



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

EXTENSIÓN LATACUNGA

DEPARTAMENTO ENERGÍA Y MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS
DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS
CÚBICOS”

OSCAR IVÁN CANDO PASTRANO

VINICIO ISRAEL SUASNAVAS PEÑAFIEL

Tesis presentada como requisito previo a la obtención del
grado de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AÑO 2014

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
EXTENSIÓN LATACUNGA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

NOSOTROS: OSCAR IVÁN CANDO PASTRANO
VINICIO ISRAEL SUASNAVAS PEÑAFIEL

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS” ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondientes cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

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

Latacunga, Febrero del 2014.

Oscar I. Cando P.
CI. 172177879-1

Vinicio I. Suasnavas P.
CI. 060458521-6

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
EXTENSION LATACUNGA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

Ing. Guido Torres (DIRECTOR)

Ing. Juan Rocha (CODIRECTOR)

CERTIFICAN

Que el trabajo titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS” realizado por OSCAR IVÁN CANDO PASTRANO Y VINICIO ISRAEL SUASNAVAS PEÑAFIEL ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que contribuirá a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, si recomiendan su publicación. El mencionado trabajo consta de UN documento empastado y UN disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a los señores: OSCAR IVÁN CANDO PASTRANO Y VINICIO ISRAEL SUASNAVAS PEÑAFIEL, que lo entreguen al ING. JUAN CASTRO CLAVIJO, en su calidad de Director de la Carrera de Ingeniería Automotriz.

Latacunga, Febrero del 2014.

Ing. Guido Torres
DIRECTOR

Ing. Juan Rocha
CODIRECTOR

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
EXTENSION LATACUNGA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros: OSCAR IVÁN CANDO PASTRANO
VINICIO ISRAEL SUASNAVAS PEÑAFIEL

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución, del trabajo: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Febrero del 2014.

Oscar I. Cando P.
CI. 172177879-1

Vinicio I. Suasnavas P.
CI. 060458521-6

DEDICATORIA

Saber que con el pasar del tiempo se van cumpliendo metas, sueños y anhelos planteados en años pasados, solo demuestra que mi familia es el pilar más importante para mí, en por eso que me enorgullece dedicar este proyecto de manera especial a:

Mi padre, S. Rafael porque gracias a él sé que la responsabilidad se la debe vivir como un compromiso de dedicación y esfuerzo. Nada de lo que haga será suficiente para pagar todos los esfuerzos y sacrificios que has hecho por mí.

A mi madre, Rosa María ya que a su manera me brindó su apoyo incondicional.

A mi hermano, P. Javier por darme inconscientemente las pautas para resolver todo problema y afrontarlo de la mejor manera.

A mi Novia, A ti Flaquita, por ser un apoyo incondicional, en realidad algo bueno tuve que haber hecho en esta vida, para que Dios me pusiera a alguien como tú.

A Shakira y Chussa por alegrarme siempre las llegadas a la casa.

A todos ustedes les dedico este proyecto de tesis por ser la mejor familia, los amo.

O. Iván Cando P.

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a Dios y a todas las personas que estuvieron en los momentos de mi orfanato, gracias por acompañarme en cada momento y en especial a mi madre con mucho amor y cariño le dedico todo mi esfuerzo y trabajo puesto para la realización de este proyecto gracias a sus consejos y su apoyo, siempre aprendo a ser mejor cada día.

Por finalizar también la dedico por tu cumpleaños sumavas, gracias por ser parte de mi vida.

V. Israel Suasnavas P.

AGRADECIMIENTOS

Me llena de mucha satisfacción agradecer en primer lugar a Dios, ya que puso en mi camino a aquellas personas las cuales aportaron de distintas maneras con la culminación de mi proyecto. Gracias Dios por no dármelo todo, sino solo lo que necesito.

A mis padres, S. Rafael y Rosa María gracias por el apoyo incondicional, por enseñarme a ser una persona transparente y humilde, eso es algo que los voy a agradecer toda la vida.

A mi hermano, Pablo J. por ser un buen ejemplo, confiar siempre en mí y brindarme todo su apoyo moral. Doy gracias a Dios por darme un hermano como tú.

A ti, amor de mi vida, Esthelita, que has sido fiel amiga y compañera, que me has ayudado a continuar, haciéndome vivir los mejores momentos de mi vida. Gracias a ti mi Flaca por tu cariño, comprensión y además porque sé que siempre contaré contigo.

A la Flia. Inaquiza Vizcaíno, porque me abrieron las puertas de su hogar y me acogieron de la manera más cálida y desinteresada, siempre estaré en deuda con ustedes ya que prácticamente se realizó la totalidad del proyecto en su casa.

O. Iván Cando P.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar a Dios por haberme dado una segunda oportunidad para levantarme y seguir el día a día; en segundo lugar a cada uno de los que son parte de mi familia a mi PADRE, mi guagüita tremendosa , mis hermanas que son mi corazón y mi vida, que agradezco por tenerlas junto a mí.

Los resultados de este proyecto, están dedicados a todas aquellas personas que, de alguna forma, son parte de su culminación.

Saben esto también es el fruto de todos mis hermanos ganados aquí en esta ciudad con los cuales compartí demasiadas cosas, los cuales me enseñaron muchas cosas que valen cada momento acordarse, por q nos levantamos en cada caída. López, los Morales, Sun, Sopa, Díaz y mi hermano caído q desde arriba sabe que esto también va por ti Khryzy.

V. Israel Suasnavas P.

ÍNDICE DE CONTENIDO

PORTADA	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	ii
CERTIFICADO	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTOS.....	vii
AGRADECIMIENTOS.....	viii
ÍNDICE DE CONTENIDO	ix
RESUMEN.....	1
ABSTRACT.....	2
CAPÍTULO 1	3
1. INTRODUCCIÓN.....	3
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.2. ARBOL DEL PROBLEMA.....	4
1.3. OBJETIVOS.....	4
1.3.1. OBJETIVO GENERAL	4
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5
1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	5
1.5. DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO	6
1.6. METAS	7
1.7. ÁREA DE INFLUENCIA.....	7

1.8. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	8
1.8.1. HIPÓTESIS.....	8
1.8.2. VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN.....	8
1.8.3. VARIABLES INDEPENDIENTES.....	8
1.8.4. VARIABLES DEPENDIENTES.....	8
1.8.5. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	8
1.9. METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO.....	10
1.9.1. TIPO DE LA INVESTIGACIÓN.....	10
1.9.2. FUENTES Y TÉCNICAS DE RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN Y ANÁLISIS DE DATOS.....	11
CAPÍTULO 2.....	13
2. MARCO TEÓRICO.....	13
2.1. INTRODUCCIÓN AL BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO.....	13
2.2. CLASIFICACIÓN SEGÚN LA TECNOLOGÍA: IÑAKI GÓMEZ ARRIARAN (1990).....	14
2.2.1.DINAMÓMETRO HIDRÁULICO.....	15
2.3. SEGÚN LA APLICACIÓN.....	18
2.3.1.DINAMÓMETROS DE CHASIS.....	18
2.3.2.DINAMÓMETROS DE FRENO O CARGA CON RODILLOS.....	18
2.4. TIPOS DE PRUEBAS DE BARRIDO.....	20
2.5. COMPONENTES DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMÓMETRO.....	21
2.5.1.RODILLOS.....	21
2.5.2.CHASIS DE DINAMÓMETRO.....	22

2.5.3.FRENO O CARGA.....	23
2.5.4.SISTEMA DE ADQUISICIÓN E INTERFAZ.....	24
2.5.5.POTENCIA	25
2.5.6.POTENCIA TEÓRICA O TÉRMICA (PT).....	26
2.5.7.POTENCIA INDICADA (PI).....	26
2.5.8.POTENCIA EFECTIVA AL FRENO	26
2.6. NORMA	27
2.6.1.NORMAS SAE (SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS - U.S.A.).....	27
2.7. CURVAS CARACTERÍSTICAS	28
2.7.1.RESERVA DE PAR	29
2.8. TIPO DE POTENCIAS.....	32
2.8.1.POTENCIA MÁXIMA	32
2.8.2.POTENCIA NOMINAL	32
2.8.3.POTENCIA EN LA LLANTA.....	32
2.9. CARACTERÍSTICAS DEL DINAMÓMETRO	33
2.9.1.FRENO HIDRÁULICO	33
2.9.2.JUSTIFICACIÓN DE SELECCIÓN DEL TIPO DE DINAMÓMETRO.	34
2.9.3.PROUESTA.....	34
CAPÍTULO 3.....	37
3. DISEÑO MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELECTRÓNICO.....	37
3.1. DISEÑO MECÁNICO.....	37

3.2. DISEÑO, ANÁLISIS Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL.....	37
3.2.1.TUBO CUADRADO ESTRUCTURAL.....	37
3.3. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA DEL BANCO DE PRUEBAS.....	38
3.3.1.DISTRIBUCIÓN DE CARGAS.....	38
3.3.2.MÁXIMA TENSIÓN PRINCIPAL.....	39
3.3.3.ANÁLISIS DE LA DEFORMACIÓN TOTAL DE LA ESTRUCTURA.....	40
3.3.4.FACTOR DE SEGURIDAD.....	40
3.4. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL SOPORTE ESTRUCTURAL DE LA LLANTA DELANTERA.....	41
3.4.1.DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS.....	41
3.4.2.MÁXIMA TENSIÓN PRINCIPAL.....	42
3.4.3.ANÁLISIS DE LA DEFORMACIÓN TOTAL.....	43
3.4.4.FACTOR DE SEGURIDAD.....	44
3.5. PERNOS.....	45
3.5.1.SELECCIÓN DE PERNOS DE ANCLAJE.....	46
3.6. SELECCIÓN DE PLANCHA METÁLICA.....	47
3.7. DISEÑO DEL MECANISMO DE RODILLO.....	47
3.7.1.EJE DE RODILLO.....	47
3.7.2.CÁLCULO DE LAS REVOLUCIONES REALES DEL RODILLO.....	47
3.7.3.CÁLCULO DE LAS REACCIONES PRODUCIDAS ENTRE LA LLANTA DE LA MOTOCICLETA Y LOS RODILLOS.....	48

3.8. DISEÑO Y SELECCIÓN DE CATALINAS Y CADENA PARA LA TRANSMISIÓN DE LOS RODILLOS.....	51
3.8.1.CONSIDERACIONES.....	51
3.8.2.CÁLCULO PARA DETERMINAR LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DE RODILLO	52
3.8.3.CÁLCULOS PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	59
3.8.4.CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	60
3.8.5.CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO.....	60
3.8.6.SELECCIÓN DEL TIPO DE CADENA DE RODILLOS A UTILIZAR	61
3.9. CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DE CHUMACERAS (RODAMIENTOS Y SOPORTES)	66
3.9.1.CARACTERÍSTICAS DE LA CHUMACERA:.....	67
3.10.CÁLCULO DE LOS COMPONENTES DEL FRENO HIDRÁULICO	68
3.10.1.DISEÑO DEL EJE APLICANDO LA NORMA ASME	68
3.10.2.ANÁLISIS DE MOMENTOS Y FUERZAS CORTANTES DEL EJE	68
3.10.3.CÁLCULO PARA DETERMINAR LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DEL FRENO.....	70
3.10.4.DISEÑO, FUNDICIÓN Y MODELADO DEL FRENO HIDRÁULICO.....	77
3.10.5.SELECCIÓN DE ACOPLES HIDRÁULICOS	78
3.10.6.SELECCIÓN DE MANGUERA HIDRÁULICA.....	79
3.10.7.DISEÑO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS APLICADO A LAS NORMAS ASME, AISI Y SAE	80

3.10.8.SELECCIÓN DE RETENEDORES	83
3.10.9.DISEÑO Y SELECCIÓN DE CHUMASERAS.....	84
3.11.CÁLCULOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	84
3.11.1.CÁLCULO DEL CAUDAL DE INGRESO EN EL SISTEMA.	84
3.11.2.CÁLCULO Y DISEÑO DEL ROTOR INTERNO Y SUS ALABES	86
3.11.3.CÁLCULOS DE LA CARCASA O TURBINA	92
3.11.4.ANÁLISIS DE RESULTADOS	96
3.12.DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS	96
3.12.1.EQUIPO UTILIZADO	96
3.12.2.FUENTE	97
3.12.3.ENCODER.....	99
3.12.4.POTENCIÓMETRO DE PRECISIÓN.....	100
3.12.5.CELDA DE CARGA	101
3.12.6.PUENTE USB FT230X	102
3.12.7.TARJETA ATMEGA8.....	103
3.12.8.CRISTAL DE CUARZO.....	104
3.12.9.AMPLIFICADOR OPERACIONAL LM324	104
3.12.10.DIODOS ZENER.....	104
3.13.CIRCUITO DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	105
3.14.PROCESO DE COMUNICACIÓN ENTRE TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS Y SOFTWARE	106
3.15.DIAGRAMA DE PROCESO DE COMUNICACIÓN Y MUESTRA DE DATOS	107

CAPÍTULO 4.....	108
4. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELECTRÓNICO	108
4.1. CONSTRUCCIÓN DEL FRENO HIDRÁULICO	108
4.1.1.EJE DEL FRENO.....	110
4.1.2.FUNDICIÓN.....	110
4.1.3.MECANIZADO	111
4.1.4.PROCESO DE PERFORACIÓN Y ROSCADO	112
4.1.5.SOPORTES DE LA CARCASA	112
4.1.6.MONTAJE DE SEGUROS DE RODAMIENTOS, RETENEDORES Y SOPORTES.....	113
4.1.7.MONTAJE DE CHUMACERAS	114
4.2. CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE TRANSMISIÓN.....	115
4.2.1.PIÑONES.....	117
4.2.2.CADENA.....	117
4.2.3.ENSAMBLE DE CHUMACERAS	118
4.3. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL	119
4.3.1.DESBASTADO Y LIJADO	120
4.3.2.MASILLADO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL.....	121
4.3.3.PINTURA ANTICORROSIVA	121
4.3.4.PINTURA.....	122
4.3.5.RECUBRIMIENTO DE LA ESTRUCTURA	123
4.4. CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE ESTRUCTURAL DE LA LLANTA DELANTERA.....	125

4.4.1.ENSAMBLE DEL CILINDRO NEUMÁTICA	125
4.4.2.CONSTRUCCIÓN DE RAMPA.....	127
4.5. ENSAMBLE MECÁNICO DEL BANCO DE PRUEBAS	127
4.5.1.ENSAMBLE DEL ACOPLÉ FLEXIBLE	129
4.5.2.ENSAMBLE HIDRÁULICO	130
4.5.3.MONTAJE DEL SISTEMA ELECTRÓNICO (AUTOMATIZACIÓN) DEL BANCO DE PRUEBAS.....	130
CAPÍTULO 5.....	132
5. CURVAS DE TORQUE Y POTENCIA.....	132
5.1. FICHA TÉCNICA DE LA SUZUKI GN 125CC	132
5.2. DIAGRAMA DE PROCESOS DE INICIO DE PRUEBAS.....	133
5.3. CURVAS OBTENIDAS DEL BANCO DE PRUEBAS, EJECUTADO EN BASE AL PROCESO DE OPERACIÓN (ANEXO C)	134
5.3.1.VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN A MÁS 1500 RPM.	135
5.3.2.VARIANDO LA ALETA DE ACELERACIÓN.....	135
5.3.3.EN RALENTÍ.....	136
5.3.4.PERDIDA DE POTENCIA AL USAR UN DETERMINADO COMBUSTIBLE (GASOLINA EXTRA)	137
5.4. ANÁLISIS DE MERCADO DE MOTOCICLETAS	137
5.5. RECURSOS	138
5.5.1.RECURSOS HUMANOS	138
5.5.2.RECURSOS TECNOLÓGICOS.....	139
5.5.3.RECURSOS FÍSICOS	140
5.5.4.RECURSOS MATERIALES.....	140

5.5.5.RECURSOS FINANCIEROS	140
5.5.6.COSTOS DE CONTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	140
CONCLUSIONES	144
RECOMENDACIONES.....	146
BIBLIOGRAFÍA.....	147
LINCOGRAFÍA	148
ANEXOS.....	150

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Árbol del problema.....	4
Tabla 1.2. Operacionalización de Variables Independientes	9
Tabla 1.3. Operacionalización de variables independientes.....	10
Tabla 2.1. Porcentaje de reserva de par.....	30
Tabla 3.1. Factor de tamaño.....	56
Tabla 3.2. Factor de confiabilidad.....	57
Tabla 3.3. Rango de valores de paso y carga límite para cadena de rodillo.....	61
Tabla 3.4. Ficha del acero SAE 1018	68
Tabla 3.5. Factor de tamaño.....	75
Tabla 3.6. Factor de confiabilidad.....	75
Tabla 3.7. Valores prácticos de duración nominal L_i , para diferentes tipos de máquinas.....	81
Tabla 3.8. Característica de bombas.....	86
Tabla 3.9. Consideraciones en el diseño de rodetes de máxima eficiencia.....	91
Tabla 3.10. Saltos, tamaños y potencia de los tipos actuales de turbinas.....	92
Tabla 3.11. Diagrama de Colores.....	98
Tabla 3.12. Terminales de entrada de Block.....	105
Tabla 4.1. Diagrama de proceso de construcción del freno hidráulico.....	109

Tabla 4.2. Diagrama de proceso de construcción del mecanismo de transmisión.....	116
Tabla 4.3. Diagrama de proceso de construcción de la estructura del banco.....	119
Tabla 4.4. Diagrama de proceso del recubrimiento de la estructura	124
Tabla 4.5. Diagrama de proceso de construcción del soporte estructural.....	126
Tabla 4.6. Diagrama de proceso del ensamble final	128
Tabla 5.1. Datos estadísticos 2013 (Agencia Metropolitana de Tránsito)	138
Tabla 5.2. Recursos humanos	139
Tabla 5.3. Recursos tecnológicos	139
Tabla 5.4. Lista de materiales	140
Tabla 5.5. Lista de herramientas.....	143

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1:Sección parcial de un dinamómetro hidráulico Froude	15
Figura 2.2:Acoplamiento hidráulico toroidal de fottinger	16
Figura 2.3:Dinamómetro hidráulico Froude.....	16
Figura 2.4:Dinamómetro de Chasis con rodillos, sistema de frenado.....	19
Figura 2.5:Esquema de balanceo de un rodillo.....	22
Figura 2.6:Banco de prueba dinamométrico	23
Figura 2.7:Freno dinamométrico hidráulico.....	24
Figura 2.8:Curvas de Potencia y Par motor de un vehículo de cilindrada media en función del número de revoluciones.....	29
Figura 2.9:Curva de Potencia y Par	30
Figura 2.10:Curvas características, parámetros o técnicas	33
Figura 3.1:Diagrama de Fuerzas	38
Figura 3.2:Máxima tensión principal	39
Figura 3.3:Deformación Total	40
Figura 3.4:Factor de seguridad en ANSYS.....	41
Figura 3.5:Distribución de cargas	42
Figura 3.6:Máxima tensión principal en ANSYS	43
Figura 3.7:Deformación total en ANSYS.....	44
Figura 3.8:Factor de seguridad en ANSYS.....	45
Figura 3.9:Diagrama de conjunto de llanta y rodillos.	49
Figura 3.10:Distancias entre eje y rodillos.	49
Figura 3.11:Fuerzas ejercidas sobre el eje.....	50

Figura 3.12:Diagrama de fuerzas ejercidas sobre el eje.....	50
Figura 3.13:Diagrama de momento flexionante sobre el eje.....	51
Figura 3.14:Conexión entre una cadena y una rueda dentada	59
Figura 3.15:Fuerzas ejercidas sobre el eje.....	69
Figura 3.16:Diagrama de fuerzas ejercidas sobre el eje.....	69
Figura 3.17:Diagrama de fuerzas ejercidas sobre el eje.....	69
Figura 3.18:Carcasa del dinamómetro.....	78
Figura 3.19:Acoples hidráulicos de $\frac{1}{4}$	79
Figura 3.20:Manguera flexible	80
Figura 3.21:Tipo de retenedor.	83
Figura 3.22:Diseño de rotor y alabes	87
Figura 3.23:Efecto del ángulo de salida del álabe, sobre la curva característica H vs Q.	87
Figura 3.24:Triangulo de velocidades en la entrada y salida de álabe	88
Figura 3.25:Clasificación de bombas.....	91
Figura 3.26:Diagrama electrónico de la fuente y conector USB FT230X (ISIS)	98
Figura 3.27:Fuente de alimentación	98
Figura 3.28:Diagrama electrónico del Encoder y su potenciómetro.....	99
Figura 3.29:Funcionamiento	99
Figura 3.30:Diagrama del rodete de rpm (AutoCAD).....	100
Figura 3.31:Diagrama electrónico (LiveWire).....	100
Figura 3.32:Potenciómetro.....	101

Figura 3.33:Diagrama electrónico de la celda de carga (ISIS).....	102
Figura 3.34:Tarjeta de comunicación USB.	103
Figura 3.35:Diagrama electrónico microcontrolador. (ISIS)	103
Figura 3.36:Diagrama de puertos del micro controlador.....	104
Figura 3.37:Cristal de cuarzo.....	104
Figura 3.38:Tarjeta de adquisición de datos.	105
Figura 3.39:Diagrama en ARES	105
Figura 3.40:Diagrama lógico de operación del sistema de control electrónico	106
Figura 3.41:Proceso de comunicación y muestra de datos	107
Figura 4.1: Freno hidráulico	108
Figura 4.2: Mecanizado y alineación del eje	110
Figura 4.3: La carcasa tuvo un proceso de mecanizado.....	110
Figura 4.4: Perforación y roscado de las tapas.....	111
Figura 4.5: Conjunto de freno hidráulico	112
Figura 4.6: Perforación y roscado	112
Figura 4.7: Soporte	113
Figura 4.8: Seguros de los rodamientos	113
Figura 4.9: Sellado de los soportes del freno hidráulico	114
Figura 4.10: Ajustando los soportes del freno hidráulico	114
Figura 4.11: Adaptación de chumaceras	115
Figura 4.12: Mecanismo de transmisión	115
Figura 4.13: Roscado de orificio para los seguros.....	117

Figura 5.2: Proceso para inicio de pruebas	133
Figura 5.3: Curvas Banco de Pruebas Dinamométrico	134
Figura 5.4: Curva torque y potencia a mas de 1500 rpm	135
Figura 5.5: Curva torque y potencia variando la aleta de aceleración	135
Figura 5.6: Curva torque y potencia en ralentí	136
Figura 5.7: Curva torque y potencia con determinado combustible	137

ÍNDICE DE ECUACIONES

2.1. FÓRMULA DE POTENCIA	25
2.2. FÓRMULA POTENCIA INDICADA	25
2.3. FÓRMULA POTENCIA EFECTIVA AL FRENO.....	25
2.4. FÓRMULA POTENCIA EN FUNCIO DE RPM	25
2.5. FÓRMULA RESERVA DE PAR.....	25
3.1. CÁLCULO DE LAS REVOLUCIONES REALES DEL RODILLO	48
3.2. CÁLCULO DE REACCIONES PRODUCIDAS POR EL RODILLO.....	49
3.3. FÓRMULA DE MOMENTO MÁXIMO	51
3.4. CÁLCULO PARA DETERMINAR LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DE RODILLO	52
3.5. CÁLCULO DE REACIONES.....	52
3.6. MOMENTO DE ÁREA	53
3.7. FACTOR DE SEGURIDAD	53
3.8. ESFUERZOS PRINCIPALES MEDIANTE MOHR	53
3.9. ESFUERZOS CORTANTES EXTREMOS.....	53
3.10. DISEÑO POR ESFUERZO PRINCIPAL NORMALES.....	54
3.11. FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE DE RODILLO.....	55
3.12. CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO NORMAL.....	55
3.13. DISTRIBUCION DE ESFUERZOS	55
3.14. DISEÑO DINÁMICO DE FATIGA DEL EJE	56
3.15. FACTOR DE ACABADO DE SUPERFICIE	56
3.16. FACTOR DE TAMAÑO.....	57

3.17. FACTOR DE MODIFICACIÓN POR CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO	58
3.18. FACTOR DE EFECTIVOS VARIOS	58
3.19. COMPONENTE MECÁNICO REAL.....	58
3.20. CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	60
3.21. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO.....	60
3.22. POTENCIA CORREGIDA.....	63
3.23. VELOCIDAD LINEAL DE LA CADENA	64
3.24. CÁLCULO DE TENSIÓN	64
3.25. CÁLCULO DE PRESIÓN EN LAS ARTICULACIONES.....	64
3.26. CÁLCULO DE LONGITUD DE CADENA.....	65
3.27. CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DE CHUMACERAS.....	66
3.28. FÓRMULA DE DURACIÓN	67
3.29. ESFUERZO CORTANTE.....	70
3.30. CÁLCULO DE REACCIONES	71
3.31. FÓRMULA DE ESFUERZO DE TENSIÓN	71
3.32. TEORÍA DE LA ENERGÍA DE LA DISTORSIÓN PARA MATERIALES DÚCTILES	73
3.33. LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	73
3.34. CONCENTRACION DE ESFUERZO NORMAL.....	73
3.35. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS	74
3.36. DISEÑO DINÁMICO DE FATIGA	74
3.37. COMPONENTE MECÁNICO REAL.....	77

3.38. DISEÑO DE RODAMIENTOS	80
3.39. FÓRMULA DE DURACIÓN DE RODAMIENTOS.....	81
3.40. CÁLCULO DE DURACIÓN NOMINAL.....	82
3.41. CÁLCULO DEL CAUDAL DE INGRESO EN EL SISTEMA	84
3.42. FÓRMULA DE CAUDAL.....	85
3.43. CÁLCULO DE CAUDAL VOLUMÉTRICO	89
3.44. CÁLCULO DE VELOCIDAD TANGENCIAL	89
3.45. FÓRMULA VELOCIDAD TANGENCIAL DEL FLUJO DE ENTRADA.....	89
3.46. ECUACIÓN DE EULER	90
3.47. VELOCIDAD PERIFÉRICA DEL RODETE	93
3.48. ALTURA DEL FLUIDO.....	94
3.49. RENDIMIENTO MECÁNICO	94
3.50. RENDIMIENTO HIDRÁULICO.....	95

RESUMEN

La necesidad de realizar el análisis de las curvas de torque y potencia en vehículos nos ha llevado a aplicar los conocimientos de Ingeniería Automotriz en el diseño y construcción de un prototipo de banco de pruebas el cual tiene como propósito la obtención de mencionados parámetros en tiempos reales, en este caso aplicado a motocicletas 125cc.

