está, teniendo en cuenta ciertas limitaciones de potencia, tamaño y geometría del cárter.

De acuerdo con la figura 16 correspondiente a un motor CATERPILLAR 3412C y la figura 17 del motor CAT 3512, se puede observar la gran diferencia existente

⁷ MARTINEZ, Albert. Motores de combustión interna. Op. Cit 24 p.

entre un motor u otro, en términos de la geometría del cárter, lo cual supone el diseño de unas sub-bases tales que permitan el fácil acoplamiento sobre el banco de pruebas y provea al motor de una altura tal que su eje se encuentre alineado con el eje del freno hidromático.

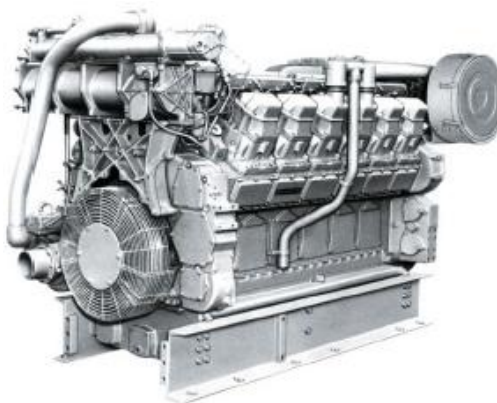
Nota: Entiéndase por sub-base al conjunto de elementos diseñados que permiten acoplar el motor directamente al chasis.

Figura 16. Motor CATERPILLAR 3412C. V-12, 4-Stroke-Cycle-Diesel



Fuente: CATERPILLAR. 3412C Marine propulsión.

Figura 17. Motor CATERPILLAR 3512. V-12, 4-Stroke-Cycle-Diesel



Fuente: CATERPILLAR. 3512 Industrial engine.

3.2.2 Chasis. Estructura rígida que soporta el motor y otros componentes del banco. Como se especificó anteriormente, el chasis debe contar con un acondicionamiento tal que permita el libre montaje y desmontaje para la mayor cantidad de diferentes motores posibles.

3.2.3 Dinamómetro. Es el conjunto formado por el freno hidromático, el brazo, la celda de carga y el sistema basculante (se explicará con más detalle en el numeral 6.5 del presente libro), similar a la representación mostrada en la figura 14, siendo uno de los componentes más importantes del banco puesto que ofrece la restricción al motor para efectos de medición de los parámetros de operación.

3.2.4 Formas de medir la potencia. Al momento de hacer la medición de potencia en un motor, es pertinente controlar la cantidad de accesorios que están involucrados durante el ensayo puesto que, a mayor cantidad de éstos, el consumo de potencia será mayor y, por consiguiente, la lectura en el dinamómetro terminaría siendo menor.

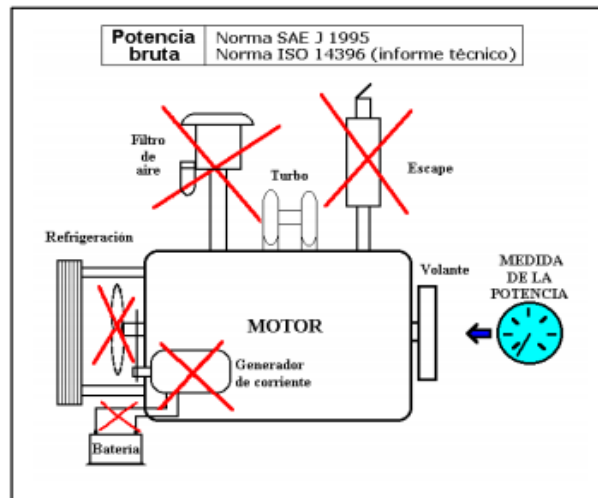
Resulta llamativo el saber que no existe un solo tipo de potencia, sino que ésta depende del lugar en donde es medida y la cantidad de órganos o accesorios que contenga el motor:

- **Potencia bruta:** En este caso, la potencia se mide en el volante de inercia del motor. De acuerdo con las normas de ensayo, al motor se le quitan una serie de elementos que consumen potencia en su funcionamiento como son: el filtro de aire, el silenciador del escape, el generador de corriente, la bomba de alimentación de combustible, el ventilador, etc. Con ello se consigue obtener toda la potencia que puede suministrar el motor. Esta potencia nunca puede ser alcanzada por el usuario final en su vehículo.⁸ La figura 18 muestra una

⁸ ATARES, Pedro. Potencia de los tractores agrícolas. Asaja Huesca. [En línea] España. 4 p. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: <
<https://www.unirioja.es/dptos/daa/docencia/1021017potencia.pdf> >

esquematación del motor, entando tachados los componentes que no deben implementarse a la hora de medir este tipo de potencia.

Figura 18. Motor sin sus componentes para la medición de la potencia bruta.

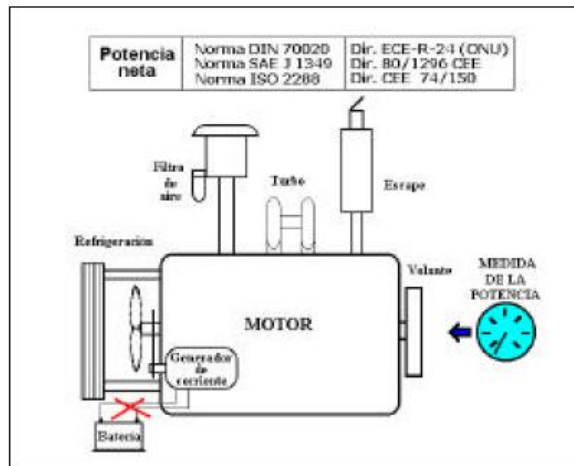


Fuente: ATARES, Pedro. Potencia de los tractores agrícolas.

- **Potencia neta:** Según ATARES, también en este caso la potencia se mide en el volante de inercia del motor. Sin embargo, las normas de ensayo indican que el motor tiene que llevar el mismo equipamiento que cuando está montado en el vehículo.⁹ La figura 19 muestra una esquematización del motor junto con los componentes que deben implementarse cuando se requiere medir este tipo de potencia.

⁹ Ibíd. Pág. 4.

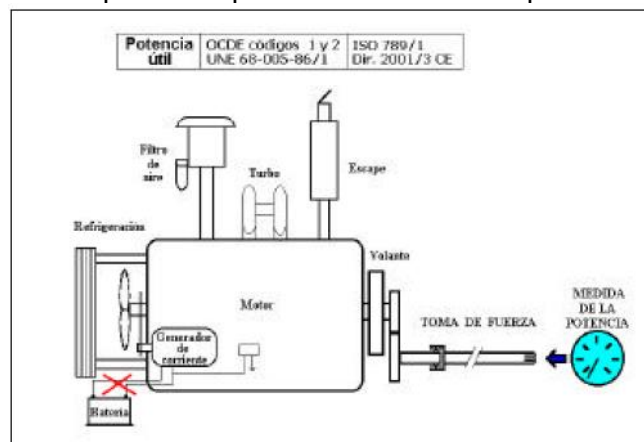
Figura 19. Motor y sus componentes para la medición de la potencia neta.



Fuente: ATARES, Pedro. Potencia de los tractores agrícolas.

- **Potencia útil:** Aquí, la potencia se mide en el eje de la toma de fuerza del vehículo. El motor no se saca del automotor, y mantiene todos los elementos que el fabricante ha previsto en su diseño y construcción.¹⁰ La figura 20 muestra un esquema de este tipo de medida de potencia.

Figura 20. Motor y sus componentes para la medición de la potencia útil.



Fuente: ATARES, Pedro. Potencia de los tractores agrícolas.

¹⁰ Ibíd. Pág. 4.

- **Potencia real:** Es aquella que los motores desarrollan cuando el vehículo es puesto en marcha. Puede ser medida en bancos de prueba del tipo inercial.

3.3 MARCO LEGAL

Existen diferentes normas que se aseguran de regular la práctica de prueba de motores de combustión interna, así como de controlar las emisiones de gases en el escape.

Las normas, básicamente, difieren en la manera en que se debe llevar a cabo la prueba, pues restringe los tipos de accesorios que deben ser implementados durante el ensayo. Por ejemplo, la norma SAE J1995¹¹ establece la medición de la potencia en el motor prácticamente sin accesorios ya que falta el filtro de aire, el silenciador de escape, el alternador y el ventilador, dando como resultado la medición de la potencia bruta, en tanto que la norma SAE J1349¹², equivalente a la ECE R24, incluye todos los elementos necesarios en el motor ofreciendo por tanto un valor de potencia neta.

En el cuadro 1 se puede observar una comparación de las potencias obtenidas al aplicar diferentes normas de ensayo a un mismo motor, tomando como referencia la correspondiente al ensayo según DIN 70020.

¹¹ VARGAS, Carlos y MUÑOZ, Cesar. Diseño y construcción de un banco de pruebas para motores de dos de baja potencia. Op. Cit p 49.

¹² Ibíd p 49

Cuadro 1. Potencias obtenidas aplicando diferentes normas

Norma	Presión atmosférica (bar)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura combustible (°C)	Tipo de combustibles	Potencia obtenida (*) (%)
SAE J1995	1	25	40	43 300 kJ/kg	111
ISO 14396	0.99	25	37-43	CEC RF75T96	107
SAE J1349	1	25	40	43 300 kJ/kg	104
ECE R24	0.99	25	40.5	CEC RF03A84	104
DIN 70020	1	25	40	fabricante	100
80/1269/CEE	0.99	25	40.5	fabricante	99
97/68/CE	0.99	25	33 - 43	anexo IV	107
OCDE	> 0.966	16-30	fabricante	fabricante	-

(*) Un motor que pueda suministrar una potencia de 100 CV con el ECE R24, daría en el ensayo según la Directiva 97/68/CE una potencia de unos 103 CV.

Fuente: MARQUES. Luis. La potencia de los motores.

Se puede ver del cuadro 1 que varían parámetros como la presión atmosférica y la temperatura del combustible. Lo anterior es debido a que cada norma establece unos parámetros como referencia (Presión absoluta del aire de entrada de 100 KPa y temperatura del aire de 25 °C para la norma SAE J1349) de manera que, si las pruebas son realizadas en un ambiente con características de presión y temperatura diferentes a las de referencia, se hace necesario usar un factor de corrección que comprenda tales variables.

Se puede observar la diferencia existente en el valor de la potencia obtenida entre las normas SAE J1995 y SAE J1349 ya que, como se habló anteriormente, para la primera se determinó el valor de la potencia bruta, en tanto que para la segunda se obtuvo la medida de potencia neta.

3.3.1 Norma ISO 9249:2009. Esta norma especifica un método para el ensayo de la potencia neta de los motores de combustión interna utilizados para la propulsión de las máquinas para movimiento de tierras, como se definen en la Norma ISO 6165. Está destinada a proporcionar los medios normalizados para informar al usuario final de las máquinas para movimiento de tierras de los valores de potencia neta. Es aplicable a:

- a) Motores de combustión interna de ignición por chispa o compresión, pero excluyendo los de pistón libres
- b) Motores de pistón rotativo.

Según la Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR)¹³, estos motores pueden ser de aspiración natural o sobrealimentado, ya sea mediando un sobrealimentador mecánico o un turboalimentador.

Esta norma es complementaria a la Norma ISO 14396.

3.3.2 Norma ISO 14396. Este Estándar Internacional establece un estándar "Satélite" de los estándares de medición de potencia del motor ISO, cuyo uso permite evitar las desventajas debido a la existencia de muchos estándares ISO similares pero diferentes para la definición y determinación de la potencia del motor. Utiliza el enfoque "Core" y "Satellite".

El estándar "Core", ISO 15550 contiene los requisitos que son comunes a todas las aplicaciones del motor, mientras que este estándar internacional contiene como estándar "satélite" los requisitos que son necesarios para adaptar la

¹³ ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN (AENOR). UNE-ISO 9249. Maquinaria para movimiento de tierras. Método de ensayo de los motores. Potencia neta. [En línea] España. Marzo, 2009. 2 p. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: <file:///C:/Users/Familia%20Ortiz%20L%C3%B3pez/Downloads/EXT_Zfko3X6T17vclvjLtlCY.pdf >

medición y declaración de potencia para adaptarse a la aplicación particular del motor como se define en la cláusula 1.

Este Estándar Internacional está destinado a ser aplicado solo en conjunto con el estándar "Core" ISO 15550 con el fin de especificar completamente los requisitos para la aplicación particular del motor. El estándar "Satélite" por lo tanto no es un documento que puede ser independiente, sino que debe cumplir los requisitos establecidos en el estándar "Core" ISO 15550 para convertirse en un estándar completo.¹⁴

3.3.3 Norma ISO 15550. Especifica las condiciones de referencia y los métodos estándar para declarar la potencia, el consumo de combustible, el consumo de aceite lubricante y los métodos de prueba para motores de combustión interna en producción comercial que utilizan combustibles líquidos o gaseosos.

- a) tierra, tracción ferroviaria y uso marino según se define en ISO 3046-1.
- b) la propulsión de vehículos automotores tal como se define en ISO 1585 e ISO 2534.
- c) motocicletas como se define en ISO 4106;
- d) la propulsión de tractores y máquinas agrícolas.
- e) la propulsión de maquinaria de movimiento de tierra como se define en ISO 9249.
- f) la propulsión de embarcaciones de recreo u otras embarcaciones marinas pequeñas de hasta 24 m de eslora, tal como se define en ISO 8665.

¹⁴ INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 14396: 2002. Reciprocating internal combustion engines. [En línea] Suiza. 2002. 5 p. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <https://www.evs.ee/preview/iso-14396-2002-en.pdf> >

Se puede aplicar a motores utilizados para impulsar máquinas de construcción de carreteras, camiones industriales y para otras aplicaciones donde no exista un estándar internacional adecuado para estos motores.

También se puede aplicar a las pruebas realizadas tanto en un banco de pruebas en las obras del fabricante como en el sitio.¹⁵

3.3.4 Norma SAE J1349. Este estándar está destinado a proporcionar un método para obtener mediciones repetibles que reflejen con precisión el rendimiento real del motor en el servicio al cliente.

Con este estándar se especifica:

- a) Una base para la potencia neta del motor y la clasificación del par segundo.
- b) Referencia de aire de entrada y condiciones de prueba de suministro de combustible.
- c) Un método para corregir la potencia y el par de torsión observados en las condiciones de referencia.
- d) Un método para determinar la potencia y el par del motor a plena carga con un dinamómetro.
- e) Un procedimiento para garantizar que los controles del motor funcionen de manera consistente con la operación del cliente.¹⁶

¹⁵ INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 15550: 2016. Internal combustion engines. Determination and method for the measurement of engine power. General requirements. [En línea] Suiza. 2016. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <https://www.iso.org/standard/70030.html> >

¹⁶ SAE INTERNATIONAL. SAE- J1349. Engine Power Test Code. Spark Ignition and Compression Ignition. Net Power Rating. [En línea] Marzo 2004. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < https://www.sae.org/standards/content/j1349_200408/preview/ >

3.3.5 Factores de Corrección de la potencia. El cálculo de potencia, o la precisión del dinamómetro, no depende de la ubicación o condiciones climáticas existentes durante la medición. Sin embargo, el rendimiento de un motor a combustión interna, si depende de estos factores, especialmente de la densidad del aire y de su temperatura. Para poder comparar las mediciones efectuadas en momentos y lugares distintos, es necesario compensar las diferentes condiciones atmosféricas.

Varios factores de corrección pueden ser usados para compensar las mediciones efectuadas en distintas condiciones. El factor de corrección típico se calcula en base a la presión barométrica absoluta, la temperatura del aire, y el contenido de agua del aire usado para la combustión en el motor sometido a pruebas. El factor de corrección busca predecir cuál sería el comportamiento del motor a nivel del mar, bajo temperatura y presión estándar.¹⁷

La norma SAE J1349 expone una ecuación que permite corregir el valor de la potencia al freno mediante la siguiente expresión:¹⁸

$$Bp_c = (CA \times CF) \times Bp_o \quad (1)$$

Donde el CA (factor de corrección atmosférico) tiene en cuenta parámetros como presión de aire seco y temperatura, y el CF (factor de corrección de combustible) considera la viscosidad y la densidad del combustible. Bp_m es la potencia al freno medida por el dinamómetro en tanto que Bp_c es la potencia al freno corregida.

¹⁷ CAMPOS M., Carlos F & CORTINA R., Luis E. Diseño de un dinamómetro para la optimización del rendimiento en pista del prototipo fórmula SAE UCV. Universidad Central de Venezuela. Caracas 2010.

¹⁸ SAE Internacional. J1349 Revised AUG2004. Urface Vehicle Standard. Engine Power Test Code—Spark Ignition and Compression Ignition—Net Power Rating. Compression Ignition Engine Correction Formulas. Modificado Agosto 2004. Pág. 8

3.3.5.1 Cálculo del factor de corrección atmosférico, CA

$$CA = (Fa)^{Fm} \quad (2)$$

Donde:

$$Fa = \left(\frac{99}{Pa_{do}} \right)^{\alpha} \left(\frac{t_o + 273}{298} \right)^{\beta} \quad (3)$$

Donde P_{as} es la presión de aire seco del suministro de entrada y t_o es la temperatura (en °C) del lugar en donde se realiza la prueba. Los valores para α (Exponente de sensibilidad a la presión) y β (Exponente de sensibilidad a la temperatura) se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 1. Exponentes para el factor de corrección atmosférico

Pressure Charging System	Charge Air Cooling System	α	β
Naturally Aspirated	None	1.0	0.7
Mechanically Supercharged	All	1.0	0.7
Turbocharged	None	0.7	1.2
Turbocharged	Air-to-Air	0.7	1.2
Turbocharged	Jacket Water	0.7	0.7
Turbocharged	Lab Auxiliary (Standard)	0.7	0.4
Turbocharged	Lab Auxiliary (Optional)	0.7	1.2

Fuente: SAE INTERNATIONAL. SAE- J1349

Donde “standard” y “opcional” se refieren al método de prueba de enfriador auxiliar de laboratorio descrito en esta misma norma.

El valor del factor de motor (F_m) se determinan de la tabla 2.

Tabla 2. Cálculo del factor de motor.

	FM
$\frac{Q}{R} < 37.2$	0.2
$37.2 > \frac{Q}{R} < 65$	$\left(0.036 \times \frac{Q}{R}\right) - 1.14$
$65 > \frac{Q}{R}$	1.2

Fuente: SAE INTERNATIONAL. SAE- J1349

Donde:

$Q = 120000 \times F/(D \times N)$ para motores de cuatro tiempos.

$Q = 60000 \times F/(D \times N)$ para motores de dos tiempos.

$R = Pm_o/Pa_o$ para todos los motores. ($R = 1$ si es por aspiración natural)

3.3.5.2 Cálculo del factor de corrección de combustible, CF

$$CF = F_d \times F_v \quad (4)$$

Donde:

$$F_d = 1 + 0.70 \left[\frac{SG_r - SG_o}{SG_o} \right] = 1 + 0.70 \left[\frac{0.850 - SG_o}{SG_o} \right] \quad (5)$$

y:

$$F_v = \left[\frac{1 + S/V_o}{1 + S/V_r} \right] = \left[\frac{1 + S/V_o}{1 + S/2.6} \right] \quad (6)$$

Los valores de S serán determinados por el fabricante del motor. Si no hay valores disponibles, se usará lo siguiente:

a) Sistemas de Bomba / Línea / Boquilla - 0.15

- b) Unidad de Inyectores - 0.0
- c) Common Rail - 0.15

NOTA: Si se usa con el propósito de determinar el consumo específico de combustible, el flujo de combustible corregido está dado por lo siguiente:

$$F_c = (SG_r/SG_o * Fv)F_o \quad (7)$$

4. METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO

4.1 FASE DE INVESTIGACIÓN Y PLANEACIÓN

- **Formulación del problema:** Es la primera etapa del proyecto en donde se describe la problemática y se plantea la necesidad.
- **Justificación para solución del problema:** Se expresa el porqué es necesario solucionar la problemática expuesta anteriormente y las bondades que esto significa.
- **Propuesta de objetivos:** Es la etapa más importante de la fase inicial donde se establecen los objetivos que direccionarán los compromisos adquiridos y que el proyecto debe cumplir.
- **Planteamiento y evaluación de alternativas:** Se exponen métodos de solución al problema, se evalúan y se selecciona la opción óptima.
- **Análisis de la información recopilada:** Se hace un estudio de trabajos antiguos realizados por terceros que contribuyan a la elaboración del presente.
- **Identificación de recursos:** En esta etapa estudian y contemplan todos los recursos con los cuales se cuentan para el logro de los objetivos propuestos.
- **Elaboración del presupuesto:** Se hace una valoración aproximada del costo total de la realización del proyecto.

4.2 FASE DE ESTUDIO

- **Diseño conceptual:** Se elabora un diseño en donde se observe el banco de pruebas en general. Se analizan las diferentes alternativas de solución.
- **Estudio específico de los subsistemas:** Se realiza una investigación exhaustiva de cada uno de los componentes que conforman el banco.

- Aglomeración de la información recopilada: Se toma una decisión respecto de qué alternativa de solución seleccionar y se compacta la información específica de cada uno de los subsistemas para darle paso a la siguiente fase del proyecto.

4.3 FASE DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

- Realización de cálculos y dimensionamiento: Esta etapa comprende la elaboración de las memorias de cálculos las cuales serán claves para el proceso de manufactura.
- Simulación: Por medio de un software se conseguirá validar los cálculos logrados para el diseño del chasis.
- Construcción: Este trabajo comprende juntar los materiales necesarios para la fabricación del proyecto y la elaboración propia del mismo.

4.4 FASE DE PRUEBAS

- Metodología de los ensayos: Para las pruebas, se establece un proceso guiado por unas hojas de ruta sujetas a las normas que rijan la actividad.
- Elaboración de formatos de los parámetros de operación: Se realizan los formatos de entrega de resultados en los cuales estarán consignados los parámetros de operación más relevantes y los resultados obtenidos.
- Realización de ensayos: Se procede a hacer pruebas con los diferentes tipos de motores con base en las hojas de rutas establecidas con anterioridad.
- Análisis de resultados: Se hacen los respectivos estudios y observaciones a los resultados obtenidos para sacar las conclusiones pertinentes de la operación.

4.5 FASE DE CORRECCIÓN

- Correcciones: Ante posibles resultados inesperados, se hace un estudio de las posibles causas y se procede a una etapa de correctivos o rediseños si es el caso.

Retroalimentación: Se continúa nuevamente con la fase de pruebas hasta finalizar con una operación exitosa.

5. SELECCIÓN DEL TIPO DE BANCO DE PRUEBA

5.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD

En los dos siguientes ítems, se presentan los requerimientos dados por el cliente (empresa ATR S.A.S) y los criterios de los diseñadores (Autores) respectivamente, para el diseño y construcción de un banco de pruebas para motores diesel.

5.1.1 Requerimientos del consumidor

- a) Color
- b) Potencia de freno
- c) Control de flujo
- d) Universal
- e) Liviano
- f) Compacta
- g) Precisión
- h) Fácil acople
- i) Fácil de operar
- j) Fácil mantenimiento
- k) Larga vida útil
- l) Baja contaminación
- m) Bajo consumo

- n) Segura
- o) Economía

5.1.2 Criterios del especialista

- a) Potencia
- b) Baja vibración y ruido
- c) Materiales
- d) Optimizado
- e) Seguridad
- f) Mantenimiento
- g) Economía
- h) Vida útil
- i) Buen acople
- j) Versatilidad
- k) Operatividad
- l) Control operacional
- m) Confiabilidad
- n) Ecológico

5.1.3 Relación de requerimientos vs criterios

Cuadro 2. Relacionamiento QFD

QFD	Prioridad	Potencia	Baja vibración y ruido	Materiales	Optimizado	Seguridad	Mantenimiento	Economía	vida útil	Buen acople	Versatilidad	Operatividad	Control operacional	Confiabilidad	Ecológico
Potencia de freno	15	9	9	3	1	3	3	9	3	9	9	9	9	9	0
Control de flujo	14	9	3	0	1	9	3	1	1	3	9	9	9	9	0
Económico	13	9	3	9	9	9	9	9	9	1	0	0	3	1	1
Bajo consumo	12	9	3	1	9	1	9	9	9	1	0	9	3	1	3
Fácil acople	11	1	3	3	1	3	3	1	0	9	3	3	1	3	0
Fácil de operar	10	0	0	0	1	3	1	1	0	0	1	9	9	3	0
Fácil mantenimiento	9	0	3	1	1	9	9	9	3	3	1	3	3	9	1
Universal	8	1	1	3	0	1	3	9	0	3	9	0	0	3	0
Precisión	7	9	9	1	0	1	3	1	0	9	1	9	9	9	0
Larga vida útil	6	1	9	9	1	1	9	9	9	1	1	0	1	0	9
Seguro	5	1	9	9	1	9	3	1	1	3	0	0	3	0	1
Liviano	4	0	0	9	3	0	0	1	1	1	0	0	1	0	0
Compacto	3	3	0	3	9	1	0	1	0	1	0	0	1	0	1
Bajo contaminante	2	1	0	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	9
Color	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Fuente: Autores

Cuadro 3. Grados de relación

Grado de relación	
9	Alta
3	Media
1	baja
0	nada

Fuente: Autores

5.1.4 Matriz de calidad

Cuadro 4. Resultados

Matriz de Calidad	Prioridad	Potencia	Baja vibración y ruido	Materiales	Optimizado	Seguridad	Mantenimiento	Economía	vida útil	Buen acople	Versatilidad	Operatividad	Control operacional	Confiabilidad	Ecológico
Potencia de freno	15	135	135	45	15	45	45	135	45	135	135	135	135	135	0
Control de flujo	14	126	42	0	14	126	42	14	14	42	126	126	126	126	0
Económico	13	117	39	117	117	117	117	117	117	13	0	0	39	13	13
Bajo consumo	12	108	36	12	108	12	108	108	108	12	0	108	36	12	36
Fácil acople	11	11	33	33	11	33	33	11	0	99	33	33	11	33	0
Fácil de operar	10	0	0	0	10	30	10	10	0	0	10	90	90	30	0
Fácil mantenimiento	9	0	27	9	9	81	81	81	27	27	9	27	27	81	9
Universal	8	8	8	24	0	8	24	72	0	24	72	0	0	24	0
Precisión	7	63	63	7	0	7	21	7	0	63	7	63	63	63	0
Larga vida útil	6	6	54	54	6	6	54	54	54	6	6	0	6	0	54
Seguro	5	5	45	45	5	45	15	5	5	15	0	0	15	0	5
Liviano	4	0	0	36	12	0	0	4	4	4	0	0	4	0	0
Compacto	3	9	0	9	27	3	0	3	0	3	0	0	3	0	3
Bajo contaminante	2	2	0	2	2	0	2	0	0	0	0	0	0	0	18
Color	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Totales		590	482	394	336	513	552	621	374	443	398	582	555	517	138

Fuente: Autores

5.2 PLANTEAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS

Es conveniente hacer una distinción de los tipos de bancos de pruebas para motores de combustión interna. Si bien, es una clasificación basada, primeramente, en el lugar en donde se hacen las mediciones y, en segundo lugar, el mecanismo usado para lograr el frenado.