Este proyecto se basa en un dinamómetro de chasis que mide la potencia en la rueda motriz de la motocicleta e indica la potencia disponible para propulsarlo en marcha, la ventaja principal de este es que nos permite obtener datos del motor sin desmontarlo de la motocicleta.

La característica principal de los dinamómetros de chasis es la de poseer un par de rodillos, los cuales transmiten la potencia de la llanta motriz al freno hidráulico. Se ha desarrollado y construido un freno hidráulico tipo Froude según las norma de frenos dinamométricos SAE J 2430, con condiciones eficientes de operación para potencias medias, el cual no necesita intercambiadores de calor, ya que es un circuito abierto y su forma de refrigeración se da con el paso del fluido.

Además de los parámetros anteriormente mencionados, el prototipo de banco de pruebas y sus componentes están diseñados por medio de los software Inventor Profesional y ANSYS con un factor de seguridad confiable para el usuario. También se tomó en cuenta la estabilidad y seguridad de la motocicleta por medio de tae down y correas elásticas en el momento de realizar las pruebas.

ABSTRACT

The necessity of make the analysis of torque curves and power in vehicles has led us to apply the knowledge of Automotive Engineering designing and building a prototype test, which aims to obtain these parameters in real time, in this case applied to 125cc motorcycles.

This project is based on a chassis dynamometer, which measures power at the driving wheel of the motorcycle and indicates the available power to propel it up; the main advantage of this is that we can obtain engine data without disassembly it of the motorcycle.

The main feature of chassis dynamometers is to own a pair of rollers, which transmit the drive power to the hydraulic rim brake. It has developed and built a hydraulic brake Froude type according to the standard brake dynamometer SAE J 2430, with efficient operating conditions for middle powers, which do not need heat exchangers, as it is an open circuit and the way of cooling is given with fluid flow.

In addition to the above parameters, the prototype test and its components are designed by Inventor Professional and ANSYS software with a reliable safety factor for the user. It has also been considered the stability and security of the motorcycle through tae down and elastic straps used at the testing time.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Los dinamómetros son instrumento para medir fuerza, en el campo automotriz se lo utilizada en el análisis de las curvas características de funcionamiento de un motor.

Los dinamómetros de inercia en esencia son máquinas capaces de reproducir las fuerzas que se generan en un vehículo durante el proceso de frenado. Estos sistemas utilizan actualmente frenos de diversos tipos los cuales transforman la energía cinética de rotación en energía calórica, con lo cual se obtienen los parámetros de empuje (en llanta) y velocidad (lineal), por tanto la potencia.

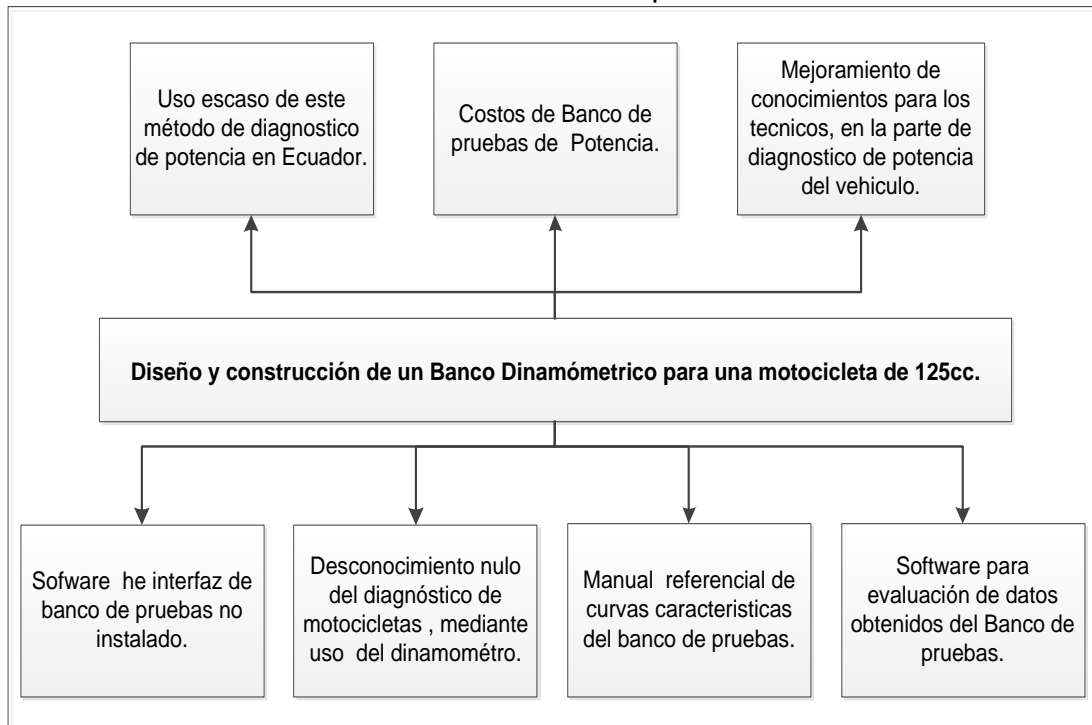
Los dinamómetros de inercia son utilizados actualmente para la repotenciación en motocicletas de turismo y competición, contribuyendo a la ganancia de torque, fuerza y reducción de consumo de combustible.

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la actualidad no dispone de un banco de prueba dinamométrico para el cálculo de potencia de motocicletas de 125 cc. El mismo servirá para capacitación de los señores estudiantes de la Carrera de Ingeniería Automotriz como instrumento de análisis de los diferentes parámetros de funcionamiento del motor.

1.2. ARBOL DEL PROBLEMA

Tabla 1.1. Árbol del problema



Fuente. Grupo de Investigación.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un banco de prueba dinamométrico para obtener curvas de potencia y torque en tiempo real.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y construir el soporte estructural del dinamómetro para ubicar y acoplar el freno hidráulico.
- Diseñar y construir la plataforma de seguridad y sujeción para la llanta delantera.
- Diseñar un software de datos y selección de interfaz para la comunicación entre los sensores y la computadora.
- Diseñar y construir el sistema de frenado hidráulico para absorber la energía proporcionada por la motocicleta.
- Diseñar y seleccionar los elementos eléctricos y electrónicos adecuados para satisfacer las necesidades del proyecto.
- Pruebas y análisis de funcionamiento.

1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

En el campo automotriz, los estudiantes y a su vez los futuros ingenieros deben actualizar los conocimientos y conocer métodos de entrenamiento factibles para diagnosticar curvas de potencia y torque de un vehículo (en este caso una motocicleta) ya que hoy en día observamos que la utilización de equipos dinamométricos son más comunes y frecuente en otros países.

Quien tenga conocimientos en el área automotriz debe combinarlos con el equipo adecuado (en este caso banco de pruebas dinamométrico) para así tener datos que permitan el diagnóstico del funcionamiento de una vehículo (motocicleta).

Es necesario el diseño y construcción de una dinamómetro para motocicletas, bajo condiciones técnicas- científicas, que en el país no se utilizan.

Mediante la realización de este proyecto de tesis, demostraremos el análisis de curvas características de los motores de motocicletas. Todos estos análisis brindaran una visión más clara de la importancia del estudio de las curvas de funcionamiento de un motor los cuales nosotros adquirimos en las materias de Motores Gasolina y Motores Diesel, ya que en nuestro establecimiento no existe el equipo necesario para el este estudio y análisis de las curvas de funcionamiento de motores, en este caso refiriéndonos a motocicletas.

1.5. DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO

El proyecto de tesis consiste en diseñar y construir un banco de pruebas dinamométrico para realizar el análisis de las curvas características de funcionamiento de una motocicleta de 125 cc.

El banco de prueba está conformado por:

- Estructura de soporte y anclaje de la motocicleta.- La cual nos servirá como base de la motocicleta, consta de un centro de apoyo para la llanta delantera el cual tiene como función acoplar y sujetar, brindando mayor seguridad al momento de realizar las pruebas.
- Conjunto de sistemas de transmisión.- Se compone de dos rodillos unidos por medio de un mecanismo de acoplamiento entre si, en los cuales va montada la llanta que recibe la fuerza de la motocicleta. Cabe mencionar que los rodillos deben ser paralelos entre si obteniendo como principio la elevada inercia.
- Freno hidráulico.- Es el dinamómetro.
- Sensor de velocidad.- Tiene como función indicar las r.p.m. de la motocicleta.

- Interfaz.- Es la comunicación la cual se da entre el banco de pruebas y un computador que consta de un software, el mismo que nos muestra las curvas de funcionamiento.
- La seguridad.- Usaremos tie down para ajuste y estabilidad de la motocicleta.

Al finalizar el diseño y construcción de nuestro proyecto, se realizaran pruebas de funcionamiento bajo diferentes regímenes de funcionamiento de la motocicleta.

1.6. METAS

- Diseñar la estructura metálica del banco de pruebas de una forma ergonómica.
- Diseño y construcción de un acople de seguridad para la llanta delantera.
- Comprobar que nuestro banco de pruebas sea eficiente.
- Determinar las curvas de funcionamiento de la motocicleta.
- Garantizar la seguridad en nuestro banco de pruebas.

1.7. ÁREA DE INFLUENCIA

El presente proyecto está dirigido a talleres automotrices de mediana y gran capacidad.

1.8. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

1.8.1. HIPÓTESIS

¿La implementación de un banco de pruebas dinamométrico determinará las curvas características de una motocicleta?

1.8.2. VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN

Para el planteamiento de las variables de investigación

1.8.3. VARIABLES INDEPENDIENTES

Diseño y construcción de un banco de pruebas dinamométrico para motos de 125 centímetros cúbicos para determinar curvas de funcionamiento de los motores.

1.8.4. VARIABLES DEPENDIENTES

Características del motor de motocicleta.

1.8.5. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

a. VARIABLES INDEPENDIENTES

Diseño y construcción de un banco de pruebas dinamométrico para motos de 125 centímetros cúbicos para determinar curvas de funcionamiento de los motores.

Tabla 1.2. Operacionalización de Variables Independientes

CONCEPTO	CATEGORÍA	INDICADOR	PREGUNTAS
Diseño y construcción de un dinamómetro para una moto de 125 centímetros cúbicos	Tecnológica	Diseño asistido por computadora del banco de pruebas dinamométrico Software e interfaz de comunicación Número de indicadores gráficos mostrados en el ordenador	¿Qué programa de diseño asistido por computadora se utilizará? ¿Cuántos software e interfaz se utilizan en este proyecto? ¿Qué tipo de gráficas se obtendrá para el análisis de potencia?

Fuente: Grupo de Investigación

b. VARIABLES DEPENDIENTES

Características del motor de motocicleta.

Tabla 1.3. Operacionalización de variables independientes

CONCEPTO	CATEGORÍA	INDICADOR	PREGUNTAS
Seguimiento y ubicación en tiempo real de las condiciones de operación y funcionamiento del mismo.	Tecnológica	Nivel de confiabilidad del dinamómetro = 95% Gráficas a analizar	¿Cómo se podría calificar el nivel de confiabilidad del dinamómetro? ¿Qué parámetros mostrará la(s) gráfica(s)?

Fuente: Grupo de Investigación

1.9. METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO

1.9.1. TIPO DE LA INVESTIGACIÓN

Para la realización del presente trabajo FINAL se tomarán en cuenta los métodos y técnicas de investigación más adecuados para la obtención de la información, la cual permite la elaboración de un banco de pruebas optimo que cumplirá con los objetivos propuestos.

A continuación planteamos los siguientes métodos:

a. MÉTODO DIALÉCTICO

Según Vargas, A. (1999), el principio de este método es la evolución, los mismos que determinan sus caracteres generales, que constituyen una síntesis de su desarrollo histórico. Su esencia está determinada por las

fuentes teóricas y científicas y por las categorías fundamentales del movimiento, del espacio y del tiempo.

Por lo tanto nosotros obtendremos información de distintos bancos de pruebas y a su vez también recopilaremos la información en la construcción de nuestro equipo.

b. MÉTODO EXPLORATORIO

Se utiliza para recoger, organizar, presentar, analizar, generalizar, los resultados de las observaciones. Este método implica el examen del tema o problema poco estudiado del cual se tienen muchas dudas o simplemente no se ha abordado antes.

El procedimiento Explorar nos ofrece las posibilidades de representar gráficamente los datos, examinar visualmente las distribuciones para varios grupos de datos, y realizar pruebas de normalidad y homogeneidad sobre los mismos.

1.9.2. FUENTES Y TÉCNICAS DE RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN Y ANÁLISIS DE DATOS

En el proceso de la elaboración del presente banco de pruebas se utilizarán diferentes técnicas de investigación y recopilación de la información como las fuentes primarias y las secundarias.

a. FUENTE DE INFORMACIÓN PRIMARIA:

Es aquella información que se obtiene directamente de la realidad misma, sin sufrir ningún proceso de elaboración previa. Son las que el investigador recoge por sí mismo en contacto con la realidad.

Nosotros observaremos el funcionamiento de un dinamómetro en el campo automotriz, a su vez observaremos que este equipo no es muy relacionado en el Ecuador.

b. FUENTE DE INFORMACIÓN SECUNDARIA:

Son registros escritos que proceden también de un contacto con la realidad, pero que han sido recogidos y muchas veces procesados por sus investigadores.

Recopilaremos mucha información tomada de bancos de pruebas ya construidos.

Las fuentes de información a emplearse en ésta investigación serán:

- Libros
- Manuales técnicos
- Internet.
- Bibliotecas virtuales.

El análisis de datos se realizará una vez construido el Banco de Pruebas Dinamométrico, donde procederemos a realizar las pruebas correspondientes en una motocicleta de 125 cc.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. INTRODUCCIÓN AL BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO

Según Ing. Verni Hernández (2007): Un banco de pruebas es un dispositivo para la medición de fuerza, momento de fuerza o poder. Su principal función es absorber la energía producida por un motor u otra máquina motriz giratoria mediante la medición simultánea de par y velocidad de rotación. Es por tal razón el proyecto se va a enfocar en un banco de pruebas dinamométrico.

En el campo automotriz se lo utilizada en el análisis de las curvas características de funcionamiento de un motor. La palabra Dinamómetro se divide en dos sílabos griegos: **dinamo** significa potencia en movimiento; **metro** significa medir. Los dinamómetros son máquinas usadas para medir la energía de un motor. El torque de un motor se determina específicamente mediante un sistema complejo de la absorción y de reacción.

Los componentes básicos de un dinamómetro son la estructura, la seguridad de los neumáticos, la unidad de absorción que es generalmente una cierta clase de rodillos y el equipo de medición del torque (esfuerzo de torsión).

Un banco de rodillos se compone de una unidad de absorción, y por lo general incluye un medio para la medición de par y velocidad de rotación. Una unidad de absorción consiste en algún tipo de rotor en una vivienda. El rotor está acoplado al motor u otro equipo bajo prueba y es libre de girar a cualquier velocidad que se requiere para la prueba. Se provea algún medio para desarrollar un par de frenado entre el rotor y la carcasa del dinamómetro. Los medios para el desarrollo de par de torsión pueden ser de

fricción, hidráulica, eléctricos o de otra manera, de acuerdo con el tipo de unidad de absorción/controlador.

El dinamómetro simula condiciones reales permitiendo que el motor funcione en intervalos largos y en los niveles máximos sin tener el vehículo en movimiento.

Los dinamómetros modernos tienen la comunicación entre banco de pruebas y computadora lo cual funciona como interfaz de control que permiten al operador obtener puntos exactos de torque y potencia en distintas gamas de velocidades. Los caballos de fuerza y otras medidas se leen hacia afuera directamente en tiempo real y en base a estos datos se calcula el torque.

Los motores se ubican en diferentes tipos de dinamómetros, según su aplicación y según su tecnología.

2.2. CLASIFICACIÓN SEGÚN LA TECNOLOGÍA: Iñaki Gómez Arriaran (1990)

- Corrientes parásitas o electromagnético (Eddy).
- Motor eléctrico/generador.
- Corriente continua.
- Tipo polvo.
- Histéresis.
- Freno fan.
- Prony.
- Hidráulico.

2.2.1. DINAMÓMETRO HIDRÁULICO

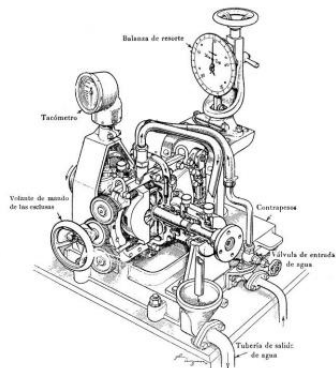
El freno hidráulico es similar a un convertidor hidráulico de par, en el que se impidiese girar al eje de salida. Se compone de un rotor y una carcasa o estator llena de agua que sirve tanto de elemento frenante como refrigerante. La potencia del motor absorbida por el freno se transforma en calor, necesitándose una alimentación continua de agua fría.

De los diversos frenos dinamométricos hidráulicos que se han desarrollado vamos a ver dos tipos constructivos:

- Rotor interior
- Rotor exterior

Así como dos tipos de regulación:

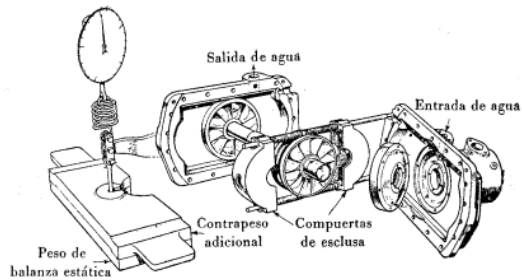
- Por compuertas
- Por nivel de líquido



Fuente: Artículo publicado por Carlos Núñez (Carlosn)
Figura 2.1: Sección parcial de un dinamómetro hidráulico Froude

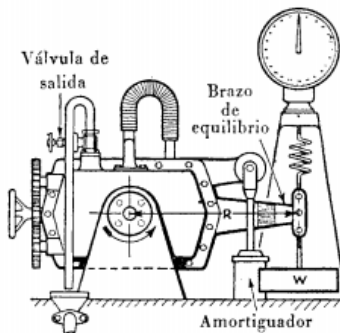
Un freno hidráulico tipo Froude en el que el rotor gira en el interior del estator, siendo este el caso más frecuente.

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.



Fuente: Artículo publicado por Carlos Núñez (Carlson)
 Figura 2.2: Acoplamiento hidráulico toroidal de frottinger

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



Fuente: Artículo publicado por Carlos Núñez (Carlson)
 Figura 2.3: Dinamómetro hidráulico Froude

El dinamómetro Froude es similar al freno de Prony en sus principios básicos, empleándose en cambio la fricción del agua en los álabes para la oscilación de la carcasa.

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. La resistencia que el agua opone al giro del rotor reacciona sobre el estator, produciendo un par igual al par motor.

Determinados modelos de los frenos hidráulicos tienen las partes móviles dispuestas exteriormente al estator, el cual está montado en forma basculante y unido al sistema de medida de fuerza. Esta disposición permite añadir un freno de fricción sobre la cara exterior del rotor para aumentar el par de frenado a bajo régimen.

La regulación de la carga resistente se puede efectuar interponiendo unas compuertas en el espacio entre los alvéolos del estator y del rotor. Accionando un volante exterior al estator se aproximan o alejan del eje de rotación las dos compuertas haciendo inactivo a los efectos de frenado un número menor o mayor de cavidades.

En la regulación por nivel de líquido, al girar el rotor el agua que hay dentro del freno sufre la acción de las fuerzas centrífugas formando un anillo, cuyo espesor se puede regular estrangulando la salida o la entrada de agua.

El sistema de frenos hidráulico consta de una bomba hidráulica, un depósito de fluido, y la tubería entre las dos partes. Insertado en la tubería es una válvula ajustable, y entre la bomba y la válvula es un indicador u otros medios de medición de la presión hidráulica. En términos más simples, el motor se lleva hasta el RPM deseado y la válvula se cierra gradualmente. Como se restringe la salida de las bombas, que aumenta la carga y se abre el acelerador sólo hasta que la abertura del acelerador deseada. A diferencia de la mayoría de los otros sistemas, la energía se calcula mediante la factorización de volumen de flujo, presión hidráulica, y RPM. Freno HP, ya sea calculado con la presión, el volumen y RPM, o con una carga diferente de tipo celular freno dinamométrico, debe producir cifras de potencia esencialmente idénticas. Dinamómetros hidráulicos son famosos por tener la

capacidad de cambio de carga más rápida, apenas superando ligeramente Foucault absorbentes actuales.

2.3. SEGÚN LA APLICACIÓN

2.3.1. DINAMÓMETROS DE CHASIS

Es uno de los principales tipos de dinamómetros, que existen en el mercado. Estas máquinas son las más comunes para las pruebas de afinación y medición de potencia.

Los dinamómetros de chasis son equipos capaces de reproducir las fuerzas que se generan en un vehículo durante el proceso de frenado. Estos sistemas utilizan actualmente frenos de diversos tipos los cuales transforman la energía cinética de rotación en energía calórica, con lo cual se obtienen los parámetros de empuje (en llanta) y velocidad (lineal), por tanto la potencia.

Los dinamómetros son utilizados actualmente para la repotenciación en motocicletas de turismo y competición, contribuyendo a la ganancia de torque, fuerza.

2.3.2. DINAMÓMETROS DE FRENO O CARGA CON RODILLOS

El dinamómetro de carga tiene un freno ligado a un rodillo o un sistema de freno de disco adaptado mecánicamente a los rodillos, para así lograr mantener al vehículo a una velocidad específica, con este estilo de dinamómetro el vehículo puede manejarse y puede afinarse a velocidades constantes bajo varias condiciones de carga. Ésta es la única forma de afinar

un vehículo adecuadamente, sobre todo para condiciones de carga parcial normales.

Los frenos que se utilizan tienden a calentarse en el proceso de medición, para evitar este recalentamiento utiliza un bombeo de aceite o agua para el enfriamiento del freno, lo que hace que este tipo de dinamómetros sea un poco más sofisticado por el tipo de freno que necesita además tiende a necesitar recalibración del freno frecuentemente.

Los dinamómetros de freno o carga necesitan de una calibración periódica ya que los frenos tienden a tener desgaste y varían la carga que se le aplicara a los rodillos, esta calibración puede ser cada mes dependiendo del uso que se dé al dinamómetro, además también necesitan de una verificación del funcionamiento por lo menos cada dos semanas dependiendo su uso.



Fuente: Catalogo de MOTORROLL

Figura 2.4: Dinamómetro de Chasis con rodillos, sistema de frenado.

La calibración consistirá en el procedimiento recomendado por el fabricante más una determinación de la absorción friccionan de la energía del dinamómetro.

La verificación del funcionamiento consiste en conducir desde una desaceleración del dinamómetro en unos o más ajustes de los parámetros

inercia-caballo de fuerza y el hacer la comparación del tiempo de la desaceleración y el tiempo registrado durante la calibración pasada. Si los tiempos de la desaceleración difieren por más de 1 s, se requiere una nueva calibración.

2.4. TIPOS DE PRUEBAS DE BARRIDO

Iñaki Gómez Arriaran (1990). La inercia de barrido: Un sistema de banco de pruebas inercia proporciona una masa de inercia del volante fija y calcula la potencia necesaria para acelerar el volante de inercia de la partida a la que termina RPM. La masa de rotación real del motor no se conoce, y sesga los resultados de potencia de la variabilidad de la masa, incluso de los neumáticos. El valor de inercia del volante se "fija", por lo que los motores de baja potencia están bajo carga por temperatura del motor mucho más tiempo e internos suelen ser demasiado alto para el final de la prueba, sesgando óptimos ajustes de sintonización "banco de pruebas" lejos del óptimo afinar la configuración del mundo exterior. Por el contrario, los motores de alta potencia comúnmente completan un "barrido engranaje de cuarta" prueba en menos de 10 segundos, lo cual no es una condición de carga fiable en comparación con el funcionamiento en el mundo real. Por no proporcionar suficiente tiempo bajo carga, la temperatura interna de la cámara de combustión son lecturas poco realistas y poder especialmente pasado el pico de energía está sesgado a la parte baja.

Cargado de barrido, del tipo de banco de pruebas de frenos, incluye:

- Simple fija carga de barrido: una carga fija de un poco menos de la salida del motor es aplicada durante la prueba. El motor se le permite acelerar de su RPM a RPM de partida a su fin, variando en su propia tasa de

aceleración, dependiendo de la potencia del motor a cualquier velocidad de rotación particular. La potencia se calcula usando la potencia requerida para acelerar el banco de pruebas y masa giratoria del motor/del vehículo.

- Controlado barrido aceleración: similar en uso básico como la fija prueba simple barrido de carga, pero con la adición de control de la carga activa que se dirige a un tipo específico de aceleración.
- Controlado Velocidad de aceleración: La tasa de aceleración utilizada se controla de baja potencia para motores de alta potencia, y sobre-extensión y contracción de "duración de la prueba" se evita, proporcionando más pruebas repetibles y resultados de optimización.

2.5. COMPONENTES DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMÓMETRO

Básicamente un dinamómetro se compone de diferentes elementos según su aplicación pero en general son los siguientes:

- Rodillos.
- Chasis del dinamómetro.
- Freno.
- Sistema de Adquisición de Datos.
- Computadora.