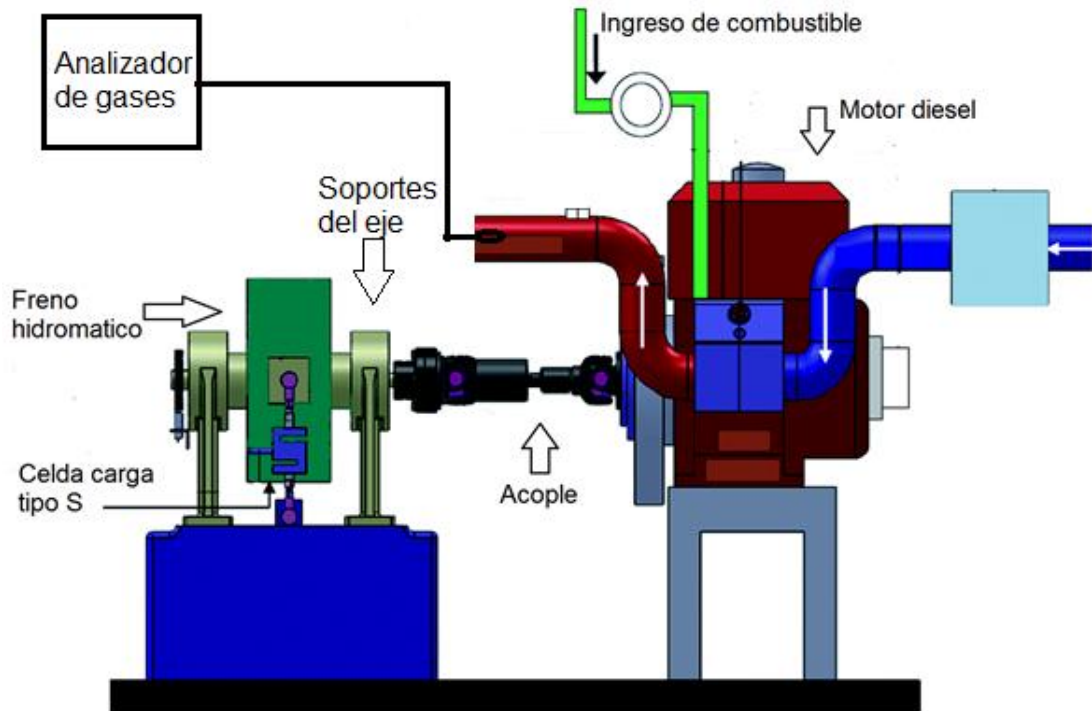
De acuerdo con el lugar en donde se hacen las mediciones, entre los más comunes se encuentran los *dinamómetros de chasis*, por un lado, y los *dinamómetros del motor* mejor conocido como *banco de pruebas del motor*, por el otro.

Los dinamómetros de chasis son un dispositivo de prueba que permite medir el par o la potencia útil producida por una máquina considerando las pérdidas producto de la transmisión y consta de una rampa y la plataforma sobre la cual se coloca un auto, así como con rodillos debajo de las ruedas motrices que les permiten girar el vehículo y mantenerlo seguro en todo momento; en cambio un banco de pruebas del motor logra medir los parámetros de operación directamente desde el eje del motor, de manera que, como planteamiento de la solución al problema expuesto en el presente trabajo, se trabajará con un banco de pruebas acoplado directamente al eje del motor puesto que, básicamente, el interés de ATR S.A.S. está en probar y analizar el rendimiento dinámico de los motores recién reparados.

Puesto que ya se determinó con qué tipo de banco trabajar según el lugar en donde se hacen las mediciones, ahora se procede a hacer un estudio de algunas de las diferentes alternativas que existen según el mecanismo usado para lograr el frenado.

5.2.1 Freno hidromático

Figura 21. Representación gráfica general del banco, con el freno hidromático



Fuente: Codirector y Autores

Figura 22. Imagen real del freno hidromático



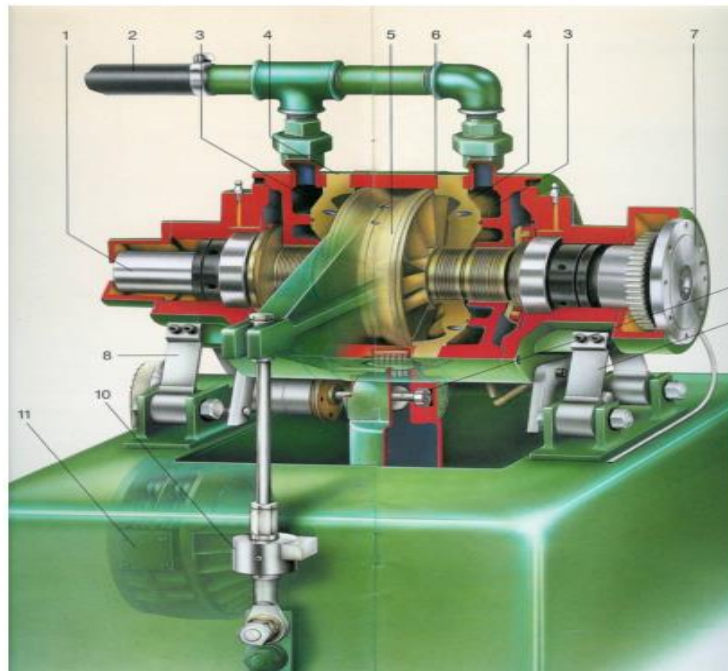
Fuente: Codirector

Esta alternativa tiene como protagonista el freno hidromático 15" D.R. ya que es un dispositivo que Absorbe energía, convirtiendo la mecánica en calor; dicha conversión tiene como medio el fluido de trabajo, que normalmente es agua. La resistencia se crea exclusivamente por fricción fluida y Agitación del fluido que circula entre los bolsillos del rotor y los bolsillos Estator.

Partiendo de que la empresa ATR S.A.S. cuenta con dicho freno se toma la iniciativa de hacerle las modificaciones necesarias tales como: cambio de base, cambio de eje, para acoplarlo por medio de un cardan al motor, sistema de flujo, adición del brazo medidor, adecuación de una celda de carga tipo "S" y demás. Para que cumpla el papel de un dinamómetro

5.2.2 Dinamómetro hidráulico

Figura 23. Segunda alternativa

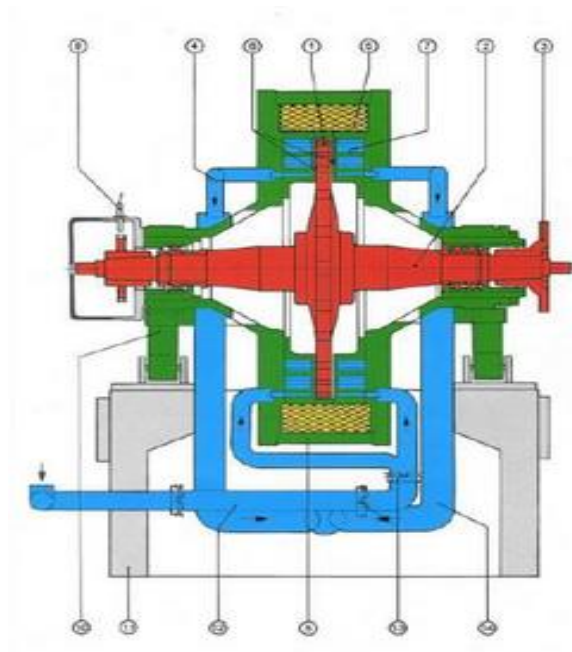


Fuente: NUÑEZ, Carlos. Bancos para obtención de la potencia.

Todos los dinamómetros necesitan algún método para absorber la potencia producida por el motor durante la prueba (potencia que normalmente se convierte en calor). Uno de los sistemas más comunes para absorber esa energía son los frenos hidráulicos los cuales utilizan el motor para bombear agua a través de una restricción variable. El agua se calienta y el calor se elimina mediante algún tipo de intercambiador.

5.2.3 Dinamómetro de corrientes parasitas

Figura 24. Tercera alternativa



Fuente: NUÑEZ, Carlos. Bancos para obtención de la potencia.

A diferencia de las dos primeras alternativas, esta disyuntiva tiene como principio el frenado por medio de inducción magnética el cual consta de un eje que en un extremo está acoplado al motor diésel y en el otro extremo tiene un disco el cual es accionado por el motor acoplado. A ambas caras del disco se encuentran dos

bobinas que al pasarle corriente eléctrica generan un campo magnético el cual es controlado variando la corriente que pasa por las bobina.

Dependiendo de la potencia que se vaya a disipar se aumenta o se disminuye la intensidad de corriente que fluye por las bobina, creando así un torque opuesto al del motor diésel. Para los datos a determinar se hallan por la proporcionalidad que hay entre la fuerza y la corriente suministrada por la fuente de poder.

5.3 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Cuadro 5. Calificación

		Freno hidromático		Dinamómetro hidráulico		Dinamómetro de corrientes parasitas	
Economía	21,50%	5	1,075	3	0,645	2	0,43
Potencia	20,34%	5	1,017	5	1,017	5	1,017
Operatividad	20,00%	3	0,6	3	0,6	4	0,8
Control operacional	19,13%	3	0,5739	4	0,7652	5	0,9565
Mantenimiento	19,03%	5	0,9515	4	0,7612	5	0,9515
		Total	4,2174	Total	3,7884	Total	4,155

Fuente: Autores

5.3.1 Especificación de la alternativa ganadora. Unos de los requerimientos más importantes con una participación del 21,5% fue la parte económica de las alternativas, lo cual favoreció al freno hidromático por el hecho de que la empresa cuenta con la mayoría de recursos tales como: freno hidromático, bombas, sistemas de refrigeración, tanque de almacenamiento, celda de carga, módulo de adquisición de datos y demás.

A diferencia de las otras alternativas los costos del proyecto serían muy elevado ya que solo por adquirir el elemento principal que es el dinamómetro para medir torque, los valores excederían los 120.000.000 [COP]

6. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

Hoy en día el tema económico es tal vez uno de los factores que mayor impacto tiene en una organización, por lo que para la realización de este proyecto se partió de la base de la utilización de la mayor parte de los componentes que pudieran ser necesarios, de manera que se plantea una metodología en la que se seleccionan los elementos con los cuales se va a trabajar y que representan un mayor servicio para el presente y se les realiza un análisis con el objetivo de justificar que la selección no se sale de los parámetros ingenieriles.

De acuerdo a lo expresado anteriormente, se propone tomar de la empresa aquellos elementos que sean necesarios para este trabajo y acondicionarlos para que presten el servicio adecuado y permitir que el banco sea totalmente funcional.

6.1 SISTEMA ESTRUCTURAL

Una estructura es un conjunto de partes unidas entre sí que forman un cuerpo, una forma o un todo, destinadas a soportar los efectos de las fuerzas que actúan sobre el cuerpo.

6.1.1 Patín o chasis del banco de pruebas. Gracias al amplio y general inventario de la empresa ATR S.A.S., para la elaboración del presente proyecto ha sido otorgada una estructura metálica (figura 25) que se encontraba dentro del área de mantenimiento y que cumple con las medidas necesarias para ejercer el papel de chasis del banco de pruebas para motores diésel. En vista de las dimensiones de los motores es necesaria una estructura de medidas relativamente grandes para en ella consolidar los elementos más importantes del banco.

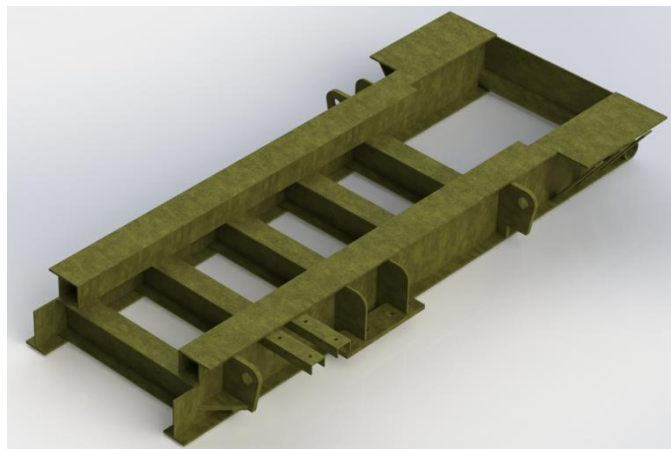
Figura 25. Estructura metálica tomada de las instalaciones de ATR S.A.S.



Fuente: Autores.

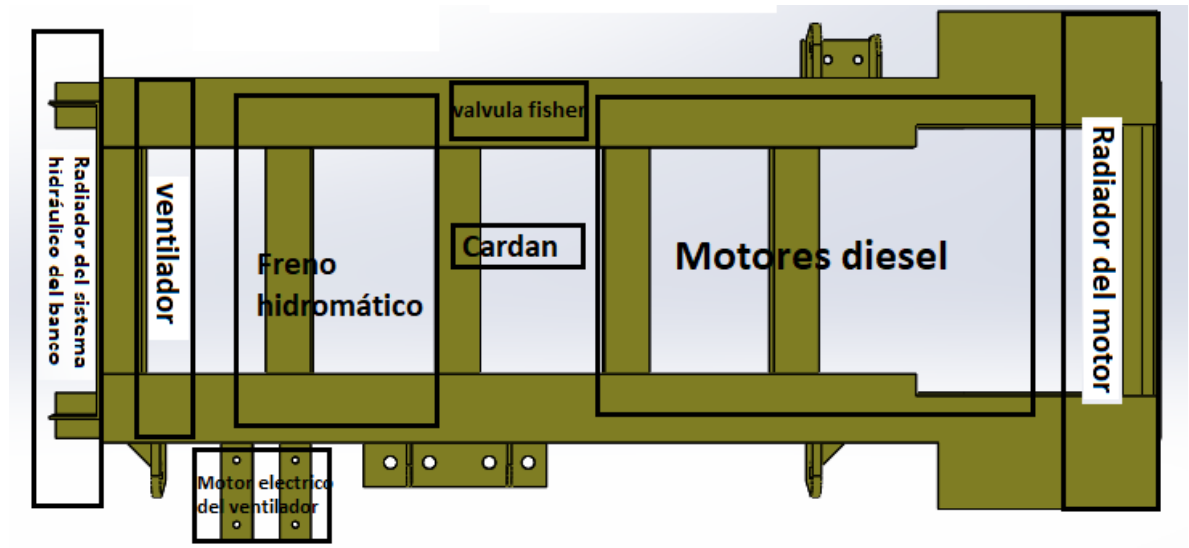
Teniendo en cuenta los requerimientos, se procede a modificar algunas partes del chasis con herramientas como oxicorte, equipos de soldadura, pulidora, taladro y demás para aprovechar al máximo sus 5,63[m] de longitud por 1,435[m] de ancho. En la figura 26 se puede ver una réplica del chasis ya modificada por medio de una herramienta CAD. En la figura 27 se puede observar la distribución de los elementos del banco que van sobre el chasis.

Figura 26. Replica CAD del chasis modificado para el banco de pruebas de motores diésel.



Fuente: Autores

Figura 27. Distribución de los elementos sobre el chasis modificado del banco de pruebas.

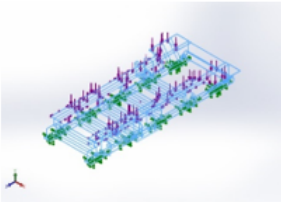


Fuente: Autores

6.1.1.1 Validación del chasis modificado para el banco de pruebas para motores diésel. Por medio de la herramienta CAD, se propone mostrar un análisis sencillo para ratificar lo experimentado en la empresa ATR S.A.S.

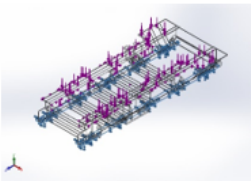
Considerando que la fuerza del dinámetro es un valor aproximado ya que es un ensamble entre freno hidromático, base, chumaceras y demás, la magnitud aportada por dicha fuerza equivale a la mitad ya que está apoyada sobre dos caras del chasis al igual que la fuerza que ejerce el peso del motor. Otro punto a destacar es que el análisis se ha realizado con el peso de un motor 3412C V-12, 4-Stroke-Cycle-Diesel, uno de los más grandes, pesados y frecuentes para evaluar.

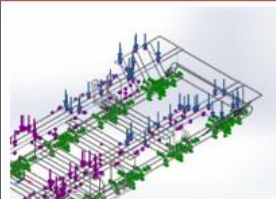
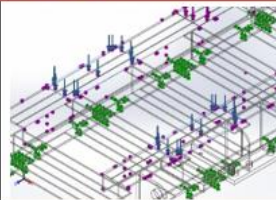
Cuadro 6. Propiedades del material.

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 1020 Acero laminado en frío Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: $3.5e+008 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $4.2e+008 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2.05e+011 \text{ N/m}^2$ Coefficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7870 kg/m^3 Módulo cortante: $8e+010 \text{ N/m}^2$ Coefficiente de dilatación térmica: $1.2e-005 / \text{Kelvin}$	Sólido 1(Saliente-Extruir20)(Chasis - análisis PG)

Fuente: autores.

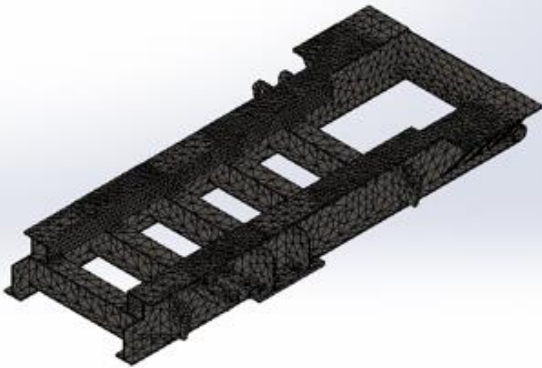
Cuadro 7. Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-5.7361	27938.9	1.9757	27938.9	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Fuerza-1 Motor		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 11845.6 N			
Fuerza-2 Dinámometro Hidráulico		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 2128.28 N			

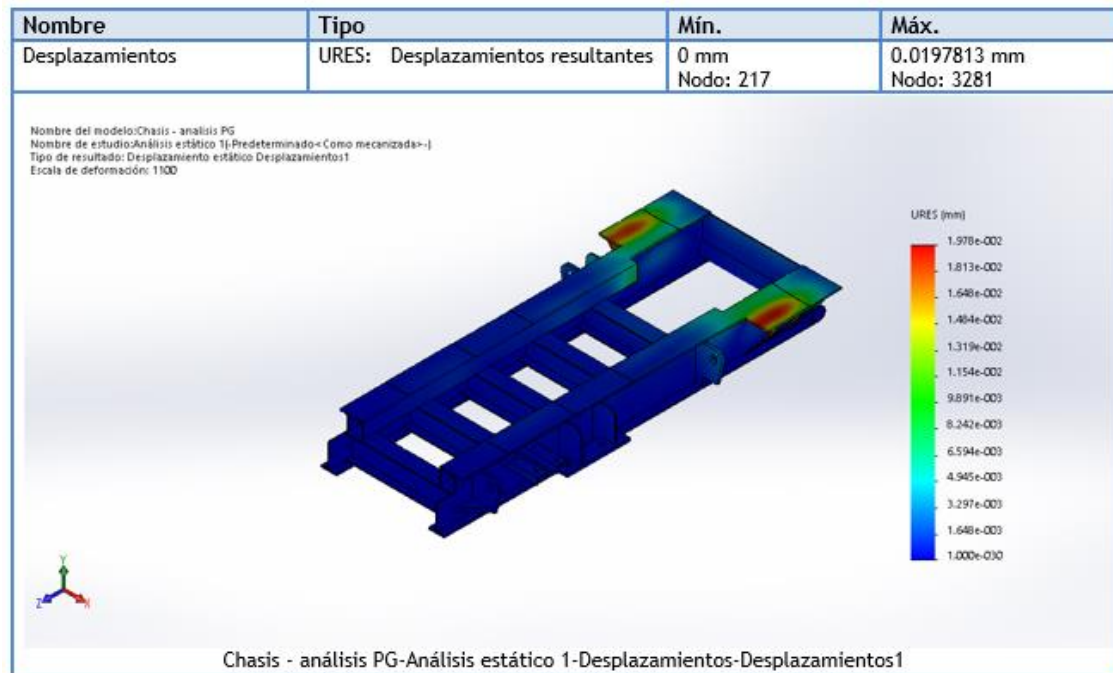
Fuente: Autores

Cuadro 8. Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	25.4121 cm
Tamaño mínimo del elemento	5.08242 cm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	42134
Número total de elementos	20464
Cociente máximo de aspecto	56.857
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	14.6
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	13.8
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:05
Nombre de computadora:	
Nombre del modelo: Chasis - analisis PG Nombre de estudio: Análisis estático 1 -Predeterminado «Como mecanizada»- Tipo de malla: Malla sólida 	

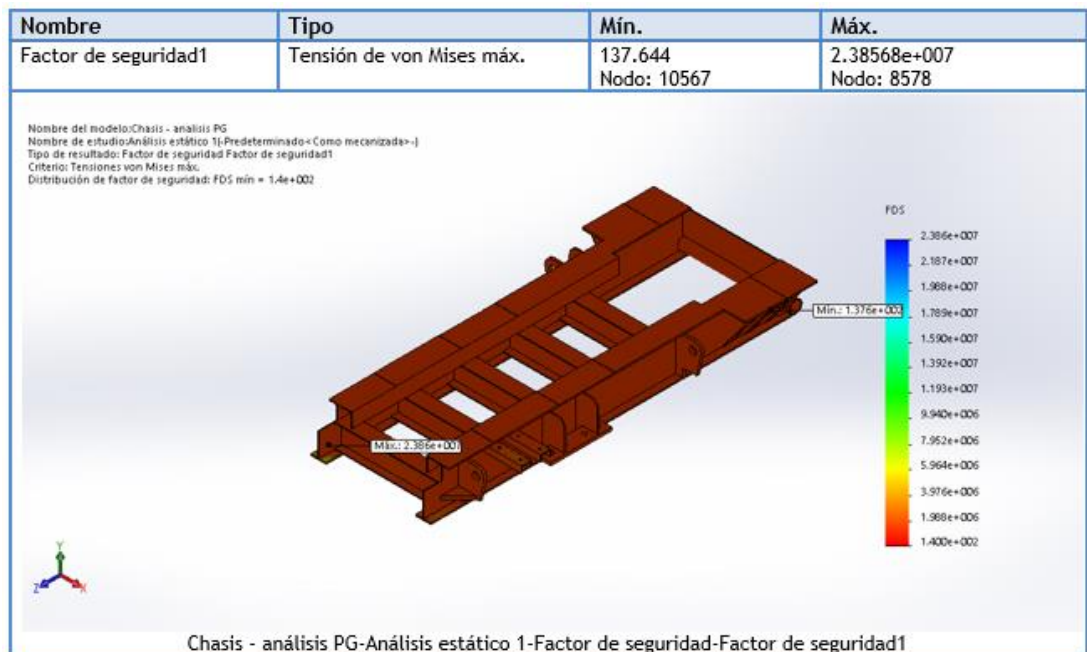
Fuente. Autores

Cuadro 9. Resultados de análisis 1.



Fuente: Autores

Cuadro 10. Resultados de análisis 2.



Fuente: Autores

Como era de esperarse, los resultados arrojados por la herramienta CAD muestra que la deformación sigue estando dentro del límite elástico y el desplazamiento es menos de un milímetro en la zona más afectada por el peso del motor, ya que el del dinamómetro no es un factor crítico a considerarse sobre la estructura. Por otra parte en la zona más afectada, se tiene un factor de seguridad mínimo de 137,644 lo que indica que esta estructura soporta aproximadamente 137 veces la fuerza que ejerce el peso del motor antes de sobrepasar el límite elástico y posteriormente fallar, lo que indica que está más que apta para ser utilizada como chasis del banco de pruebas para motores diésel. Otros resultados como deformación unitaria y esfuerzos de tensión se pueden visualizar en los anexos I y J, respectivamente.

6.1.2 Estructura base para el dinamómetro hidráulico. Al igual que el chasis del banco de pruebas para motores diésel, la siguiente estructura que se utilizó como base para el dinamómetro hidráulico también fue cedida de su inventario por la empresa ATR S.A.S.

Figura 28. Estructura base para el dinamómetro hidromático.



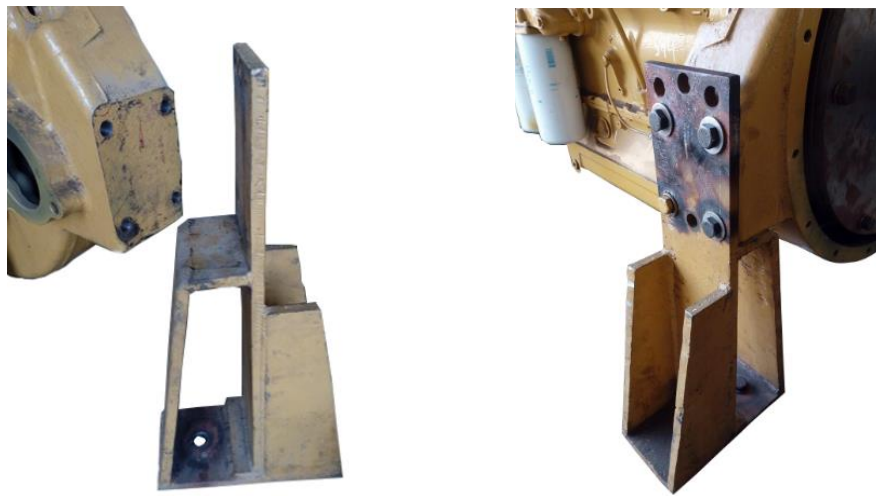
Fuente: Autores

Según los requeridas de longitudes ancho y alto para que el eje del freno hidromático quede a una altura promedio en relación con la altura de los volates

de los diversos motores a evaluar, se procedió a hacerle algunas modificaciones a la estructura las cuales se pueden apreciar en el anexo N, (planos detallados).

6.1.3 Sub-bases. Existen motores que cuentan con sus propias sub-bases, de manera que resulta fácil sólo acondicionarle una platina con el fin de obtener la altura necesaria. En el caso del motor que yace sobre el banco y al cual se le van a realizar las pruebas, el CAT 3412, cuenta con un par de sus propias sub-bases que están del lado del volante de inercia, por lo que solamente se tuvo que diseñar una estructura que sirviera de soporte y estabilidad y acoplarla justo debajo del ventilador del motor.

Figura 29. Sub-base propia del motor en el lado del volante de inercia.

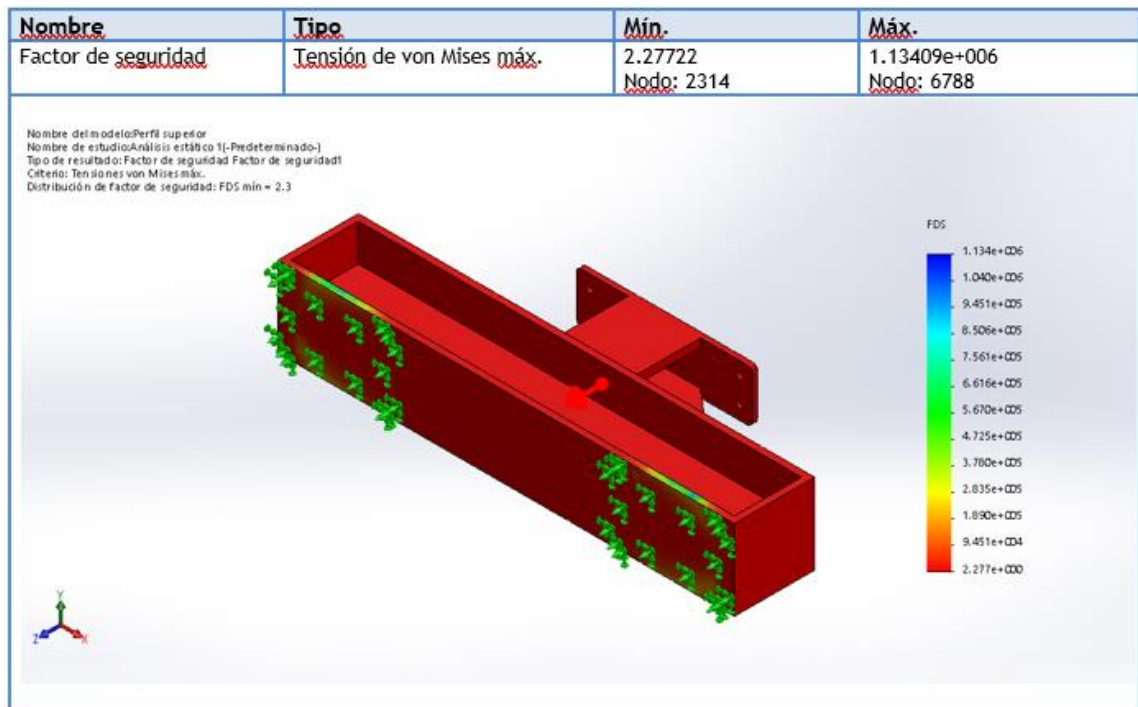


Fuente: Autores

Por la geometría de las sub-bases que ya venían con el motor 3412, se hace pertinente diseñar un perfil que cumpla las características de resistencia y que provea al sistema con un grado de alineamiento aceptable, por lo que se consideró que la altura de esta nueva estructura debía ser de 31,5 cm para ser acoplada en el lado del alternador.

Teniendo en cuenta que el motor tiene una masa de 2415 Kg, el perfil que se usará deberá ser capaz de soportar fácilmente la mitad de este valor. Se comprobará su resistencia mecánica mediante un análisis en SolidWorks que se puede observar en la siguiente imagen.

Cuadro 11. Resultados de factor de seguridad según el criterio de Von Misses.



Fuente: Autores

Según se puede apreciar por medio de la imagen que muestra el factor de seguridad según el criterio de Von Misses, el nodo que está mayormente sometido a esfuerzos podría soportar hasta 2,27 veces la carga que está siendo inducida, de manera que, al utilizar el perfil anteriormente mencionado, se estaría trabajando dentro del rango elástico del perfil de acero estructural y se estaría utilizando materiales que se encuentran a disposición de la empresa.

La relación universal entre los motores y el chasis del banco son las sub bases, las cuales la empresa cuenta con amplio material y las herramientas para hacer las diferente sub bases para los motores a evaluar, dándole la altura necesaria y modificándolas según sea el caso.

6.2 SISTEMA HIDRÁULICO

La hidráulica aplicada en este proyecto juega un papel característico ya que gracias al flujo del fluido entre las aspas del dinamómetro se puede obtener la resistencia sobre el motor, que es equivalente al torque de frenado.

6.2.1 Elementos del circuito hidráulico

- Bombas centrífugas.

La bomba centrífuga de la figura 30 fue suministrada por la empresa ATR SAS para ser la bomba principal en el circuito hidráulico (bomba que transporta el caudal desde el tanque hacia el freno hidromático) y cuenta con las siguientes características: Impeller 19204 - 90 de 13 [In], pieza de bomba 640200127IT90, tamaño 2x3x13, Serie 250, las cuales podrán apreciar con más detalles en el anexo A.

Al igual que la bomba principal, la bomba secundaria, cuyo objetivo es la de transportar el agua de alimentación caliente hacia el radiador, fue extraída de un motor CAT 3412 para recircular el agua para su enfriamiento.

Figura 30. Bomba centrífuga principal



Fuente: Autores

Figura 31. Bomba centrífuga secundaria.



Fuente: Autores

➤ Tanque de almacenamiento.

El tanque de la figura 32 se seleccionó por su doble compartimiento, gran capacidad y facilidad de conexión. También se encontraba en las instalaciones de la empresa y para ser utilizado se procedió a un mantenimiento correctivo y limpieza profunda del mismo.

Éste cuenta con las siguientes dimensiones: alto 1,4 [m]; ancho 2,8[m] y profundidad 1,4[m].

Figura 32. Tanque de almacenamiento



Fuente: Autores

➤ Línea de circulación.

Las mangueras (figura 33) de alta resistencia a la presión, 150 [Psi], se tomaron de una unidad de bombeo industrial y, aunque no se van a manejar altas

presiones, son completamente funcionales ya que su objetivo es el de transportar el agua de alimentación a los diferentes elementos del banco de pruebas. El diámetro de conexión de las mangueras, 2 [in], es coincidente con el diámetro de conexión de la mayoría de dispositivos y accesorios del circuito hidráulico.

Figura 33. Línea del circuito hidráulico



Fuente: Autores

- Válvula de control de flujo.

Figura 34. Válvula Fisher

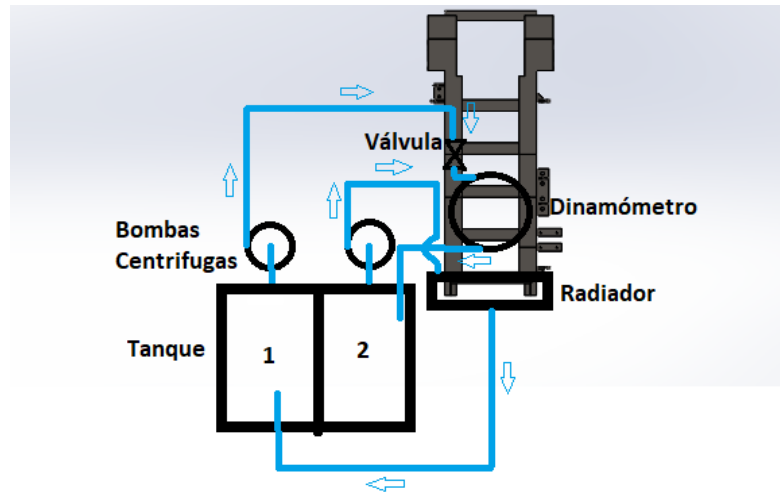


Fuente: Autores

- Se tienen, también, otros elementos involucrados en el circuito hidráulico como lo son el freno hidromático y el radiador; éstos serán analizados en sus respectivos sistemas.

6.2.2 Circuito hidráulico. Teniendo en cuenta que el tanque de almacenamiento está dividido en dos compartimientos, se solicitó un carro-tanque para llenar el compartimiento 1 (agua fría) y 2 (agua caliente), lleno y medio respectivamente. Después de abrir las válvulas, dejar que se cebé la bomba y se llenen las líneas por presión de nivel, se enciende el motor eléctrico que comanda la bomba centrífuga principal, ubicando la succión en la parte inferior del compartimiento 1 para que ésta dirija el agua hacia a válvula Fisher y posteriormente pase al dinamómetro por su entrada inferior. Después de realizar el trabajo de resistencia (producto de la circulación de agua dentro del freno hidromático cuando el motor está siendo sometido a pruebas), el agua de alimentación sale por la parte superior del freno con una temperatura mucho más alta que la temperatura ambiente, para luego depositarse directamente en el compartimiento del tanque de agua caliente entrando por la parte superior del mismo. Por otro lado, la succión de la bomba secundaria se ubica en la parte inferior de compartimiento 2 (agua caliente) con el objetivo de impulsar el agua de alimentación hacia el radiador para que finalmente salga en un estado de menor temperatura hacia el compartimiento 1 (el agua ingresa por la parte superior del compartimiento 1 del tanque) cerrándose así el ciclo del circuito hidráulico.

Figura 35. Circuito hidráulico.



Fuente: Autores

6.2.3 Análisis del sistema hidráulico. Dando inicio a la curva de aprendizaje, se notaron varias inconsistencias. Abordando como primera medida la bomba centrífuga principal, ya que se cuenta con la información de placa de la bomba, se procedió a consultar en los catálogos o información técnica del fabricante para obtener las curvas características de la bomba centrífuga.

Anteriormente se mostró que la mayoría de la líneas de transporte de fluido son mangueras de caucho vulcanizado marca Parker, pero en vista que toda la línea no es del mismo tipo de caucho, (la línea de succión de las bombas es de otro tipo de manguera) y no se tiene certeza de un valor claro de rugosidad para el caucho, se optó para efectos de cálculo asumir una tubería de PVC y así sacar la curva del sistema.

Basándonos en la fórmula de Hazen Williams que fue desarrollada a partir de datos experimentales y teniendo en cuenta de que se está trabajando con agua en flujo turbulento, se halla la carga dinámica o pérdidas de cargas como sigue:

$$H = \frac{10,674 * L * Q^{1,852}}{C^{1,852} * D^{4,87}} \quad (8)$$

Donde:

H = Pérdidas de cargas

L = Longitud

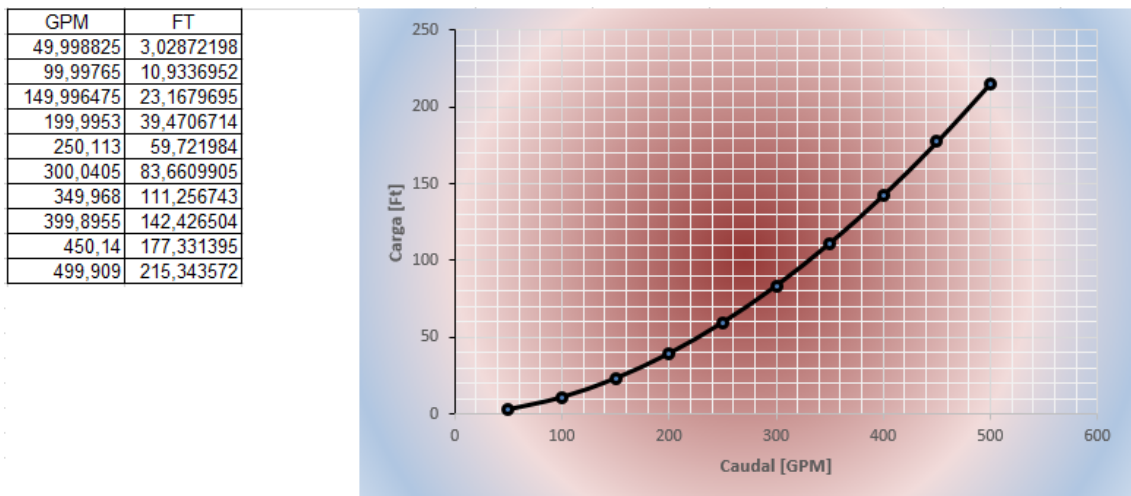
Q = Caudal

C = Coeficiente de Williams Hazen

D = Diámetro.

Realizando unas aproximaciones, trabajando con datos semejantes y suposiciones se obtuvo la curva del sistema.

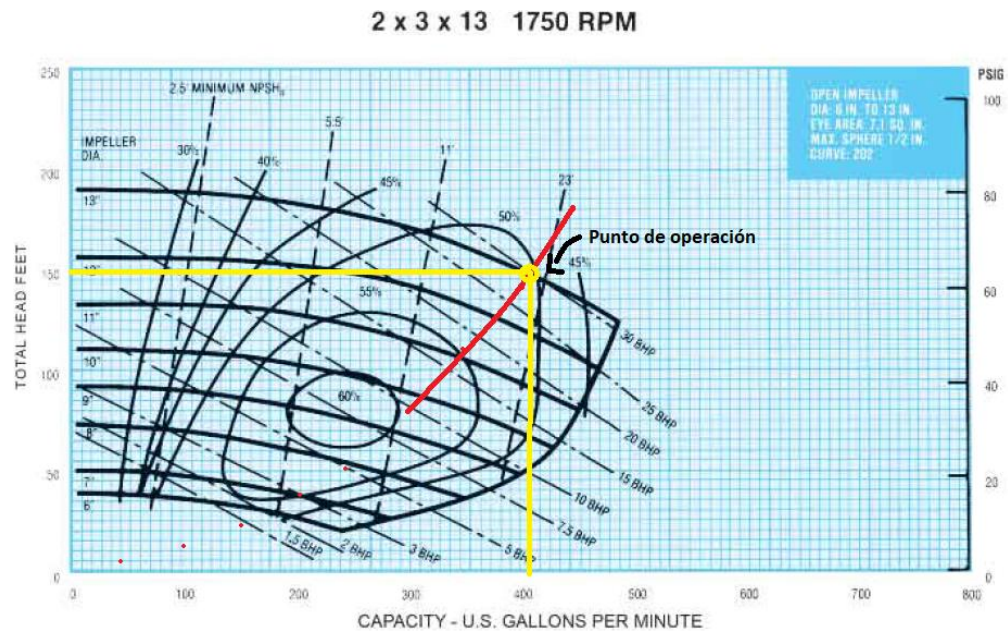
Figura 36. Curva de sistema hidráulico.



Fuente: Autores

Uniendo en un solo diagrama la curva de la bomba y la curva del sistema se pueden determinar varios factores como el punto de operación, el caudal con el que estaría trabajando la bomba, la eficiencia y demás.

Figura 37. Curvas características del sistema hidráulico



Fuente: Autores

Siendo la línea roja la curva del sistema y la curva negra de 13 [In] del impeller de la bomba que se está analizando, se determina el punto de operación y como resultado se tiene que la bomba en este sistema arroja alrededor de 400 [GPM], tiene una carga de 150 [ft] y estaría trabajando a 50% de eficiencia, con lo que, sabiendo que el sistema hidráulico del banco de pruebas no tiene carga estática a vencer, el caudal requerido máximo es aproximadamente de 100 [GMP] e indica que la bomba está sobre dimensionada para esta aplicación.

Se podría mantener la bomba sobredimensionada en el banco siempre y cuando se tenga un buen control de descarga, pero a raíz de que la válvula Fisher es de gran tamaño y tiene un comportamiento de apertura no lineal, (figura 38) traería como consecuencia un mal control del caudal que se quiere a la entrada del dinamómetro.

Figura 38. Curva de apertura de válvula Fisher



Fuente: FISHER CONTROLS INTERNATIONAL. Control valve handbook.

Teniendo dos factores que representan debilidades para la operación tales como: la bomba enviando grandes cantidades de caudal y la apertura de la válvula en ciertos tramos dejando pasar más caudal del que se requiere debido a su línea de operación (*equal percentage*); se tiene como resultado en el dinamómetro un alto torque de frenado al inicio de la prueba los que tiende a ahogar el motor, lo cual es algo que no se puede permitir ya que se puede averiar, entonces se opta por cambiar la bomba principal anteriormente expuesta por una bomba de un motor CAT 3412 con iguales características que la bomba secundaria.

Figura 39. Nueva bomba primaria o principal



Fuente: Autores

6.3 SISTEMA TÉRMICO

Existen unos puntos característicos del banco donde ocurre mayormente generación y disipación de calor; si bien, para efectos de simplicidad, trataremos aquellos que son más representativos en términos termodinámicos.

El motor de combustión interna mismo, durante su funcionamiento, necesita un sistema que provea su enfriamiento, pero al tratarse de medición de potencia neta donde durante la prueba participan componentes como el radiador y ventilador del motor mismo (Más detalle en el apartado 3.2.4 Formas de medir la potencia), se hace pertinente la instalación del ventilador y radiador propio de cada motor. Por otro lado, es necesaria la utilización de un radiador que permita enfriar el agua que pasa por el freno hidromático y a su vez, el volumen necesario para el tanque de almacenamiento de agua.

6.3.1 Radiador. Para comprobar que el radiador utilizado funciona correctamente bajo los parámetros de operación del sistema, se procede a analizar algunos aspectos termodinámicos del motor CAT 3516 el cual posee más potencia de la requerida para el diseño de este banco (1710 HP a 1800 RPM). Se analiza el radiador con este motor y de esta manera se estaría manejando también un pequeño factor de seguridad.

Figura 40. Radiador



Fuente: Autores

Considerando que el motor gire a 1800 RPM (a 1800 RPM la potencia que entrega el motor es 1710 HP según catálogo). Cuando al freno se le suministra el caudal de agua preciso para empezar a frenar el motor, la velocidad del motor comienza a decaer y esa pérdida de potencia se ve reflejada en calentamiento del agua. Si bien, cuando la velocidad del motor haya caído considerablemente (se manejará un rango de 50 RPM), es decir, cuando haya llegado a 1750 RPM, la lectura que arroje la celda de carga corresponde a la fuerza generada por el motor a la velocidad anteriormente descrita, 1800 RPM. Para efectos termodinámicos, se calcula la pérdida de potencia en el motor la cual es equivalente al calor ganado por el agua, así:

Datos iniciales:

$$P_i = M_i * w_i \quad (9)$$

P_i: Potencia en el estado inicial.

M_i: Torque en el estado inicial. 6763 N.m

W_i: Velocidad angular en el estado inicial. 1800 RPM

$$P_i = 6763 * 1800 * \left(\frac{2\pi}{60}\right) \quad (10)$$

$$P_i = 1.274,795 \text{ KW}$$

Datos finales:

$$P_f = M_f * w_f \quad (11)$$

P_f: Potencia en el estado final.

M_f: Torque en el estado final. 6829

W_f: Velocidad angular en el estado final. 1750 RPM

$$P_f = 6829 * 1750 * \left(\frac{2\pi}{60}\right) \quad (12)$$

$$P_f = 1.251,48 \text{ KW}$$

La magnitud de la potencia perdida está dada por el valor absoluto de la diferencia de las potencias final e inicial:

$$\Delta P = P_f - P_i \quad (13)$$

$$\Delta P = 1.251,48 - 1.274,795$$

$$\Delta P = -23,32 \text{ KW}$$

El signo menos indica que es trabajo que sale del sistema y entra al fluido hidráulico, por lo que se concluye que en este punto característico (1800 RPM), el calor generado es:

$$Q_{gen} = 23,32 \text{ KW} = 31,27 \text{ HP} \quad (14)$$

Para que el freno hidromático pueda ejercer una fuerza retardadora en este punto, se necesita un caudal de agua dado por la siguiente ecuación:

$$GPM_{1800RPM} = \frac{HP * 5,08}{\Delta T * Sh} \quad (15)$$

Donde:

HP: Potencia de frenado que se desea desarrollar. 1710 HP a 1800 RPM.

ΔT : Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del freno en °F.

Sh: Calor específico del fluido. Se toma Sh = 1 para el agua.

Considerando que el agua ingresa a 35°C equivalente a 95°F y que debe salir a una temperatura no mayor a 180°F (recomendaciones del fabricante del freno), 82.2°C, se tiene una diferencia de temperatura de 85°F.

$$GPM_{1800RPM} = \frac{1710 * 5,08}{85 * 1} \quad (16)$$
$$GPM_{1800RPM} = 102,2 \text{ GPM} \Rightarrow Q_{1800RPM} = 386,9 \text{ lpm}$$

Se implementó un radiador con medidas del relleno iguales a 580mm, 560mm, 125mm. Debido a que no se contaba con las gráficas de capacidades del radiador, se realizó una búsqueda en internet con el ánimo de conseguir estas gráficas para un radiador cuyo volumen del relleno fuera similar al utilizado en esta aplicación. Las gráficas se muestran en el anexo B.

Con la gráfica se puede determinar la capacidad del radiador (KW / °C) en función del caudal, pero debido a que ésta está dada para aceite como fluido de trabajo, y considerando que la densidad relativa del aceite es 0.92, el caudal equivalente de aceite, para ingresar a la gráfica con este dato, está dado por:

$$Q_{equivalente} = Q / DR \quad (17)$$
$$Q_{equivalente} = \frac{386,9}{0,92}$$
$$Q_{equivalente} = 420,5 \text{ lpm}$$

Se hace una parametrización de la curva a través de una herramienta del EES. Se obtiene como resultado la siguiente ecuación:

$$CAP = 0,51 + (4,979 * 10^{-3})lpm - (1,328 * 10^{-5})lpm^2 + (1,30210^{-8})lpm^3 \quad (18)$$

Para $lpm = 420,5$ se tiene una capacidad igual a:

$$CAP = 1,22 \left[\frac{KW}{^{\circ}C} \right] \quad (19)$$

Las curvas de capacidades de enfriamiento están basadas en la temperatura del aceite en la entrada del radiador y en la temperatura del aire del ambiente. Para una temperatura de ingreso de 180°F (82,2°C) y temperatura de ambiente igual a 30°C, la diferencia de temperaturas es 52,2°C. Para obtener el valor real del calor de rechazo, basta con multiplicar la diferencia de temperaturas anteriormente mencionada (52,2°C) por la capacidad de enfriamiento para el caudal en cuestión. Esto es:

$$Q_{Rechazo} = CAP * \Delta T_{radiador} \quad (20)$$

$$Q_{Rechazo} = 1,22 * 52,2$$

$$Q_{Rechazo} = 63,7 KW = 85,4 HP$$

Si bien esa información está dada para aceite como fluido de trabajo, se puede notar que el calor de rechazo es un valor considerablemente mayor al calor generado; a esto, debe sumársele el calor de rechazo generado por el tanque de almacenamiento hidráulico.

6.3.2 Tanque hidráulico. El tanque es el encargado de almacenar el fluido de trabajo y a su vez funciona como elemento disipador de calor, por lo que es necesario que el agua tenga un tiempo de residencia mínimo dentro de él, el cual se puede considerar de entre 2 y 4 minutos. Basándose en el trabajo realizado para una revista de divulgación científica¹⁹, se pudieron extraer las ecuaciones necesarias para el cálculo del calor disipado por el tanque de almacenamiento hidráulico:

$$Q_{Tanque} = \dot{m}C_p(T_{in} - T_{out}) \quad (21)$$

$$T_{out} = \frac{T_{in}(2\dot{m}C_p - UA) + 2UAT_{air}}{2\dot{m}C_p + UA} \quad (22)$$

$$Q_{bomba} = \dot{m}\rho \quad (23)$$

Donde:

$\dot{m}$: Flujo másico de agua

Q_{bomba} : Flujo volumétrico de agua. 386,9 lpm = 0,006448 m³/s

ρ : Densidad

b : Base = 1,4 m.

h : Altura = 1,2 m.

l : Profundidad = 1,4 m.

A : Área efectiva de transferencia de calor

U : Coeficiente global de transferencia de calor

C_p = calor específico

T_{out} = Temperatura del agua a la salida del tanque

T_{in} = Temperatura del agua a la entrada del tanque. 82,2 °C

T_{air} = Temperatura del aire.

Q_{Tanque} = calor disipado por el tanque.

Para efectos prácticos del cálculo, se tomarán en cuenta los siguientes datos:

$$\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$U = 15 \text{ J/m}^2\text{K.s}$$

¹⁹ CAMACHO Gómez Diego Fernando, RIESCO Ávila José Manuel. Diseño de un banco de prueba para motores de combustión interna. Universidad Industrial de Santander. Vol. 1 No. 2, Verano de la Investigación Científica, 2015

$$C_p = 4180 \text{ J/Kg.K}$$

$$T_{air} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Resolviendo con ayuda del *Engineering Equation Solver* (EES) se tiene como resultado que el calor disipado por el tanque es:

$$Q_{\text{Tanque}} = 6,78 \text{ KW} = 9,09 \text{ HP} \quad (24)$$

El volumen del tanque utilizado logra aportar buenas características termodinámicas puesto que ayuda en 9,09 HP al rechazo de calor. Si bien, el radiador también aporta una parte significativa, se logra evidenciar durante las pruebas la eficacia tanto del tanque como del radiador.

6.4 SISTEMA DE CONTROL E INSTRUMENTACIÓN

6.4.1 Sensores. Es indispensable el uso de sensores ya que gracias a ellos es posible medir variables de operación, analizarlas y posteriormente realizar una retroalimentación sobre los procesos.

➤ Celda de carga.

Las celdas de carga tipo S o Z, pueden ser empleadas en procesos de pesajes que involucren cargas a compresión o tensión. Para el caso de este proyecto, se

dispuso a trabajar la celda con carga compresiva ya que la estructura–brazo quedo en sentido contrario al troque de frenado.

Figura 41. Celda de carga



Fuente: Autores

Para calibrar la celda de carga, primero se instaló entre el punto fijo y el punto móvil, (figura 42) para después seleccionar un objeto y ponerlo encima de la estructura–brazo, sometiendo a la celda de carga a una fuerza de compresión y así cerciorarse de obtener, por medio del módulo de adquisición de datos (del cual se hablará más adelante), el valor del peso del cuerpo seleccionado (cuyo peso es previamente conocido).

Figura 42. Calibración de la celda de carga.



Fuente: Codirector y Autores

➤ Sensor de velocidad.

El sensor utilizado para medir las RPM del motor, que por un acople directo son las mismas RPM del dinamómetro, es el *pick-up* el cual se enrosca en la carcasa del volante acercándolo lo más posible a la catarina y, a medida que la ésta va girando, cuenta o manda una señal cada vez que un diente pasa por la línea de acción del sensor inducido magnéticamente; finalmente, teniendo el número de dientes de la catarina, se halla la velocidad del motor en RPM.

Figura 43. Pick-up



Fuente: Autores

6.4.2 Controlador Fisher y sistema de alimentación. Los controladores digitales de válvula Fisher FIELDVUE™ DVC6000 son instrumentos de comunicación de corriente a neumático basados en microprocesador. Su función tradicional es convertir una señal de corriente de entrada en una presión de salida neumática. El rango de corriente necesario para este tipo de controlador es de 4 a 20 mA. La figura 44 ilustra el controlador digital de válvula FIELDVUE de la serie DVC6010. Como se había dicho anteriormente, una corriente variable será la encargada de dar la orden proporcional para el cierre y apertura de la válvula. El aire presurizado (entre 15 y 20 psi) ingresa al controlador Fisher por la *conexión de suministro* donde, de acuerdo con la orden, la corriente de aire es regulada con el objetivo de ser enviada desde la *conexión de salida A* al diafragma de la válvula y finalmente desplazar el vástago hacia abajo la cantidad necesaria conforme sea el requerimiento de caudal que ha de pasar por la válvula.

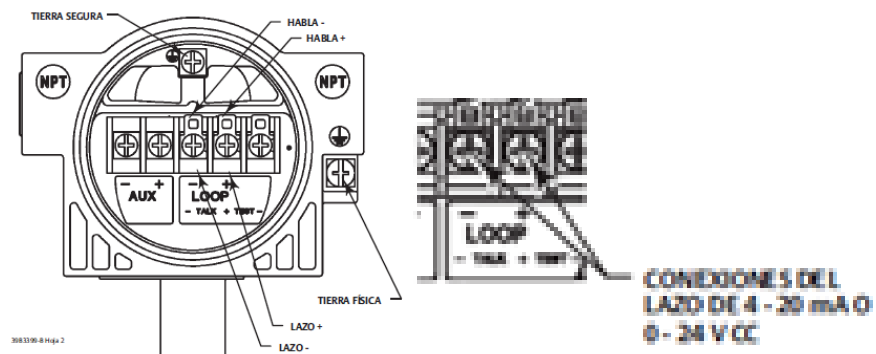
Figura 44. Controlador digital de válvula FIELDVUE DVC6010.



Fuente: EMERSON AUTOMATION SOLUTIONS. Controladores digitales de válvula fisher serie dvc6000.

Las conexiones positiva y negativa de la señal de corriente ajustable de 4 – 20 mA. que van al controlador se muestran a continuación:

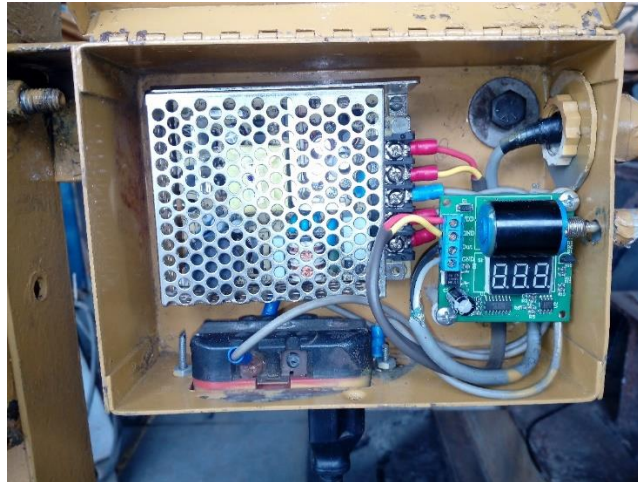
Figura 45. Caja de terminales de conexiones del lazo.



Fuente: EMERSON AUTOMATION SOLUTIONS. Controladores digitales de válvula fisher serie dvc6000.

Para poder suministrar una corriente variable en el rango descrito anteriormente, se implementa un sistema como se ve en la figura 46 el cual se compone de un convertidor de voltaje de corriente alterna a voltaje de corriente directa y de un generador de señal digital de 4 a 20 mA.

Figura 46. Sistema de alimentación para el controlador Fisher



Fuente: Autores

- El convertidor de voltaje tiene como función captar la corriente de la fuente de alimentación de 110 V de corriente alterna y entregar una corriente de 12V y que a su vez sea continua. En la figura 47 se puede observar este componente. En los terminales 2 y 3 se conectan el positivo y el negativo de la fuente de alimentación de 110 V. de corriente alterna, con el terminal 1 se hace un contacto a tierra en tanto que los terminales 4 y 5 corresponden a la salida positiva y negativa de corriente continua a 12 V. que han de llegar al generador de señal ajustable.

Figura 47. Convertidor de voltaje alterno de 110 V. a voltaje continuo de 12 V.



Fuente: Autores

- El generador de señal digital de 4 a 20 mA. tiene como función recibir la corriente de 12 V DC dada por el convertidor de voltaje y entregar una señal ajustable de corriente en el rango de 4 a 20 mA. A los terminales 6 y 7 llegan el positivo y negativo de la corriente continua de 12 V en tanto que por los terminales 8 y 9 sale la señal ajustable positiva y negativa que va a llegar al controlador digital de válvula DVC6010. La variación de la corriente estará dada por el uso del potenciómetro que está instalado en el componente. La señal iniciará en 4,0 mA. y terminará en 20,0 mA. con una precisión de 0,1 mA. lo que hace del dispositivo un elemento muy esencial para un correcto control del caudal de agua y, por consiguiente, del torque de frenado.