2.5.1. RODILLOS

Son los elementos en los que se sientan las ruedas de la motocicleta para que puedan girar, estos transmiten la energía al freno dinamométrico, son una de las partes más importantes del dinamómetro y de las que se debe de tener mayor cuidado con la exactitud a la hora de la construcción, ya que de

su balanceo dependerá la correcta obtención de datos al momento de hacer las pruebas con la motocicleta.

Los rodillos pueden variar sus medidas dependiendo del diseño del dinamómetro como también del tipo y la capacidad que tenga en medir los HP. Generalmente son sólidos pesados de acero inoxidable.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 2.5: Esquema de balanceo de un rodillo

2.5.2. CHASIS DE DINAMÓMETRO

Consiste en una estructura metálica que tiene la función de soportar y acoplar todas las partes móviles y fijas, y forma el lazo entre la motocicleta y los rodillos.

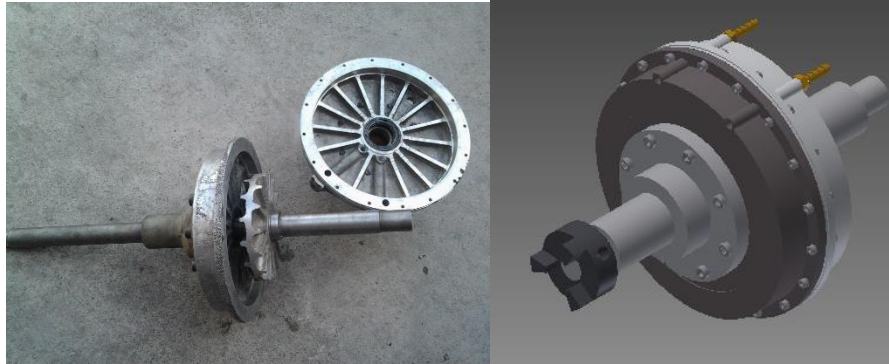


Fuente: Grupo de Investigación
Figura 2.6: Banco de prueba dinamométrico

2.5.3. FRENO O CARGA

El freno o sistema de carga, es el que nos servirá para simular las diferentes condiciones de caminos por las cuales podamos conducir nuestra motocicleta y así saber que potencia entrega o si el desempeño mostrado por la motocicleta es el correcto.

Un buen sistema de freno debe de ser capaz de variar la carga que se ejerza a la motocicleta en una amplia gama para mejor obtención de datos.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 2.7: Freno dinamométrico hidráulico

2.5.4. SISTEMA DE ADQUISICIÓN E INTERFAZ

Está formado por todas las partes electrónicas y mecánicas que se utilizan para poder transferir la información hacia la computadora, entre los principales elementos que lo componen son:

a. MEDIDOR DE VELOCIDAD ANGULAR

Este medidor está basado en un tacómetro óptico acoplado a uno de los rodillos, este debe tener la capacidad de medir los cambios instantáneos en las RPM de los rodillos siendo esta rapidez una determinante sobre la capacidad de medición del dinamómetro.

b. MULTIPLEXOR DE SEÑALES

Este consiste en un circuito electrónico encargado de recibir todas las señales provenientes de los diferentes sensores o medidores y transferir una de ellas dependiendo de la selección hacia el Convertidor Analógico Digital.

c. CONVERTIDOR ANALÓGICO DIGITAL

Este recibe la señal proveniente del multiplexor de señales para ser convertida la señal analógica a digital y luego enviarla por la interface de conexión hacia la PC (computadora) para que sea esta la que procese los datos recibidos de los diferentes medidores.

d. COMPUTADORA

Un dinamómetro puede funcionar sin una de estas, pero por la gran cantidad de datos que se generan en tiempos tan cortos es necesario una computadora para que pueda procesar todos estos datos y así mostrarlos de una forma más fácil de visualizar lo que está sucediendo en tiempo real con el desempeño del motor o la potencia que está entregando a las ruedas de la motocicleta.

Además que con la gran versatilidad que nos brindan las computadoras podemos sacarle mayor provecho al dinamómetro, ya que podemos guardar las mediciones registradas de alguna motocicleta y luego compararlas con la misma al momento de realizar reparaciones o modificaciones.

2.5.5. POTENCIA

Se define la potencia en general, como el trabajo desarrollado en la unidad de tiempo.

$$P = \frac{W}{t} \quad (2.1)$$

Donde,

W = Velocidad angular

t = Tiempo

2.5.6. POTENCIA TEÓRICA O TÉRMICA (PT)

Se denomina así a la potencia que el motor podría desarrollar si se transformase en trabajo útil todo el calor que se desprende de la combustión, es decir si no existiesen pérdidas de ninguna clase por escapes, rozamientos, transmisiones, etc.

2.5.7. POTENCIA INDICADA (PI)

Como expresa su nombre, es la que corresponde al trabajo que recibe realmente la cabeza del pistón.

P_p = Potencia por pérdida de refrigeración

$$P_i = P_t - P_p \quad (2.2)$$

2.5.8. POTENCIA EFECTIVA AL FRENO

Es la potencia que el motor puede proporcionar a la salida del cigüeñal, es decir la que tendríamos disponible para mover una máquina si se acoplase directamente al cigüeñal. Es menor que la indicada, ya que el propio motor consume potencia en el rozamiento del pistón y para mover sus propios órganos y sistemas auxiliares, como el ventilador, alternador, bombas diversas, etc., de tal forma que:

P_a = Potencia absorbida por los rozamientos

$$P_e = P_i - P_a \quad (2.3)$$

Cuando la potencia efectiva se refiere al litro de cilindrada se denomina potencia específica.

2.6. NORMA

La medida de la potencia efectiva por medio del banco de pruebas o freno, puede hacerse de múltiples formas. La potencia de un mismo motor no sería la misma si se realizará el ensayo con bujías limpias o sucias, platinos excesivamente separados o excesivamente próximos, etc. Por esta razón ajustándose a ciertas normas de las cuales solo indicaremos a continuación las más usuales.

La potencia efectiva de todo motor, deberá llevar indicación de la norma que ha sido utilizada, pues de lo contrario no sería representativa de la potencia real del motor.

2.6.1. NORMAS SAE (SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS - U.S.A.)

De acuerdo con la norma de frenos dinamométricos SAE J 2430, se ensaya el motor prescindiendo de los accesorios propios del mismo, tales como alternador, ventilador, bomba de agua, etc., que evidentemente consumirán una cierta potencia en el caso de haberse montado en el motor.

Se realizan los ensayos a 20 °C y se ajustan en cada régimen los reglajes de encendido y carburación o inyección a su posición óptima.

a. Correcciones

Con la altitud se pierde como término medio un 1 % de potencia por cada 100 m de altitud.

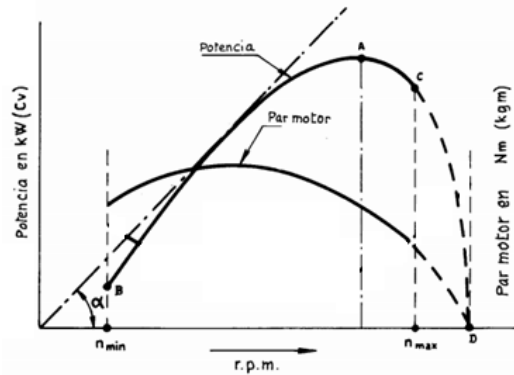
También la temperatura del aire influye en la potencia del motor, como término medio, a partir de 15,5 °C por encima o por debajo se pierde un 1 % de potencia por cada 5 °C.

La humedad del aire aspirado influye también notablemente en la potencia del motor. Se debe considerar que la temperatura del aire influye en la potencia del motor, como término medio, a partir de 15,5 °C por encima o por debajo se pierde un 1 % de potencia por cada 5 °C. La humedad del aire aspirado influye también notablemente en la potencia del motor.

2.7. CURVAS CARACTERÍSTICAS

Siguiendo la norma que se ha de utilizar para hallar la potencia efectiva, se acelera al máximo el motor para que la alimentación se realice a plenos gases y se le carga con el freno de forma que se estabilice a un determinado régimen, se obtendrá un valor del par. Variando sucesivamente la carga tendremos diversos valores del par, correspondientes a otros tantos regímenes.

Si representamos en un diagrama, los valores obtenidos del régimen (r.p.m.) en abscisas y los del par motor en ordenadas, tendremos la curva característica del par para el motor ensayado.



Fuente: Carlos Núñez (Carlosn) 04/2012

Figura 2.8: Curvas de Potencia y Par motor de un vehículo de cilindrada media en función del número de revoluciones.

Aplicando la fórmula, para cada una de las parejas de valores anteriormente mencionados, se tienen otras tantas para la potencia efectiva a cada régimen, que representadas en el mismo diagrama determinan la curva característica de potencia.

$$P(\text{kW}) \cong \frac{M(\text{Nm}) \times n(\text{rpm})}{10000} \quad (2.4)$$

Las curvas características de un motor, expresan pues, el comportamiento del mismo en cualquiera de los regímenes.

La potencia aumenta al elevarse la velocidad del motor hasta alcanzar un valor máximo, a partir del cual disminuye aunque aumentemos la velocidad de giro del motor, hasta llegar a anularse.

El régimen de par motor máximo es siempre inferior al de potencia máxima.

2.7.1. RESERVA DE PAR

Característica que aprecia la elasticidad del motor y que, indica en tanto por ciento la reserva del par motriz que dispone funcionando a la potencia nominal:

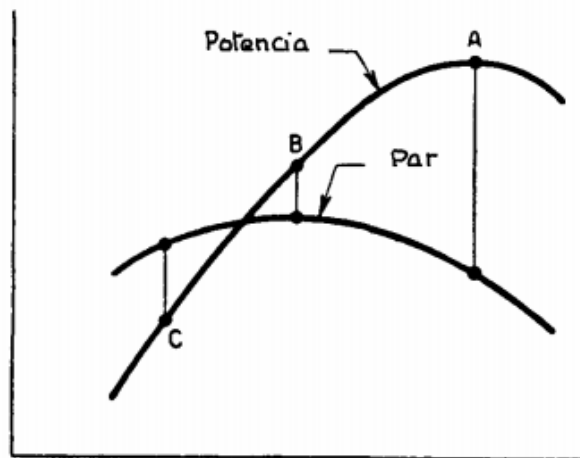
$$\% \text{ de Reserva de Par} = \frac{\text{Par máximo} - \text{Par nominal}}{\text{Par nominal}} \times 100 \quad (2.5)$$

Tabla 2.1. Porcentaje de reserva de par

Reserva de par	Porcentaje (%)
Buena	15-35
Muy buena	Mayor a 35
Máxima	50

Fuente: Carlos Núñez (Carlosn) 04/2012

Como la POTENCIA, es el PAR multiplicado por el REGIMEN DE GIRO, una vez obtenida la curva de PAR en función del régimen, la CURVA DE POTENCIA, es inmediata.



Fuente: Carlos Núñez (Carlosn) 04/2012
Figura 2.9: Curva de Potencia y Par

a) MOTOR UTILIZADO A MÁXIMA POTENCIA

Punto A.- Si un aumento de la resistencia al movimiento lo hace disminuir de régimen, el par motor aumenta a fin de satisfacer las nuevas demandas; si el motor acelera por disminución de la resistencia al movimiento, el par motor se reduce también. El motor es por lo tanto estable y auto regulable.

b) MOTOR UTILIZADO A MEDIA POTENCIA

Punto B.- La curva del par tiene en esta zona pequeñas variaciones, por lo que el estado de equilibrio se alcanza con fuertes variaciones de velocidad (cambiando de marcha). Por lo tanto en esta zona el motor es inestable.

c) MOTOR UTILIZADO A BAJA POTENCIA

Punto C.- Ante cada variación de la resistencia al movimiento el motor reacciona con variaciones del par motor en sentido opuesto al requerido. En esta zona si la resistencia al movimiento disminuye, sólo puede encontrarse el estado de equilibrio a un régimen muy lejano, es decir, a un número de revoluciones demasiado alto; al contrario, si la resistencia al movimiento aumenta, el motor se detiene.

Un motor es estable, y por lo tanto auto regulable, cuando la curva de su momento motriz es decreciente con el aumento del número de revoluciones.

En estas condiciones el funcionamiento es estable y se dice que el motor es elástico.

2.8. TIPO DE POTENCIAS

2.8.1. POTENCIA MÁXIMA

Es la potencia efectiva máxima con el motor funcionando a plenos gases, es decir la que corresponde a la ordenada máxima de la curva característica de potencia.

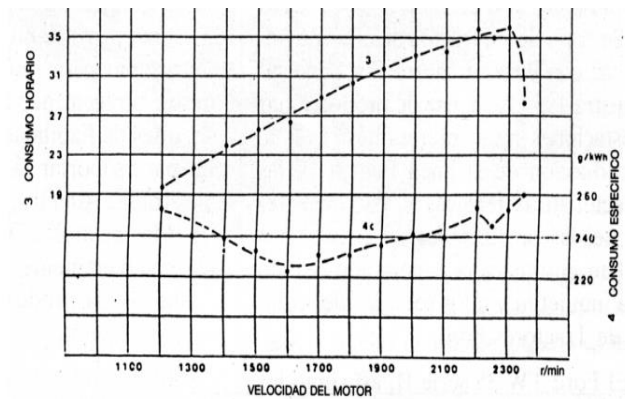
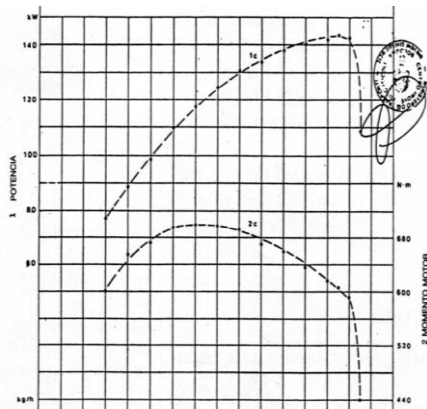
A la velocidad del motor correspondiente a esta potencia se le llama “velocidad de régimen máximo” o simplemente “velocidad de régimen”.

2.8.2. POTENCIA NOMINAL

El concepto de potencia nominal es análogo al de potencia máxima, no está perfectamente precisada y suele ser el constructor del motor el que la fije en el banco de pruebas.

2.8.3. POTENCIA EN LA LLANTA

Es la que existe disponible en las ruedas del vehículo una vez descontadas las pérdidas por calor, rozamientos y órganos auxiliares del motor, pérdidas por embrague, caja de cambios y transmisiones



Fuente: Manuales de estudio Universidad de Valladolid
 Figura 2.10: Curvas características, parámetros o técnicas

2.9. CARACTERÍSTICAS DEL DINAMÓMETRO

Las características funcionales, y constructivas de cada tipo de dinamómetro necesarias para decidir por el diseño y construcción de uno de ellos pueden resumirse así:

2.9.1. FRENO HIDRÁULICO

- Su construcción es compleja si se quiere utilizarlo para altas capacidades.
- Requiere intercambiador de calor si usa el agua en circuito cerrado.
- Costo promedio.
- El par resistivo disminuye, si disminuye la velocidad (no tiende a detener el motor que se está ensayando).
- Altas velocidades no constituyen una limitación.
- Permite pruebas a velocidad constante y variable.

2.9.2. JUSTIFICACIÓN DE SELECCIÓN DEL TIPO DE DINAMÓMETRO.

Para decidir por un freno dinamométrico, teniendo en cuenta que los principales objetivos son la medición de la potencia y torque, el comportamiento del motor en aceleración y desaceleración, se consideran características funcionales, de construcción y económicas; no se evaluarán las alternativas en base a puntajes asignados a cada factor ventajoso de cada una de ellas debido a que se considera como limitante el costo de la unidad que deberá estar al alcance de los talleres de características medias.

El dinamómetro hidráulico presenta buenas condiciones operativas, para potencias bajas puede llegar a ser tan simple (la complejidad se da cuando se desea construirlo para altas potencias, por la adición de otros elementos para presentar mayor resistencia al giro del motor); puede evitarse, el uso del intercambiador de calor si el agua se hace circular en circuito abierto.

Por las razones anteriores se decide el freno hidráulico para el diseño y construcción.

2.9.3. PROPUESTA

El banco de prueba presenta las curvas de torque y potencia de motocicletas en tiempo real. La comunicación se da por medio de un software automatizado que tiene la comunicación entre banco y computadora mediante una interfaz.

Las pruebas a realizar nos mostrarán un diagnóstico real del funcionamiento de una motocicleta a través de las curvas de potencia y torque.

El tipo de freno dinamométrico en nuestro banco de pruebas será el dinamómetro de chasis tipo hidráulico (Froude).

EL freno hidráulico Froude esencialmente consta de; un órgano rotativo de paletas, unido por medio de un acoplamiento flexible a un rodillo mediante un eje de transmisión, este eje de transmisión gira en el interior de una carcasa con cierre hermético. Las paredes de la carcasa poseen igualmente paletas situadas a una distancia corta de las paletas del rotor. En la carcasa, mediante una tubería se introduce agua que movida por los alabes del órgano rotativo choca contra las paletas fijas de la carcasa, entregando igualmente un movimiento rotativo. La carcasa envía todo este movimiento rotativo al brazo del freno, el cual está acoplado al sensor de fuerza (galga extensiométrica) que nos va a dar una fuerza en datos numéricos. La potencia del motor se valora a base de la intensidad con que el rotor gira, produciendo un movimiento turbulento al agua y por consecuencia se tiene la fuerza que multiplicado por la distancia del brazo nos da el par frenante opuesto por el recipiente en posición de parado (carcasa).

Dado que el rozamiento entre las paletas y el agua producen calor, la temperatura interior del recipiente se mantendrá constante, ya que es un circuito hidráulico abierto.

En el banco de pruebas funciona el freno hidráulico tipo Froude mediante la circulación del agua en el momento de giro de los ejes de rodillos, este a su vez está acoplados con el eje del rotor del freno. Una válvula regula su caudal, con lo varía la presión del ingreso de fluido, produciendo la variación del par frenante a los rodillos, es decir modificando la cantidad de fluido que ingresa en el freno en lugar de variar la distancia entre las paredes del recipiente y del rotor, este sistema se ha construido en base a la norma de frenos dinamométricos SAE J 2430.

La obtención de datos viene dada por el desplazamiento vertical de una celda de carga (galga extensiométrica) que recepta la fuerza del freno, dicha

fuerza se transforma mediante una tarjeta de adquisición de datos en curvas de torque y potencia, para obtener los objetivos anteriormente planteados.

CAPÍTULO 3

DISEÑO MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELECTRÓNICO

3.1. DISEÑO MECÁNICO

El primer punto a tomar en cuenta en la construcción del banco de pruebas es la estructura metálica principal, la cual tiene diferentes apoyos para los distintos mecanismos y seguridad para la motocicleta.

3.2. DISEÑO, ANÁLISIS Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

Mediante el análisis estructural se logrará dimensionar correctamente la estructura principal obteniendo el menor peso posible y la mayor estabilidad al momento de realizar las pruebas.

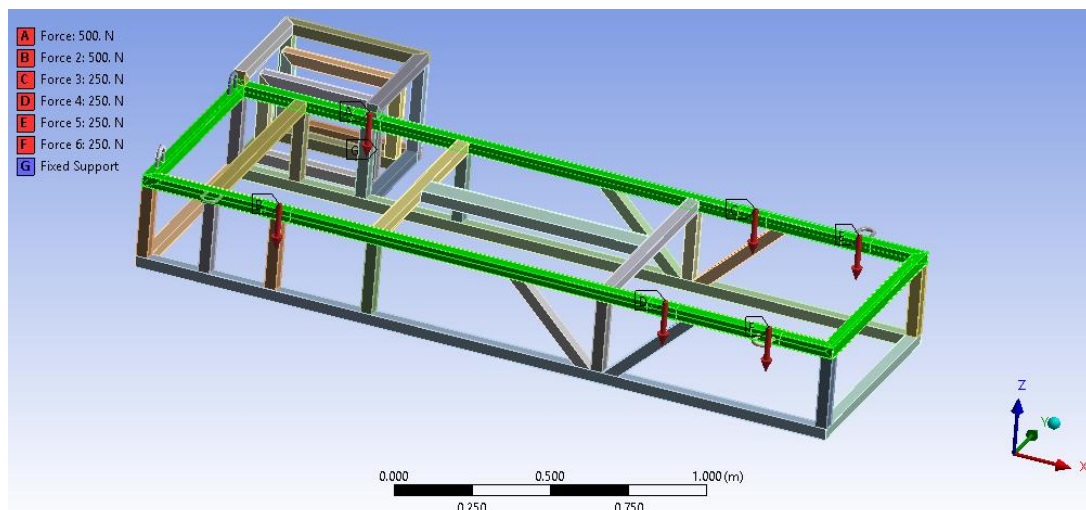
3.2.1. TUBO CUADRADO ESTRUCTURAL

El acero ASTM A500 es considerado uno de los materiales estructurales más versátiles teniendo en cuenta los aspectos de gran resistencia y ductilidad. Este tipo de acero está disponible en sección cuadrada y rectangular. El grado más común tiene un esfuerzo de fluencia y una resistencia de ruptura a la tensión de 320 MPa y 405 MPa.

3.3. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA DEL BANCO DE PRUEBAS

Para el análisis se tienen estructuras compuestas por elementos de secciones relativamente pequeñas que lo diseñamos a través del software Workbench ANSYS 14.5.

3.3.1. DISTRIBUCIÓN DE CARGAS



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.1: Diagrama de Fuerzas

Las cargas aplicadas están distribuidas puntualmente tomando en cuenta la posición y peso de los componentes mecánicos, además del peso de una motocicleta con conductor. Se ha considerado que se aplicara el 25% de la carga se aplicara en el punto medio de los rodillos, y el 12,5% de la carga se aplicaran a los extremos de la base del soporte estructural.

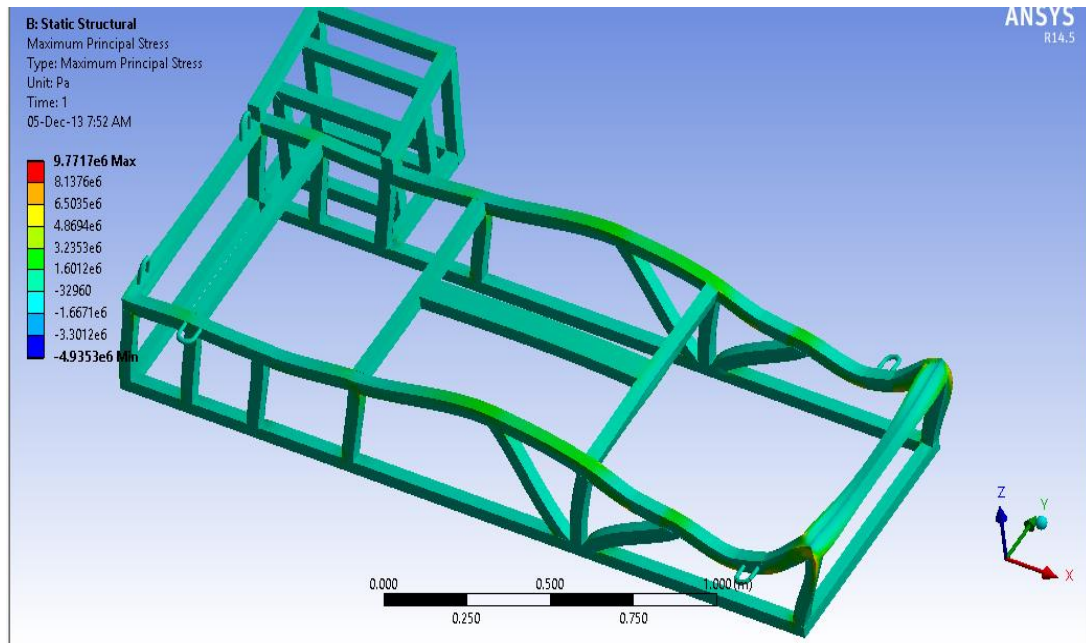
$$F_T = 2000 \text{ N}$$

$$F_T = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6$$

$$F_1 = F_2 = 2000 \times 0.25 = 500 \text{ N}$$

$$F_{3,4,5,6} = 2000 \times 0.125 = 250 \text{ N}$$

3.3.2. MÁXIMA TENSIÓN PRINCIPAL



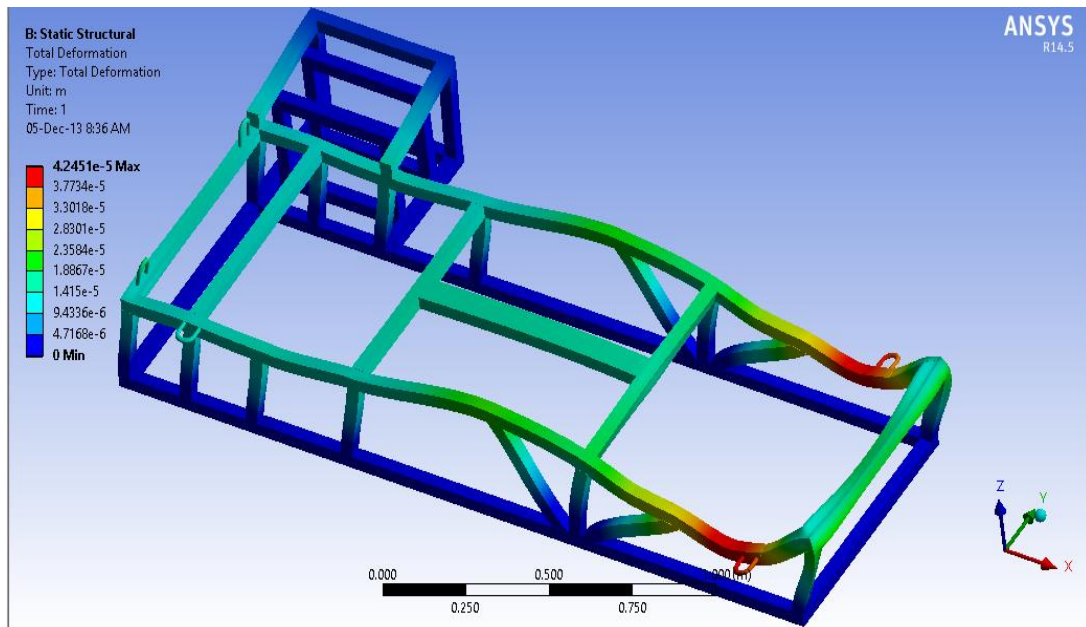
Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.2: Máxima tensión principal

Al ser un análisis con carga estática se ha considerado un mallado más fino para los elementos que ejercerán tensión máxima en sus nodos, para esto se realizó un mallado con un tamaño de malla de 3,82 mm en columnas y vigas principales, obteniendo 51.250 elementos y generando 205.051 nodos, con los cuales se obtuvo resultados de gran precisión.