Figura 48. Generador de señal digital de 4 – 20 mA.

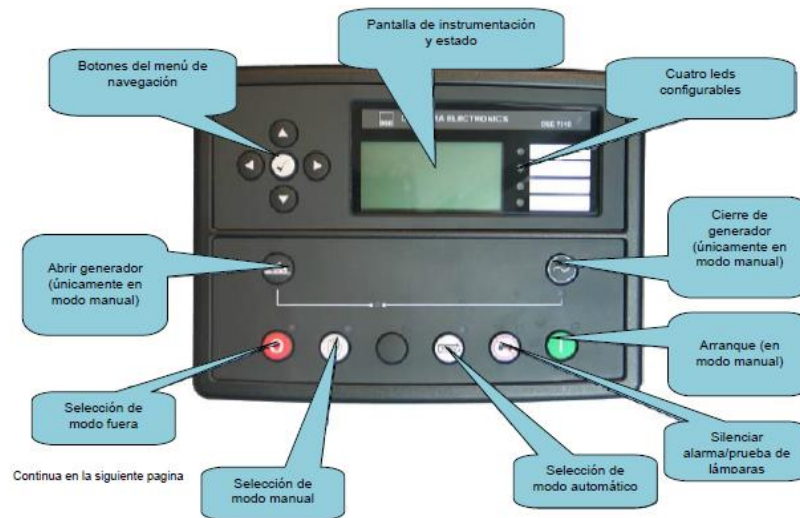


Fuente: Mercadolibre Venezuela

6.4.3 Control de las variables de operación del motor. El módulo Deep Sea 7210 es un controlador de la serie DSE700 diseñado para proporcionar diferentes niveles de funcionalidad a través de una plataforma común. Permite al operador arrancar el motor indicando el estado operacional y las condiciones de falla, automáticamente parando el motor indicando la condición de falla mediante una alarma audible. La pantalla LCD indica la falla, así como algunos datos de operación tales como la velocidad del motor, la presión de aceite, la temperatura del refrigerante, el voltaje de batería de motor, el tiempo de operación. Cabe destacar que en este módulo se toma la señal proveniente del sensor que mide la temperatura de agua a la salida del freno.

La imagen siguiente ilustra el módulo de control de arranque DSE7210 con una breve descripción del funcionamiento de sus botones. En el anexo C se puede apreciar el plano electrónico del módulo con sus conexiones a los sensores de presión y temperatura y pick up magnético quien se encarga de medir las revoluciones del motor.

Figura 49. Módulo de control de arranque DE7210



Fuente: MANTON, Anthony. DSE7200 / DSE7300 Series Control Module

Los requerimientos de funcionamiento y la versatilidad del módulo hicieron necesario la adecuación de tres “switches” cuyas funciones son: *Parada de emergencia*, *On-Off* y *Aceleración y desaceleración* del motor el cual se traduce en una mayor o menor inyección de combustible a la cámara de combustión. Finalmente, el tablero de control de arranque del motor se muestra a continuación:

Figura 50. Tablero de control de arranque del motor.



Fuente: Autores

6.4.4 Monitoreo de los parámetros de operación del freno hidromático. El DAQ-15 es una unidad de adquisición de datos que puede usarse para instrumentación de dinamómetro permitiendo leer el par a través de una celda de carga.

Figura 51. Módulo de adquisición de datos.



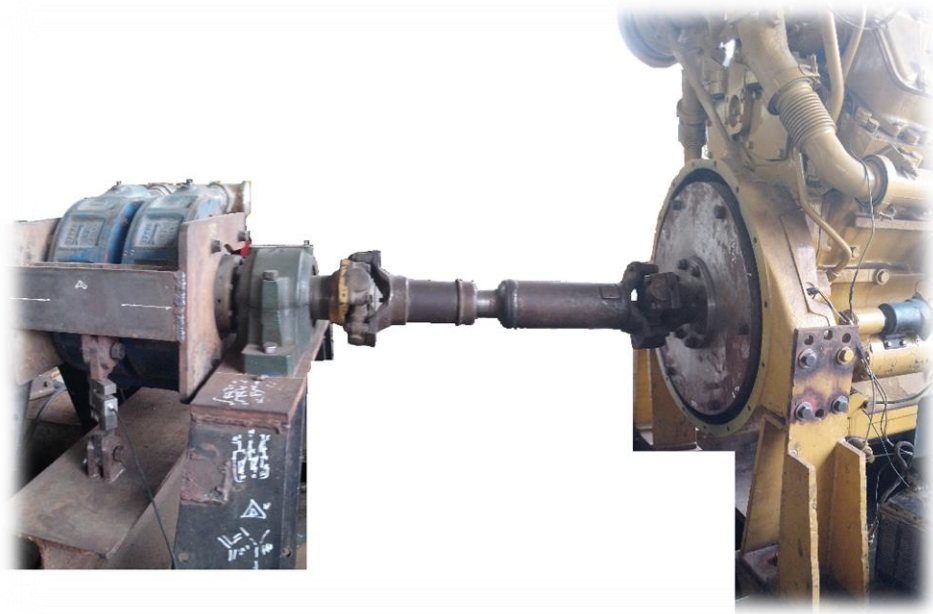
Fuente: FOCUS APPLIED TECHNOLOGIES SDN. BHD. Data acquisition module

El módulo permite también la conexión de varias entradas para las lecturas de señales como la velocidad del motor, la temperatura y presión de aceite del motor, éstos últimos con el ánimo de verificar también la lectura proveniente del Deep Sea y que sean consistentes.

6.5 SISTEMA MECÁNICO

Los sistemas mecánicos están constituidos principalmente por elementos o dispositivos que tienen como función trabajar en conjunto para poder transmitir el movimiento desde una fuente de poder. Los elementos pertenecientes al sistema mecánico son: fuente de poder (Motor CI), acoples, cardan y freno hidromático (modificado para que funcione como dinamómetro).

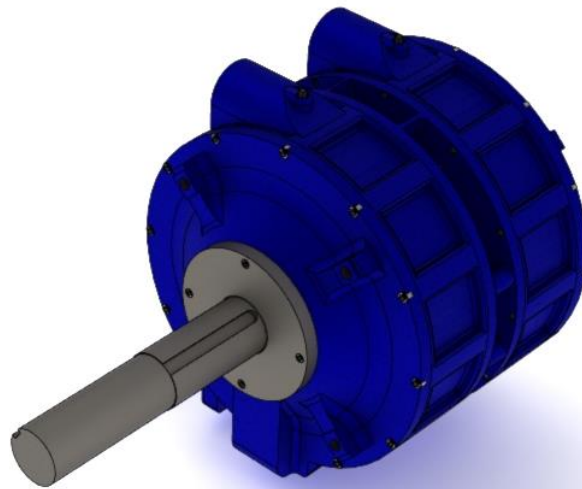
Figura 52. Sistema de transmisión de movimiento entre el motor y freno hidromático.



Fuente: Autores

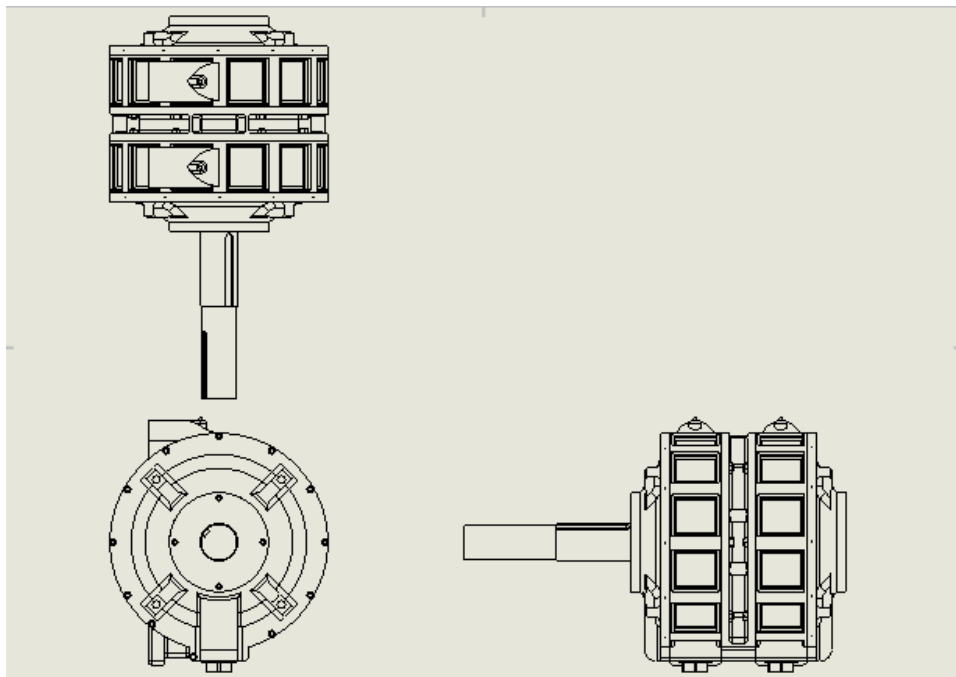
6.5.1 Freno Hidromático. Este componente principal hidrodinámico se caracteriza por absorber la energía mecánica del motor y convertirla en energía térmica, que se ve reflejada en el aumento de temperatura del fluido de trabajo que usualmente es agua. Su tamaño o modelo es 15DR con una velocidad máxima de 2300 [RMP] y una capacidad de frenado de hasta 1600 [HP], (en el anexo D se pueden apreciar las características completas del freno utilizado para la realización de este proyecto y de los diferentes modelos que ofrece la compañía Parmac LLC). La empresa ATR S.A.S. cuenta con este freno hidromático (figura 22), originalmente creado para trabajar en plataformas de perforación rotativos de uso pesado.

Figura 53. Representación isométrica del freno hidromático



Fuente: Autores

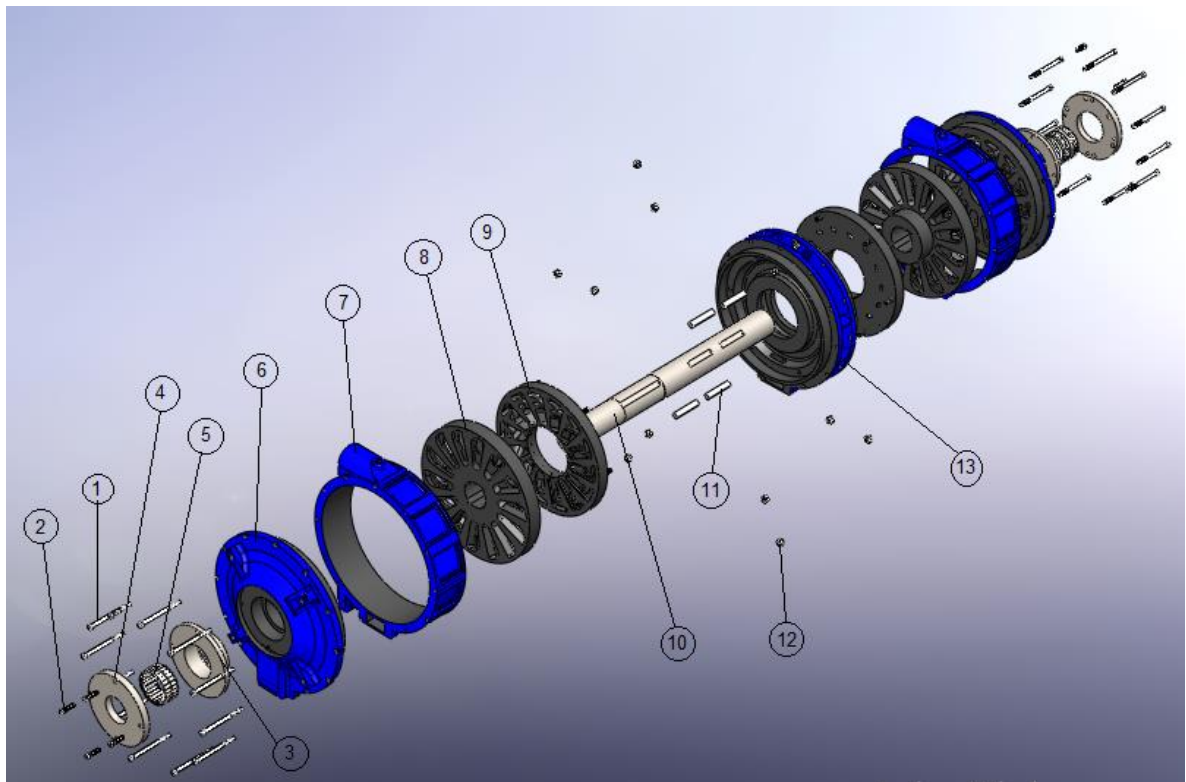
Figura 54. Vistas isométricas principales del freno hidromático



Fuente: Autores

6.5.1.1 Despiece total del freno hidromático. Por medio de un software CAD se realizó una réplica aproximada ya que afortunadamente se pudo hacer un despiece parcial del freno hidromático, por lo que es posible mostrar las partes que lo componen, y destacando las más relevantes mediante un explosionado.

Figura 55. Explosionado



Fuente: Autores

Cuadro 12. Piezas marcadas de la figura 55.

Pieza	Nombre	Descripción
1	Tornillo de tapa lateral	3/8" x 5" tornillo cabeza hueca hexagonal. Une la tapa lateral con el anillo-carcasa y el cuerpo central.
2	Tornillo de tapa	5/16" x 1.5" tornillo cabeza hueca hexagonal. Une la tapa que retiene los rodamientos con la tapa lateral
3	Camisa de rodamiento	pieza donde va ubicado el rodamientos
4	Tapa	retiene el rodamiento de la parte izquierda
5	Rodamiento	cilíndrico
6	Tapa lateral	funciona como tapa y como estator izquierdo
7	Anillo de carcasa	es por donde entra y sale el agua
8	Rotor o turbina	esta formado por cavidades ensanchadas y tiene movimiento solidario con el eje
9	Estator	tiene bolsillos volteados y se fija al cuerpo central para ser el estator derecho
10	Eje	trasmisor de movimiento
11	Chaveta	pieza que hace posible que el rotor y el eje tengan movimiento solidario
12	Tuerca	fija el estator derecho con el cuerpo central
13	Cuerpo central	distribuidor del fluido de trabajo

Fuente: Autores

6.5.1.2 Mantenimiento correctivo del freno hidromático. Anteriormente el freno se encontraba realizando su trabajo de origen en una plataforma de perforación para después entrar en una inactividad considerable, por lo que se procede a intervenirlo de manera correctiva. A continuación, se fraccionan de manera general las actividades del mantenimiento correctivo.

- Se comienza aflojando toda la tornillería lateral contenida en las dos tapas para después extraerlos.
- Se procede a retirar la tapa que retienen los rodamientos para después sacarlos.
- Ya estando el conjunto de tapa retenedora y rodamientos afuera, se tiene la libertad de poder extraer la tapa lateral sin ninguna interferencia y posteriormente retirar también el rotor o turbina junto con el eje.
- Nuevamente se aflojan y se retiran las tuercas que se encuentran en la cavidad del cuerpo central para poder extraer los estatores que se fijan al mismo.
- Se colocan los rodamientos en un recipiente para quitarle la grasa dañada mezclada con residuos de agua y después limpiarlos con gasolina y aire a presión.
- Las superficies de los estatores y rotor que tiene contacto con el agua se lijan hasta quitarles la corrosión para posteriormente pintar dichas áreas con una solución anticorrosiva.
- Se llevan el cuerpo central y los anillos de carcasa a un lugar aislados para lavar todo el conjunto y los diversos caminos que contienen para flujo de trabajo. El anterior lavado se hace con agua a presión mediante una hidrolavadora.
- Para finalizar se reúnen todas las piezas secas y limpias para colocarle sus respectivos empaques y sellos y proceder a su lógico ensamble.
- Después de ensamblar se procede con la lubricación, la cual se realizó de la siguiente manera: los sellos se lubricaron con dos o tres golpes del

surtidor de grasa y los rodamientos se saturan hasta que la grasa sea expulsada por el conducto de escape de grasa. El tipo de grasa usada es una grasa resistente al agua a base de calcio.

6.5.1.3 Acondicionamiento del freno hidromático para ser utilizado como dinamómetro. Partiendo de los conceptos básicos de par, fuerza y dinamómetro, se procedió a armar, agregar, ubicar y seleccionar los elementos necesarios para que en conjunto trabajen como un dinamómetro hidráulico.

Como se puede apreciar en el ítem 6.5.1 Freno hidromático, es evidente que se requiere y se necesita diversos ajustes para poder llegar al objetivo final, el cual es que el freno hidromático funcione como un dinamómetro hidráulico.

Requerimientos y necesidades:

- Principalmente se necesita un eje continuo que “atraviese” el freno para que tenga dos puntos de apoyo ya que, en todos los casos, el freno Hydromatic debe estar apoyado en cada lado para no crear un momento de torsión en la carcasa del freno, causado por las cargas del eje.
- Este importante elemento viene de fábrica con la configuración y un diseño para trabajar en plataformas de perforación. En su diseño cuenta con un eje que se muestra en el ítem 6.5.1 y, como se puede observar, sobresale de un solo lado, y con dos tipos de diámetros en cierta sección de eje, por lo que se necesita un eje macho y uno hembra para tener un eje continuo con dos puntos de apoyos.
- Dos componentes ubicados en los puntos de apoyos que permitan girar al freno sobre su propio eje.
- Dichos ejes deben satisfacer los diámetros internos y externos del eje principal que viene con el freno de fábrica y las chumaceras, cojinetes o rodamientos según sea el caso, respectivamente.

- Brazo acoplado a un punto fijo para aplicar el principio del momento y medir el par.
- Se requiere un dispositivo para medir fuerza o presión para posteriormente obtener el torque.
- Estructura base para soportar el dinamómetro hidráulico

ATR S.A.S. en su amplio inventario cuenta con unas chumaceras las cuales serán detalladas más adelante, entregando con éstas parámetros de diámetros externos para los ejes hembra y macho.

La empresa suministró para el proyecto el eje hembra el cual se encontraba en las instalaciones en el área mantenimiento. Se tiene la hipótesis de que éste hacía parte de un cargador 988.

Al eje hembra (figura 56) se le realizó sus respectivos estudios para determinar si cumplía con los requerimientos mínimos de medidas para este ensamble, dando como resultado medidas apropiadas para poder ensamblar eje principal, eje hembra y chumacera.

Figura 56. Eje hembra



Fuente: Autores

Por otra parte, el eje macho fue fabricado en un taller que trabaja aunado con ATR S.A.S. con las especificaciones de medidas necesarias, las cuales eran delimitadas por elementos externos ya dados como el freno hidromático, la chumacera con su respectivo rodamiento y la estructura-base. Los detalles de las medidas se encuentran en el anexo F.

Figura 57. Eje macho



Fuente: Autores

Teniendo en cuenta que es necesario un sistema basculante que gire sobre su propio eje y contenga un brazo para relacionar fuerza y distancia para la medición del par, se realizó una estructura de hierro que está unida por medio de tornillos, quedando solidaria al freno y cumpliendo el papel del brazo basculante. Por otra parte, se instaló una estructura base (figura 28) que, como su nombre lo indica, es donde se encuentra apoyado el freno. Se adecuaron unas chumaceras para que el freno junto a su estructura-brazo giren libremente. En medio de la estructura-base se optó por poner un perfil en “I” y que está soldado al chasis del banco, siendo éste el punto de anclaje o punto fijo para poner la celda de carga.

Figura 58. Montaje y acondicionamiento del freno hidromático como dinamómetro hidráulico



Fuente: Autores

1. Estructura-brazo
2. Ensemble de la celda de carga entre punto fijo y móvil
3. Punto fijo
4. Perfil en "I"
5. Freno hidromático
6. Chumacera
7. Estructura-base

6.5.2 Chumaceras. Las chumaceras utilizadas en este proyecto reposaban en las instalaciones de ATR S.A.S. junto con un equipo de bombeo industrial. Evaluando sus características, se hicieron los respectivos análisis para validar su uso.

Figura 59. Chumaceras acopladas en el equipo de bombeo industrial.



Fuente: Autores

Del registro fotográfico (figura 59) se obtuvo información (anexo G) de referencia de las chumaceras (pie partido SNU522-619). Después del arduo trabajo para retirar las chumaceras del equipo donde se encontraban, se logró finalmente visualizarlas en su totalidad desarmadas y se percató del tipo del rodamiento contenido dentro del cuerpo: rodillos a rotula con jaula de chapa de acero reforzado (figura 60).

Figura 60. Rodamiento de rodillo a rótula



Fuente: Autores y NKE AUSTRIA GmbH. Rodamientos de rodillos a rótula.

Después de tener contar con las referencias y datos técnicos, se obtuvo las siguientes especificaciones de acuerdo con SKF²⁰

- Soportan desalineaciones
- Los rodamientos de rodillos a rótula son autoalineables como los rodamientos de bolas a rótula o los rodamientos CARB
- Gran capacidad de carga
- Los rodamientos de rodillos a rótula están diseñados para soportar cargas radiales elevadas, así como cargas axiales elevadas en ambos sentidos.
- Larga vida útil
- Los rodillos están fabricados con tolerancias dimensionales y geométricas tan ajustadas que son prácticamente idénticos en un conjunto de rodillos. Los rodillos simétricos se autoajustan, por lo que garantizan una distribución óptima de la carga a lo largo del rodillo y, junto con el perfil especial, evitan los picos de tensión en los extremos de los rodillos.
- Baja fricción
- Resistente.

Los datos técnicos se pueden visualizar en el anexo H de un catálogo de la empresa NTN SNR EUROPA la cual es líder mundial en diseño y fabricación de rodamientos. Se tomó este catálogo por la alta similitud de sus productos con los rodamientos estudiados.

Con esta información recopilada se pudo comparar factores como carga estática, velocidad límite, dimensiones y demás; teniendo los datos técnicos del cuerpo de la chumacera y los diámetros de los eje hembra y macho $D_{eje} = 4[in] \approx 101 [mm]$, se seleccionó en el catálogo de rodamientos de rodillo a rótula el rodamiento con el mismo diámetro del eje (equivalente al diámetro interno del rodamiento), y con

²⁰ SKF. Rodamiento de rodillos de rótula. [En línea] [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html> >

un diámetro externo que encaje en el cuerpo de la chumacera o se aproxime. Ahora los datos del rodamiento a analizar son:

- Carga estática: 465 [KN]
- Carga dinámica: 370 [KN]
- Velocidad de referencia: 3200 [RPM]
- Velocidad límite: 3900 [RPM]

Con todas sus características favorables, se procede a comprar los datos técnicos; el freno hidromático pesa 580 [lb] $\approx$ 2,580 [KN] de carga estática el cual se repartirá en dos chumaceras que son sus puntos de apoyo. Aproximadamente cada chumacera soportará 1,29 [KN] por lo que se concluye que esta carga es muy mínima a comparación de la carga máxima soportada por el rodamiento utilizado. Por otra parte, la velocidad promedio manejada en el banco para los motores son de 1800 [RPM] la cual es mucho menor a la velocidad límite que se pueden tener en los rodamientos. Con todo lo anteriormente expuesto, tanto el rodamiento como su cuerpo son más que aptos para ser utilizados.

6.5.3 Cardán y acoples. Al igual que el eje hembra, se tiene la hipótesis de que el cardán junto con el eje proviene de un cargador 988H y también fue suministrado por la empresa para que hiciera parte del sistema de transmisión de movimiento. Nuevamente, tal como se hizo en el ítem pasado con las chumaceras, se procedió a estudiar las características del cardán y compararlos con los parámetros aproximados que se manejarían en el banco para asegurarse de que cumple con los requerimientos.

Figura 61. Cardán



Fuente: Autores

Según información tomada de la Universidad Nacional de la Plata²¹, se tiene:

➤ Acople

Pequeño: desalineación en paralelismo 0,005"

Grande: desalineación en paralelismo 0,03"

(Desalineación angular más común es de $\pm 3^\circ$)

(Maximo axial 0,03")

²¹ UNIVERSIDAD NACIONAL DE PLATA. Mecanismos y sistemas de aeronaves. Mecanismos y elementos de máquinas. [En línea] [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/PRESENTACION%20ACOPLES%20y%20%20JUNTAS%202014%20-Junta%20Cardanica.pdf> >

- Junta universal: Para desalineación más considerable

Velocidades muy bajas (<10 rpm) hasta 45°

Velocidades >10 rpm hasta 30°

Velocidades > 600 rpm 20°

Partiendo de la información anterior y, como se pueden ver en la figura 8, se usó junta universal entre freno y cardán y junta universal entre cardán y volante. También se acopló el volante de manera rígida a la catarina del motor (figura 62) y se ubicó el freno de tal manera que el eje quedara a 62,5 [Cm] del chasis (es una distancia promedio del patín a los volantes de los diversos motores a evaluar). Al diseñar las sub-bases de los motores, se hacen de forma que la distancia del volante al patín quede cercana a 62,5 [cm] y así manejar ángulos de inclinación del cardán no mayores a 15° y por ende trabajar a las velocidades de operación 1800 [RPM] de manera satisfactoria.

Figura 62. Junta universal cardan-volante y acople rígido entre el volante y la catarina del motor



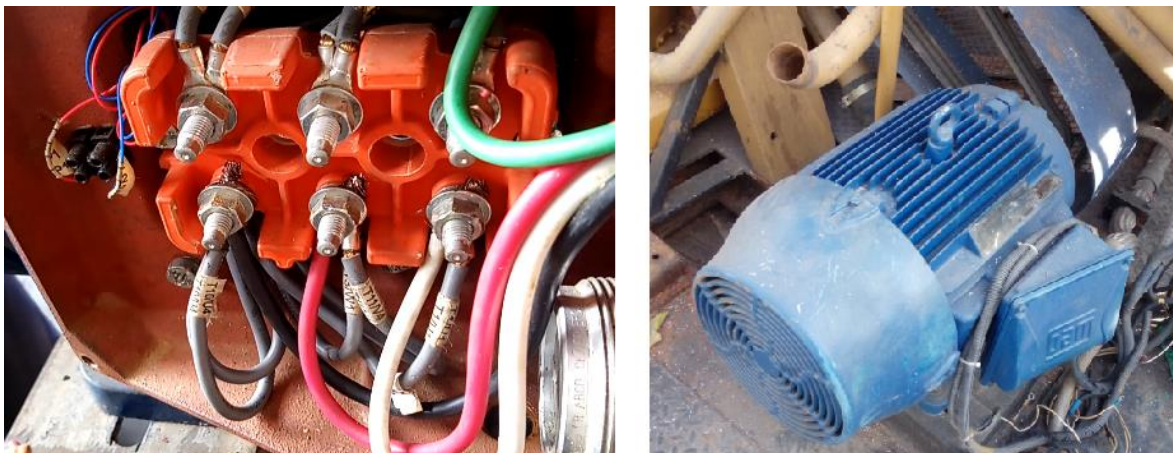
Fuente: Autores

6.6 SISTEMA DE POTENCIA ELÉCTRICA

Inicialmente se tenían dos motores eléctricos de 40 [HP], uno para el ventilador y otro para mover la bomba centrífuga principal. Se pensaba energizar todo con un generador modelo GTA 315 SI BC con motor DOOSAN, 1800 [RPM] y voltaje 440 [V], pero debido a las modificaciones hidráulicas sólo quedó un motor eléctrico de 40[HP] perteneciente al ventilador del radiador, y otros dos, de menor tamaño, a 110 [V] para las bombas centrífugas.

El motor eléctrico del ventilador se conectó de manera directa a la fuente eléctrica trifásica de la empresa a 220[V] con una conexión interna delta ya que es, relativamente, un bajo voltaje, teniendo como seguridad un breaker eléctrico entre la fuente y el motor.