Como se mencionó anteriormente en la figura se enfatizará el análisis en los puntos críticos, es decir donde se produzca la tensión máxima o flexión producida por las fuerzas aplicadas en la estructura, obteniendo $T_{\max} = 9,77 \text{ MPa}$. En nuestro caso se puede ver que las columnas a 90° y 45° ubicados proporcionalmente en la estructura, ayudan a reducir considerablemente la tensión en la superficie y al tener un material (ASTM

A500) con un límite de elasticidad de 320 MPa, nos dará mayor estabilidad en casos extremos de funcionamiento del banco de pruebas.

3.3.3. ANÁLISIS DE LA DEFORMACIÓN TOTAL DE LA ESTRUCTURA

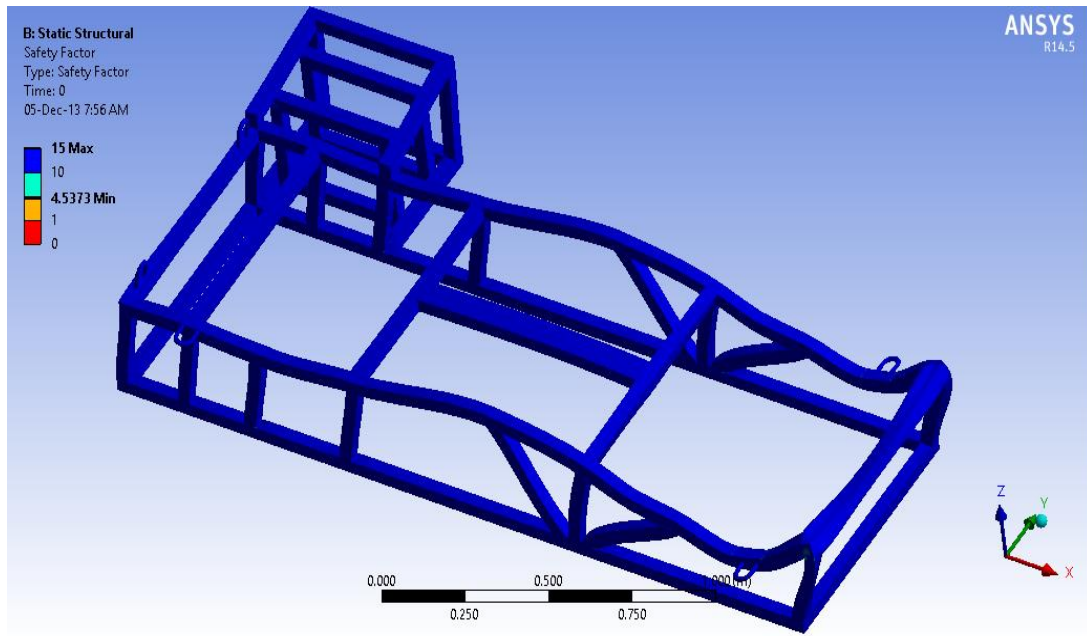


Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.3: Deformación Total

Observamos que en nuestro modelo estructural se aplicó cargas puntuales, las cuales dan como resultado un factor de deformación máxima de 0,425 mm, al comparar con el material (ASTM A500) utilizado, con una elongación de 50,8 mm como mínimo al 25%, esto demuestra que la deformación total en la estructura no va a exceder las propiedades del material.

Hay que tomar en cuenta que todo el análisis de las fuerzas aplicadas se encuentran en condiciones promedias, por lo cual el equipo presenta una deformación mínima con respecto a las acciones de las fuerzas.

3.3.4. FACTOR DE SEGURIDAD

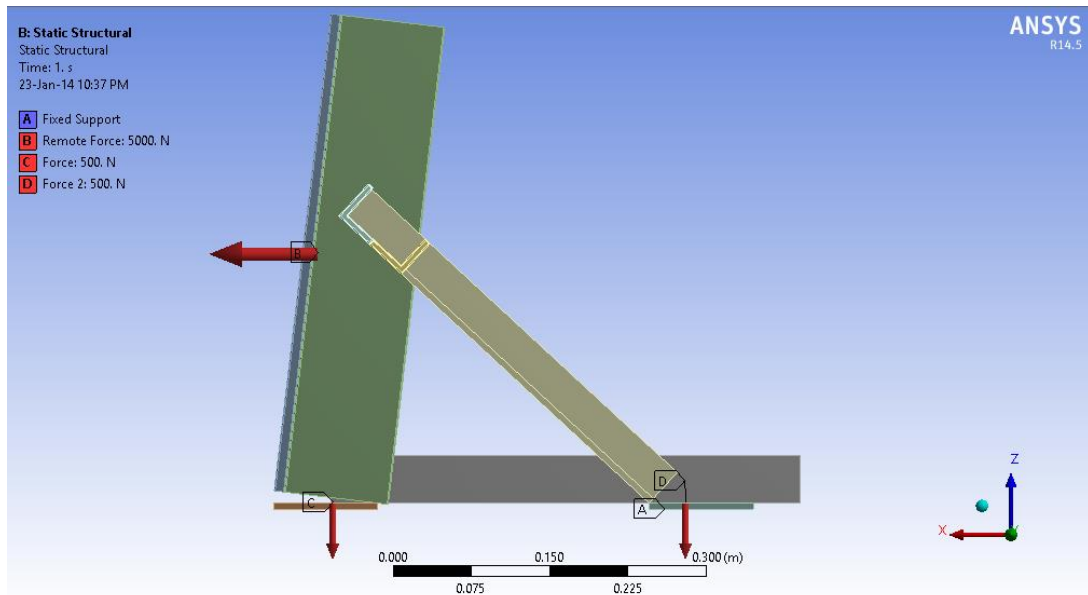


Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.4: Factor de seguridad en ANSYS

El factor de seguridad es un parámetro de gran importancia, es por esto que se debe obtener un factor de seguridad el cual nos asegure una estabilidad estructural, en nuestro caso el factor de seguridad es $n = 4,53$, el cual nos muestra que al ser un prototipo ($5 \leq n \leq 3$), los resultados obtenidos están dentro de los parámetros adecuados y óptimos para las respectivas pruebas.

3.4. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL SOPORTE ESTRUCTURAL DE LA LLANTA DELANTERA

3.4.1. DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS

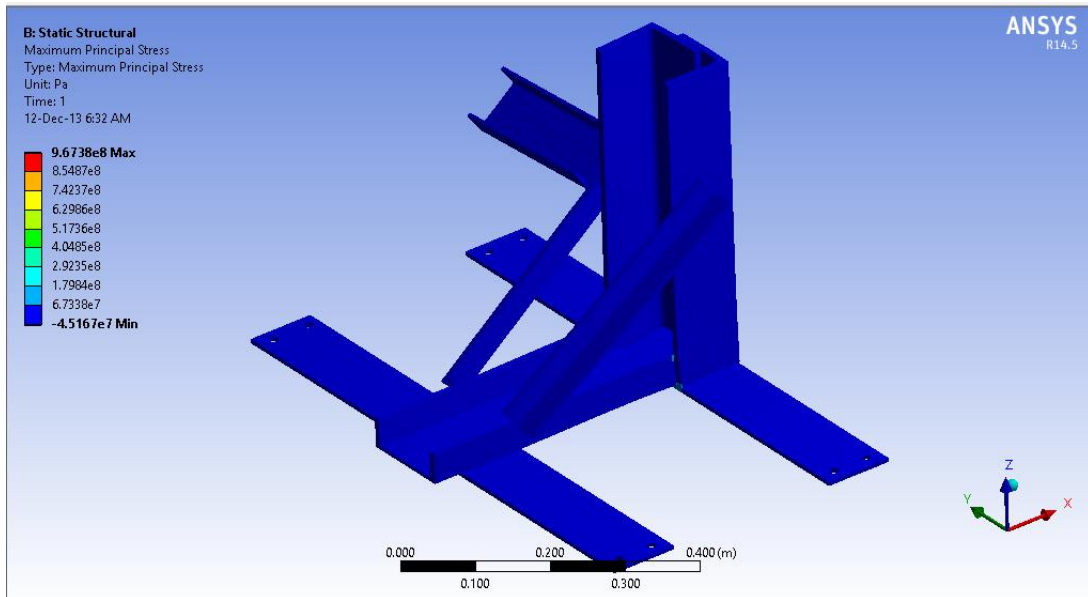


Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.5: Distribución de cargas

Se considera 5000 N de fuerza promedio ejercida por la motocicleta y 1000 N de fuerza ejercido entre los dos soportes de la estructura, estos datos nos servirán para realizar el respectivo análisis y descartar errores en la estructura.

Una vez creada el soporte estructural se considerando un mallado más fino en los elementos que ejercerán mayor tensión en sus nodos, para lo cual se aplicó un mallado con un tamaño de malla de 1,57 mm en sus elementos verticales, generándonos 1241.288 elementos y 3941.830 nodos final en la estructura. Este número de nodos fue considerable ya que el tiempo de procesamiento del ordenador para mallar la estructura y luego resolverla fue de 72 horas.

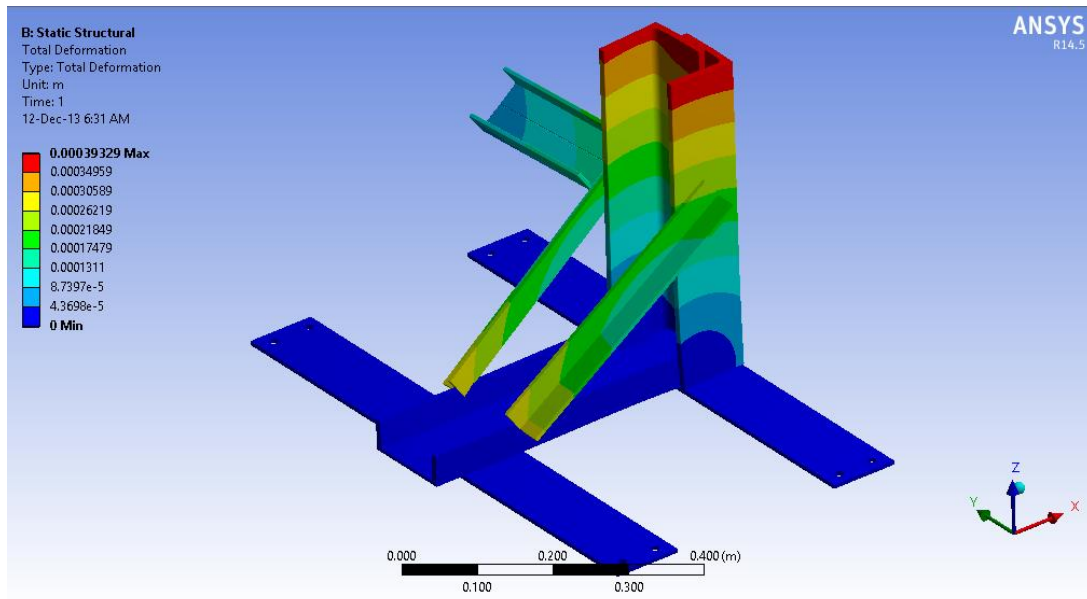
3.4.2. MÁXIMA TENSIÓN PRINCIPAL



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.6: Máxima tensión principal en ANSYS

Esto nos muestra que el esfuerzo en el soporte estructural de la llanta delantera es 67,338 MPa y el material (ASTM A-36) que está componiendo la estructura tiene un límite de influencia de 250 MPa. Esto nos quiere decir que el material y el diseño realizado son los correctos.

3.4.3. ANÁLISIS DE LA DEFORMACIÓN TOTAL

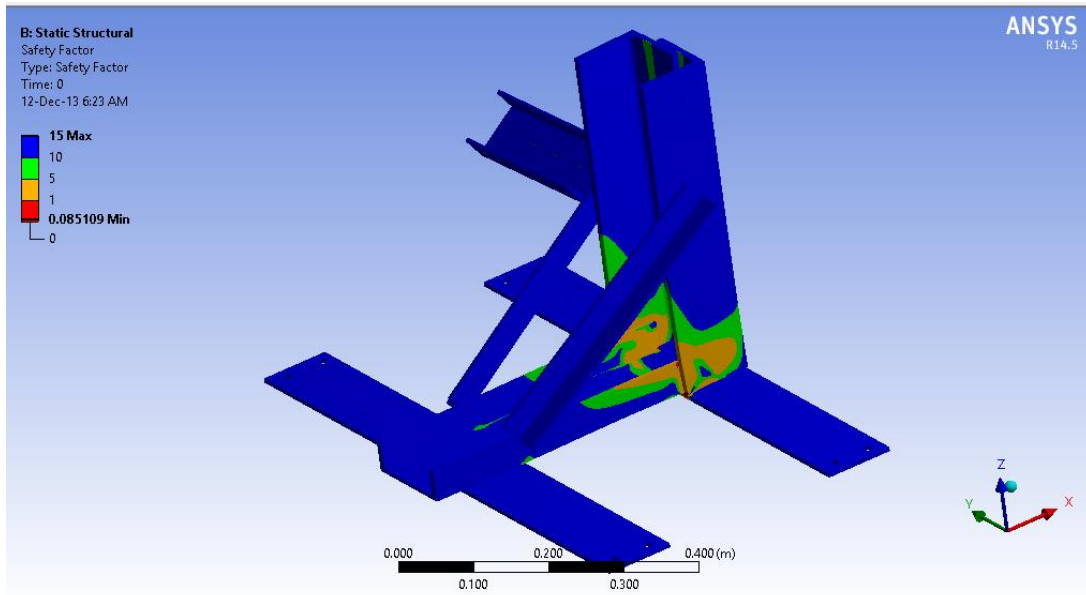


Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.7: Deformación total en ANSYS

La deformación total nos muestra que en la parte superior del modelo estructural tiende a deformarse en condiciones de funcionamiento, ya que tomamos en cuenta la fuerza ejercida axialmente de la motocicleta versus el modelo estructural en caso de fallas del sistema de rodillos.

El análisis nos da como resultado un factor de deformación máxima de $0,39\text{ mm}$, considerando que en el acero ASTM A36 el porcentaje de elongación es del 12,5% nos da como resultado una deformación despreciable, diseño adecuado y correcta elección del material.

3.4.4. FACTOR DE SEGURIDAD



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.8: Factor de seguridad en ANSYS

Este análisis tiene como propósito principal la sujeción y seguridad de la motocicleta en el momento de ejecutar las pruebas en condiciones extremas. El factor de diseño del soporte estructural de la llanta delantera es $n = 5$ en los puntos principales en donde tiene contacto directo la llanta y la estructura. En el 75% de la estructura se da un factor de seguridad de $n = 10$, esto nos quiere decir que por ser un prototipo el análisis mostrado es el correcto.

3.5. PERNOS

3.5.1. SELECCIÓN DE PERNOS DE ANCLAJE

a. ESPECIFICACIONES - DIMENSIONAMIENTOS DE PERNOS Y TUERCAS DE ANCLAJE SEGÚN LA NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE 1292 / NORMA INEN 696).

El perno de anclaje es un perno embutido en el hormigón para sujetar, fijar o asegurar un elemento estructural.

CARACTERÍSTICAS

- La característica de auto penetración permite una mayor capacidad para transportar cargas que los anclajes mecánicos convencionales.
- Se asemejan con el código A0193, el cual es excelente para resistir cargas sísmicas y vibratorias.
- La varilla de acero dúctil proporciona un desempeño constante y confiable.
- Se instala del mismo modo que un anclaje de cuña convencional: no se necesitan herramientas ni brocas especiales. tampoco una segunda perforación.

b. SELECCIÓN

Se selecciona un perno de anclaje con ajuste previo, cuyas características son las siguientes:

- Modelo SL50214H.
- Tamaño 1/2" X 2 1/2".

- Carga de corte 22,2KN.
- Resistencia a la tensión 14,1KN.

3.6. SELECCIÓN DE PLANCHA METÁLICA

Selección para recubrimiento del banco de prueba según criterios y normas ASTM.

3.7. DISEÑO DEL MECANISMO DE RODILLO

3.7.1. EJE DE RODILLO

La principal razón por la que se va a utilizar el acero inoxidable en los ejes del rodillo es su resistencia a la corrosión, la cual protegerá las propiedades del material en caso de contacto con el agua.

Se dispone de un gran número de aleaciones resistentes a la corrosión, con propiedades mecánicas definidas, variando el costo en forma considerable.

En nuestro medio, a pesar que la demanda de estos materiales ha aumentado significativamente, la industria nacional sigue cubriendo casi el 90% de sus necesidades de aceros inoxidables con apenas dos o tres tipos de estas aleaciones, siendo los más representativos las aleaciones AISI 304 y AISI 316.

En este caso hemos escogido el acero inoxidable AISI 304 ya que es el más accesible en cuanto se refiere a costos y el material a usar en el revestimiento del rodillo es caucho (nitrilo).

3.7.2. CÁLCULO DE LAS REVOLUCIONES REALES DEL RODILLO

$$N_1 D_1 = N_2 D_2 \quad (3.1)$$

$$D_2 = \frac{N_1 D_1}{N_2}$$

$$D_2 = \frac{13 * 7000}{45} = 2022,22$$

D_1 = Número de dientes del piñón conductor.

N_1 = Velocidad de giro del piñón conductor.

D_2 = Número de dientes del piñón conducido.

N_2 = Velocidad de giro del piñón conducido.

$$N_1 D_1 = N_2 D_2$$

$$N_2 = \frac{N_1 D_1}{D_2}$$

$$N_2 = \frac{600 * 2022,22}{140} = 8666,65 \text{ rpm}$$

Dado que los cálculos se han realizado con datos técnicos máximos de la motocicleta, nosotros vamos a considerar que:

Numero de Rev = $N = 8500 \text{ RMP}$

Potencia = $P = 12 \text{ HP}$

Diametro = $\varnothing = 140 \text{ mm}$

3.7.3. CÁLCULO DE LAS REACCIONES PRODUCIDAS ENTRE LA LLANTA DE LA MOTOCICLETA Y LOS RODILLOS

$$\theta_1 = 17,78^\circ$$

$$\theta_2 = 72,22^\circ$$

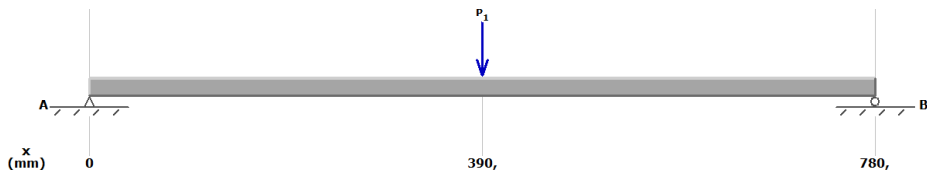
$$\sum M_{B^i} = 0$$

$$B \times 0,226 - 0,113 \times P = 0$$

$$B = \frac{P}{2} = \frac{100}{2}$$

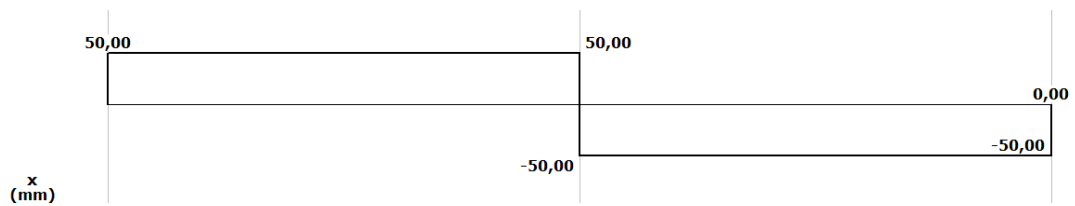
$$B = 50\text{kg}$$

a. DIAGRAMA DE REACIONES



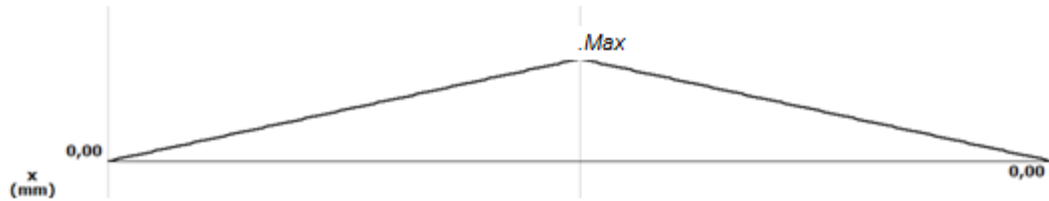
Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.11: Fuerzas ejercidas sobre el eje.

b. DIAGRAMA DE FUERZAS



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.12: Diagrama de fuerzas ejercidas sobre el eje

c. DIAGRAMA DE MOMENTO FLEXIONANTE



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.13: Diagrama de momento flexionante sobre el eje

$$\sum M_{A_i} = 0$$

$$P \times 390 - A^{II} \times 780 = 0$$

$$A^{II} = \frac{390}{780} \text{Peso}$$

$$A^{II} = 50\text{Kgf}$$

$$A^I = 50\text{Kgf}$$

$$\text{MOMENTO}_{\max} = F \times d$$

(3.3)

$$\text{MOMENTO}_{\max} = 50\text{Kgf} \times 390\text{cm}$$

$$\text{MOMENTO}_{\max} = 19500 \text{ kg. cm}$$

3.8. DISEÑO Y SELECCIÓN DE CATALINAS Y CADENA PARA LA TRANSMISIÓN DE LOS RODILLOS

3.8.1. CONSIDERACIONES

Potencia entregada por la motocicleta = 12 [hp]

Revoluciones por minuto = n = 8500 [r.p.m.]

Relación de transmisión = 1:1

3.8.2. CÁLCULO PARA DETERMINAR LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DE RODILLO

a. Para una barra solida circular en torsión.

$$\text{Esfuerzo cortante} = \tau = \frac{T \times r}{J} \quad (3.4)$$

τ = [Pa] = Esfuerzo

J = Momento polar de inercia

b. Cálculo de reacciones

$$H = \frac{T \times w \times \pi}{225000} [\text{HP}]$$
$$T = \frac{H \times 225000}{w \times \pi} [\text{kg. cm}] \quad (3.5)$$

H = [CV] = Potencia

T = [kg – cm] = Torque

w = [R. P. M] = Velocidad angular

$$T = \frac{12 \text{ HP} \times 225000}{8500 \text{ RPM} \times \pi} [\text{kg. cm}]$$

$$T = 101,11 [\text{kg. cm}]$$

$$\tau = \frac{16 \times 101,11 [\text{kg. cm}]}{\pi \times (3,7[\text{cm}])^3}$$

$$\tau = 10,166 [\text{Pa}]$$

I =Momento de área

$$I = \frac{\pi \times D^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi \times D^3}$$

(3.6)

Momento Máximo = $M = 19500 \text{ kgf. cm}$

$$\sigma = \frac{32 \times 19500 \text{ kgf. cm}}{\pi \times (3,7 \text{ cm})^3} = 3921,3 \text{ kg/cm}^2$$

n = Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{17575}{3921,3}$$

$$n = 4,48$$

$\sigma_1, \sigma_2 =$ Esfuerzos principales mediante Mohr

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\tau_1, \tau_2 =$ Esfuerzos cortantes extremos

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_X}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_X}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{A,B} = \frac{16}{\pi \times D^3} \left(M \pm \sqrt{(M)^2 + (T)^2} \right)$$

c. Diseño por esfuerzo principal normales

$$\sigma_{A,B} = \frac{16M}{\pi \times D^3} \pm \sqrt{\left(\frac{32M}{2\pi \times D^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi \times D^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{A,B} = \frac{16}{\pi \times (3,7)^3} \left(19500 \pm \sqrt{(19500)^2 + (102,54)^2}\right)$$

$$\sigma_{A,B} = \frac{16}{\pi \times (3,7)^3} (19500 \pm 19500,27)$$

$$\sigma_1 = 0,1005 \times (39000,27) = 3919,52$$

$$\sigma_3 = 0,1005 \times (-0,27) = 0,027$$

Relación de esfuerzos principales con resistencia para determinar el parámetro requerido se usa la teoría de la energía de la distorsión para materiales dúctiles.

$$S_y = 2812 \text{ Pa}$$

$$S_A = \frac{S_y}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right) + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right)^2}}$$

(3.10)

$$S_A = \frac{250 \times 70,3}{\sqrt{1 + \left(\frac{0,027}{3919,53}\right) + \left(\frac{0,027}{3919,53}\right)^2}}$$

$$S_A = \frac{17575}{\sqrt{1,0000007}}$$

$$S_A = 17574,88 \text{ Pa}$$

d. Factor de seguridad

$$n = \frac{S_A}{\sigma_1} = \frac{17574,88 \text{ kg/cm}^2}{3919,53 \text{ kg/cm}^2}$$

(3.11)

$$n = 4,48$$

S_e^I = Limite de resistencia a la fatiga

$$S_e^I 0,5 \times S_{ut} \text{ si } S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}$$

$$S_e^I = 100 \text{ kpsi si } S_{ut} > 200 \text{ kpsi}$$

$$S_e^I = 700 \text{ MPa si } S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e^I = 0,5 \times S_{ut} = 0,5 \times 230 = 115 \text{ kpsi}$$

K_t = Concentración de esfuerzo normal

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_o}$$

(3.12)

e. Distribución de esfuerzos

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_o \left(1 + \frac{2b}{a} \right)$$

$$K_t = \left(1 + \frac{2b}{a} \right)$$

$$c = \log \frac{(fS_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right)$$

(3.13)

f = Fracción de resistencia a la fatiga (ver en la Fig. 6-18 pág. 277 de Shigley).

$$S_{ut} = 230 \text{kpsi} \quad \text{entonces} \quad f = 0,76$$

f. Diseño dinámico de fatiga del eje

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e^I \tag{3.14}$$

S_e = Limite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica

S_e^I = Limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

K_a = Factor de superficie

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de confiabilidad

K_d = Factor de temperatura

K_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzo

K_f = Factor de efectivos diversos

g. Factor de acabado de superficie:

Este factor se determina en la tabla 6-2 (ANEXO D).

$$\begin{aligned} K_a &= a S_{ut}^b \\ K_a &= 2,70 \times 230^{-0,265} \\ K_a &= 0,639 \end{aligned} \tag{3.15}$$

h. Factor de tamaño

$$K_b, \quad 2,79 \leq d \leq 51 \text{mm}$$

Tabla 3.1. Factor de tamaño

$(d/0,3)^{-0,107}$	$(0,879)d^{-0,107}$	$0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg}$
--------------------	---------------------	-----------------------------------

$(0,91)d^{-0.157}$		$2 \leq d \leq 10\text{pulg}$
$(d/7,62)^{-0.107}$	$(1,24)d^{-0.107}$	$2,79 \leq d \leq 51\text{mm}$
$(1,51)d^{-0.157}$		$51 \leq d \leq 254\text{ mm}$

Fuente: Shigley 4ta edición

$$K_b = (1,24)d^{-0.107}$$

$$K_b = (1,24) \times 37\text{mm}^{-0.107}$$

$$K_b = 0,8426$$

(3.16)

i. Factor de confiabilidad

$$K_c = \text{Flexión}$$

Tabla 3.2. Factor de confiabilidad

Flexión	1
Axial	0,85
Torsión	0,56

Fuente Shigley 4ta edición

$$K_c = 1$$

j. Factor de temperatura

Este factor se determina por efecto de la temperatura de operación al medio ambiente. Tabla 6-4 (ANEXO D).

$$K_d = 1$$

k. Factor de modificación por concentración de esfuerzo

Este factor de confiabilidad se determina en la Tabla 6-5 (ANEXO D), por efecto a la variación de transformación.