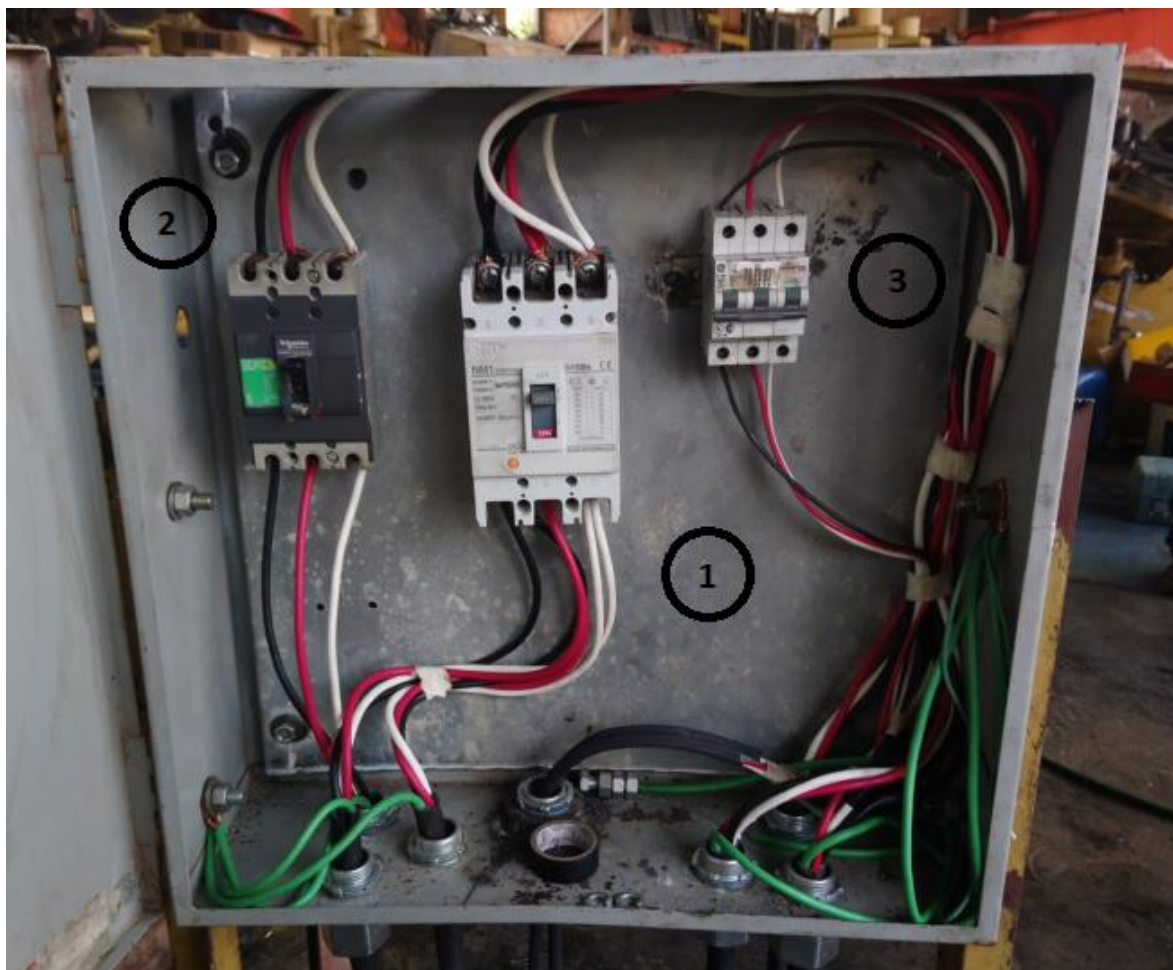
Figura 63. Conexión interna delta del motor eléctrico del ventilador



Fuente: Autores

Asimismo, los motores a 110 [V] se alimentaron de la fuente eléctrica de la empresa sin ningún problema, también con el mismo sistema de seguridad de breaker.

Figura 64. Tablero de seguridad del sistema de potencia eléctrica



Fuente: Autores

El número uno corresponde al breaker del motor de mayor capacidad, (motor del del ventilador del radiador) y los números dos y tres corresponden a los motores a 110 [V] que mueven las bombas centrífugas.

6.7 BANCO PARCIALMENTE FINALIZADO

Figura 65. Vista lateral 1



Fuente: Autores

Figura 66. Vista lateral 2



Fuente: Autores

7. PROTOCOLO, MANTENIMIENTO Y RECOMENDACIONES DEL BANCO DE PRUEBAS

Como en toda actividad ingenieril, existen conjuntos de reglas que rigen los trabajos y el presente proyecto no es la excepción, por lo que se tienen diferentes notaciones con el fin de tener una sostenibilidad del banco y mejoramientos a futuros.

7.1 PROTOCOLO

7.1.1 Preparación del banco antes de hacer la prueba

- Por seguridad y salud en el trabajo lo primero es que todos los presentes a realizar la prueba tengan sus elementos de seguridad (gafas, protección auditiva, guantes, cascos y demás) y para laborar cómodamente se debe hacer una limpieza previa del banco. Todos los elementos del banco y sus alrededores, deben estar absolutamente limpios.
- Se procede a chequear y calibrar todos los elementos de medidas, controles y electrónicos (válvula fisher, generador de señal digital, módulo de adquisición de datos, monitor de parámetros, celda de carga, manómetros, termocuplas etc.).
- Tener preparada y lista la fuente o suministro de corriente (generador según sea el caso) para todos los elementos del banco.
- Chequear todos los elementos (bombas, motores eléctricos etc.) y verificar que estén funcionando correctamente.

7.1.2 Pasos para un correcto uso del banco y ejecución de la prueba

- a) Solicitar el protocolo y las guías de pruebas.
- b) Realización de check
- c) Ingreso y montaje del motor a evaluar con sus respectivas sub-bases hechas previamente.
- d) Instalación y acople entre dinamómetro y motor por medio del cardán
- e) Conexión de escapes.
- f) Conexión de ductos de combustible
- g) Conexión de accesorios de pruebas
- h) Pre-lubricación, llenado de aceite del motor
- i) Realización de la prueba según la guía.
- j) Generación de información de resultados de las pruebas.
- k) Aprobación de resultados de las pruebas (inspector de calidad o ingeniero a cargo)
- l) Desconexión de los instrumentos de medición.
- m) Finalizar con su respectiva limpieza y organización de todo el lugar de prueba.

7.1.3 Guía de prueba

- Preparar el banco y hacer los pasos de la “a – h” para un correcto uso y ejecución de la prueba.
- Encender el motor con el sistema hidráulico apagado pero con las líneas llenas de agua y el dinamómetro cebado.
- Cerciorarse de que la válvula Fisher en la línea de admisión al dinamómetro esté cerrada.
- Para motores mediana y gran capacidad, relativamente, (700 a 1600 [HP]) encenderlo con el sistema hidráulico apagado pero con las líneas llenas, y la bomba y el dinamómetro cebado.

- Acelerar el motor hasta llevarlo a 1800 [RPM] para empezar la toma de datos con velocidad máxima y torque mínimo.
- Después de tener el motor a 1800[RPM] encender el sistema hidráulico.
- Posteriormente abrir paulatinamente la válvula Fischer dejando pasar el agua hasta que se cree una resistencia (torque de frenado) que disminuya las RPM del motor. En ese preciso momento se adquiere el primer dato reflejado por el módulo que es el torque y las otras variables las obtenemos por inspección y de forma “manual”.
- En los dos primeros datos se deja trabajando el motor de 15 a 30 minutos mientras la respuesta del dinamómetro sea acertiva, haciendo el procedimiento anterior en esos 30 minutos dos veces para corroborar la respuesta del dinamómetro con el paso de agua y dejar que el motor se asiente mecánicamente ya que la mayoría estarán recién reparados.
- Para los demás datos, se hacen las tomas en intervalos de máximo 15 minutos bajando la revolución de 100 en 100 hasta 1200[RPM].

7.2 MANTENIMIENTO

Como primera medida se seleccionan los elementos del banco que necesitan mantenimiento y qué tipo de mantenimiento.

- Unos de los elementos a tener en cuenta es el **freno hidromático** que hace parte del dinamómetro hidráulico; se le hará un mantenimiento preventivo por medio de lubricación y limpieza.

Según PARMAC²², al freno se le suministra racores de lubricación para los cojinetes y las juntas. Cuando el freno está en uso, los sellos deben

²² PARMAC LLC. Hydromatic brake catalog. [En línea] Estados Unidos [Consultado 4 Nov. 2018]
 Disponible en: <
<http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://drillquest.net/pdf/items/datasheet-836.pdf> >

lubricarse antes y después con varios golpes del compresor de grasa. Los rodamientos también deben ser lubricados antes y después con dos o tres golpes del compresor de grasa. Debe tenerse cuidado de asegurarse de que los accesorios de alivio y los orificios de descarga estén limpios. Use grasa No. 2 resistente al agua (base de calcio) para los sellos y cojinetes.

- Para la **bomba centrífuga** se aplicará un mantenimiento preventivo de inspección que elabora una orden de trabajo para que una bomba hidráulica se saque de servicio, se desacople, se desarme, se examinen rodamientos, el eje, el impulsor, los anillos de desgaste, la carcasa, el acople, etc., teniendo en cuenta los empaques, sellos mecanismos y alineación. Se puede considerar una revisión anual.
- Para los **motores eléctricos** se sugiere la siguiente secuencia para un mantenimiento preventivo con un estimado de tiempo para dicha actividad: con el motor apagado, se limpia el interior con aire seco a baja presión con aspirador. Comprobar conexiones y devanados. Examinar si existen señales de humedad grasa o aceite en el devanado. Probar resistencia en aislamiento y conexión a tierra. Comprobar carga en el arranque. Comprobar engrase y estado de los rodamientos cambiándolos si fuese necesario. Comprobar y equilibrar el motor. Comprobar el estado de la carcasa, amarres, conexiones, tornillos y ventilación. Esta secuencia de actividades se puede hacer de cada 3 meses a 6 meses según sea el estado del motor por medio del chequeo quincenal o mensual.

7.3 RECOMENDACIÓN Y SUGERENCIAS PARA LA MEJORA DEL BANCO DE PRUEBAS

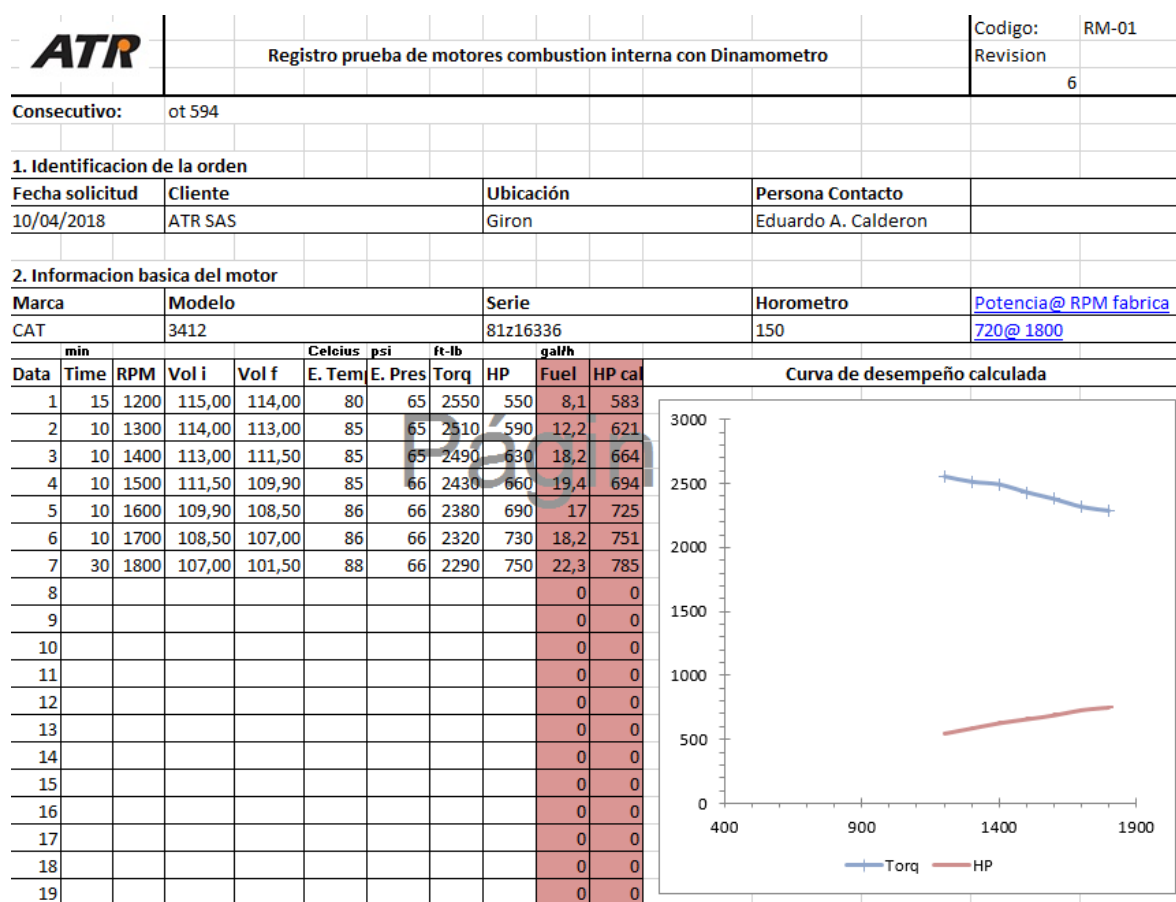
- Emplear una válvula de control de flujo de menor tamaño y capacidad para los motores de menos potencia de tal forma que sea más fácil el control de torque de frenado.

- Fabricación de una cabina que permita reducir la generación de ruido de las pruebas, ya que la zona está siendo edificada y por tal razón no se puede generar mucho ruido a ciertas horas, con lo que entraría en conflicto con los intereses de la empresa en el caso donde se urja entregar un motor con su prueba de calidad.
- Aislar el área de pruebas con seguridad.
- Implementar un sistema de cableado que reduzca la interferencia electromagnética en las señales de las pruebas para evitar que se pierdan o bloquee el software.
- Emplear un PLC para adquisición de lecturas y que permita enviar señales de control a la válvula de control de flujo, solenoide de aceleración y apagado del motor para automatizar el proceso. Tratar de emplear un lazo cerrado controlando los tiempos para cada rango de potencia o torque y potencia max deseada de tal forma que se pueda obtener la curva de desempeño del motor más fácil.
- Emplear un analizador en la tubería de descarga de gases para observar la calidad de la combustión en términos de monóxidos, dióxidos de carbono y contenido de azufre.
- Continuar las pruebas para las otras líneas de motores que emplea ATR S.A.S. para configurar los parámetros del dinamómetro para cada uno y tener el historial. A su vez tener los volantes y bases para cada línea ya fabricados de esta forma el tiempo para realizar las pruebas es mucho menor.
- Mejorar el sistema de aceleración al gobernador del motor.
- Implementar más sensores para cálculos de delta de temperatura del radiador, sensores de nivel o flujo para cálculos de consumo de combustible.
- Registro de parámetros del alternador y demás accesorios del motor.

8. RESULTADOS

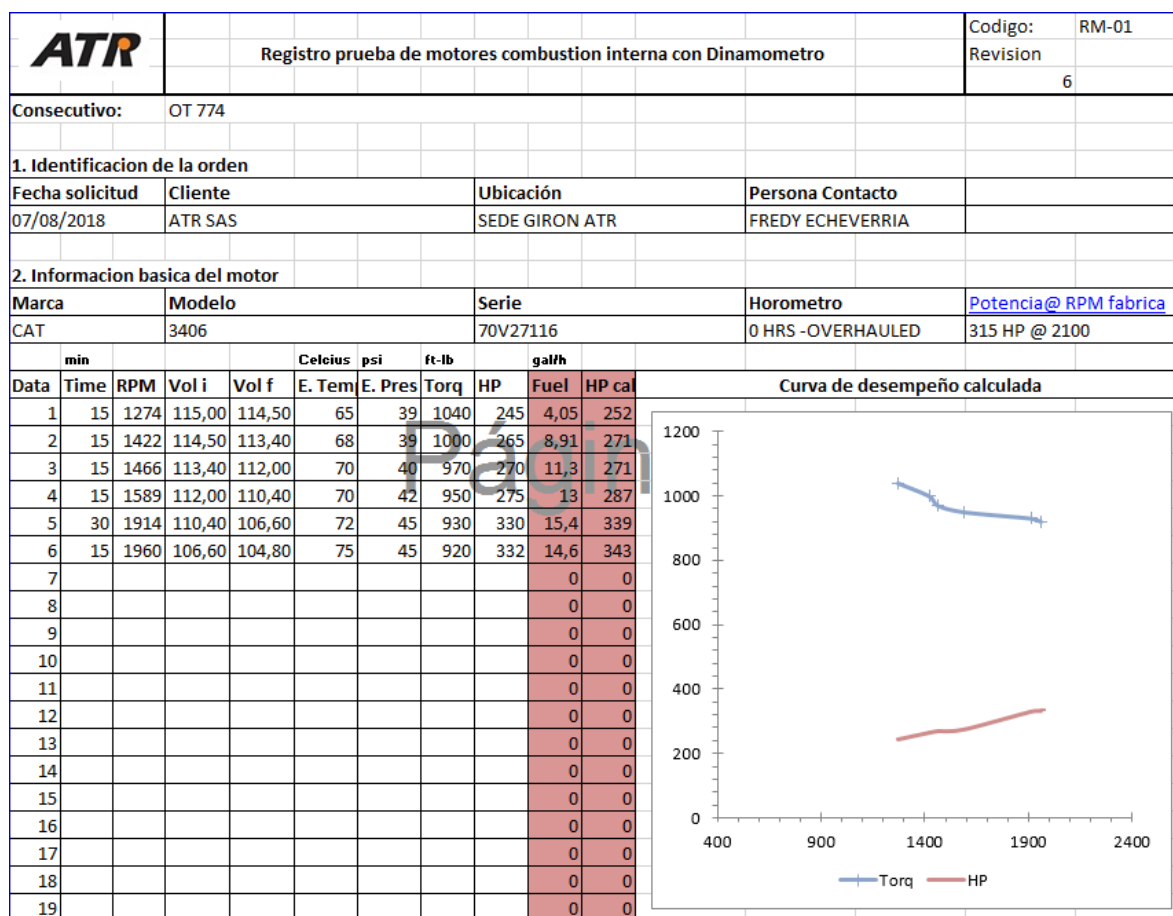
A continuación, se muestran los resultados de las pruebas hechas inicialmente al motor CAT 3412 y luego al CAT 3406, presentados en un formato suministrado por la empresa ATR SAS.

Figura 67. Resultados de prueba del motor 3412



Fuente: Autores y Codirector

Figura 68. Resultados de prueba del motor 3406



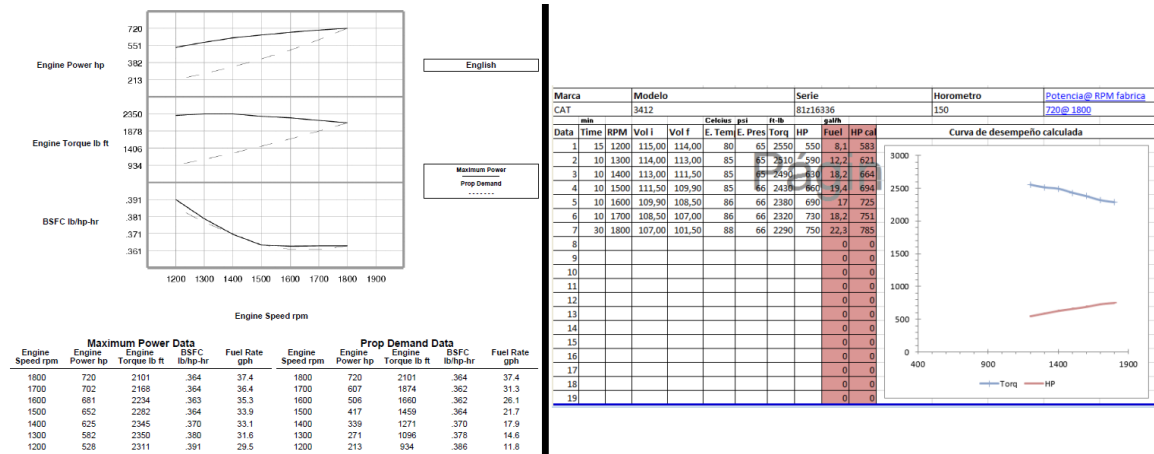
Fuente: Autores y Codirector

9. ANÁLISIS DE PRUEBA Y RESULTADOS

- La válvula Fisher actual de 2 [In] con su actuador son para grandes flujos de agua lo cual para motores de baja potencia dificultan el control de las pruebas ya que con leves aperturas se supera el torque de los motores y los tiende a apagar, por tal razón es que la prueba se inició con 1800 [RPM] y el mínimo torque.
- Anteriormente se recomendó un sistema de cableado para evitar intromisión. Dicha recomendación se hizo porque, realizando la curva de aprendizaje, en los picos de torque más alto o en los momentos donde se aceleraba el motor, el software de la tarjeta de adquisición de datos se bloqueaba y la única forma de retomar el funcionamiento del programa era reiniciando el computador. Por tal motivo, se contactó al proveedor y después de comunicarle lo sucedido informó que eso generalmente sucede por interferencia electromagnética y el trabajo en conjunto de diversos sensores, en especial el Pick-up, entonces asimismo se hizo la recomendación de contar con un cableado especial, como un apantallado para cancelar los cruces.
- La repuesta de la conversión de flujo por el hidromático a potencia de freno o torque es retardada y puede tomar cerca de unos 30 a 90 segundos en algunos casos.
- Un motor eléctrico gobernado por el monitor mueve la palanca de aceleración y el tiempo de respuesta es un poco lento y lineal. Por otra parte, cuando ya se tiene torque de frenado además de tener una respuesta lenta en algunas ocasiones, el motor no responde ante el aumento de aceleración. Durante las pruebas se observa que es mejor cuando se acelera el motor intermitentemente hasta conseguir el valor de potencia o torque deseado. Para evitar que la potencia de freno “le gane” a la potencia generada, se realiza la prueba desde el valor más alto de RPM y así, con el paulatino aumento del

flujo de agua hacia el dinamómetro, crearle resistencia hasta obtener el máximo torque a esa velocidad.

Figura 69. Comparación de las curvas teóricas VS las curvas experimentales del motor 3412.



Fuente: Autores

El *data sheet* donde están las gráficas teóricas y gran parte de la información técnica del motor 3412, se puede apreciar por completo en los anexos.

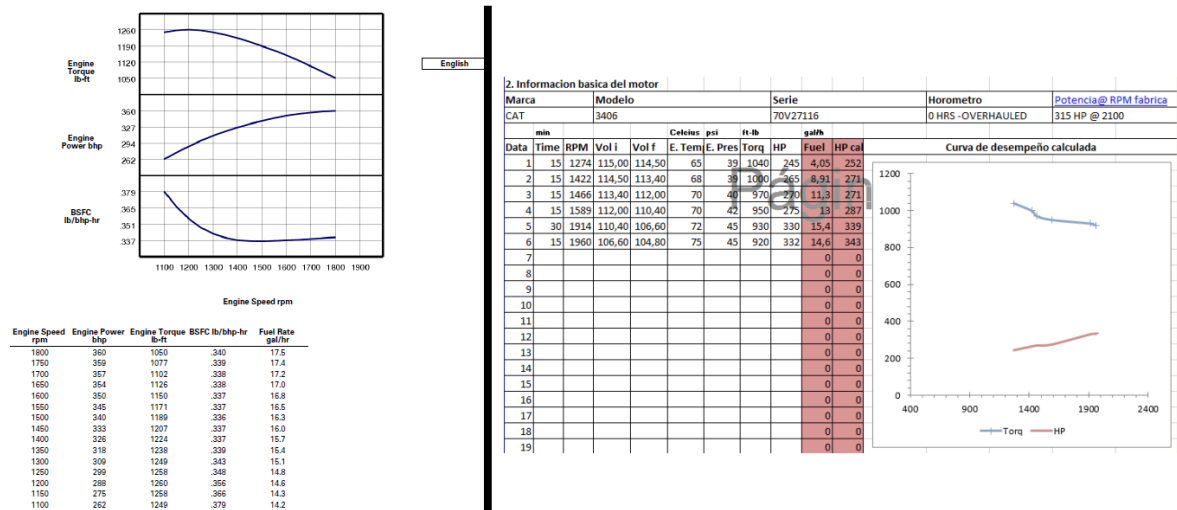
Lo primero a tener en cuenta es la manera en la que crece la curva de potencia ya que debe ser lo más lineal posible y sin cambios bruscos de pendiente. Dicha característica se da gracias a la curva de par, donde el interés está en que sea constante lo más próxima a su máximo. Según lo evidenciado en las pruebas, se puede observar que el comportamiento de las curvas experimentales se asemeja a las características mencionadas anteriormente, dando por entendido que el mantenimiento realizado fue bien llevado a cabo.

En las dos curvas se puede apreciar que el motor obtiene sus puntos máximos a las mismas [RPM] 720,750 @1800 y 2311, 2550 @1200 para la potencia y el torque respectivamente.

Se deseaba crear las curvas con sus formas características y obtener la mayor información posible de los datos, pero el torque de frenado ofrecido por el dinamómetro es bastante elevado lo cual restringió la toma de datos quedando igual al *data sheet* de las curvas teóricas (curvas por el fabricante).

Es importante destacar que, en todos los datos tomados, los valores de potencia y torque en las curvas experimentales siempre fueron mayores que los de las curvas teóricas a las mismas rpm, debido a que los motores fueron levemente sobrecargados con la resistencia ofrecida por el dinamómetro, con lo que es posible darse cuenta del buen rendimiento de los motores después de su mantenimiento hecho por los operarios de la empresa ATR SAS.

Figura 70. Comparación de las curvas teóricas VS las curvas experimentales del motor 3406



Fuente: Autores

El *data sheet* donde están las gráficas teóricas y gran parte de la información técnica del motor 3406 lo podrán apreciar por completo en los anexos.

En comparación con la prueba del motor CAT 3412, en las curvas experimentales del motor 3406 se evidencia un poco de discontinuidad. Una de las hipótesis que se tienen es que el motor no está funcionando con un buen rendimiento volumétrico o las válvulas de los cilindros no están trabajando como debe ser, ya que también todos los datos de torque y potencia son más bajos que la curva teórica a las mismas [RPM]. Sin embargo, hay muchas cosas por corregir en la toma de datos las cuales se mencionaron en las recomendaciones, pero en términos generales el motor tuvo de un 70% a 80% de semejanza en su comportamiento con respecto al motor nuevo o salido de fábrica.

Según la gráfica experimental, la zona que presenta un comportamiento bastante llamativo está en el régimen de 1500 a 1900 [RPM] ya que la curva de par tiende a ser estable y a generar un crecimiento lineal en la potencia, lo que indica que el motor trabajaría muy bien en un régimen medio-alto.

10. CONCLUSIONES

Después de la interacción por más de 6 meses entre la industria del mantenimiento y otros servicios a maquinaria pesada, y los autores de este proyecto en representación de la Universidad Industrial de Santander podemos concluir que se tuvo un crecimiento y un aprendizaje por las dos partes, con una gran importancia para los autores ya que se pudo aterrizar diversos conceptos vistos a lo largo de la carrera. Aprendiendo y poniendo en práctica trabajos manuales y el uso de herramientas y procesos de los cuales solo se tenían ideas generales.

Desarrollando un trabajo de investigación y de construcción basado en el método científico se logró cumplir los objetivos planteados inicialmente; partiendo del cliente como consumidor (ATR SAS) y atendiendo sus necesidades damos inicio al desarrollo general del proyecto, pasando por generación de ideas, búsqueda de información, selección de idea, diseño conceptual o bosquejo y haciendo un hincapié en el diseño preliminar se tiene que decir que este diseño tuvo un flujo de desarrollo basado en la disponibilidad de materia prima y elementos del banco. En ese orden de ideas se trabajó a modo de modificar y justificar por medio de las diversas herramientas como software, cálculo, la selección, ubicación y funcionalidad de las cosas, este se debe a factores importantes como los recursos, economía, adquisición de diversos elementos y demás.

Es pertinente destacar que a pesar de algunas sobredimensiones, planes correctivos y métodos empíricos se logra diseñar por medio de innovación, modificación y búsqueda de nuevas alternativas con los elementos y materia prima disponible para posteriormente implementar el banco de pruebas para motores

diésel, haciendo varias pruebas para la curva de aprendizaje y como definitivas dos pruebas para los motores 3412 y 3406 obteniendo exitosamente las curvas de torque y potencia para posteriormente compáralas con las curvas teóricas y así expresar con fundamentos las condiciones en los cuales se encuentran los motores después de su reparación.