La confiabilidad al 50%

$$K_e = 1 - 0,08z_a$$

$$K_e = 1$$

(3.17)

l. Factor de efectivos varios

Como el material no tiene sensibilidad a la muesca $q = 0$ entonces $K_f = 1$

$$K_f = 1$$

$$S_e = 0,639 \times 0,8426 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 115kpsi$$

$$S_e = 61,92kpsi$$

$$c = \log \frac{(0,77 \times 230)^2}{61,92}$$

$$c = 2,7$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,77 \times 230kpsi}{61,92kpsi} \right)$$

$$b = -0,15$$

(3.18)

m. Componente mecánico real

$$S_f = 10^c \times N^b$$

(3.19)

N = Son los ciclos hasta la falla

$$(10^6) = \text{ciclos infinitos}$$

$$S_f = 10^{2,7} \times (10^6)^{-0,15}$$

$$S_f = 63,09$$

Vida infinita:

Cuando el esfuerzo S_e^I

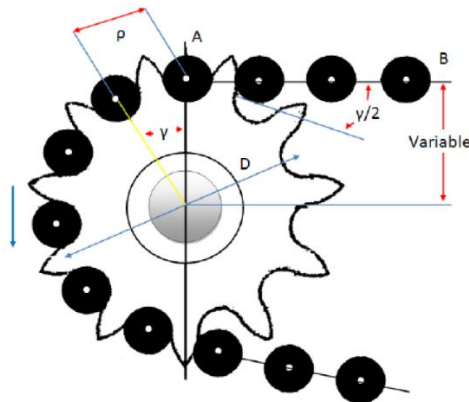
$$[63,09 < 115] \text{ kpsi}$$

3.8.3. CÁLCULOS PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para la transmisión de torque de la máquina motriz a la máquina conducida, se elige utilizar el sistema de transmisión mediante cadenas de rodillos.

Dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía y distancia entre ejes, la selección de la cadena y catalina puede variar.

En la siguiente figura se muestra una rueda dentada por cadena que impulsa una transmisión de cadena en sentido contrario al del reloj. Designando el paso de la cadena por ρ , el ángulo de paso por γ , y el diámetro de paso de la rueda (piñón) por D .



Fuente: Shigley, J.; Manual de Diseño Mecánico, 4ta. Edic., pág. 817

Figura 3.14: Conexión entre una cadena y una rueda dentada

a. CONSIDERACIONES

- Para una operación a altas velocidades se considera buena práctica que la rueda motriz tenga por lo menos 15 dientes; desde luego un número mayor de dientes en la catalina dará una mejor vida útil con menos ruido en la cadena.
- Las transmisiones más eficaces tienen relaciones de velocidad hasta de 6:1.
- La cadena tiene que operar en condiciones de polvo.

3.8.4. CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Se establece la relación de transmisión dividiendo las r.p.m. del eje motriz por las r.p.m. del eje accionado.

$$i = \frac{n_1}{n_2} \tag{3.20}$$

Donde:

i = Relación de transmisión

n_1 = velocidad del eje motriz (rpm) = 8500(rpm)

n_2 = velocidad del eje accionado (rpm) = 8500(rpm)

$$i = 1$$

3.8.5. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$H_{diseño} = P \times f_s \tag{3.21}$$

Donde:

$H_{diseño}$ = Potencia de diseño (hp)

$P =$ Potencia entregada por la motocicleta (hp) =12 hp

$f_s =$ Factor de servicio = 1,3

Calculando se obtiene:

$$H_{diseño} = 12 \times 1,3 = 15,6 \text{ hp}$$

$$H_{diseño} = 15,6 \text{ hp} = 11,6329(kw)$$

3.8.6. SELECCIÓN DEL TIPO DE CADENA DE RODILLOS A UTILIZAR

El tipo de cadena y la cantidad de dientes necesarios en la catalina para transmitir la potencia de diseño debe ser determinado a partir de tablas o gráficas elaboradas en base a las rpm y a la potencia de diseño.

Dichas tablas y gráficas son elaboradas por casas comerciales, fundamentándose en Normas para la creación de las mismas, por lo cual el cálculo es estándar a nivel mundial y no puede variar entre los diversos fabricantes.

Los presentes cálculos se realizan de acuerdo a las normas ISO 606 (ANEXO I).

a. CONSIDERACIONES

$$H_{diseño} = 15,6 \text{ hp} = 11.6329(kw)$$

$$n_1 = \text{Velocidad del eje motriz (rpm)} = 8500(\text{rpm})$$

$$Z_1 = \text{Número de dientes de la rueda (catalina)} = 15 \text{ dientes}$$

Tabla 3.3. Rango de valores de paso y carga límite para cadena de rodillo

Aplicación	Rango del paso	Rango de carga límite
------------	----------------	-----------------------

	(mm)	de la cadena (N)
Motocicletas y bicicletas	12,700.....15,875	7500.....20000
Máquinas agrícolas	15,875.....41,300	2000.....160000
Máquinas para la industria del petróleo	19,050.....63,500	38000.....430000
Maquinaria general	8,000.....50,000	2000.....160000

Fuente: Tendencia de desarrollo y dimensionales según Norma ISO 606

Utilizando el gráfico de Potencia (kW) vs. Velocidad de la rueda (rpm), (ANEXO I) se tiene como alternativas de cadena las siguientes opciones:

- Cadena 62 - 12B simple: 62 – 12 B1.
- Cadena 52 - 10B simple: 52 – 10 B1.

Como la potencia a transmitirse entre los rodillos es igual se elige como primera opción la cadena 52 - 10B simple: 52 – 10 B1; para ésta cadena se tiene las siguientes características:

Cadena 52 - 10B simple: 52 – 10 B1 (VER ANEXO I):

Paso = $p = 15,875$ (mm)

Ancho = $A = 10,15$ (mm)

Carga de rotura = 2500 (daN)

Superficie de articulación = 0,68 (cm²)

Se busca con los datos conocidos los factores de corrección de la potencia, este cálculo se lo realiza para verificar que la cadena elegida sea la adecuada.

$$W_C = H_{diseño} * Cf_1 * Cf_2 * Cf_3$$

(3.22)

Donde:

W_C : Potencia corregida (kw).

$H_{diseño}$: Potencia de diseño (kw)

Cf_1 : Coeficiente de corrección por factor de trabajo.

Cf_2 : Coeficiente de corrección por el número de dientes (Z_1) de la catalina.

Cf_3 : Coeficiente de corrección por la relación de transmisión y distancia entre centros.

Para una cadena 52 - 10B simple: 52 – 10 B1 se tiene los siguientes coeficientes de corrección de potencia: (ANEXO I).

Coeficiente $f_1 = 1,2$

Coeficiente $f_2 = 1$ (para $Z = 15$ dientes)

Coeficiente $f_3 = 1,45$

$$C = \frac{226 \text{ (mm)}}{15,875 \text{ (mm)}} = 14,24 \text{ (paso)}$$

C : distancia entre centros (en pasos).

Entonces la potencia corregida (W_C) es la siguiente:

$$W_C = 11,6329 \times 1,2 \times 1 \times 1,45$$

$$W_C = \mathbf{20,24(kw)}$$

Se revisa nuevamente el gráfico del ANEXO I y se comprueba que la cadena 52 – 10 B1 permita transmitir la potencia corregida. Se procede a calcular la velocidad lineal de la cadena:

$$V = \frac{P \times z_1 \times n_1}{1000}$$

(3.23)

Donde:

V: velocidad lineal de la cadena (m/min).

P: paso = 15,875 (mm).

n_1 : Velocidad del eje motriz (rpm). = 7000 (rpm)

Z_1 : Número de dientes del rodillo conductor (catalina) = 15

$$V = \frac{15,875 \times 15 \times 7000}{1000}$$

$$V = 7,238 \text{ (m/min).}$$

Se procede a calcular la tensión ramal conductor:

$$T = \frac{6120 \times H_{diseño}}{V}$$

(3.24)

T: Tensión de la cadena (kg).

V: velocidad lineal de la cadena (m/min) = 7,238(m/min).

$H_{diseño}$: Potencia de diseño (kw) = 11,6329 (kw).

$$T = \frac{6120 \times 11,6329}{7,238}$$

$$T = 9836,05 \text{ (kg)}$$

Se procede a calcular la presión en las articulaciones:

$$t = \frac{T}{S}$$

(3.25)

S: Superficie de la articulación = 0,68 (cm^2)

$$t = \frac{9836,05}{0,68}$$

$$t = 14464,78 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Se procede a calcular la longitud de la cadena:

$$L = 2C + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_1 - Z_2)^2}{4\pi^2 C} \quad (3.26)$$

Donde:

L: longitud de la cadena (pasos) o (cm).

C: distancia entre centros (pasos) = 14,24 (pasos).

Z1: número de dientes de la rueda (catalina) conductora = 15 dientes.

Z2: número de dientes de la rueda (catalina) conducida = 15 dientes.

Entonces:

$$L = (2 \times 14,24) + \frac{15 + 15}{2} + \frac{(15 - 15)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 43,48 \text{ cm}$$

Con los datos de la cadena 52 – 10 B1 se procede a ubicar una catalina que satisfaga dichos requerimientos (ANEXO I).

Se elige la catalina con las siguientes características:

Paso: $p = 15,875$ (mm)

Número de dientes: 15 dientes

Diámetro primitivo: $D_p = 72$ (mm)

Diámetro exterior: $D_e = 83$ (mm)

Diámetro máximo del eje: $D_{\text{máx.}} = 38$ (mm)

Diámetro mínimo del eje: $D_{min.} = 12$ (mm)

3.9. CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DE CHUMACERAS (RODAMIENTOS Y SOPORTES)

Ya que los rodillos van a estar sometidos a más de 8500 r.p.m. se selecciona el rodamiento utilizando la capacidad de carga dinámica.

Se usa el catálogo KDF Y FBJ (ANEXO N) para la selección de los rodamientos y soportes respectivamente. Se selecciona soportes de piso con rodamientos Y con carga dinámica equivalente:

$$P = XF_r + YF_a \quad (3.27)$$

Donde:

P: carga equivalente [N].

Fa: Carga axial real [N].

Fr: Carga radial real [N].

X: factor radial.

Y: factor axial.

Como la carga axial es casi despreciable ($F_a \approx 0$) se tiene:

$$P = X * F_r$$

Donde:

$$X = 1 (F_a/F_r \leq e)$$

$$F_r = 50 \text{ kg} = 490 \text{ (N)}$$

$$P = 1 \times 490$$

$$P = 490 \text{ (N)}$$

Fórmula de duración:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (3.28)$$

Donde:

L_{10h} : Duración nominal en horas de servicio.

n : velocidad constante de rotación en rev. /min = 8500 r.p.m.

C : capacidad de carga dinámica.

P : carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

p : exponente de la fórmula de la duración: siendo $p= 3$ para los rodamientos de bolas.

Se toma un valor de L_{10h} en base a las recomendaciones del catálogo para la clase de máquina. En nuestro caso se considera alta fiabilidad de funcionamiento por cortos periodos.

$$L_{10h} = 10000$$

$$C = P \times \sqrt[p]{\frac{60 \times n \times L_{10h}}{1000000}}$$

$$C = 490 \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 8500 \times 10000}{1000000}}$$

$$C = 8434,4[N]$$

Del CATÁLOGO CMB (ANEXO J) se seleccionó el rodamiento UCP205 ya que satisface las exigencias de funcionamiento.

3.9.1. CARACTERÍSTICAS DE LA CHUMACERA:

Se aplica las NORMAS AISI Y ASTM.

Denominación: UCP205 (Rodamiento con anillo de fijación excéntrico)

Soporte: UC2005

Rodamiento Y: 6005

d= 25mm

C= 10100 N

3.10. CÁLCULO DE LOS COMPONENTES DEL FRENO HIDRÁULICO

3.10.1. DISEÑO DEL EJE APLICANDO LA NORMA ASME

Tabla 3.4. Ficha del acero SAE 1018



Acero de bajo contenido de carbono.

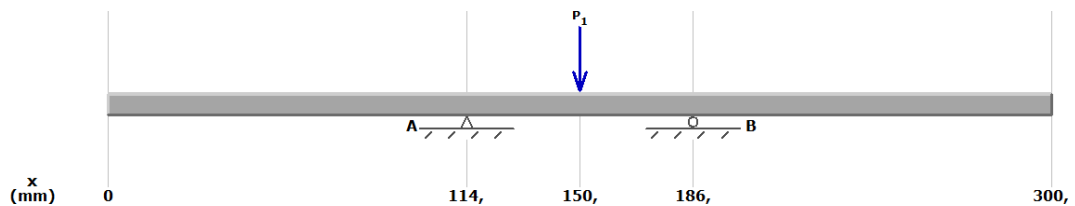
ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15-0.20	0.60-0.90	0.0040	0.050
Propiedades: LAMINADO EN FRÍO				
Esfuerzo de cedencia, kg/mm^2	Min.31			
Resistencia a la tracción, kg/mm^2	51-71			
Elongación, A5	20%			
Reducción de área, Z	57%			
Dureza	163HB			

Fuente: Anexo de eje de transmisión.

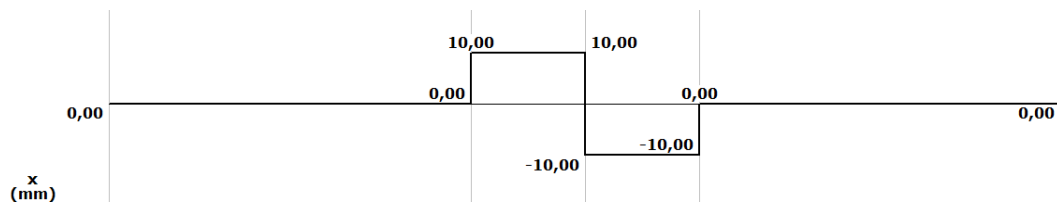
3.10.2. ANÁLISIS DE MOMENTOS Y FUERZAS CORTANTES DEL EJE

a. DIAGRAMA DE REACCIONES



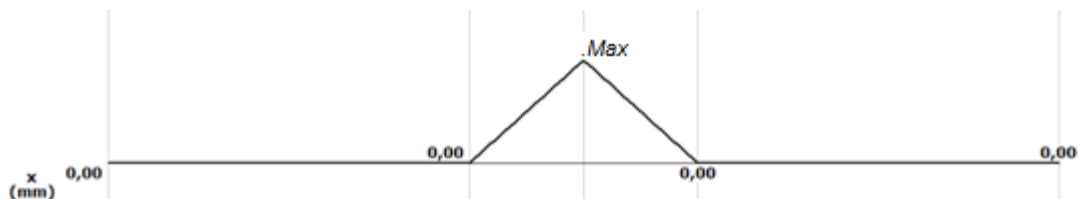
Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.15: Fuerzas ejercidas sobre el eje.

b. DIAGRAMA DE FUERZAS



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.16: Diagrama de fuerzas ejercidas sobre el eje

c. DIAGRAMA DE MOMENTO FLEXIONANTE



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.17: Diagrama de fuerzas ejercidas sobre el eje.

Su momento está distribuido a dos cargas que van en contra de las del peso q que ejerce el dinamómetro, estas cargas son una chumaceras en cada punto.

$$\sum M_{A^i} = 0$$

$$q_1 = 20kg$$

$$B^I \times 57 - q_1 \times 28,5 = 0$$

$$B^I = \frac{1}{2} q_1$$

$$B^I = 10kgf$$

$$\sum F_y = 0$$

$$B^I + B^{II} = q_1$$

$$B^I = \frac{1}{2} q_1$$

$$\frac{1}{2} q_1 + B^{II} = q_1$$

$$B^{II} = q_1 - \frac{1}{2} q_1 = 10kgf$$

$$M_{max} = \text{Momento máximo}$$

$$M_{max} = 10Kgf \times 28,5cm$$

$$M_{max} = 285 kg cm$$

3.10.3. CÁLCULO PARA DETERMINAR LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DEL FRENO

Para una barra solida circular en torsión con un diámetro de esparrago (Punto crítico). Para una barra solida circular en torsión.

$$\text{Esfuerzo cortante} = \tau = \frac{T \times r}{J}$$

(3.29)

$$\tau = [psi] o [N/m^2] = [Pa] = \text{Esfuerzo}$$

$$J = \text{Segundo momento polar del área}$$

Sección transversal circular solida (ver ANEXO D).

a. Cálculo de reacciones

$$H = \frac{T \times w \times \pi}{225000} [HP]$$
$$T = \frac{H \times 225000}{w \times \pi} [kg.cm]$$
(3.30)

$N = [HP] =$ Potencia

$T = [kg - cm] =$ Torque

$w = [R.P.M] =$ Velocidad angular

$$T = \frac{12 \text{ HP} \times 225000}{8500 \text{ rpm} \times \pi} [kg.cm]$$

$$T = 1001,11 [kg.cm]$$

$$\tau = \frac{16 \times 101,11 [kg.cm]}{\pi \times (2[cm])^3}$$

$$\tau = 64,37 [kg/cm^2]$$

Para el elemento de esfuerzo en A, el esfuerzo tensión y corresponde:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$I =$ Momento de área

$$I = \frac{\pi \times D^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi \times D^3}$$

(3.31)

Punto Maximo de Momento = $M = 85,5 [Kgf.cm]$

$$\sigma = \frac{32 \times 285}{\pi \times 2^3} = 362,9 \text{ kgf/cm}^2$$

$n =$ Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{32 \times 70,3 \text{ kg/cm}^2}{285 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$n_1 = 6,2$$

$\sigma_1, \sigma_2 =$ Esfuerzos principales mediante Mohr

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\tau_1, \tau_2 =$ Esfuerzos cortantes extremos

$$\tau_{1,2} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{A,B} = \frac{16}{\pi \times D^3} \left(M \pm \sqrt{(M)^2 + (T)^2} \right)$$

b. Diseño por esfuerzo principal normales

$$\sigma_{A,B} = \frac{16M}{\pi \times D^3} \pm \sqrt{\left(\frac{32M}{2\pi \times D^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi \times D^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{A,B} = \frac{16}{\pi \times (2)^3} \left(285 \pm \sqrt{(285)^2 + (102,54)^2} \right)$$

$$\sigma_{A,B} = \frac{16}{\pi \times (2)^3} (285 \pm 302,88)$$

$$\sigma_1 = 0,64 \times (587,88) = 376,24$$

$$\sigma_3 = 0,64 \times (-2,7) = 11,44$$

Relación de esfuerzos principales con resistencia para determinar el parámetro requerido se usa la teoría de la energía de la distorsión para materiales dúctiles.

$$40 \times 70,3 = 2812 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_A = \frac{S_y}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right) + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right)^2}}$$

(3.32)

$$S_A = \frac{2812}{\sqrt{1 + \left(\frac{11,44}{376,24}\right) + \left(\frac{11,44}{376,24}\right)^2}}$$

$$S_A = \frac{2812}{\sqrt{1,0313}}$$

$$S_A = 2768,99 \text{ Kg/cm}^2$$

c. Factor de seguridad

$$n = \frac{S_A}{\sigma_1} = \frac{2768,99 \text{ Kg/cm}^2}{376,24 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$n_2 = 7,3$$

S_e^l = Limite de resistencia a la fatiga

$S_e^l 0,5 \times S_{ut}$ si $S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa})$

$$S_e^l = 100 \text{ kpsi si } S_{ut} > 200 \text{ kpsi}$$

$$S_e^l = 700 \text{ MPa si } S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e^l = 0,5 \times S_{ut} = 0,5 \times 49,5 = 24,75 \text{ kpsi}$$

(3.33)

$$S_e^l = 24,75 \times 70,3 = 1739,925 \text{ kgf/cm}^2$$

K_t = Concentración de esfuerzo normal

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_o}$$

(3.34)

d. Distribución de esfuerzos

$$\begin{aligned}\sigma_{m\acute{a}x} &= \sigma_o \left(1 + \frac{2b}{a}\right) \\ K_t &= \left(1 + \frac{2b}{a}\right) \\ c &= \log \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \\ b &= -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right)\end{aligned}\tag{3.35}$$

f = Fracción de resistencia a la fatiga (ver en la Fig. 6-18 pág. 277 de Shigley).

$$S_{ut} = 49,5kpsi \quad \text{entonces} \quad f = 1$$

e. Diseño dinámico de fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e^I\tag{3.36}$$

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica

S_e^I = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

K_a = Factor de superficie

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de confiabilidad

K_d = Factor de temperatura

K_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzo

K_f = Factor de efectivos diversos

Factor de acabado de superficie: Este factor se determina en la tabla 6-2 (ANEXO D)

$$\begin{aligned}K_a &= aS_{ut}^b \\ K_a &= 2,70 \times 82,4^{-0,265}\end{aligned}$$

$$K_a = 0,839$$

f. Factor de tamaño

$K_b =$ Factor de tamaño

Tabla 3.5. Factor de tamaño

$(d/0,3)^{-0.107}$	$(0,879)d^{-0.107}$	$0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg}$
$(0,91)d^{-0.157}$		$2 \leq d \leq 10 \text{ pulg}$
$(d/7,62)^{-0.107}$	$(1,24)d^{-0.107}$	$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$
$(1,51)d^{-0.157}$		$51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$

Fuente: Shigley 4ta edición

$$K_b = (1,24)d^{-0.107}$$

$$K_b = (1,24) \times 37 \text{ mm}^{-0.107}$$

$$K_b = 0,8426$$

g. Factor de confiabilidad

$K_c =$ Factor de confiabilidad

Tabla 3.6. Factor de confiabilidad

Flexión	1
Axial	0,85
Torsión	0,56

Fuente: Shigley 4ta edición

$$K_c = 1$$

h. Factor de temperatura

Este factor se determina en la Tabla 6-4 (pág. 283 de Shigley), por efecto de la temperatura de operación al medio ambiente

$$K_d = 1$$

i. Factor de modificación por concentración de esfuerzo

Este factor de confiabilidad se determina en la Tabla 6-5 (pág. 285 de Shigley), por efecto a la variación de transformación. La confiabilidad al 50%.

$$K_e = 1 - 0,08z_a$$

$$K_e = 1$$

j. Factor de efectivos varios

Como el material no tiene sensibilidad a la muesca $q = 0$ entonces $K_f = 1$

$$K_{fs} = 1 + q(K_t - 1)$$

$$\frac{d}{D} = \frac{10}{20} = 0,5$$

Graficas de factor teórico de concentración del esfuerzo. Ver en la Tabla A-15 (ANEXO D).

$$K_t = 2,5$$

Sensibilidad a la muesca en la Figura 6-21 (ANEXO D)

$$q_{\text{constante}} = \text{para acero recocido} = 0,9$$

$$K_{fs} = 1 + 0,9(2,5 - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0,9(2,5 - 1) = 2,35$$

$$K_f = \frac{1}{K_{fs}} = 0,42$$

$$S_e = 0,839 \times 0,8426 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,42 \times 24,75 \text{kpsi}$$

$$S_e = 7,44 \text{kpsi}$$

$$c = \log \frac{(1 \times 49,5)^2}{7,44}$$

$$c = 2,51$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{1 \times 49,5 \text{kpsi}}{7,44 \text{kpsi}} \right)$$

$$b = -0,274$$

k. Componente mecánico real

$$S_f = 10^c \times N^b$$

(3.37)

N = Son los ciclos hasta la falla

(10^6) = ciclos infinitos

$$S_f = 10^{2,51} \times (10^6)^{-0,274}$$

$$S_f = 7,3451$$

Vida infinita:

Cuando el esfuerzo < S_e^I

$$[7,3451 < 24,75] \text{kpsi}$$

3.10.4. DISEÑO, FUNDICIÓN Y MODELADO DEL FRENO HIDRÁULICO

La carcasa consta de un cierto número de cavidades aproximadamente semi elípticas las que ayudan en el proceso de ingreso de agua forme procesos de turbulencia, añadido a la acción circulatoria hace que se corten los flujos a medida que gira el rotor

Este freno presenta el inconveniente de la complicación constructiva del rotor y las cavidades de la carcasa, que tienen que ser fabricadas por procesos de fundición.