BIBLIOGRAFÍA

ATARES, Pedro. Potencia de los tractores agrícolas. Asaja Huesca. [En línea] España. 4 p. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <https://www.unirioja.es/dptos/daa/docencia/1021017potencia.pdf> >

ATR SAS. [En línea] [Consultado 9 Nov. 2018] Disponible en: < <http://www.atrsas.com/> >

CAMPOS M., Carlos F & CORTINA R., Luis E. Diseño de un dinamómetro para la optimización del rendimiento en pista del prototipo fórmula SAE UCV. Universidad Central de Venezuela. Caracas 2010.

CATERPILLAR. 3412C Marine propulsión. [En línea] Estados Unidos. Mayo, 2008. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <http://goldcoastpower.com/brochures/CAT%203412C%20Brochure%20Specifications.pdf> >

_____ 3512 Industrial engine. [En línea] Estados Unidos. 2012. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < http://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/3512_IND-A_955bKW >

CENGEL, Yanus & BOLES, Michael. Termodinámica. 7 ed. New York, N.Y., U.S.A, 2011. 503-504 p. ISBN: 978-607-15-0743-3

COLLINS, Ruben. Reparación Mayor Motor Komatsu SA6D170 D-375. [En línea] [Consultado 9 Nov. 2018] Disponible en: < <https://www.youtube.com/watch?v=J6XLxE1N90g> >

Controladores digitales de válvula Fisher FIELDVUE™ DVC6000. El manual de instrucciones del controlador digital de válvula DVC6000 (D102794X012). Emerson Automation Solutions. Fecha de publicación Septiembre de 2013. Consultado el 12 mayo de 2017. Disponible en: http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/instruction_manuals/d102794x012.pdf

FOCUS APPLIED TECHNOLOGIES SDN. BHD. Data acquisition module. [En línea] Penang. Malaysia. [Consultado 4 Dic. 2018] Disponible en: < <http://www.focusappliedtechnologies.com/download/DAQ-Manual1.pdf> >

GOMEZ, Iñaki. Ensayo de M.C.I. alternativos. [En línea] España. Mayo, 2001. [Consultado 4 Dic. 2018] Disponible en: < <http://www.ehu.eus/mmtde/bancomot.htm> >

Heywood, John B. Professor of Mechanical Engineering. Massachusetts of Tecnology. Internal combustion engine fundamentals. Engine design and operating parameters. Brake torque and power. ISBN: 0-07-028637-X. 1988. Pág. 46

ISO 14396. International Organization For Standardization. Reciprocating internal combustion engines — Determination and method for the measurement of engine power — Additional requirements for exhaust emission tests in accordance with ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines. Publicación 1 de junio de 2002.

MANTON, Anthony. DSE7200 / DSE7300 Series Control Module. [En línea] 54 p [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <http://www.cramelectro.com/docs/ENG/7200-7300%20Series%20Operators%20Manual.pdf> >

MARQUEZ, Freddy y ROJAS Miller. Diseño y construcción de un banco de pruebas para motores monocilindricos de cuatro tiempos a gasolina. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Universidad Pontificia Bolivariana. Facultad de Ingeniería Mecánica. Escuela de Ingeniería y Administración. Bucaramanga. 2011. Pág. 143.

MARQUEZ, Luis. Dr. Ing. Agrónomo. La potencia de los motores. Comparación de las potencias obtenidas al aplicar diferentes normas de ensayo al mismo motor, tomado como referencia la correspondiente al ensayo según DIN 70020. Publicado en mayo 2005. Pág. 44. Consultado 4 Noviembre de 2018. Disponible en: https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf_Agrotec/Agrotec_2005_5_40_44.pdf >

MARTINEZ, Albert. Motores de combustión interna. [En línea] España. Enero, 2007. 4 p. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: <

<http://kimerius.com/app/download/5783856817/Motores+de+combusti%C3%B3n+interna.pdf> >

NKE AUSTRIA GmbH. Rodamientos de rodillos a rótula. [En línea] [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <http://www.nke.at/es/rodamientos-aplicaciones/rodamientos-estandar/rodamientos-de-rodillos-a-rotula/> >

NUÑEZ, Carlos. Bancos para obtención de la potencia. [En línea] [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <https://studylib.es/doc/207765/3.-bancos-para-medida-de-potencia> >

PARMAC INC. Hydromatic and hydrotarder auxiliary brakes. [En línea] Estados Unidos. [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://drillquest.net/pdf/items/datasheet-836.pdf> >

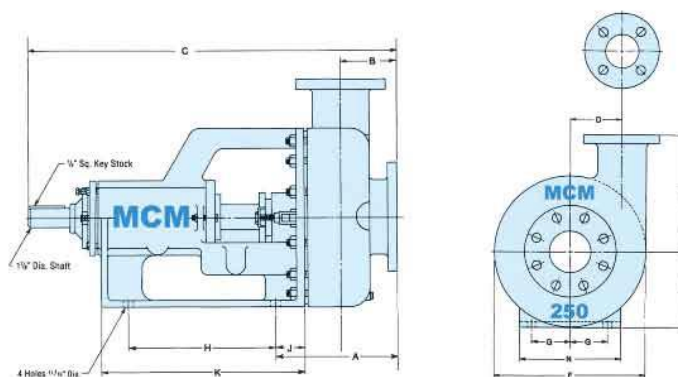
_____ Hydromatic brake catalog. [En línea] Estados Unidos [Consultado 4 Nov. 2018] Disponible en: < <http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://drillquest.net/pdf/items/datasheet-836.pdf> >

SAE Internacional. J1349 Revised AUG2004. Uface Vehicle Standard. Engine Power Test Code—Spark Ignition and Compression Ignition—Net Power Rating. Compression Ignition Engine Correction Formulas. Modificado Agosto 2004. Pág. 8

ANEXOS

Anexo A. Características de la bomba principal

250 SERIES Dimensional Outline



PEDESTAL, HOUSING & INSTALLATION DIMENSIONS																	
SIZE	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	M	N	Max Imp. Diam.	Min. Imp. Diam.	Suction Size	Discharge Size	Weight Lbs.
2x3x13	8 ³ / ₄	3 ³ / ₄	33	7	10 ¹ / ₄	17 ⁷ / ₈	3 ¹ / ₂	15 ⁷ / ₁₆	2 ⁵ / ₁₆	19 ⁵ / ₈	9	9	13	6	3	2	430
3x4x13	9 ³ / ₈	4 ¹ / ₄	33 ³ / ₈	6 ³ / ₄	10 ¹ / ₄	17 ⁷ / ₈	3 ¹ / ₂	15 ⁷ / ₁₆	2 ⁵ / ₁₆	19 ⁵ / ₈	9	9	13	6	4	3	440
4x5x14	10 ³ / ₄	5	35	6 ¹ / ₈	11	19	3 ¹ / ₂	15 ⁷ / ₁₆	2 ⁵ / ₁₆	19 ⁵ / ₈	9	9	14	7	5	4	490
5x6x11	12 ¹ / ₁₆	5 ³ / ₄	36 ³ / ₈	6	11	17 ⁷ / ₈	3 ¹ / ₂	15 ⁷ / ₁₆	2 ⁵ / ₁₆	19 ⁵ / ₈	9	9	11	8	6	5	520
5x6x14	12 ¹ / ₁₆	5 ³ / ₄	36 ³ / ₈	6	11	21	3 ¹ / ₂	15 ⁷ / ₁₆	2 ⁵ / ₁₆	19 ⁵ / ₈	9	9	14	10	6	5	550
6x8x11	13 ¹ / ₄	6 ³ / ₄	37 ¹ / ₂	8 ³ / ₈	14	20	3 ¹ / ₂	15 ⁷ / ₁₆	2 ⁵ / ₁₆	19 ⁵ / ₈	9	9	11	8	8	6	610
6x8x14	13 ¹ / ₄	6 ³ / ₄	37 ¹ / ₂	8 ³ / ₈	14	23	3 ¹ / ₂	15 ⁷ / ₁₆	2 ⁵ / ₁₆	19 ⁵ / ₈	9	9	14	10	8	6	630

FLANGE SIZES

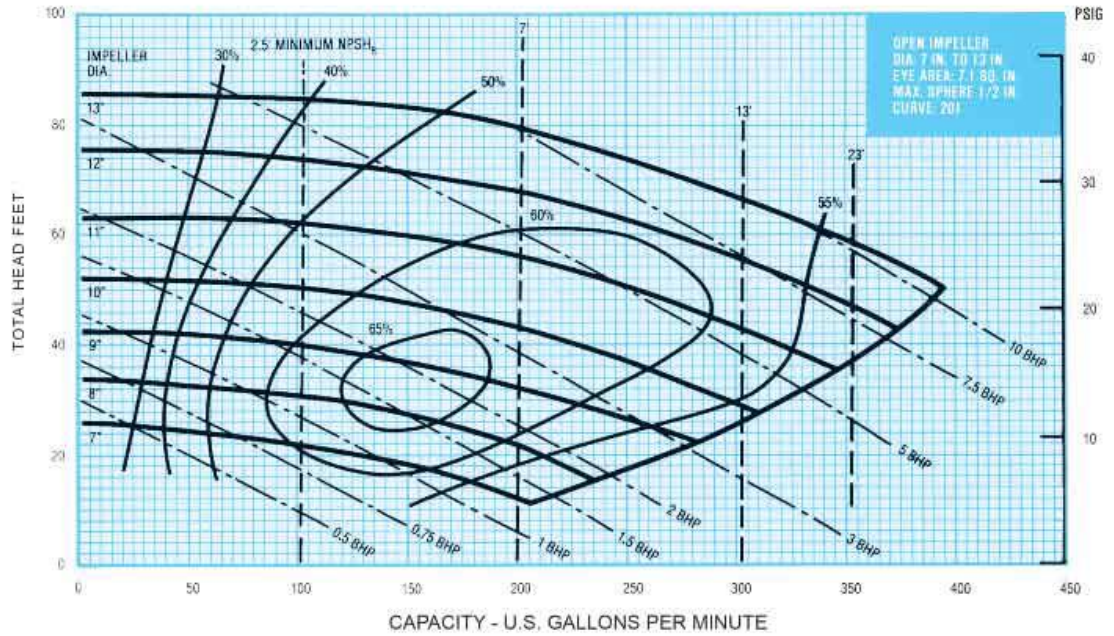
FLANGE SIZE	I.D.	O.D.	B.C.	NO. OF HOLES	SIZE OF HOLES	THICKNESS
2	2	6	4 ³ / ₄	4	3/4	5/8
3	3	7 ¹ / ₂	6	4	3/4	3/4
4	4	9	7 ¹ / ₂	8	3/4	15/16
5	5	10	8 ¹ / ₂	8	7/8	15/16
6	6	11	9 ¹ / ₂	8	7/8	1
8	8	13 ¹ / ₂	11 ³ / ₄	8	7/8	1 ¹ / ₈

MCM... The Pump Manufacturing Company!!

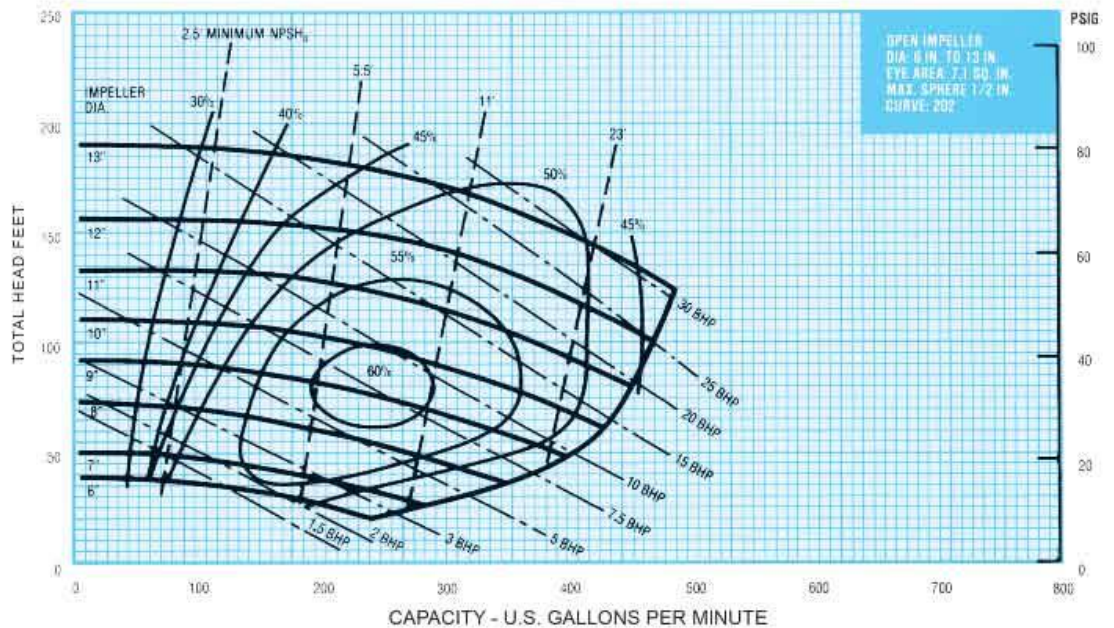


250 SERIES

2 x 3 x 13 1150 RPM



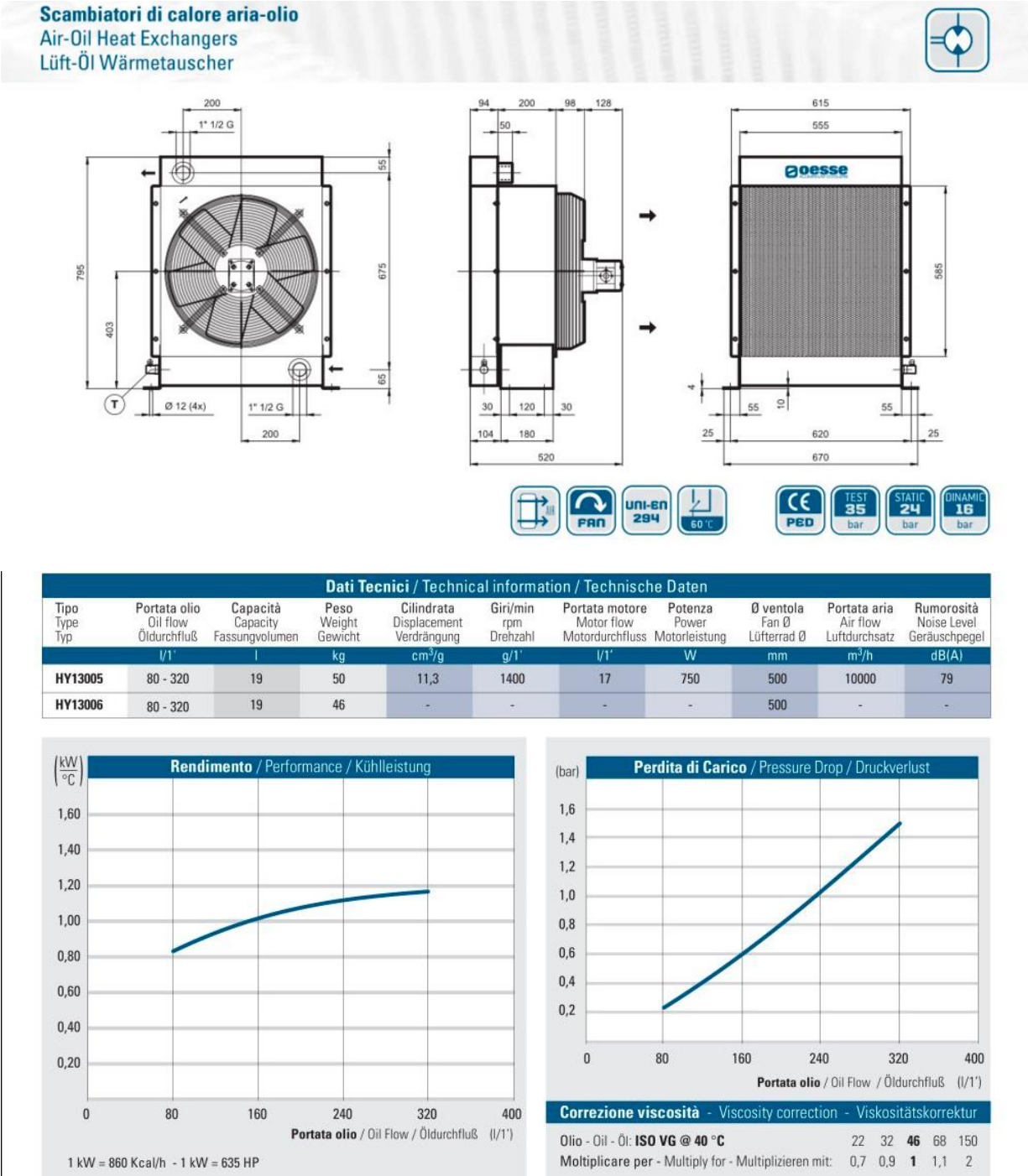
2 x 3 x 13 1750 RPM



Curves show performance with clear water. If specific gravity is other than 1.0, curve HP must be corrected.

Anexo B. Características del radiador de volumen similar

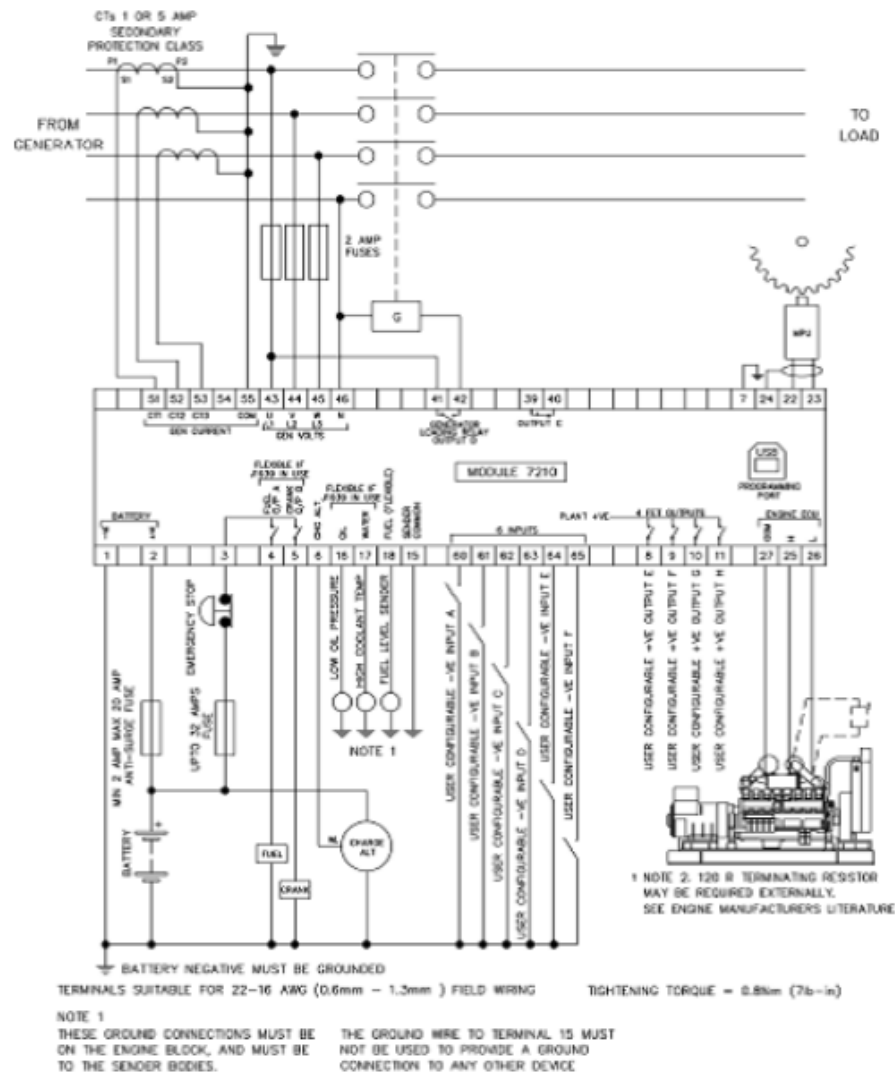
RADIADOR DE VOLUMEN SIMILAR AL RADIADOR QUE POSEE LA EMPRESA



Anexo C. Plano del módulo

4.3.1 CONTROL DE ARRANQUE AUTOMÁTICO 7210

3 fases, 4 hilos



Anexo D. Características generales del freno hidromático

TABLE 1
HYDROMATIC BRAKES® OR HYDROTARDERS®

SIZE or Model	Maximum Pressure P.S.I.	Maximum Speed RPM	Maximum Shaft Dia. Inches	Volume In Gallons	Weight of Brake Pounds	Capacity Horsepower
111-300	25	2300	1 3/4	1	180	300
112-500	25	2300	2	3	265	500
15 DR	25	2300	3 1/8	6	580	1600
121	25	2300	3 1/8	2	300	800
122	25	2300	3 1/8	3 1/4	432	1600
201	25	1550	5	5	980	1500
22 SR	25	1550	4 15/16	10	1200	2500
202	25	1550	5	9 1/10	1475	3000
22 DR	25	1550	4 15/16	20	2300	4000
V-80	15	1550	5	13 1/2	1240	5000
SSK28	15	900	5	17	2120	5500
262	15	850	5 1/2	30	2650	6000
341	15	600	7 1/2	35	3400	6000
341-A	15	600	7 1/2	35	2465	6000
! 40 SR	15	570	7 1/2	68	3400	6000
342	15	600	7 1/2	56	5300	7500
342-A	15	600	7 1/2	56	3900	7500
! 46 SR	15	500	7 1/2	80	5000	7000
60 SR	15	375	7 1/2	180	9500	8000
451	15	500	7 1/2	78	3700	8500
481	15	450	7 1/2	98	7500	9000
V200	15	480	7 1/2	96	9100	10000
V295	15	350	9 1/4	315	26880	12000

Brakes are furnished with special shafts to customers specifications up to the maximum shaft diameter shown.

! Obsolete Models 40 SR. replaced by 341, 46 SR. replaced by 342

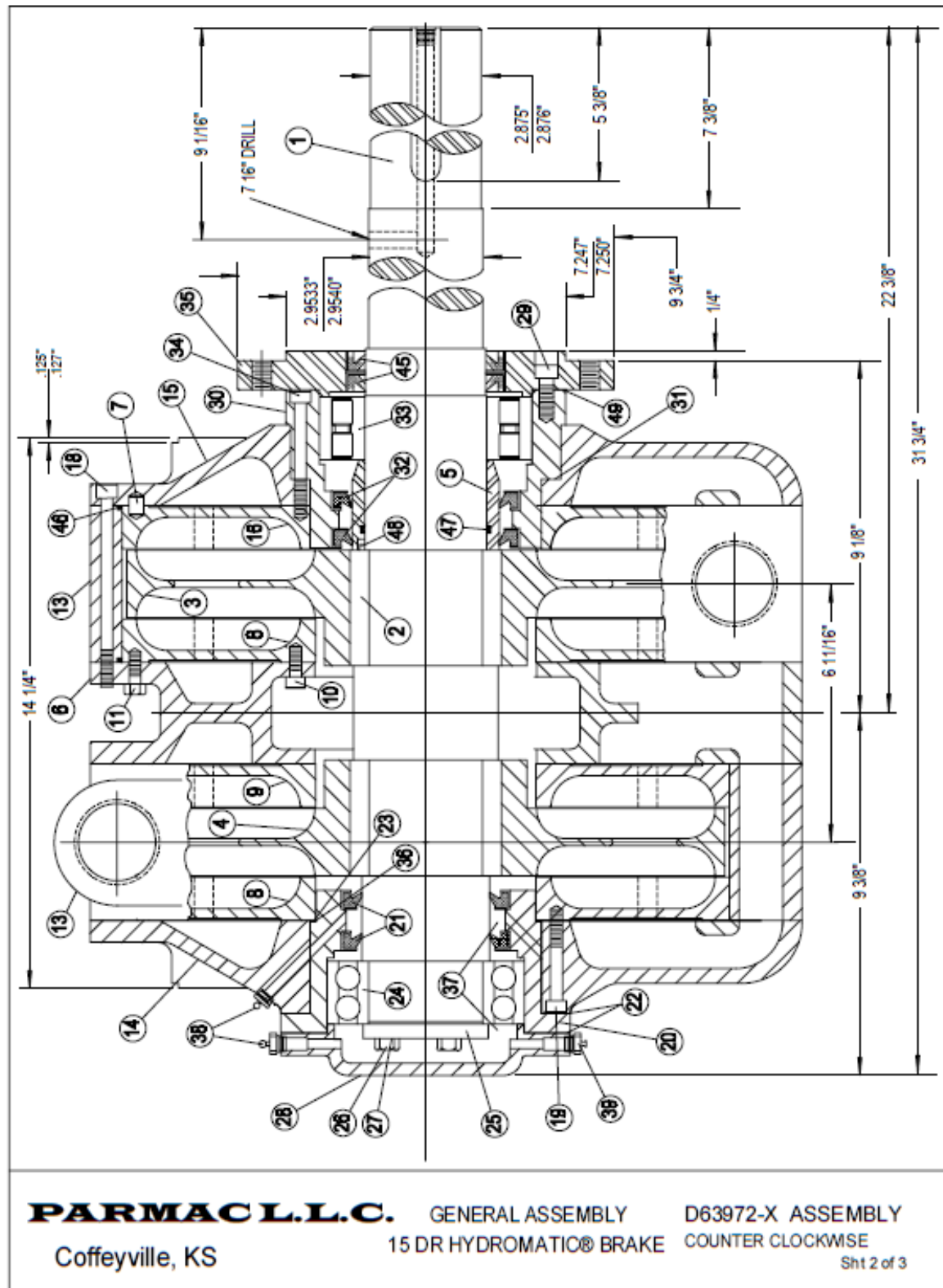
Capacity Horsepower is based upon maximum possible fluid flowrate thru the brake.

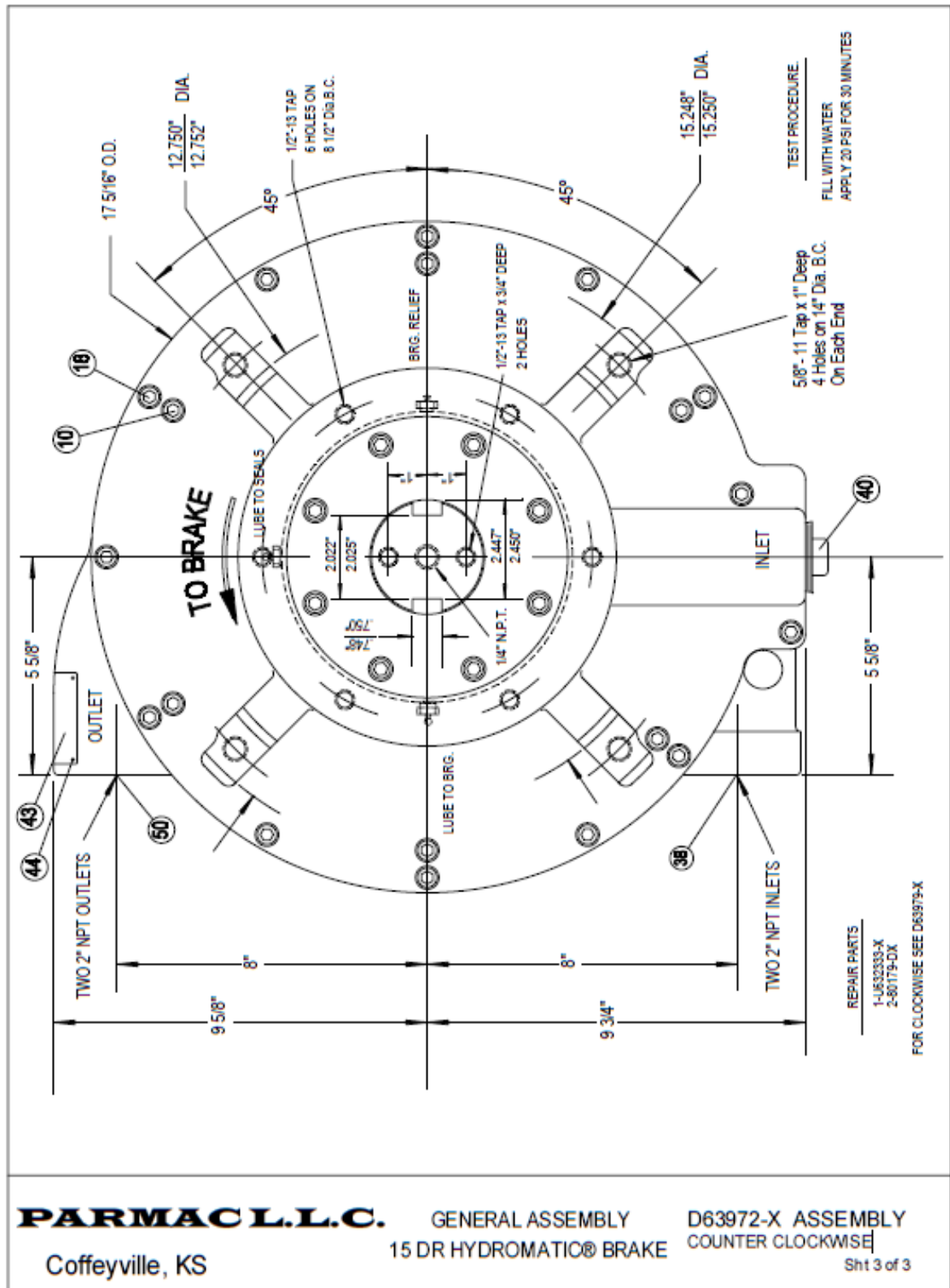
Maximum Speed based upon maximum rotational speed of rotor and attainable at a flowrate and horsepower less than the Capacity Horsepower.

Anexo E. Detalle dimensional del freno hidromático

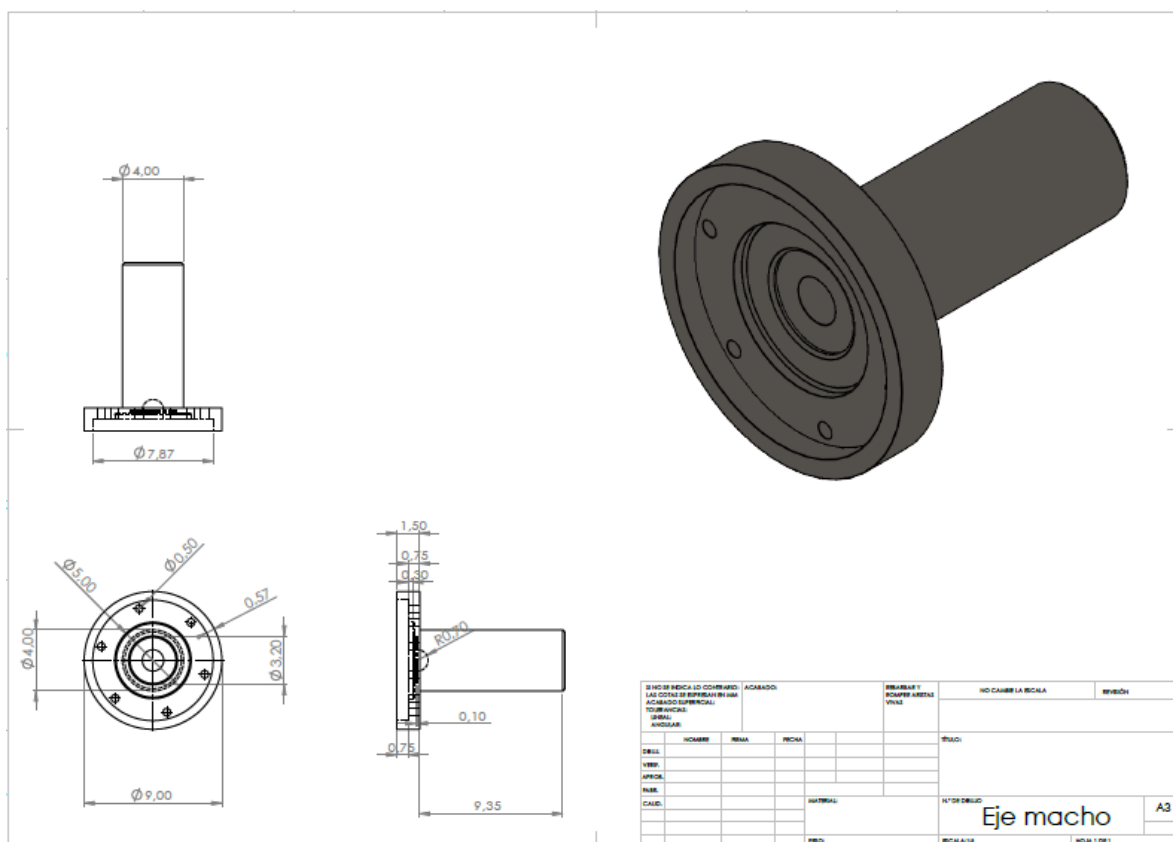
D63972-X ASSEMBLY
15 DR HYDROMATIC® BRAKE

ITEM NO.	PART NO.	NAME OF PART	MATERIAL	NO. REQD	DESCRIPTION
1	63973	SHAFT	STEEL	1	
2	K433-21	KEY	STEEL	4	
3	51467-R	ROTOR	C.	1	
4	51467-L	ROTOR	C.I.	1	
5	631222	SLEEVE	BRONZE	1	
6	51466	ADAPTER	C.I.	1	
7	83074-B	LOCATING PIN	C.F.S.	16	
8	63566-R	R.H. POCKET SECTION	C.I.	2	
9	63565-L	L.H. POCKET SECTION	C.I.	1	
10	K951-33	CAP SCREW	SOCK. HD.	20	3/8" X 5/8"
11	K539-54	CAP SCREW	HEX.HD.	12	3/8" X 7/8"
13	56155	CENTER RING	C.I.	2	
14	51464-R	R.H. CAP	C.I.	1	
15	56171-L	L.H. CAP	C.I.	1	
16	63565-AL	L.H. POCKET SECTION	C.I.	1	
17					
18	K539-H-0320	CAP SCREW	SOCK. HD.	26	3/8" X 5"
19	K539-H-0309	CAP SCREW	SOCK. HD.	4	3/8" X 2 1/4"
20	56143	BEARING ADAPTER	C.I.	1	
21	80179-BC	SEAL		2	
23	18628-B	PACKING		2	
24	K531-072	BALL BEARING	STEEL	1	
25	95340	KEPPER PLATE	STEEL	1	
26	K539-H-0304	CAP SCREW	HEX.HD.	3	3/8" X 1"
27	K192-3	LOCKWASHER	STEEL	3	3/8" SPLIT
28	56142	COVER PLATE	C.I.	1	
29	K539-H-0305	CAP SCREW	SOCK. HD.	14	3/8" X 1 1/4"
30	56141-X	BEARING ADAPTER	C.I.	1	
31	95342	GASKET	VELL.	2	
32	80179-DW	SEAL		2	
33	K531-115	ROLLER BEARING		1	
34	K539-20	CAP SCREW	SOCK. HD.	4	5/16" X 3"
35	63974	COVER PLATE	C.I.	1	
36	K237-AA	PERMATEx		1	1/3 11 OZ TUBE
37	80198-E	GREASE		1	1 LB NO. 2 CALCIUM BASE
38	K522-18	GREASE FITTING	STL	4	1/8" NPT
39	K522-27	RELIEF FITTING	STEEL	2	1/8" NPT
40	K549-M-1001	PIPE PLUG	C.I.	2	2" NPT
41	K549-M-0207	PIPE PLUG	C.I.	6	1/8" NPT
42	K549-M-0301	PIPE PLUG	C.I.	8	1/4" NPT
43	63505	NAME PLATE	BRASS	1	
44	K717-11	DRIVE SCREW		4	
45	80179-OX	SEAL		2	
46	K465-044	"O" RING	RUBBER	4	
47	K465-136	"O" RING	RUBBER	1	
48	K909-0125-0375	ROLL PIN	STEEL	1	
49	631010-X	SHIM SET	PLASTIC	1	
50	K660-2	THREAD PROTECTOR	PLASTIC	4	2" FEMALE
PARMAC L.L.C.			MATERIAL LIST		D63972-X ASSEMBLY
Coffeyville, Kansas			15 DR HYDROMATIC® BRAKE		C.C.W. ROTATION Sht. 1 of 3





Anexo F. Plano detallado del eje macho

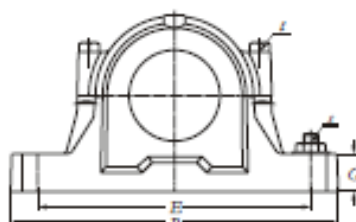


Anexo G. Características del cuerpo base de los rodamientos

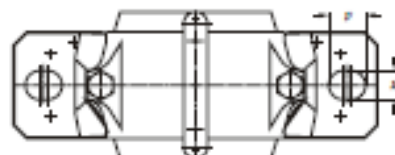
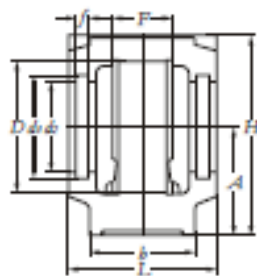
SLB SNU 500-600



PLUMMER BLOCK HOUSINGS



HOUSING SIZE	SHAFT DIAMETER	PLUMMER BLOCK HOUSING	PLUMMER BLOCK HOUSING DIMENSIONS (mm)										
	d (mm)		D	B	b	G	F	A	L	H	E	d_1	d_2
			(H8)				(H13)	(H13)					(H12)
SNU 516	70	SNU 516-613	140	315	90	32	58	95	120	175	280	92.5	101.0
SNU 616	70	SNU 519-616	170	345	100	35	68	112	145	208	290	131.0	141.0
SNU 517	75	SNU 517	150	320	90	32	61	95	125	181	280	97.5	106.0
SNU 617	75	SNU 520-617	180	380	110	40	70	112	160	214	320	137.5	147.5
SNU 518	80	SNU 518-615	160	345	100	35	65	100	140	191	290	102.5	111.0
SNU 519	85	SNU 519-616	170	345	100	35	68	112	145	208	290	131.0	141.0
SNU 619	85	SNU 522-619	200	410	120	45	80	125	175	237	350	147.5	157.5
SNU 520	90	SNU 520-617	180	380	110	40	70	112	160	214	320	137.5	147.5
SNU 620	90	SNU 524-620	215	410	120	45	86	140	185	271	350	157.5	167.5
SNU 522	130	SNU 522-619	200	410	120	45	80	125	175	237	350	147.5	157.5
SNU 524	110	SNU 524-620	215	410	120	45	86	140	185	271	350	157.5	167.5
SNU 526	115	SNU 526	230	445	130	50	90	150	190	290	380	167.5	177.5
SNU 528	125	SNU 528	250	500	150	50	98	150	205	302	420	177.5	187.5
SNU 530	135	SNU 530	270	530	160	60	106	160	220	323	450	192.5	202.5
SNU 532	140	SNU 532	290	550	180	60	114	170	235	344	470	202.5	212.5



PLUMMER BLOCK HOUSING DIMENSIONS (mm)						APPROPRIATE APARTMENT					
f	n	p	l	L	WEIGHT Kg	BEARING NUMBER	ADAPTER SLEEVE	LOCATING RING NUMBER	QTY	SEAL NUMBER	END COVER
5	22	28	M 20	M 16	9.4	1216 K 2216 K	H 216 H 316	SR 140X18 SR 140X12.5	2 2	U 516	516 NA-516 UA
6	22	28	M 20	M 16	13.5	1316 K 2316 K	H 316 H 2316	SR 170X14.5 SR 170X10	2 1	U 616	526 NA-519 UA
5	22	28	M 20	M 16	9.8	1217 K 2217 K	H 217 H 317	SR 150X16.5 SR 150X12.5	2 2	U 517	519 NA-517 UA
6	26	32	M 24	M 20	16.6	1317 K 2317 K	H 317 H 2317	SR 180X14.5 SR 180X10	2 1	U 617	520 UA
5	22	28	M 20	M 16	12.3	1218 K 2218 K	H 218 H 318	SR 160X17.5 SR 160X12.5	2 2	U 518	520 NA-518 UA
6	22	28	M 20	M 16	13.5	1219 K 2219 K	H 219 H 319	SR 170X18 SR 170X12.5	2 2	U 519	526 NA-519 UA
6	26	32	M 24	M 20	20.4	1319 K 2319 K	H 319 H 2319	SR 200X17.5 SR 200X13	2 1	U 619	528 NA-522 UA
6	26	32	M 24	M 20	16.6	1220 K 2220 K	H 220 H 320	SR 180X18 SR 180X12	2 2	U 520	520 UA
6	26	32	M 24	M 20	25.0	1320 K 2320 K	H 320 H 2320	SR 215X18.5 SR 215X13	2 1	U 620	530 NA-524 UA
6	26	32	M 24	M 20	20.4	1222 K 2222 K	H 222 H 322	SR 200X21 SR 200X13.5	2 2	U 522	528 NA-522 UA
6	26	32	M 24	M 20	25.0	2224 K 2324 K	H 224 H 324	SR 215X14 SR 215X10	2 1	U 524	530 NA-524 UA
6	26	35	M 24	M 24	29.8	2228 K 2328 K	H 3128 H 2328	SR 230X13 SR 230X10	2 1	U 528	532 NA-528 UA
6	35	42	M 30	M 24	37.5	2228 K 2328 K	H 3128 H 2328	SR 250X15 SR 250X10	2 1	U 528	528 UA
6	35	42	M 30	M 24	48.0	2230 K 2330 K	H 3130 H 2330	SR 270X16.5 SR 270X10	2 1	U 530	530 UA
6	35	42	M 30	M 24	51.0	2232 K 2332 K	H 3132 H 2332	SR 290X17 SR 290X10	2 1	U 532	532 UA

Anexo H. Características del rodamiento de rodillos a rótula



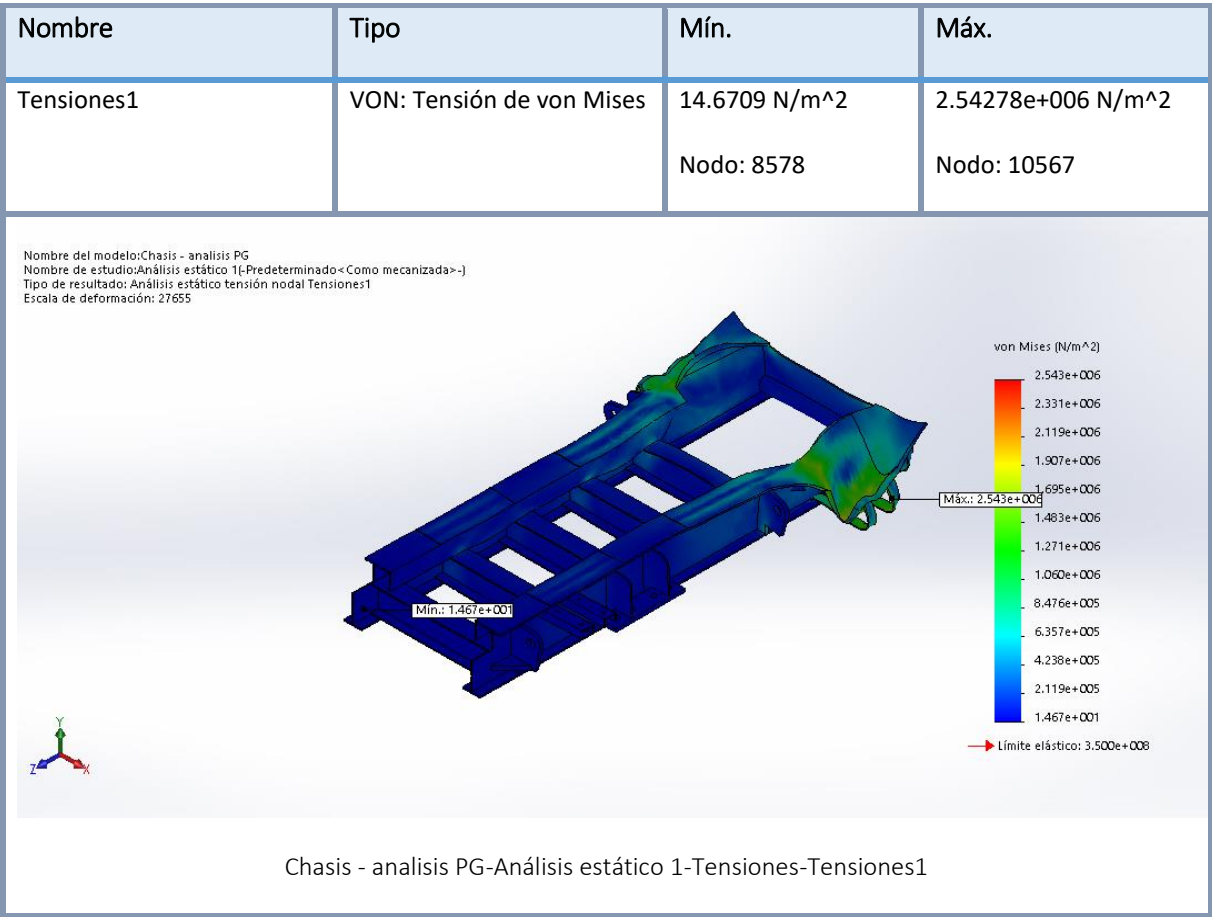
Lista de los rodamientos de rodillos a rótula

Dimensiones	d	D	B	UT A3E	Designación	Límite de carga de bolas C_0	Cargas de base		Factores de utilización				Velocidad crítica n_{cr}	Velocidad límite
							C	C_0	e	Y_1	Y_2	Y_3		
	mm				Diseño interior cónico	kN							rpm	
70	125	91	*		22214CAW32	28	235	240	0,22	3,01	4,46	2,94	4600	5500
	125	91	*		22214CG15W32	28	235	240	0,22	3,01	4,46	2,94	4600	5500
	125	91	*		22214CMV32	28	235	240	0,22	3,01	4,46	2,94	4600	5500
	150	95	*		21314V	30,3	246	240	0,23	2,9	4,31	2,83	4200	5200
	150	95	*		22214CAW32	35,7	420	365	0,34	2	3,96	1,90	3600	4500
	150	95	*		22214CG15W32	35,7	420	365	0,34	2	3,96	1,90	3600	4500
	150	95	*		22214CMV32	35,7	420	365	0,34	2	3,96	1,90	3600	4500
	150	95	*		22214CF900	35,7	420	365	0,34	2	3,96	1,90	3600	4500
75	130	91	*		22215CAW32	29,5	244	249	0,22	3,14	4,57	3,07	4600	5200
	130	91	*		22215CG15W32	29,5	244	249	0,22	3,14	4,57	3,07	4600	5200
	130	91	*		22215CMV32	29,5	244	249	0,22	3,14	4,57	3,07	4600	5200
	160	97	*		21315V	34,3	260	275	0,23	2,94	4,37	2,87	4000	5200
	160	95	*		22215CAW32	42,1	461	407	0,34	2	3,96	1,90	3600	4200
	160	95	*		22215CG15W32	42,1	461	407	0,34	2	3,96	1,90	3600	4200
	160	95	*		22215CMV32	42,1	461	407	0,34	2	3,96	1,90	3600	4200
	160	95	*		22215CF900	42,1	461	407	0,34	2	3,96	1,90	3600	4200
80	140	93	*		22216CAW32	33,4	276	267	0,22	3,14	4,57	3,07	4200	5600
	140	93	*		22216CG15W32	33,4	276	267	0,22	3,14	4,57	3,07	4200	5600
	140	93	*		22216CMV32	31,6	267	272	0,22	3,14	4,57	3,07	4200	5600
	140	93	*		22216CF900	31,6	267	272	0,22	3,14	4,57	3,07	4200	5600
	170	99	*		21316V	37,8	305	305	0,23	2,95	4,4	2,89	3600	4600
	170	99	*		22216CAW32	40	541	522	0,34	2	3,96	1,90	3400	3600
	170	99	*		22216CG15W32	40	541	522	0,34	2	3,96	1,90	3400	3600
	170	99	*		22216CMV32	40	541	522	0,34	2	3,96	1,90	3400	3600
85	150	98	*		22217CAW32	37,7	324	320	0,22	3,07	4,57	3	4100	5400
	150	98	*		22217CG15W32	37,7	324	320	0,22	3,07	4,57	3	4100	5400
	150	98	*		22217CMV32	37,7	324	320	0,22	3,07	4,57	3	4100	5400
	180	101	*		21317VM	43,7	355	365	0,23	2,99	4,46	2,90	3600	4600
	180	98	*		22217CAW32	51	589	604	0,32	2,09	3,11	2,04	3200	3600
	180	98	*		22217CMV32	51	589	604	0,32	2,09	3,11	2,04	3200	3600
	180	98	*		22217CF900	51	589	604	0,32	2,09	3,11	2,04	3200	3600
	180	98	*		22217CF900	51	589	604	0,32	2,09	3,11	2,04	3200	3600
90	160	103	*		22218CAW32	42,1	364	369	0,23	2,9	4,31	2,83	3600	5100
	160	103	*		22218CG15W32	42,1	364	369	0,23	2,9	4,31	2,83	3600	5100
	160	103	*		22218CMV32	42,1	364	369	0,23	2,9	4,31	2,83	3600	5100
	160	103	*		22218CF900	42,1	364	369	0,23	2,9	4,31	2,83	3600	5100
	190	104	*		21318VM	47,5	385	400	0,23	3	4,47	2,90	3400	4600
	190	104	*		22218CAW32	58,9	666	652	0,33	2,06	3,06	2,01	3000	3500
	190	104	*		22218CG15W32	58,9	666	652	0,33	2,06	3,06	2,01	3000	3500
	190	104	*		22218CMV32	58,9	666	652	0,33	2,06	3,06	2,01	3000	3500
95	180	104	*		22218CAW32	42,3	467	513	0,3	2,25	3,34	2,2	2900	3700
	180	104	*		22218CMV32	42,3	467	513	0,3	2,25	3,34	2,2	2900	3700
	170	103	*		22219CAW32	48,4	416	417	0,22	2,95	4,4	2,89	3600	4600
	170	103	*		22219CMV32	48,4	416	417	0,22	2,95	4,4	2,89	3600	4600
	200	105	*		21319V	51,3	395	423	0,23	3	4,46	2,90	3200	4500
	200	97	*		22219CAW32	61,1	732	751	0,32	2,09	3,11	2,04	2800	3200
	200	97	*		22219CMV32	61,1	732	751	0,32	2,09	3,11	2,04	2800	3200
	200	97	*		22219CF900	61,1	732	751	0,32	2,09	3,11	2,04	2800	3200
100	150	103	*		24120CAW32	34,8	361	419	0,26	2,35	3,5	2,3	3000	4100
	165	102	*		22120CAW32	43,3	464	569	0,28	2,39	3,56	2,34	3200	3900
	165	102	*		22120CG15W32	45,4	460	590	0,28	2,39	3,56	2,34	3200	3900
	165	102	*		22120CMV32	45,4	460	590	0,28	2,39	3,56	2,34	3200	3900
	180	105	*		22220CAW32	51,4	472	495	0,24	2,84	4,23	2,76	3600	4600
	180	105	*		22220CG15W32	51,4	472	495	0,24	2,84	4,23	2,76	3600	4600
	180	105	*		22220CMV32	51,4	472	495	0,24	2,84	4,23	2,76	3600	4600
	180	105	*		22220CF900	51,4	472	495	0,24	2,84	4,23	2,76	3600	4600
	190	106	*		22220CAW32	51,3	585	661	0,31	2,16	3,24	2,13	2500	3200
	190	106	*		22220CMV32	51,3	585	661	0,31	2,16	3,24	2,13	2500	3200
	215	112	*		21320V	59,9	570	605	0,22	3,01	4,46	2,94	3200	3900
	215	112	*		22220CAW32	70,4	627	644	0,34	1,96	2,94	1,90	2800	3100
	215	112	*		22220CMV32	70,4	627	644	0,34	1,96	2,94	1,90	2800	3100
	215	112	*		22220CF900	70,4	627	644	0,34	1,96	2,94	1,90	2800	3100
	215	112	*		22220CF900	70,4	627	644	0,34	1,96	2,94	1,90	2800	3100
	215	112	*		22220CF900	70,4	627	644	0,34	1,96	2,94	1,90	2800	3100
	215	112	*		22220CF900	70,4	627	644	0,34	1,96	2,94	1,90	2800	3100
	215	112	*		22220CF900	70,4	627	644	0,34	1,96	2,94	1,90	2800	3100

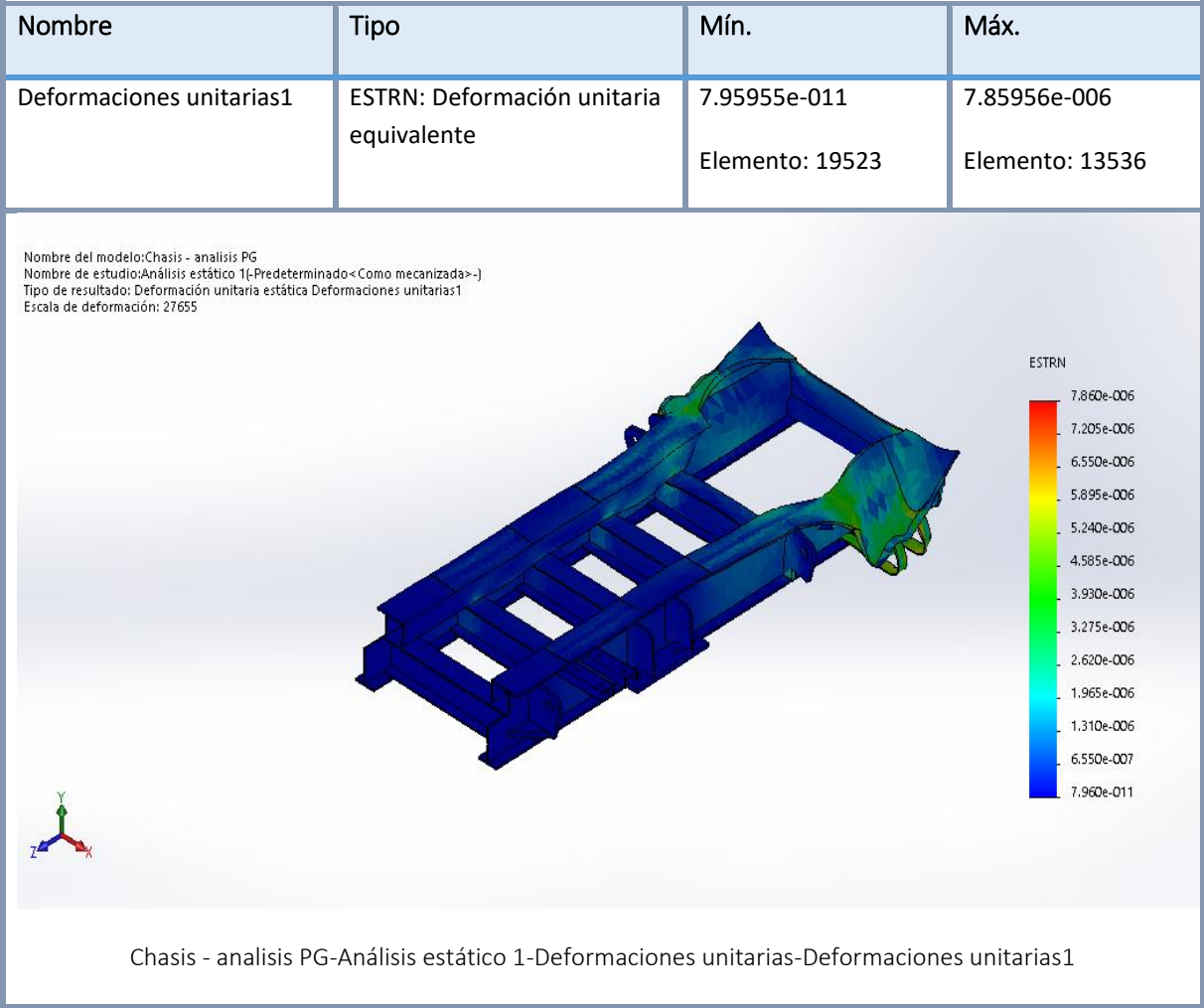
Rodamientos disponibles en diseño interior y cónico (JAN, DMK, DZNAK, DK y Koo para los series 2000 y 3000). Convertir los rodamientos con diseño interior cónico en montón con manguita de apriete o de desmontaje (ver guía de selección en página 25). Están disponibles bajo stock o pedido todos los variantes de juego. Están disponibles bajo pedido juegos y precisiones especiales.