La fundición en arena tiene viabilidad en el proceso de fabricación de las dos tapas que conforman la carcasa de nuestro freno, luego de la fundición en arena la carcasa y el rotor tuvieron un proceso de mecanizado en torno, el cual dio un centro fijo para alinearlos con el eje del rotor.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.18: Carcasa del dinamómetro

3.10.5. SELECCIÓN DE ACOPLER HIDRÁULICOS


Los acoples de mangueras tienen una amplia gama de usos en entornos domésticos e industriales. Utilizados principalmente en fluidos y aire comprimido.

Un acoplador de manguera o de tubería puede unir a las distintas secciones de un conducto o servir como punto de entrada de un fluido a ser transportado.

En nuestro proyecto utilizamos acoplamientos rápidos para manguera de tubo flexible según las normas ISO 7241-1 Serie B para acoplamientos rápidos hidráulicos y para transferencia de fluidos.


ACCESORIOS

RACORDS ROSCA MACHO



Código	Rosca	Manguera
PF005-03	1/4 BSPT	6mm
PF005-04	1/4 BSPT	8mm
PF005-05	1/4 BSPT	9,5mm
PF005-06	1/4 BSPT	12,70mm

UNIONES TRIPLE MANGUERA



Código	Manguera
PF019-01	6mm
PF019-02	8mm
PF019-03	9,5mm
PF019-04	12,70mm
PF019-05	16mm
PF019-06	19mm

Pana Fiul S.R.L. www.panafiul.com.ar

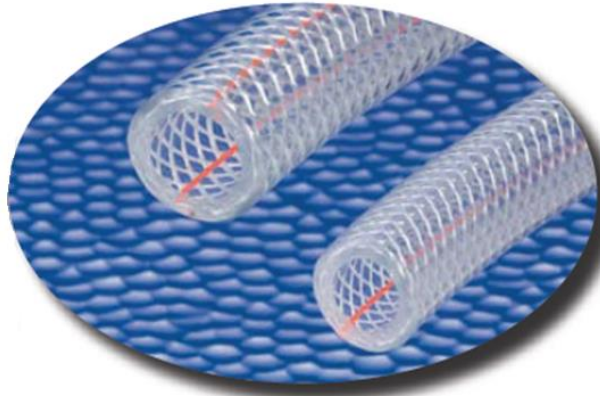
E-Mail: info@panafiul.com.ar / ventas@panafiul.com.ar / panafiulsr@yahoo.com.ar

Fuente. Catálogo de acoples.
 Figura 3.19: Acoples hidráulicos de ¼

3.10.6. SELECCIÓN DE MANGUERA HIDRÁULICA

Una manguera es un tubo hueco flexible diseñado para transportar fluidos. Nuestra manguera cumple con la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 885, además para la entrada y desfogue de caudal tiene la siguiente característica: Es ligera de pared estándar transparente cristalina reforzada

con malla textil (ANEXO L). Su uso más común es en líneas de aire y agua y su rango de temperatura de trabajo es de -4°C a 65°C.



Fuente. Catálogo de manguera. ANEXO L
Figura 3.20: Manguera flexible

3.10.7. DISEÑO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS APLICADO A LAS NORMAS ASME, AISI Y SAE

Ya que los rodamientos van a girar a 8500 r.p.m. mínimo se selecciona el rodamiento utilizando la capacidad de carga dinámica. Se usa el catálogo CMB para la selección de los rodamientos y de sus respectivos soportes.

Se selecciona soportes de piso con rodamientos y con carga dinámica equivalente:

Donde:

$$P = XF_r + YF_a \quad (3.38)$$

P: carga equivalente [N].

F_a: Carga axial real [N].

F_r: Carga radial real [N].

X: factor radial.

Y: factor axial

Como la carga axial es casi despreciable ($F_a \approx 0$) se tiene:

$$P = XF_r$$

Donde:

$$X = 1 \text{ (} F_a/F_r \leq e \text{)}$$

En este caso tomaremos en consideración a la fuerza de reacción producida en el eje de rodillo, de acuerdo a la tercera ley de Newton que dice: a toda acción existe una reacción.

$$F_r = 50 \text{ kg por la gravedad} = 490[\text{N}]$$

$$P = 1 \times 490$$

$$P = 490[\text{N}]$$

Fórmula de duración:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (3.39)$$

Donde:

L_{10h} : Duración nominal en horas de servicio.

n: velocidad constante de rotación en rev/min = 8500 r.p.m.

C: capacidad de carga dinámica.

P: carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

p: exponente de la fórmula de la duración: siendo p= 3 para los rodamientos de bolas.

Se toma un valor de L_{10h} en base a las recomendaciones del catálogo para la clase de máquina.

Tabla 3.7. Valores prácticos de duración nominal L_i , para diferentes tipos de máquinas

CLASE DE MAQUINA	L _{10h}
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos y aparatos para uso médico.	300-3000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos periodos, como: maquinas herramientas portátiles, aparatos elevadores para talleres y máquinas de construcción.	3000-8000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos periodos o intermitentes tales como: ascensores y grúas para mercancías elevadas.	8000-12000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: transmisiones por engranes y machacadoras giratorias.	10000-25000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas, como: maquinas herramientas, máquinas para trabajar madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel. Ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprenta, separadores y centrifugas.	20000-30000

Fuente: Universidad De Los Andes, Rodamientos, Merida 2010

a. Valores prácticos de duración nominal Li, para diferentes tipos de máquinas

Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos periodos

$$L_{10h} = 10000$$

$$C = P \times \sqrt[3]{\frac{60 \times n \times L_{10h}}{1000000}} \quad (3.40)$$

$$C = 490 \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 8500 \times 10000}{1000000}}$$

$$C = 8432.9[N]$$

Del CATÁLOGO CMB para rodamiento Pág. 5 se selecciona el siguiente (VER ANEXO J):

Denominación: Deep Groove ball bearing-6000

Rodamiento Y: 6005

d= 25mm

C= 10100 N

Se usa éste rodamiento con anillo de fijación excéntrico por fácil montaje.

3.10.8. SELECCIÓN DE RETENEDORES

a. CONSIDERACIONES

En este caso el freno hidráulico utilizara retenedores de fluidos que son juntas de estanqueidad para ejes rotativos, estos se fabrican en una gran variedad de formas y materiales, según las condiciones de trabajo y aplicando las NORMAS DIN 3760.

b. Tipo y material del retenedor

A

Fabricado según
norma DIN 3760
forma A.
Alma metálica
recubierta
de goma.



Fuente. Catálogo de retenedores (ANEXO K)
Figura 3.21: Tipo de retenedor.

- **Nitrilo**

El caucho Nitrilo (NBR) tiene unas buenas propiedades mecánicas y una alta resistencia al desgaste. Es el material más utilizado para la fabricación de juntas. Compatible químicamente con aceites, grasas vegetales y minerales, agua. Su resistencia a la temperatura es de -30° a 100°C .

3.10.9. DISEÑO Y SELECCIÓN DE CHUMASERAS

Para la selección de las chumaceras del freno, se tomara como condición principal el diámetro de los brazos (Soportes), los cuales están acoplados a la carcasa del freno y su función es la de girar en el momento de contraflujo o frenado. Ya que los dimensionamientos de estos no pueden ser modificados por ser un prototipo.

En este caso se ha seleccionado las chumaceras del CATÁLOGO KDF (ANEXO N) para soportes de pie con rodamiento y fundición aplicando las NORMAS AISI Y ASTM, se selecciona el siguiente:

Denominación: UCP208 (rodamiento con anillo de fijación excéntrico)

Soporte: UC2008

Rodamiento Y: 6008

d= 40mm

3.11.CÁLCULOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO

3.11.1. CÁLCULO DEL CAUDAL DE INGRESO EN EL SISTEMA.

$$Q = v \times A \tag{3.41}$$

Q : Caudal (m^3/s)

v : Velocidad (m/s)

A: Área de la sección transversal de la tubería (m^2)

$$A = \pi \times r^2$$

r: Radio de la sección (m)

$$A = \pi \times (0,0065)^2$$

$$A = 1,33 \times 10^{-4}(m^2)$$

$$\text{densidad del agua} = \rho = 1.000,00 \text{ kg}/m^3$$

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

(3.42)

V = Volumen (m^3)

t = Tiempo (seg)

$$Q = \frac{5\text{litros}}{20\text{seg}} = \frac{0,005(m^3)}{20(seg)}$$

$$Q = 2,5 \times 10^{-4} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

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

$$v = \frac{2,5 \times 10^{-4} \left(\frac{m^3}{s} \right)}{1,33 \times 10^{-4}(m^2)}$$

$$v = 1,88 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Para los siguientes cálculos se considera que la potencia máxima de la motocicleta es igual a la potencia del freno.

$$P_{mot} = P_{freno} = 12hp$$

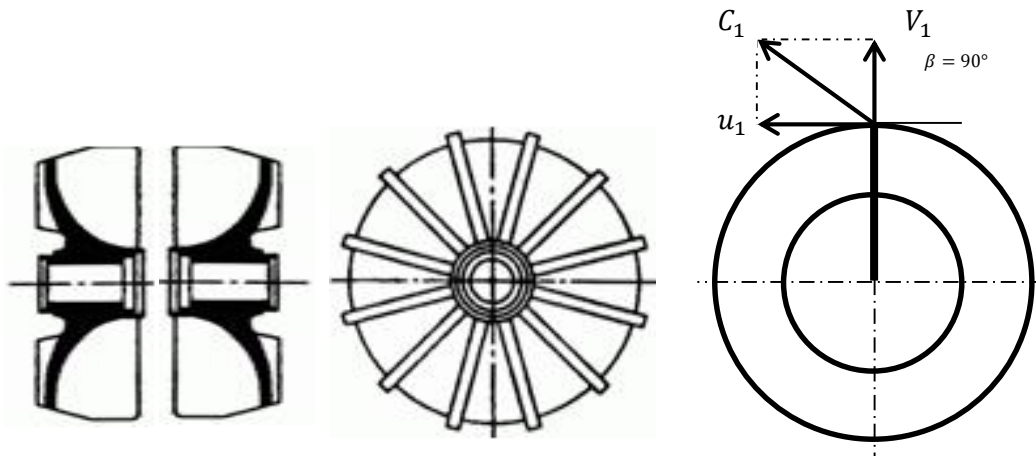
$$12hp = 12.171cv$$

Tabla 3.8. Característica de bombas.

TIPO DE BOMBA	GASTO (m^3/h)	ALTURA DE ELEVACIÓN (m)	POTENCIA DE BOMBA (HP)	EFICIENCIA η_B
Volumétricas, de desplazamiento, de alta presión.	1-30	1600-6400	10-600	0,65-0,78
Volumétricas, de desplazamiento, de media presión.	1-100	40-1600	0,5-90	0,5-0,72
Roto dinámicas, de auto succión.	1-30	10-100	1-18	0,3
Centrífugas de un paso.	6-500	4-120	0,4-300	0,4-0,78
Centrífugas de un paso y rodete doble.	500-40000	16-100	60-15000	0,73-0,9
Centrífugas Radio-axiales.	250-50000	6-40	10-8000	0,65-0,9
Roto dinámicas, axiales.	250-80000	2-20	10-5000	0,65-0,88
Centrífugas, de varios pasos	30-500	160-1800	70-500	0,6-0,82

Fuente: Mecánica de los fluidos Streerer4ta edición

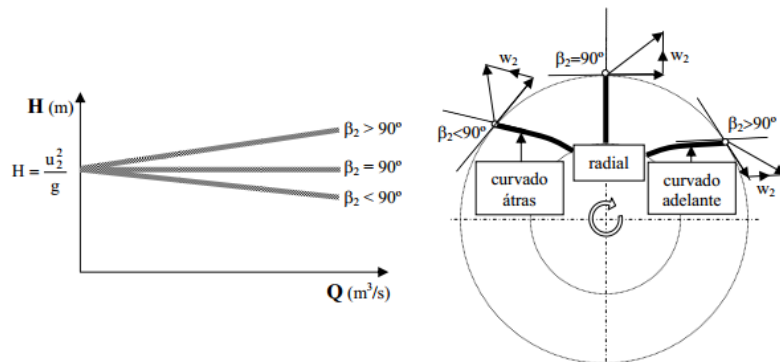
3.11.2. CÁLCULO Y DISEÑO DEL ROTOR INTERNO Y SUS ALABES



Fuente: Grupo de investigación
 Figura 3.22: Diseño de rotor y alabes

El rotor funcionara como una bomba Axial (Kaplan, hélice), ya que el agua entra paralelamente al eje.

Con el movimiento del agua se utiliza una nomenclatura universal que define los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete.



Fuente: Fuente: Mecánica de los fluidos Streerer4ta edición
 Figura 3.23: Efecto del ángulo de salida del álabe, sobre la curva característica H vs Q.

u : Velocidad tangencial o periférica a la rueda

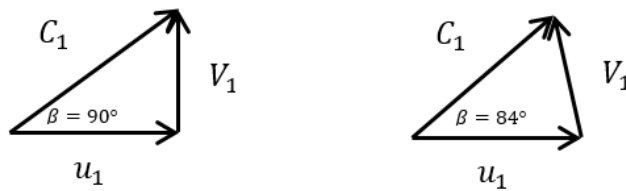
C : Velocidad absoluta del agua

V : Velocidad relativa del agua

α : Ángulo entre las velocidades u y c

β : Ángulo entre las velocidades u y w

Los subíndices 1 y 2 hacen referencia a la entrada y salida del agua en el rodete respectivamente.



Fuente: Mecánica de los fluidos Streerer 4ta edición

Figura 3.24: Triangulo de velocidades en la entrada y salida de álabe

a. CONSIDERACIONES

Densidad del fluido (Agua) $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$

Álabes:

Borde de ataque:

$R_{medio} = 33$

Envergadura: $b_1 = 16,21 \text{ mm}$; ángulo: $\beta_1 = 90^\circ$

Borde de estela:

$R_{exterior} = 118,85 \text{ mm}$

Envergadura: $b_2 = 16,21 \text{ mm}$; ángulo: $\beta_2 = 12^\circ$

b. CAUDAL VOLUMÉTRICO

La sección de entrada, correspondiente al radio medio del borde de ataque, tiene un área, A_1 ; la componente normal de la velocidad, es la que atraviesa perpendicularmente la citada área, con lo que el caudal de paso será:

$$Q = (2\pi R_1 b_1) V_{n1} \quad (3.43)$$

La velocidad tangencial correspondiente al radio medio del borde de ataque es:

$$\begin{aligned} u_1 = w \times R_1 &= \left(8000 \text{rpm} \frac{2\pi \text{rad/s}}{60 \text{rpm}} \right) 0,059 \text{m} \\ &= 49,42 \text{m/s} \end{aligned} \quad (3.44)$$

En las bombas centrífugas, es habitual que el ángulo de la velocidad absoluta de entrada (respecto a la dirección tangencial) sea de 90° , es decir, que el flujo de entrada tenga exclusivamente componente normal, siendo la tangencial nula;

Es decir:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= 90^\circ \\ V_{n1} &= V_1; V_{t1} = 0 \end{aligned}$$

En este caso, la velocidad tangencial del flujo de entrada es nula, y la velocidad tangencial del flujo de salida, se determina a partir del triángulo de velocidades en la salida.

$$V_2 = u_2 \times \tan \beta_2 \quad (3.45)$$

La velocidad tangencial correspondiente al radio medio del borde de estela es:

$$u_2 = w \times R_2 = \left(8000 \text{rpm} \frac{2\pi \text{ rad/s}}{60 \text{ rpm}} \right) 0,0165 \text{m}$$

$$= 13,82 \text{ m/s}$$

Con lo que las velocidades absoluta y normal de entrada son:

$$v_2 = V_{t2} = u_2 \tan \beta_2 = 13,82 \tan 10^\circ = 2,43 \text{ m/s}$$

$$Q = (2\pi R_2 b_2) V_{t2} = (2\pi \times 0,0165 \times 0,002) \times \frac{2,43 \text{m}}{\text{s}}$$

$$Q = 5,03 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

c. POTENCIA HIDRÁULICA

Se determina a partir de la ecuación de Euler para turbo máquinas:

$$Ph = (\rho Q)(u_1 V_{t1} - u_2 V_{t2}) \tag{3.46}$$

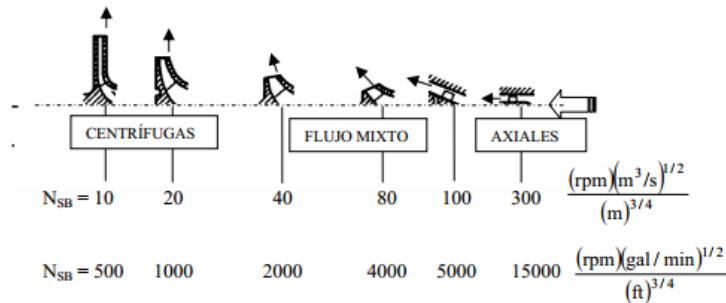
$$Ph = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,066 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} (2,57 \text{ m/s} \times 14,6 \text{ m/s})$$

$$Ph = 16,89 \text{ Kg m}^2/\text{s}^3$$

$$Ph = 16,89 [\text{kW}] = 26,6 \text{ hp}$$

Rodete de paso integral, también llamado rodete desplazado o retraído.

d. DISEÑO DE LOS ALABES DEL ROTOR O BOMBA



Fuente: Universidad de Oviedo - Curso Ingeniería Industrial
 Figura 3.25: Clasificación de bombas, en función de su velocidad característica.

d.1. CONSIDERACIONES DE DISEÑO DE RODETES E IMPULSORES.

La máxima eficiencia los rodets e impulsores deben diseñarse de acuerdo a las siguientes consideraciones:

Tabla 3.9. Consideraciones en el diseño de rodets de máxima eficiencia.

Ángulo	Turbinas	Bombas, Ventiladores y Compresores
De entrada de agua al rodete α_1	Debe ser pequeño de modo que $\cos \alpha_1$ sea mayor posible. No puede ser nulo porque pues el agua no ingresaría al rodete (en turbinas de reacción). Su valor varía entre 12° y 24° y se puede suponer que $\cos \alpha_1 = 1$.	Debería ser cercano a cero para que $\cos \alpha_1$ fuera lo mayor posible, pero esto forzaría una rotación del flujo en la dirección de giro del impulsor, lo que sería inadecuado para la entrada del mismo. En la práctica, el ángulo tiene un valor cercano a 90° de modo que $\cos \alpha_1 = 0$. El ingreso del agua al rodete es radial
De salida de agua del rodete α_2	Teóricamente convendría que fuera mayor de 90° , pero es recomendable que $\alpha_2 = 90^\circ$ de modo que $\cos \alpha_2 = 0$	Debe ser cercano a los 90° . La velocidad tangencial u_2 adquiere importancia primordial para lograr la carga dinámica de la bomba

De inclinación del álabe en la entrada β_1	Para valores dados de β_1 , C1 y D, aumenta al incrementarse la velocidad de giro.	Menor de 90° para que α_1 se acerque a 90°. Disminuye su valor al incrementarse la velocidad de giro, para valores de α_1 , C1 y D1 conocidos.
De inclinación del álabe en la salida β_2	Menor de 90° para que α_2 se acerque a 90°. Disminuye al aumentar la velocidad de giro.	Mayor de 90°. Para valores dados de α_2 , C2 y D2 aumenta al incrementarse la velocidad de giro.

Fuente: Mecánica De Fluidos Y Maquinas Hidráulicas - Claudio Mataix (Segunda Edición)

3.11.3. CÁLCULOS DE LA CARCASA O TURBINA

a. CONSIDERACIONES

Capacidad volumétrica = 197 cm³

Poder de freno = 8,29 kW

$\eta_m = 0,85$

Máxima velocidad recomendada = 8500 rpm

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{en el eje}} = P_{\text{freno}} = P_{\text{turbina}} = 8,29 \text{ kW}$$

Tabla 3.10. Saltos, tamaños y potencia de los tipos actuales de turbinas

Tipo de turbina	Reacciones		Acción(Pelton)
	Axiales (Kaplan)	Diagonales (Francis)	
Salto neto, H(m)	2-70	2-500	40-17000
Diámetro exterior del rodete	1,0-10,5	0,35-7,65	0,36-5,2
Potencia en el eje(MW)	Hasta 250	Hasta 750	Hasta 400

Fuente: Mecánica De Fluidos Y Maquinas Hidráulicas - Claudio Mataix (Segunda Edición)

El rodete de las turbinas hidráulicas va cambiando insensiblemente de forma para adaptarse a las diferentes condiciones de servicio.

La presión en la entrada del rodete en las turbinas de reacción es superior a la atmosférica, mientras que en las turbinas de acción es igual. Por tanto, para un mismo salto la velocidad c_1 es inferior en las turbinas de reacción que en las turbinas tipo Pelton. La velocidad periférica óptima del rodete a la entrada u_1 es en cambio superior. Así, en la ecuación válida para todas las turbinas:

$$u_1 = k_{u1} \sqrt{2gH} \quad (3.47)$$

Donde, k_{u1} oscila entre 0,65 a 2,5 en las turbinas de reacción

$$u_1 = 1,575 \sqrt{9,8 \times 1,68}$$

$$u_1 = 6,390 \text{ m/s}$$

La velocidad real es algo más pequeña y viene expresado como:

$$c_1 = 0,97 \sqrt{2gH}$$

$$c_1 = 0,97 \sqrt{2 \times 9,8 \times 1,68}$$

$$c_1 = 5,566 \text{ m/s}$$

Para el caudal Q se considera:

$$\beta = 22,50^\circ$$

$$R_1 = 0,024 \text{ m}$$

$$b_1 = 0,0028 \text{ m}$$

$$V_1 = u_1 = 6,390 \text{ m/s}$$

$$Q = (2\pi R_1 b_1) V_1$$

$$Q = (2\pi \times 0,024 \times 0,0028) \times 6,390 \text{ m/s}$$

$$Q = 2,698 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

De la fórmula de potencia despejamos H y obtenemos:

$$P = Q\rho gH \tag{3.48}$$

$$H = \frac{P}{Q\rho g}$$

$$H = \frac{8,29}{(2,698 \times 10^{-3})(1000)(9.8)}$$

$$H = 0,314 \text{ m}$$

Considerando que la $\eta_m = 0,85$

$$P_i = \frac{P_a}{\eta_m}$$

(3.49)

η_m : Rendimiento Mecánico

P_i : Potencia Interna

P : Potencia útil

P_a : Potencia Mecánica

En turbinas $P = P_i = 8,29 \text{ kW}$

$$P_a = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_a = 8,29 \times 0,85$$

$$P_a = 7,05 \text{ kW}$$

Por tanto,

$$\begin{aligned}\eta_{total} &= \frac{P_a}{P_i} \\ \eta_{total} &= \frac{7,05}{8,29} \\ \eta_{total} &= \frac{7,05}{8,29} \\ \eta_{total} &= 0,85 = 85\%\end{aligned}$$

Reemplazando datos tenemos:

$$\begin{aligned}H_u &= \frac{P_a}{Q\rho g} \\ H_u &= \frac{7,05}{(2,698 \times 10^{-3})(1000)(9,8)} \\ H_u &= 0,266 \text{ m}\end{aligned}$$

Para el cálculo del rendimiento hidráulico η_h , tenemos:

$$\begin{aligned}\eta_h &= \frac{H_u}{H} \\ & \\ \eta_h &= \frac{0,266}{0,314} \\ \eta_h &= 0,847 \\ \eta_h &= 84,7\%\end{aligned} \tag{3.50}$$

3.11.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Al realizar los respectivos cálculos de velocidad, caudal, rendimiento, potencia, entre otros, de nuestro freno hidráulico, estamos demostrando que su diseño y construcción son los correctos para la aplicación de frenado a motocicletas de capacidad máxima de 12hp en rangos variables de rpm.

3.12.DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

El banco de pruebas dinamométrico para motos de 125 centímetros cúbicos presenta un área de automatización el cual tiene una comunicación entre los elementos que entregan señales como: el sensor (Encoder) y una celda de carga, con los que receptan las señales el cual es primero un amplificador operacional para luego tener comunicación con un micro controlador el cual tiene la función de recepción de datos digitales para luego tener la comunicación con la Pc.

El equipo presenta una adquisición de datos en un sistema maestro esclavo utilizando comunicación serial.

3.12.1. EQUIPO UTILIZADO

- 1 Fuente.
- 1 Encoder.
- 1 Potenciómetro de precisión.
- 1 Celda de Carga.
- 1 Amplificador operacional.
- 1 Puente USB FT230X.
- 1 ATMEGA8.