* Rodamiento NTN-SNR ULTRA3E

Anexo I. Datos de tensión del análisis de esfuerzos



Anexo J. Deformación unitaria



Anexo K. Características del motor CAT 3412C

CATERPILLAR®

3412C

730 mhp (720
bhp) 537 kW

MARINE PROPULSION

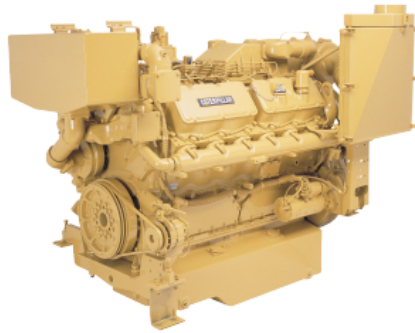


Image shown may not reflect
actual Engine

SPECIFICATIONS

V-12, 4-Stroke-Cycle-Diesel

Emissions.....	IMO
Displacement.....	27.03 L (1,649.47 in ³)
Rated Engine Speed.....	1800
Bore.....	137.2 mm (5.4 in)
Stroke.....	152.4 mm (6.0 in)
Aspiration.....	Turbocharged-Aftercooled
Governor.....	Mechanical
Cooling System.....	Keel
Weight, Net Dry (approx.).....	2,415 kg (5,324 lb)
Refill Capacity	
Cooling System.....	67.0 L (17.7 gal)
Lube Oil System.....	139.0 L (36.7 gal)
Oil Change Interval.....	500 hrs
Caterpillar Diesel Engine Oil 10W30 or 15W40	
Deep Sump Oil Pan	
Rotation (from flywheel end).....	Counterclockwise
Flywheel and Flywheel Housing.....	SAE NO. 0
Flywheel Teeth.....	136

STANDARD ENGINE EQUIPMENT

Air Inlet System

Corrosion resistant aftercooler core, regular duty panel type air cleaner, air cleaner inlet adapter, turbocharger inlet

Cooling System

Gear-driven centrifugal jacket water pump, expansion tank, engine oil cooler, thermostats and housing, transmission oil cooler

Exhaust System

Watercooled exhaust manifold and turbocharger, dry elbow and flange

Fuel System

Fuel filter - RH service, fuel transfer pump, fuel priming pump, flexible lines, fuel ratio control

Instrumentation

Heavy-duty SAE standard rotation tachometer drive; RH instrument panel with oil pressure, water temperature, and fuel pressure gauges; service meter

Lube System

Crankcase breather; oil filter - RH service; oil level gauge - RH service, oil filler in valve cover, deep sump oil pan, manual oil sump pump

Mounting System

Front support

General

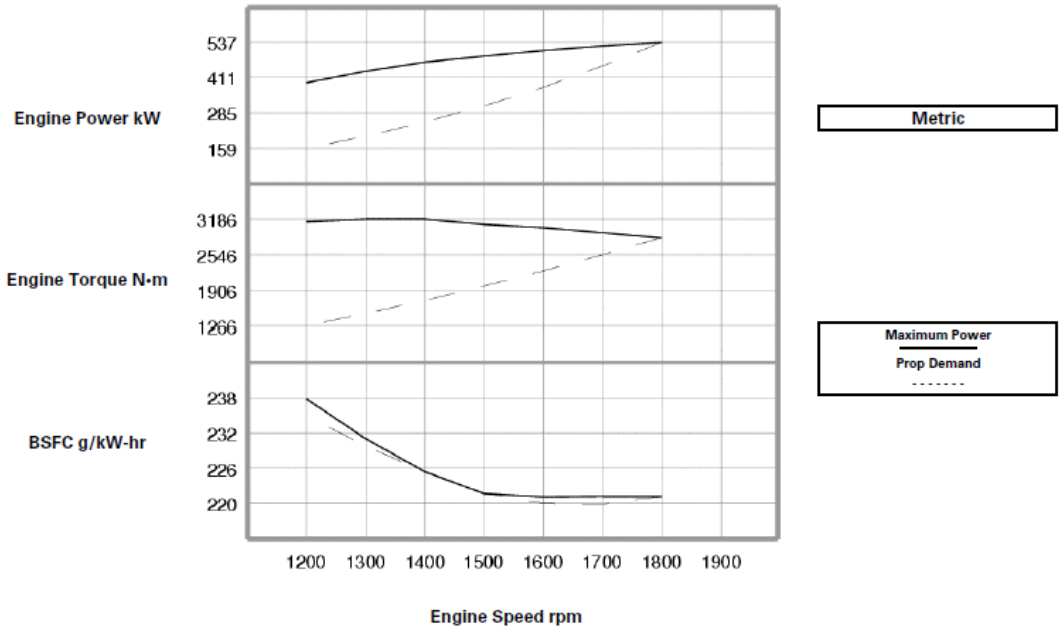
Vibration damper and guard, Caterpillar yellow paint, lifting eyes

ISO Certification

Factory-designed systems built at Caterpillar
ISO 9001:2000 certified facilities

PERFORMANCE CURVES

B-RATING - DM6079-02

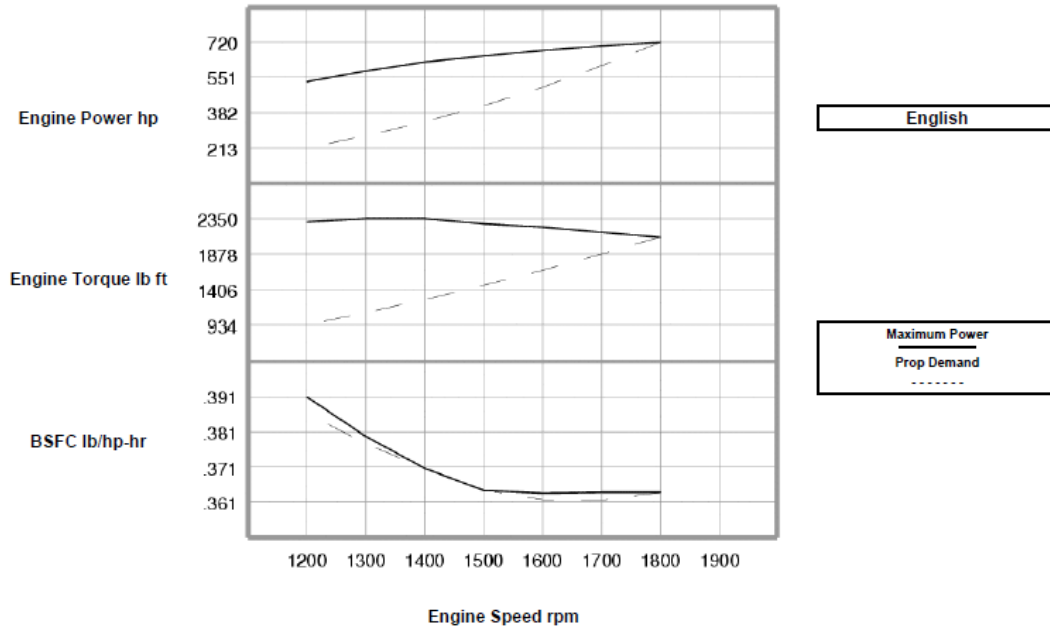


Maximum Power Data					Prop Demand Data				
Engine Speed rpm	Engine Power kW	Engine Torque N-m	BSFC g/kW-hr	Fuel Rate L/hr	Engine Speed rpm	Engine Power kW	Engine Torque N-m	BSFC g/kW-hr	Fuel Rate L/hr
1800	537	2849	221.2	141.6	1800	537	2849	221.2	141.6
1700	523	2939	221.2	137.9	1700	452.4	2541	219.9	118.6
1600	508	3029	221.1	133.8	1600	377.2	2251	220	98.9
1500	486	3094	221.6	128.4	1500	310.8	1978	221.7	82.1
1400	466	3180	225.3	125.2	1400	252.7	1723	225.3	67.9
1300	434	3186	231	119.5	1300	202.3	1486	229.8	55.4
1200	394	3133	237.8	111.6	1200	159.1	1266	234.9	44.5

NOTE: Prop demand data is a cubic prop demand curve with 3.0 exponent for displacement hulls only.

PERFORMANCE CURVES

B-RATING - DM6079-02



Maximum Power Data					Prop Demand Data				
Engine Speed rpm	Engine Power hp	Engine Torque lb ft	BSFC lb/hp-hr	Fuel Rate gph	Engine Speed rpm	Engine Power hp	Engine Torque lb ft	BSFC lb/hp-hr	Fuel Rate gph
1800	720	2101	.364	37.4	1800	720	2101	.364	37.4
1700	702	2168	.364	36.4	1700	607	1874	.362	31.3
1600	681	2234	.363	35.3	1600	506	1660	.362	26.1
1500	652	2282	.364	33.9	1500	417	1459	.364	21.7
1400	625	2345	.370	33.1	1400	339	1271	.370	17.9
1300	582	2350	.380	31.6	1300	271	1096	.378	14.6
1200	528	2311	.391	29.5	1200	213	934	.386	11.8

NOTE: Prop demand data is a cubic prop demand curve with 3.0 exponent for displacement hulls only.

RATING DEFINITIONS AND CONDITIONS

B Rating (Heavy Duty) -

% Load Factor: 40 to 80

% Time at Rated RPM: up to 40

Typical Time at Full Load: 10 hours out of 12

Typical Hour/Year: 3000 to 5000

Typical Applications: For vessels operating at rated load and rated speed up to 80% of the time with some load cycling (40% to 80% load factor).

Typical applications could include but are not limited to vessels such as mid-water trawlers, purse seiner, crew and supply boats, ferries, or towboats. Typical operation ranges from 3000 to 5000 hours per year.

Power

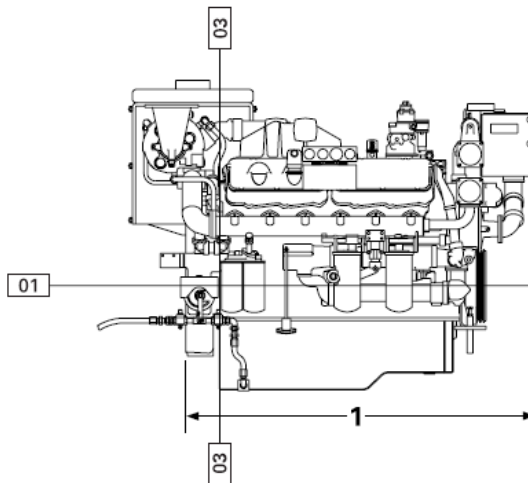
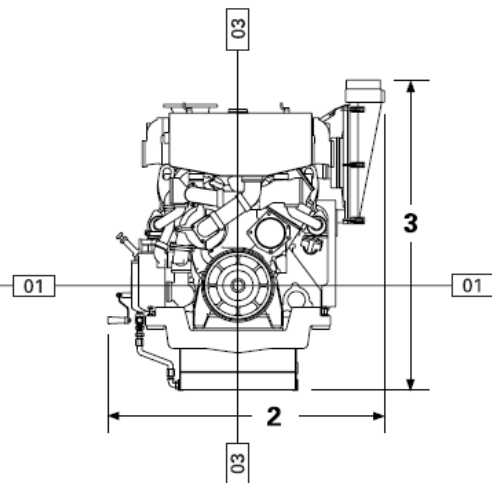
at declared engine speed is in accordance with ISO3046-1:2002E. Caterpillar maintains ISO9001:1994/QS-9000 approved engine test facilities to assure calibration of test equipment. Electronically controlled engines are set at the factory at the advertised power corrected to standard ambient conditions. The published fuel consumption rates are in accordance with ISO3046-1:2002E.

Fuel rates

are based on fuel oil of 35° API [16°C (60°F)] gravity having an LHV of 42 780 kJ/kg (18,390 Btu/lb) when used at 29°C (85°F) and weighing 838.9 g/L (7.001 lb/U.S. gal). Additional ratings may be available for specific customer requirements. Consult your Caterpillar representative for additional information.

Performance data is calculated in accordance with tolerances and conditions stated in this specification sheet and is only intended for purposes of comparison with other manufacturer's engines. Actual engine performance may vary according to the particular application of the engine and operating conditions beyond Caterpillar's control.

Power produced at the flywheel will be within standard tolerances up to 49° C (120° F) combustion air temperature measured at the air cleaner inlet, and fuel temperature up to 52° C (125°F) measured at the fuel filter base. Power rated in accordance with NMMA procedure as crankshaft power. Reduce crankshaft power by 3% for propeller shaft power.

DIMENSIONS
Right Side

Front


Engine Dimensions		
(1) Length to Flywheel Housing	1821.7 mm	71.72 in
(2) Width	1444.3 mm	56.86 in
(3) Height	1621.4 mm	63.83 in
Weight, Net Dry (approx)	2415 kg	5,324 lb

Note: Do not use for installation design. See general dimension drawings for detail (Drawing # 1965516).



3412C

MARINE PROPULSION

730 mhp (720 bhp) 537 bkW

Performance No.: DM6079-02

Feature Code: 412DM02

U.S. Sourced

12487891

1 May 2008

©2008 Caterpillar

All rights reserved.

Materials and specifications are subject to change without notice.

The International System of Units (SI) is used in this publication.

CAT, CATERPILLAR, SAFETY.CAT.COM their respective logos, "Caterpillar Yellow," and the POWER EDGE trade dress, as well as corporate and product identity used herein, are trademarks of Caterpillar and may not be used without permission.

Anexo L. Características del motor CAT 3406 C



3406 C Industrial Engine Non-Certified 269 bkW/360 bhp @ 1800 rpm

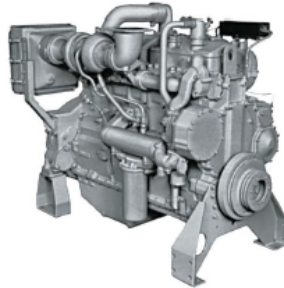


Image shown may not reflect
actual engine

CAT® ENGINE SPECIFICATIONS

I-6, 4-Stroke-Cycle Diesel

Bore.....137.2 mm (5.4 in)
Stroke.....165.1 mm (6.5 in)
Displacement.....14.64 L (893.39 in³)
Aspiration.....Turbocharged / Aftercooled
Compression Ratio.....15.9:1
Rotation (from flywheel end).....Counterclockwise
Capacity for Liquids
Cooling System.....20.8 L (5.5 gal)
Lube Oil System (refill).....38.0 L (10.0 gal)
Engine Weight, Net Dry (approximate)..1,512 kg (3,333 lb)

FEATURES

Emissions

Non-certified rating. Meets emission levels for Tier 1 / Stage I standards.

Single Source Supplier

Caterpillar
- Casts engine blocks, heads, cylinder liners, and flywheel housings
- Machines critical components
- Assembles complete engine
Ownership of these manufacturing processes enables Caterpillar to produce high quality, dependable product.

Factory-designed systems built at Caterpillar ISO certified facilities.

Testing

Prototype testing on every model:
- proves computer design
- verifies system torsional stability
- functionality tests every model

Every Caterpillar engine is dynamometer tested under full load to ensure proper engine performance.

Full Range of Attachments

Wide range of bolt-on system expansion attachments, factory designed and tested

Unmatched Product Support Offered Through Worldwide Caterpillar Dealer Network

More than 1,500 dealer outlets.
Caterpillar factory-trained dealer technicians service every aspect of your industrial engine.
99.7% of parts orders filled within 24 hours worldwide.
Caterpillar parts and labor warranty.
Preventive maintenance agreements available for repair before failure options.

Scheduled Oil Sampling program matches your oil sample against Caterpillar set standards to determine:
- internal engine component condition
- presence of unwanted fluids
- presence of combustion by-products

Web Site

For all your industrial power requirements, visit www.cat-industrial.com.

13 April 2012 9:33 AM



3406 C Industrial Engine

Non-Certified

269 kW/360 bhp @ 1800 rpm

STANDARD ENGINE EQUIPMENT

Air Inlet System

Air cleaner, Regular duty, dry, panel type with service indicators, turbocharger, jacket water aftercooled

Control System

Governor, Hydra-mechanical

Cooling System

Thermostats and housing, Jacket water pump, gear driven, centrifugal, RH

Exhaust System

Exhaust manifold, dry, front exhaust
Exhaust elbow, dry, 152 mm (6 in), 4 bolt flange
127 mm (5 in) on 406DO12

Flywheels and Flywheel Housings

Flywheel, SAE No. 1
Flywheel housing, SAE No. 1, SAE standard rotation

Fuel Systems

Fuel Filter, LH
Fuel transfer pump
Fuel priming pump

Instrumentation

Instrument Panel, LH
Engine oil pressure gauge
Fuel pressure gauge
Water temperature gauge
Service meter

Lube System

Crankcase breather
Oil cooler, RH
Oil filter, RH
Oil filler in valve cover and dipstick, both RH
Rear sump oil pan

Mounting System

Supports

General

Paint, Caterpillar Yellow
Vibration damper and guard
Lifting eyes



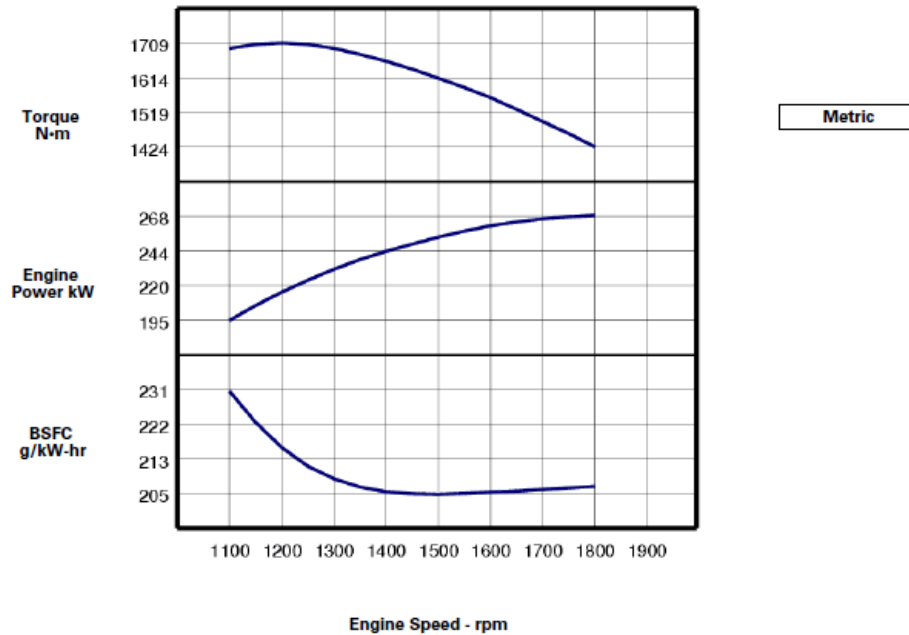
3406 C Industrial Engine

Non-Certified

269 kW/360 bhp @ 1800 rpm

PERFORMANCE CURVES

IND - C (Intermittent) - DM2169-01



Engine Speed rpm	Engine Power kW	Torque N-m	BSFC g/kW-hr	Fuel Rate L/hr
1800	269	1424	206.6	66.1
1750	268	1460	206.2	65.7
1700	266	1494	205.8	65.1
1650	264	1527	205.4	64.4
1600	261	1559	205.1	63.6
1550	258	1587	204.8	62.6
1500	253	1612	204.6	61.6
1450	249	1637	204.7	60.5
1400	243	1659	205.2	59.4
1350	237	1678	206.4	58.3
1300	231	1694	208.5	57.2
1250	223	1705	211.8	56.1
1200	215	1709	216.5	55.1
1150	205	1705	222.8	54.3
1100	195	1694	230.7	53.7



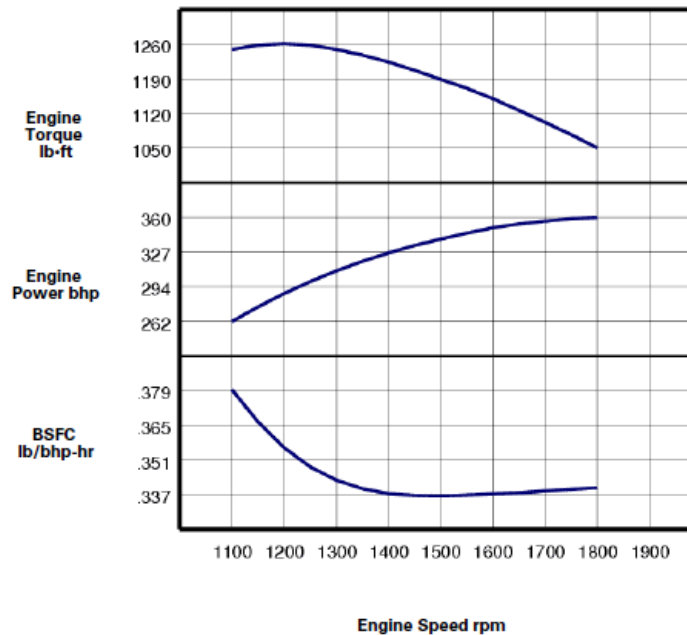
3406 C Industrial Engine

Non-Certified

269 bkW/360 bhp @ 1800 rpm

PERFORMANCE CURVES

IND - C (Intermittent) - DM2169-01



Engine Speed rpm	Engine Power bhp	Engine Torque lb-ft	BSFC lb/bhp-hr	Fuel Rate gal/hr
1800	360	1050	.340	17.5
1750	359	1077	.339	17.4
1700	357	1102	.338	17.2
1650	354	1126	.338	17.0
1600	350	1150	.337	16.8
1550	345	1171	.337	16.5
1500	340	1189	.336	16.3
1450	333	1207	.337	16.0
1400	326	1224	.337	15.7
1350	318	1238	.339	15.4
1300	309	1249	.343	15.1
1250	299	1258	.348	14.8
1200	288	1260	.356	14.6
1150	275	1258	.366	14.3
1100	262	1249	.379	14.2



3406 C Industrial Engine

Non-Certified

269 kW/360 bhp @ 1800 rpm

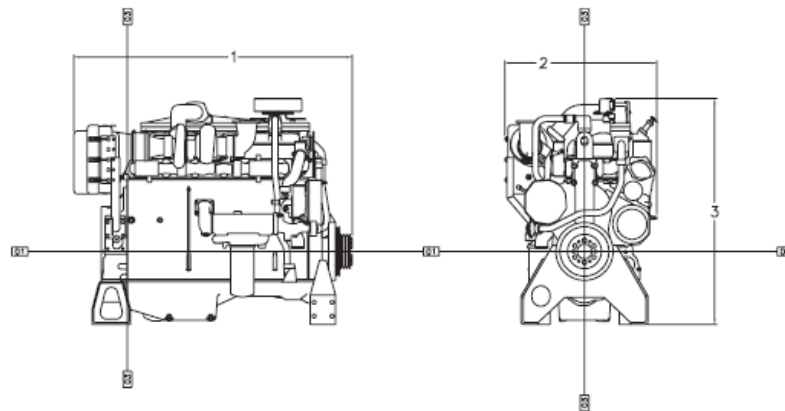
RATINGS AND CONDITIONS

IND - C (Intermittent) Intermittent service where maximum power and/or speed are cyclic. The power and speed capability of the engine can be utilized for one uninterrupted hour followed by one hour of operation at or below IND - A. Time at full load is not to exceed 50% of the duty cycle. Typical service examples are: agricultural tractors, harvesters and combines, off highway trucks, fire pump application power, blast hole drills, rock crushers and wood chippers with high torque rise, and oil field hosting.

Engine Performance Engine performance is corrected to inlet air standard conditions of 99 KPA (29.31 IN HG) dry barometer and 25 deg C (77 deg F) temperature. These values correspond to the standard atmospheric pressure and temperature as shown in SAE J1995.

Performance measured using a standard fuel with fuel gravity of 35 degrees API having a lower heating value of 42,780 KJ/KG (18,390 BTU/LB) when used at 29 DEG (84.2 DEG F) where the density is 838.9 G/L (7.001 LB/US GAL).

The corrected performance values shown for Caterpillar engines will approximate the values obtained when the observed performance data is corrected to SAE J1995, ISO 3046-2 and 8665 and 2288 and 9249 and 1585, EEC 80/1269 and DIN 70020 standard reference conditions.



Engine Dimensions

(1) Length	1660.1 mm (65.36 in)
(2) Width	905.7 mm (35.66 in)
(3) Height	1335.0 mm (52.56 in)

Note: Do not use for installation design. See general dimension drawings for detail (Drawing # 1324895).

Performance Number: DM2169-01

Feature Code: 406DI04 Arr. Number: 1266205

Materials and specifications are subject to change without notice.

16282541

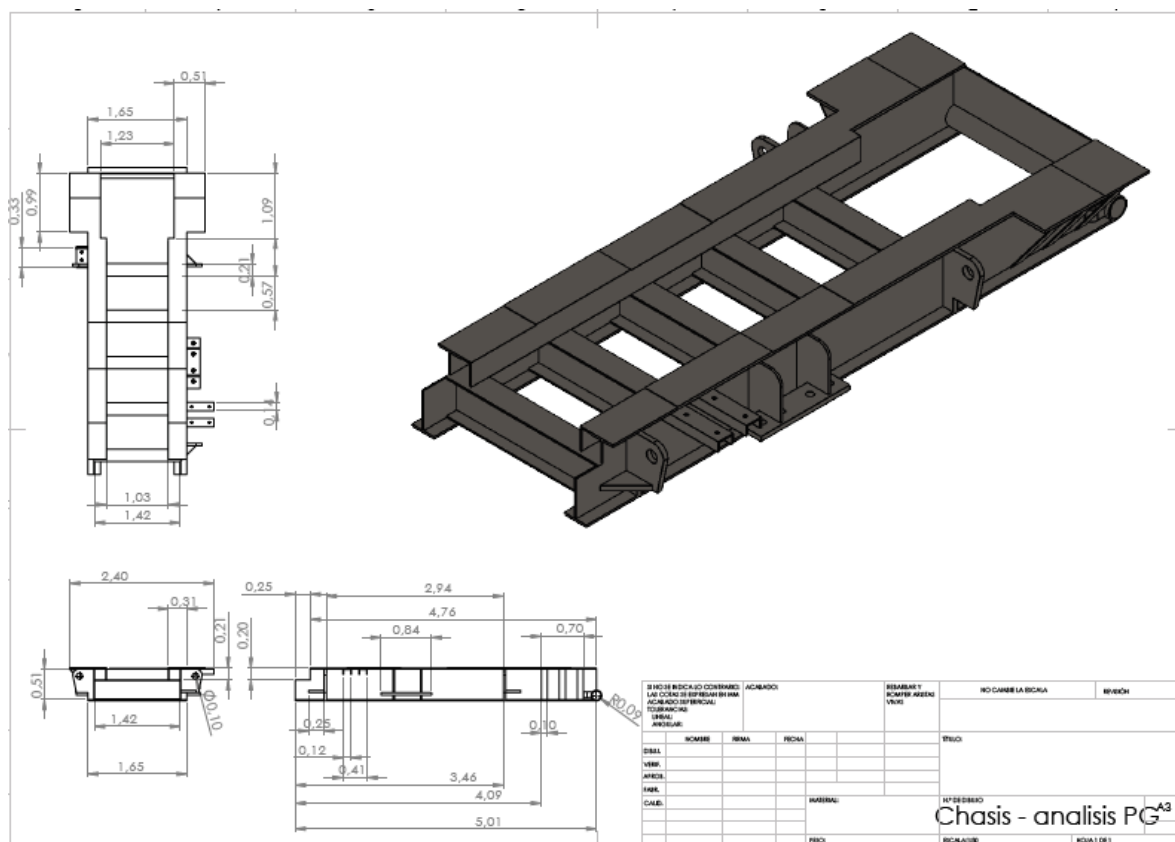
© 2012 Caterpillar

All rights reserved.

The International System of Units (SI) is used in this publication.

CAT, CATERPILLAR, their respective logos, "Caterpillar Yellow," the "Power Edge" trade dress, as well as corporate and product identity used herein, are trademarks of Caterpillar and may not be used without permission.

Anexo M. Plano detallado del chasis



Anexo N. Plano detallado de la base del dinamómetro