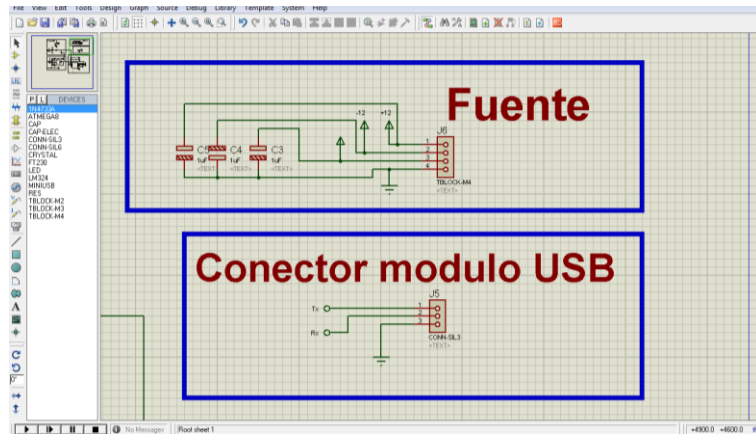
1 Cristal.
Capacitores electrolíticos.
Capacitores de 22 uf.
Diodos zener.
Resistencias.
Diodos led.
Terminales de block M2, M3, M4.
Placa de baquelita
Estaño
Cautín

Todos los elementos anteriormente mencionados actuaran como una tarjeta receptora de datos y a su vez de convertidor de datos digitales a datos analógicos para que el banco tenga la comunicación con la PC dando así las curvas características.

3.12.2. FUENTE

La fuente es la encargada de alimentar de energía a todos los componentes dentro del circuito electrónico, para evitar el uso de transformadores.

Posee voltajes que varían entre los ± 5 volts y los ± 12 volts al igual que tierras, con corrientes correspondientes que dependen de la potencia nominal de la fuente.



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.26: Diagrama electrónico de la fuente y conector USB FT230X (ISIS)



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.27: Fuente de alimentación

Los colores de cables ocupados para la alimentación eléctrica de nuestra tarjeta son:

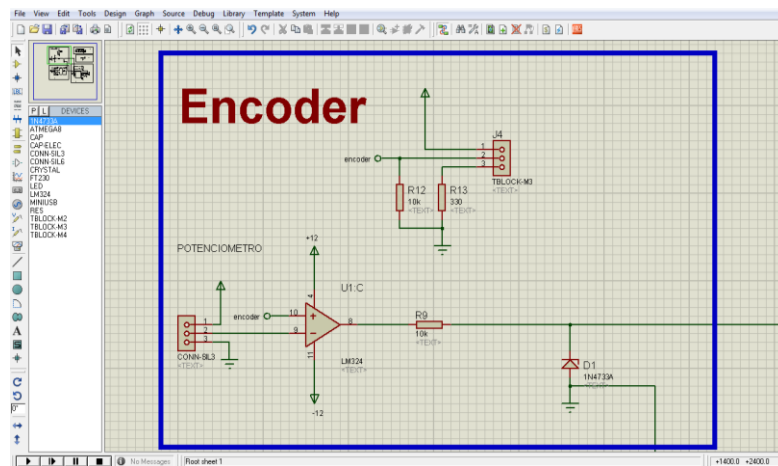
Tabla 3.11. Diagrama de Colores

NEGRO	GND
ROJO	+5V
AZUL	-12V
AMARILLO	+12V
VERDE	Encendido de fuente

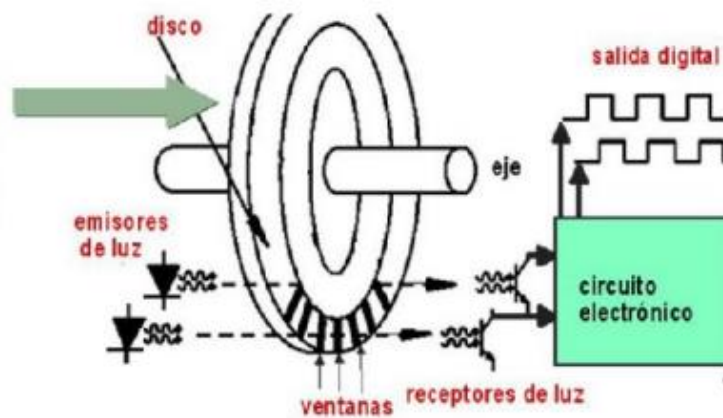
Fuente: Grupo de investigación.

3.12.3. ENCODER

El Encoder tiene la función de generar una señal cuadrada, mediante el corte y pasó de luz hacia el sensor foto receptor óptico por medio de las ventanas del disco que son como canales que funcionan como un desfase en la comunicación con el amplificador operacional por medio de salidas digitales.

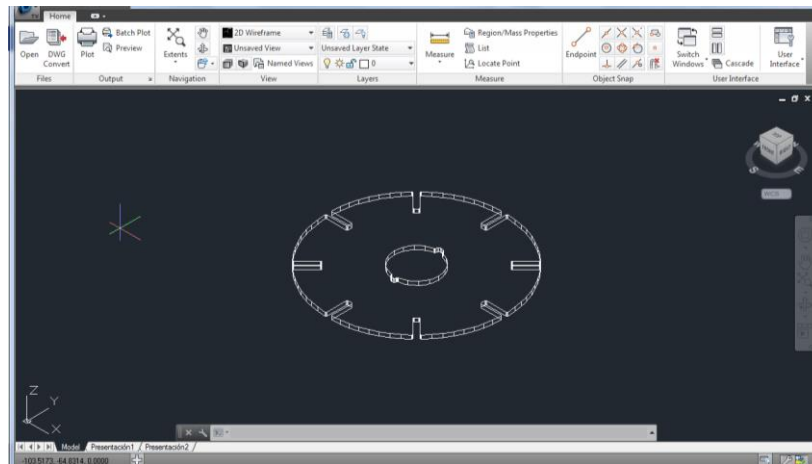


Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.28: Diagrama electrónico del Encoder y su potenciómetro.
(ISIS)

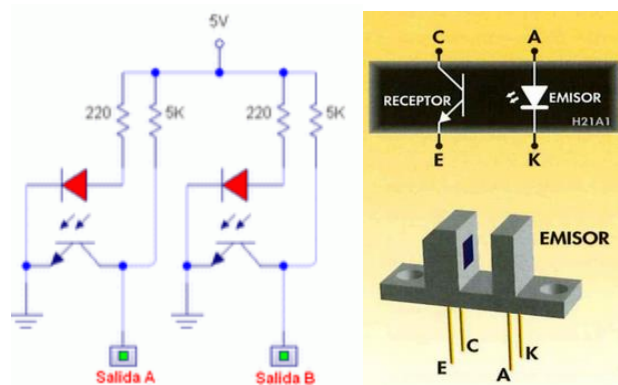


Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.29: Funcionamiento

El disco de comunicación con el encoder tiene destajes cada 45 grados por lo que son 8 ventanas, cada interfaz de luz que se mide cada uno por un diodo LED que emite rayos infrarrojos al paso de cada una de ellas.



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.30: Diagrama del rodete de rpm (AutoCAD)

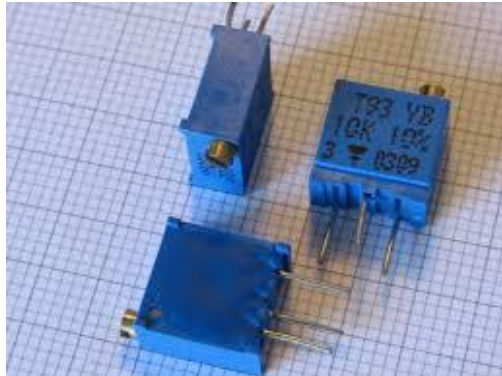


Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.31: Diagrama electrónico (LiveWire)

3.12.4. POTENCIÓMETRO DE PRECISIÓN

Este potenciómetros permiten un mejor ajuste de resistencia efecto de luz que genera el medio al Encoder, ya que es variable de acuerdo a la situación en la que se encuentre realizando las pruebas el banco, por ejemplo el banco

de prueba a la luz del sol y otro medio sería dentro de un taller, observamos ahí la variación de luz en el trabajo del Encoder y para no resetearlo cada vez por su variación al medio, se utiliza este elemento.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.32: Potenciómetro

3.12.5. CELDA DE CARGA

La galga extensiométrica es un elemento de medida de diversas magnitudes mecánicas como pueden ser la presión, carga, torque, deformación, posición, etc.

Sus datos son receptados analógicamente por el esfuerzo a la cantidad de deformación de un cuerpo debida a la fuerza aplicada sobre él (como principio básico midiendo la variación de fracción de cambio en longitud).

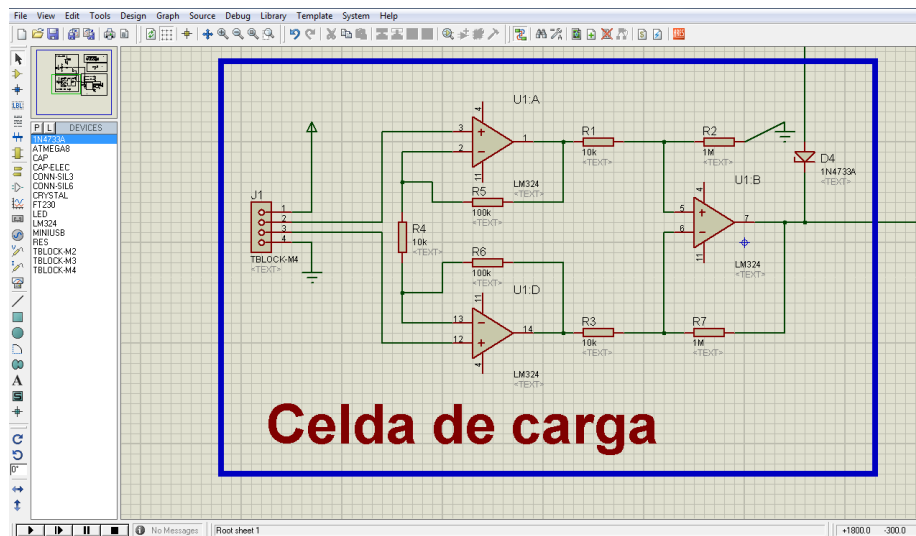
El parámetro de fuerza puede ser:

- Positivo (tensión).
- Negativo (compresión).

La celda de carga que utiliza el banco de pruebas tiene como capacidad máxima 10kg, para que el equipo trabaje a óptimas condiciones de recepción

de datos, que tienen una comunicación entre el elemento y la tarjeta receptora de datos.

Nuestra celda de carga trabaja a un voltaje máximo de 5 voltios, por medio de la compresión la cual hace que el voltaje vaya disminuyendo. Ver datos y características técnicas de la galga extensiométrica (ver ANEXO Q).

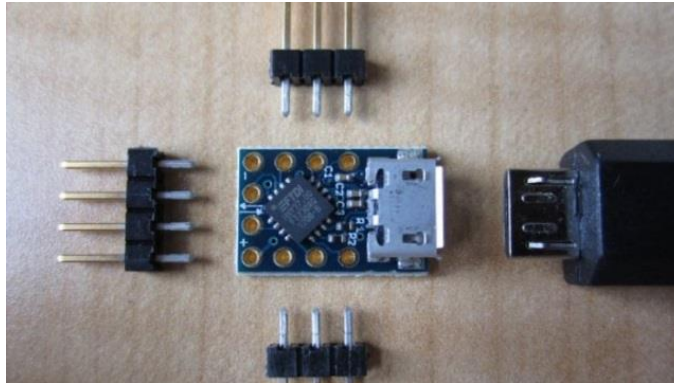


Fuente: Grupo de Investigación

Figura 3.33: Diagrama electrónico de la celda de carga (ISIS)

3.12.6. PUENTE USB FT230X

Es una tarjeta que tiene la función como USB para interfaz de transferencia de datos en serie asíncrona.

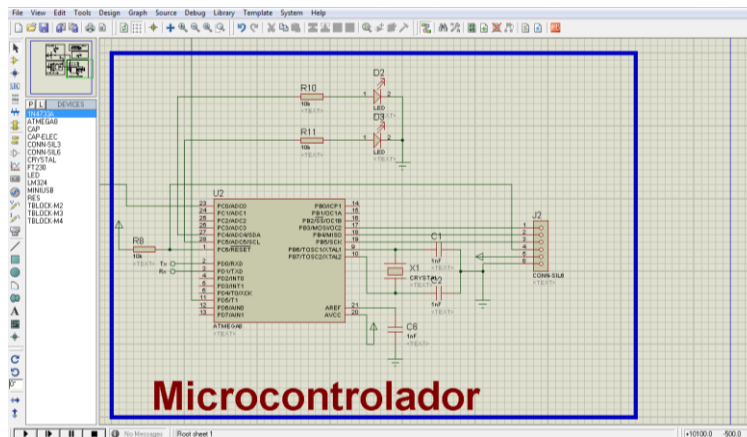


Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.34: Tarjeta de comunicación USB.

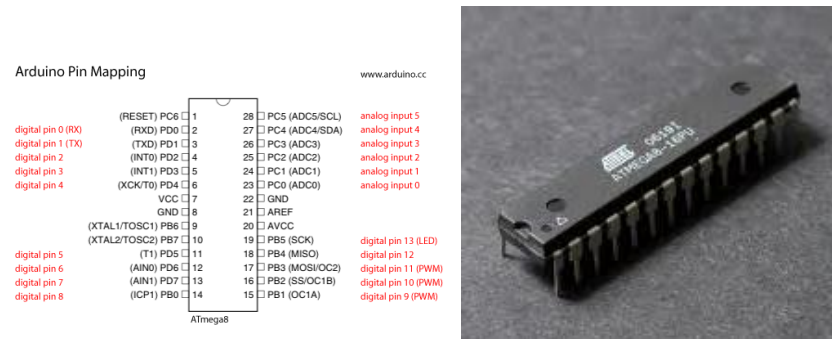
Este es el único elemento del circuito q trabaja con voltaje independiente, mediante la alimentación de energía del puerto USB de la PC.

3.12.7. TARJETA ATMEGA8

Es el que recepta los datos digitales y análogos mediante un amplificador para que sean más exactos y así transformarlos en comunicación con el puerto USB para la PC.



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.35: Diagrama electrónico microcontrolador. (ISIS)



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.36: Diagrama de puertos del micro controlador.

3.12.8. CRISTAL DE CUARZO

Tiene la función de proteger al micro controlador y a la vez trabajar con una comunicación de datos más exactos, dando una gran estabilidad de frecuencia.



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.37: Cristal de cuarzo

3.12.9. AMPLIFICADOR OPERACIONAL LM324

Su función es no saturar al microprocesador y amplificar las señales receptoras, su estructura fundamental consta de 4 compuertas, 3 compuertas para minimizar los ruidos del Encoder y la cuarta para receptor los datos de la celda de carga.

3.12.10. DIODOS ZENER

Los diodos zener tienen la función de limitar el voltaje a 5V.

3.13.CIRCUITO DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

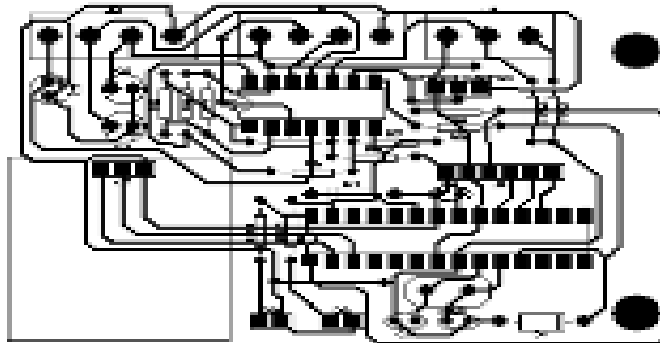


Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.38: Tarjeta de adquisición de datos.

Tabla 3.12. Terminales de entrada de Block.

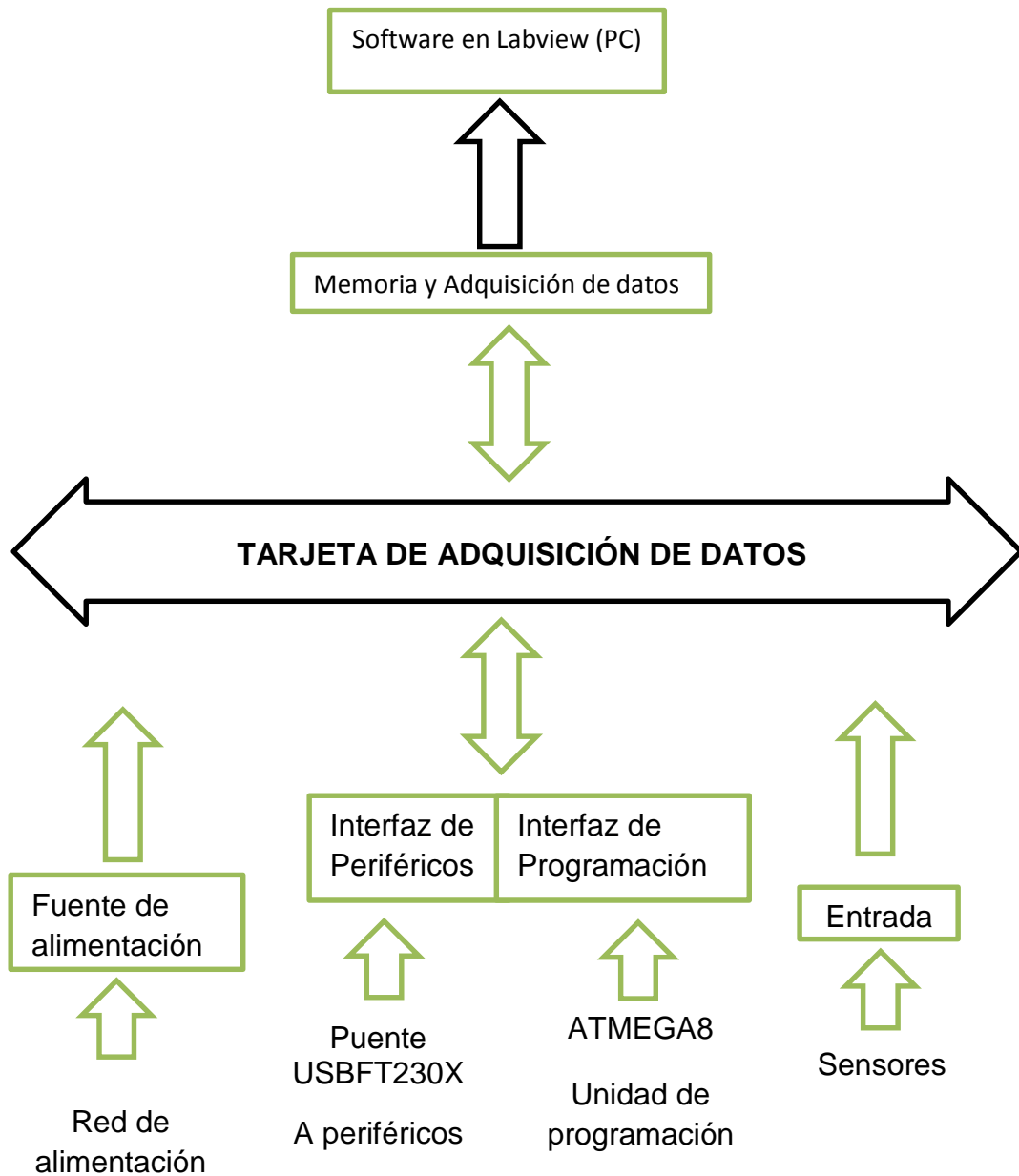
FUENTE DE ALIMENTACIÓN			
+12 V	-12 V	+5V	GND
CELDA DE CARGA			
+	SEÑAL 1	SEÑAL 2	GND
ENCODER			
+	SEÑAL	GND	

Fuente: Grupo de Investigación



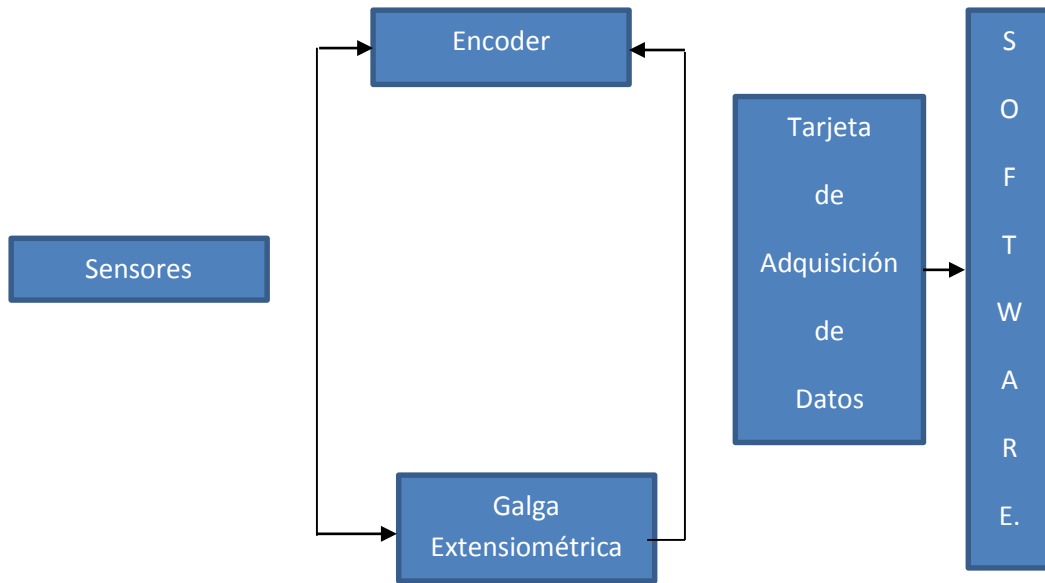
Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 3.39: Diagrama en ARES

3.14. PROCESO DE COMUNICACIÓN ENTRE TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS Y SOFTWARE



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.40: Diagrama lógico de operación del sistema de control electrónico

3.15. DIAGRAMA DE PROCESO DE COMUNICACIÓN Y MUESTRA DE DATOS



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 3.41: Proceso de comunicación y muestra de datos

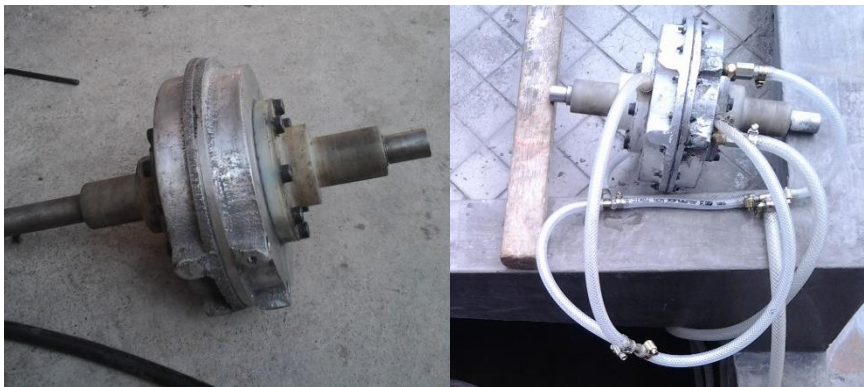
CAPÍTULO 4

PROCESO DE CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELECTRÓNICO

En los capítulos anteriores se comprobó que los diseños y materiales elegidos funcionan adecuadamente cumpliendo las exigencias propuestas. En el presente capítulo se detallan los procesos, máquinas-herramientas y herramientas utilizadas en la construcción del banco de pruebas.

4.1. CONSTRUCCIÓN DEL FRENO HIDRÁULICO

Para la construcción de la carcasa y rotor se utilizó aluminio como material, y se lo realizo bajo el proceso de fundición en arena. Los soportes del freno son de duralon ASTM D-36 y su eje es de acero SAE 1018. Después de ubicar los acoplamientos y mangueras hidráulicas se verifico que no existieran fugas en el sistema, cabe señalar que el eje del rotor gira independientemente de la carcasa por medio de los rodamientos.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.1: Freno hidráulico

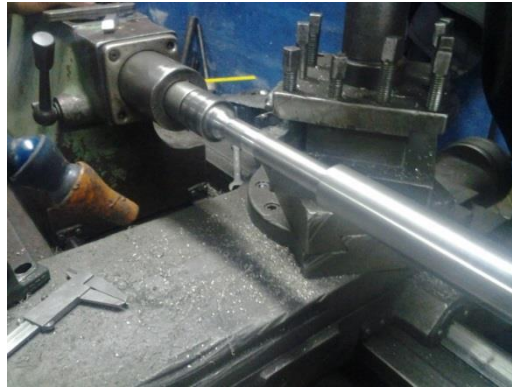
Tabla 4.1. Diagrama de proceso de construcción del freno hidráulico.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS											
MÉTODO ACTUAL			MÉTODO PROPUESTO						FECHA:		
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				FRENO HIDRÁULICO							
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE							
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
○	OPERACIONES	111	191								
⇩	TRANSPORTE	12	2								
□	INSPECCIONES	99	189							ESTUDIADO O POR: CANDO I. SUASNAVAS V.	
D	RETRASOS	62	42								
▽	ALMACENAMIENTO	10	66								
DIST. RECORRIDA (Km)		20,036 Km									
PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (m)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	Adquisición de material	Vehículos	●	⇩	□	D	▽	10000	2	12	
2	Fundición del material	Empresa FUNDIEC	●	⇩	■	D	▽	10000	4	60	
3	Centrado y balanceado de componentes	Torno	●	⇩	■	D	▽	6	5	12	
4	Maquinado de la carcasa, eje y rotor	Torno	●	⇩	■	D	▽	6	28	8	
3	Tapas para seguros de rodamientos	Torno	●	⇩	■	D	▽	6	2	2	
4	Perforaciones	Taladro	●	⇩	■	D	▽	5	78	10	
5	Roscados	Machuelo	●	⇩	■	D	▽	8	34	5	
6	Ensamble del freno hidráulico	Llaves mixtas y hexagonales	●	⇩	■	D	▽	5	38	2	

Fuente: Grupo de Investigación

4.1.1. EJE DEL FRENO

El eje del freno mecanizado de acuerdo al diseño y balanceado a 10.000 rpm en torno.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.2: Mecanizado y alineación del eje

4.1.2. FUNDICIÓN

Mediante el proceso de fundición en arena gris se ha realizado una réplica de un freno hidráulico tomando como base el banco de pruebas Equipo Eq-101, el cual utiliza un freno hidráulico tipo Froude de aluminio, el cual satisface las necesidades requeridas de nuestro proyecto.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.3: La carcasa tuvo un proceso de mecanizado y centrado en el torno

4.1.3. MECANIZADO

a. Carcasa

Luego de tener las partes principales del freno, se realizó el mecanizado en torno para que las mismas estén centradas, alineadas y desbastadas de acuerdo al diseño en forma homogénea.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.4: Perforación y roscado de las tapas

b. RODETE

Creado bajo el proceso fundición de arena, realizando el centrado, mecanizado y taladrado según el diseño, para poder ubicarlo en el eje del freno hidráulico.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.5: Conjunto de freno hidráulico

4.1.4. PROCESO DE PERFORACIÓN Y ROSCADO

Siguiendo los diseños del freno hidráulico se realizó en las tapas perforaciones y roscados.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.6: Perforación y roscado

4.1.5. SOPORTES DE LA CARCASA

Se utilizó material alternativo (Duralon ASTM D-36) para mecanizado de estas piezas que deben de ser compactas con las tapas del freno.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.7: Soporte

4.1.6. MONTAJE DE SEGUROS DE RODAMIENTOS, RETENEDORES Y SOPORTES

Se elaboró seguros en los rodamientos para evitar huelgo y se puso retenedores internos.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.8: Seguros de los rodamientos



Fuente: Grupo de Investigación

Figura 4.9: Sellado de los soportes del freno hidráulico

Se adaptó duralon como material en los soportes del freno hidráulico, donde van a ir las chumaceras y adaptarlo en la base de la estructura del banco de pruebas.



Fuente: Grupo de Investigación

Figura 4.10: Ajustando los soportes del freno hidráulico

4.1.7. MONTAJE DE CHUMACERAS

En este punto se ubican las chumaceras en los soportes, las cuales a más de dar un giro independiente, nos servirán como base del conjunto de freno en la estructura principal.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.11: Adaptación de chumaceras

4.2. CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE TRANSMISIÓN

Se utilizó dos rodillos, los cuales se conforman por ejes de acero SAE 1018 y revestimiento de caucho (nitrilo), los cuales fueron balanceados según los requisitos de diseño. Además, se seleccionó según catálogo un juego de cadena catalinas para transmitir el movimiento entre rodillos.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.12: Mecanismo de transmisión

Tabla 4.2. Diagrama de proceso de construcción del mecanismo de transmisión.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS											
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA:					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				MECANISMO DE TRANSMISIÓN							
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN							
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
<input type="radio"/>	OPERACIONES	21	33					ESTUDIADO POR: CANDO I. SUSNAVAS V.			
<input type="checkbox"/>	TRANSPORTE	13	1								
<input type="checkbox"/>	INSPECCIONES	13	32								
<input type="checkbox"/>	RETRASOS	5	2								
<input type="checkbox"/>	ALMACENAMIENTO	4,5	8								
DIST. RECORRIDA (Km)		8,025 Km									
PASO	DETALLES DEL PROCESO	METODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (m)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	CALACULO DE TIEMPO/COSTO
1	Adquisición de material	Vehículo	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	D	▽	5000	1	8	
2	Adquisición de rodillos	Vehículo	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	3000	2	5	
3	Medición y corte de ejes	Flexómetro y Sierra	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	1	16	1	
4	Maquinado de ejes para rodillos	Torno	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	3	6	3	
5	Balanceo de rodillos	Torno	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	3	2	1	
6	Perforado y roscado en catalinas	Taladro y machuelo	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	6	2	1	
3	Montaje de catalinas en ejes de rodillos	Martillo de goma y hexagonales	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	5	2	1	
5	Montaje de chumaceras en ejes de rodillo	Martillo de goma y hexagonales	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	5	1	1	
6	Montaje de cadena de Transmisión	Aceitero y alicate	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	2	1	0,5	

Fuente: Grupo de Investigación

4.2.1. PIÑONES

Los piñones se eligieron mediante catálogo, en las cuales se consideró su capacidad de revoluciones.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.13: Roscado de orificio para los seguros

4.2.2. CADENA

Tomando en consideración su capacidad de revoluciones la cadena también es elegida por medio de catálogo. Esta cadena tiene una posición en la que no ejerce trabajo a mayor presión, por lo que tiene un pandeo normal de trabajo en óptimas condiciones.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.14: Cadena

4.2.3. ENSAMBLE DE CHUMACERAS

Después de realizar los procesos anteriormente mencionados, se ubican chumaceras en los extremos de los ejes de rodillo los cuales facilitan la transmisión de movimiento en contacto con la llanta de la motocicleta, además de servir como base para la unión con la estructura principal.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.15: Conjunto de transmisión

4.3. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

Tabla 4.3. Diagrama de proceso de construcción de la estructura del banco.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS											
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA:					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				ESTRUCCTURA PRINCIPAL							
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN							
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
<input type="radio"/>	OPERACIONES	51	204								
<input type="radio"/>	TRANSPORTE	10	33								
<input type="checkbox"/>	INSPECCIONES	43	203					ESTUDIAD O POR: CANDO I. SUSNAVAS V.			
<input type="checkbox"/>	RETRASOS	2	32								
<input type="checkbox"/>	ALMACENAMIENTO	5	59								
DIST. RECORRIDA (Km)		5,275 Km									
PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (m)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	Adquisición de material	Vehículos	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	D	▽	5000	1	8	
2	Medición de tubos	Flexómetro	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	48	32	2	
3	Corte de tubos	Sierra	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	48	32	12	
4	Suelda de tubos	Suelda	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	10	80	24	
5	Desbaste de la estructura	Amoladora	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	48	32	1	
6	Masillado	Masilla	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	24	24	1	
3	Lijado de la estructura	Lijas	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	1	1	1	
5	Pintura antioxidante	Soplete	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	48	1	1	
6	Pintura permanente	Soplete	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	D	▽	48	1	1	

Fuente: Grupo de Investigación

4.3.1. DESBASTADO Y LIJADO

La estructura luego de ser soldada tuvo un proceso de corrosión por lo que tuvo que ser lijada y pulida.



Fuente: Grupo de Investigación

Figura 4.16: Lijando el óxido de la estructura de tubo cuadrado

Esto nos sirvió para retirar limallas existentes y obtener una superficie más uniforme, haciendo el proceso de masillado más fácil.



Fuente: Grupo de Investigación

Figura 4.17: Estructura lista para masillar

4.3.2. MASILLADO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

Se utilizó masilla automotriz en todos los lugares en donde existen superficies irregulares, especialmente en uniones con suelda.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.18: Proceso de masillado

4.3.3. PINTURA ANTICORROSIVA

La finalidad de esta pintura es evitar la oxidación por causas ambientales. Se debe tomar en cuenta que la superficie a ser pintada debe estar totalmente limpia.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.19: Aplicando pintura anticorrosiva



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.20: Después de haber aplicado la pintura anticorrosiva

4.3.4. PINTURA

En este punto se realiza la preparación de la pintura para posteriormente utilizarlo con la pistola y el compresor.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.21: Preparación de color



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.22: Primera capa de pintura en la estructura

4.3.5. RECUBRIMIENTO DE LA ESTRUCTURA

Para el recubrimiento de la estructura principal se utilizó planchas metálicas corrugadas de aluminio. Estas planchas fueron cortadas y dobladas de forma que recubran la estructura.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.23: Recubrimiento de la estructura principal con las planchas metálicas

Se procede a comprobar que cada plancha metálica quede correctamente asegurada con auto perforantes.

Tabla 4.4. Diagrama de proceso del recubrimiento de la estructura

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS											
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA:					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				RECUBRIMIENTO DE LA ESTRUCTURA CON PLANCHAS DE ALUMINIO							
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN							
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
○	OPERACIONES	22	203					ESTUDIAD O POR: CANDO I. SUSNAVAS V.			
⇨	TRANSPORTE	1,5	3								
□	INSPECCIONES	22,5	203								
D	RETRASOS	2	70								
▽	ALMACENAMIENT O	1	1								
DIST. RECORRIDA (Km)		2,462 Km									
PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (m)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	Inspección de la estructura	Visual	○	⇨	■	D	▽	5	1	0,5	
2	Definir forma	Visual	○	⇨	■	D	▽	1	2	1	
3	Adquisición de material	Vehículos	●	⇨	□	D	▽	2000	3	1	
4	Medición planchas	Flexómetro	●	⇨	■	D	▽	15	70	2	
5	Cortes planchas de aluminio	Cortadora de planchas	●	⇨	■	D	▽	100	64	6	
6	Doblado de planchas	Dobladora de planchas	●	⇨	■	D	▽	200	64	6	
7	Preparación de superficie	Masilla y Lija	●	⇨	■	D	▽	5	1	1	
8	Ensamble en la estructura	Herramientas	●	⇨	■	D	▽	100	1	6	

Fuente: Grupo de Investigación

4.4. CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE ESTRUCTURAL DE LA LLANTA DELANTERA

Cumple la función de guía y de seguro, en esta estructura se montó un cilindro neumático va a cumplir la función de mordaza para asegurar la estabilidad de la llanta delantera de la motocicleta.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.24: Proceso de suelda

4.4.1. ENSAMBLE DEL CILINDRO NEUMÁTICA

Este cilindro neumático trabajara para sujetar con presión a la llanta delantera de la motocicleta, proporcionando estabilidad y seguridad.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.25: Sistema de sujeción de la llanta delantera

Tabla 4.5. Diagrama de proceso de construcción del soporte estructural

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS											
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA:					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				SOPORTE ESTRUCTURAL PARA LA LLANTA DELANTERA Y RANFLA							
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN							
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
<input type="radio"/>	OPERACIONES	40	132					ESTUDIAD O POR: CANDO I. SUSNAVAS V.			
<input type="radio"/>	TRANSPORTE	4	1								
<input type="checkbox"/>	INSPECCIONES	36	128								
<input type="checkbox"/>	RETRASOS	1	1								
<input type="checkbox"/>	ALMACENAMIENTO	4,5	50								
DIST. RECORRIDA (Km)		5,097 Km									
PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (m)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	Adquisición de material	Vehículos	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	5000	1	4	
2	Medición de material	Flexómetro	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	12	7	1	
3	Cortes	Sierra y Amoladora	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	5	16	5	
4	Suelda de tubos y láminas de acero	Suelda	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	5	34	24	
5	Masillado	Masilla	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	12	32	1	
6	Perforado	Taladro	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	24	1	
3	Lijado del soporte estructural	Lijas	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	12	4	0,5	
5	Pintura	Compresor	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	24	1	1	
6	Ensamble del sistema de sujeción neumático	Herramientas	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	24	1	2	
7	Armado final	Herramientas	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	12	1	

Fuente: Grupo de Investigación

4.4.2. CONSTRUCCIÓN DE RAMPA

Se construyó una ranfla para facilitar el ingreso de la motocicleta, tomando en cuenta la ergonomía del usuario.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.26: Estructura de la ranfla

4.5. ENSAMBLE MECÁNICO DEL BANCO DE PRUEBAS

En este punto se describe el montaje de todos los sistemas construidos, formando el conjunto mecánico del banco de pruebas dinamométrico.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.27: Ensamble mecánico banco de pruebas

Tabla 4.6. Diagrama de proceso del ensamble final

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS											
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA:					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:			COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS								
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:			ENSAMBLE DE TODO LOS COMPONENTES EN LA ESTRUCTURA PRINCIPAL (EP)								
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
<input type="radio"/>	OPERACIONES	14,5	8								
<input type="radio"/>	TRANSPORTE	0	0								
<input type="checkbox"/>	INSPECCIONES	14,5	8					ESTUDIAD O POR: CANDO I. SUSNAVAS V.			
<input type="checkbox"/>	RETRASOS	0	0								
<input type="checkbox"/>	ALMACENAMIENTO	0	0								
DIST. RECORRIDA (Km)		15,25 m									
PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (m)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	Montaje sistema de transmisión	Herramientas	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	1	5	
2	Montaje del freno hidráulicos	Herramientas	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	1	1	
3	Alineación entre ejes de rodillo y Freno hidráulico	Herramientas	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	3	1	1	
4	Montaje del acoplamiento flexible	Herramientas	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	1	0,5	
5	Montaje del soporte estructural	Herramientas	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	1	0,5	
6	Montaje del sistema electrónico	Herramientas y Multímetro	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	1	4	
3	Inspección general del banco de pruebas	Visual	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,25	1	0,5	
5	Calibración y pruebas de funcionamiento	Herramientas	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	5	1	2	

Fuente: Grupo de Investigación

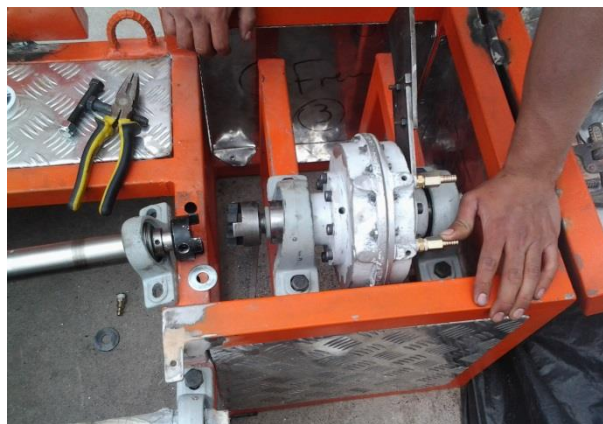
4.5.1. ENSAMBLE DEL ACOPLE FLEXIBLE

El movimiento de los rodillos es transmitido hacia el eje del freno hidráulico por medio del acoplamiento flexible, el cual tiene la función de trabajar como junta cardan.



Fuente: Grupo de Investigación

Figura 4.28: Ubicación del acople flexible en el eje motriz del conjunto de rodillos



Fuente: Grupo de Investigación

Figura 4.29: Alineación entre eje de rodillo y Freno hidráulico

4.5.2. ENSAMBLE HIDRÁULICO

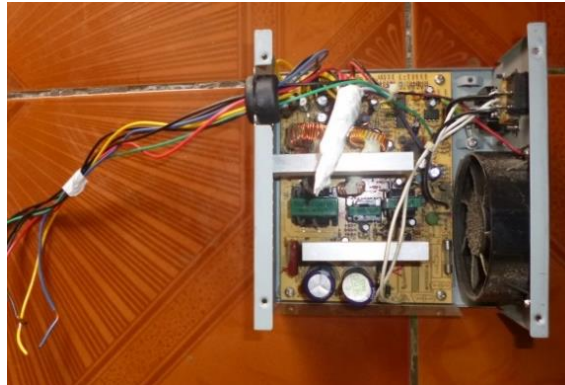
Pruebas de estanquidad del freno hidráulico, para su óptimo trabajo.



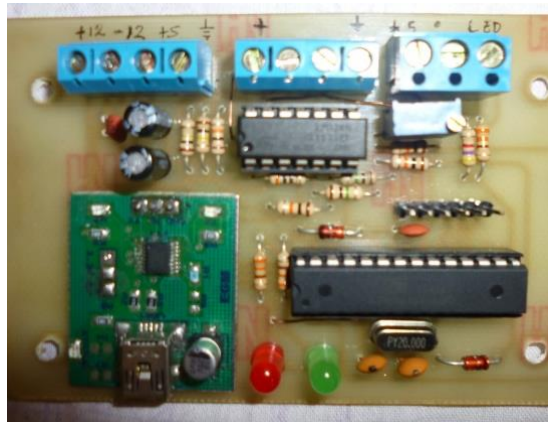
Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.30: Revisión de fugas del freno hidráulico

4.5.3. MONTAJE DEL SISTEMA ELECTRÓNICO (AUTOMATIZACIÓN) DEL BANCO DE PRUEBAS

La alimentación de la placa de comunicación entre el banco de pruebas y la PC va a ser mediante una fuente. Que va alimentar de voltaje (+ y -) de 12 voltios en regímenes normales, también de tierra y a la ves una corriente trasformada y rectificada de 5 voltios para el trabajo óptimo de la tarjeta de adquisición de datos, este voltaje es el que no varía y no produce corto circuito a la misma.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.31: Fuente de alimentación



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.32: Tarjeta de comunicación Pc – Banco de pruebas



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 4.33: Pruebas de recepción de datos

CAPÍTULO 5

CURVAS DE TORQUE Y POTENCIA

5.1. FICHA TÉCNICA DE LA SUZUKI GN 125cc

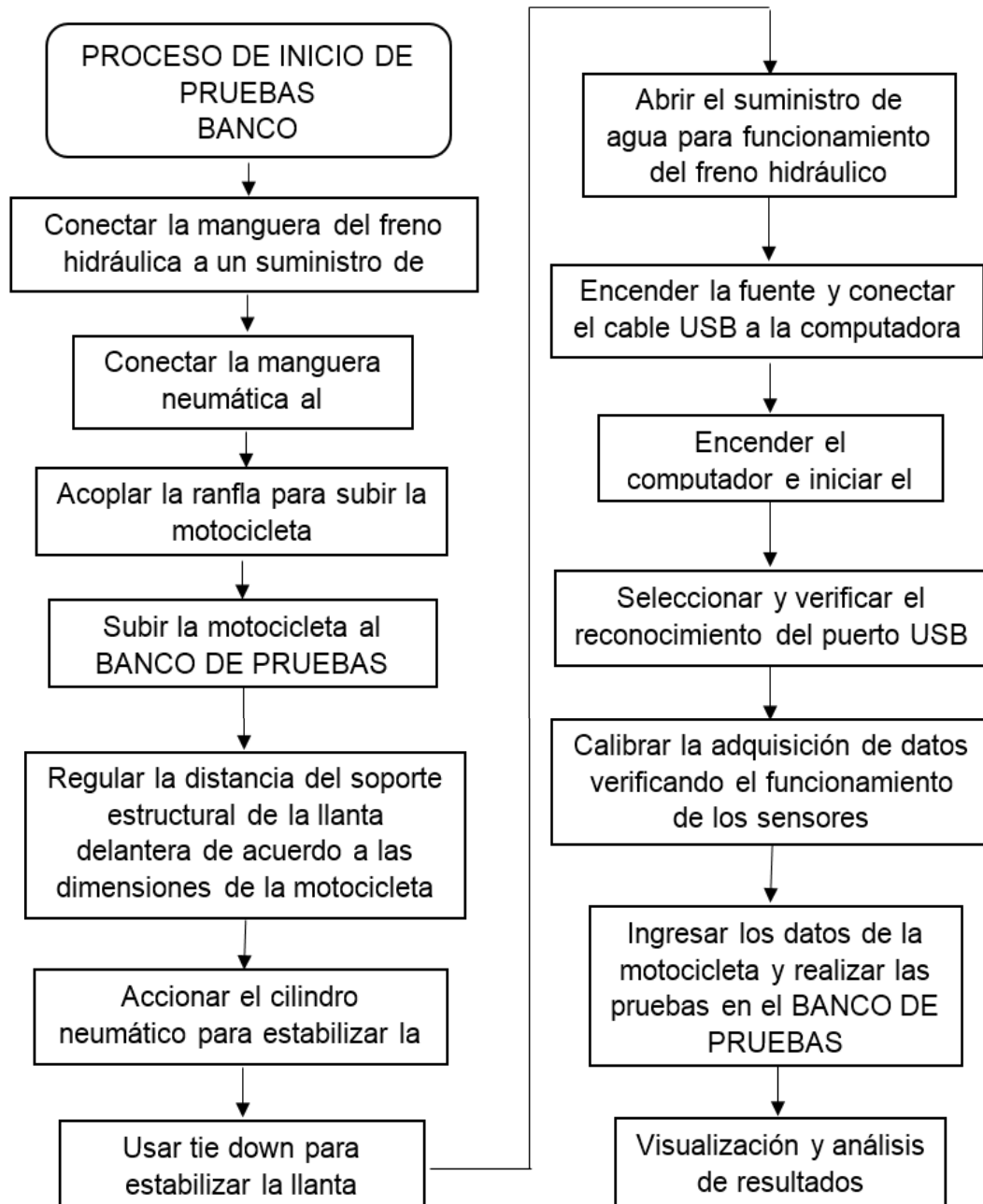
GN125

Tabla de Especificaciones			
Cilindrada	124 cc	Distancia entre ejes	1280 mm
Tipo de motor	4 tiempos, 1 cilindro enfriado por aire OHC	Distancia al piso	175 mm
* Torque	8.6 N-m / 7000 rpm	Altura de asiento	745 mm
* Potencia	12.5 CV / 9000 rpm	Peso seco	107 kg
Diámetro x carrera	57 mm x 48.8 mm	Suspensión delantera	Telesc. hidr. con resorte
Relación de compresión	9.5:1	Suspensión trasera	Basculante, doble amort.
Sistema de arranque	Eléctrico	Frenos delanteros	Disco
Transmisión	5 velocidades	Frenos traseros	Tambor
Carburación	Mikuni BS26SS	Llanta delantera	2.75 - 18 42P, IRC NF2
Largo total	1945 mm	Llanta trasera	3.50 - 16 52P, IRC 3RH
Ancho total	815 mm	Tanque de combustible	10.3 litros
Alto total	1110 mm	Rendimiento* ^{100cc}	57 km/l
		Precio con I.V.A.**	\$17,500


Way of Life!

Fuente: Suzuki
Figura 5.1: Ficha Técnica

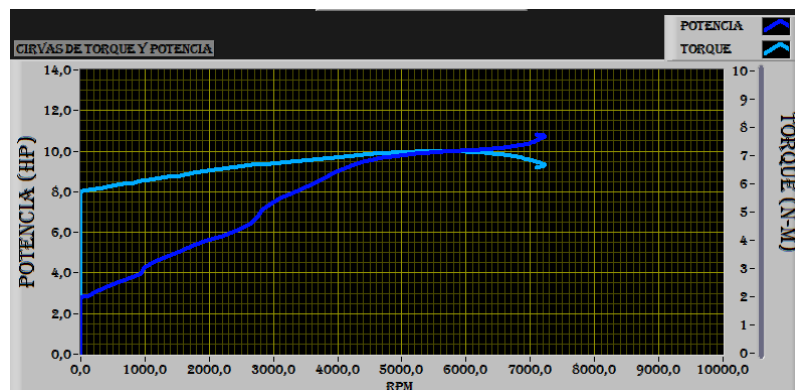
5.2. DIAGRAMA DE PROCESOS DE INICIO DE PRUEBAS



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 5.2: Proceso para inicio de pruebas

5.3. CURVAS OBTENIDAS EN EL BANCO DE PRUEBAS, EJECUTADO EN BASE AL PROCESO DE OPERACIÓN (ANEXO C)

Al comparar los datos técnicos de las motocicletas GN125cc y los datos obtenidos con el banco de pruebas, se demuestra que las curvas de torque y potencia están dentro de una tolerancia del 7%, ya que hay que tomar en cuenta la pérdida de energía, el tipo de combustible, la forma de conducción de la motocicleta en el banco de pruebas, la variación de la aleta de aceleración, entre otros, tomando en cuenta que los datos obtenidos son de una motocicleta con vida útil promedio.

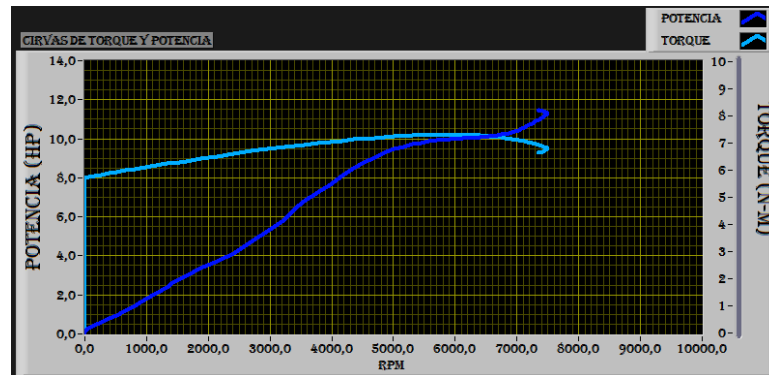


Fuente: Grupo de Investigación
Figura 5.3: Curvas Banco de Pruebas Dinamométrico

Para obtener otro tipo de comparación en nuestro banco, lo sometimos a varias pruebas con la misma motocicleta en otros parámetros de condición de uso como son:

- Acelerando a más 1500 rpm.
- Variando la aleta de aceleración.
- En ralentí.
- Perdida de potencia al usar un determinado combustible (gasolina extra).

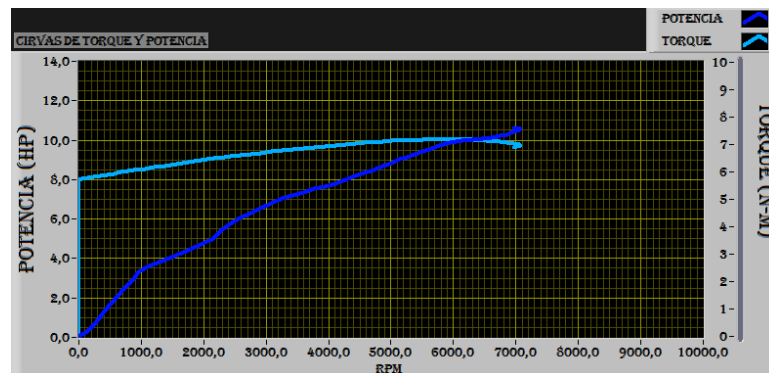
5.3.1. VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN A MÁS 1500 RPM.



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 5.4: Curva torque y potencia

La motocicleta analizada nos muestra un máximo en potencia de 11,5HP a 7600 rpm y de máximo torque de 7,3 N-m a 6000 rpm, tomando en cuenta que la ficha técnica de la motocicleta tiene un máximo de torque de 12,3 HP a 9000 rpm y un máximo en potencia de 8,5 N-m a 7000 rpm. Según las curvas se producen el 6,5% de pérdidas de energía, estas pérdidas se dan por el rozamiento entre la llanta y el rodillo, la forma de realizar los cambios de marcha, entre otros.

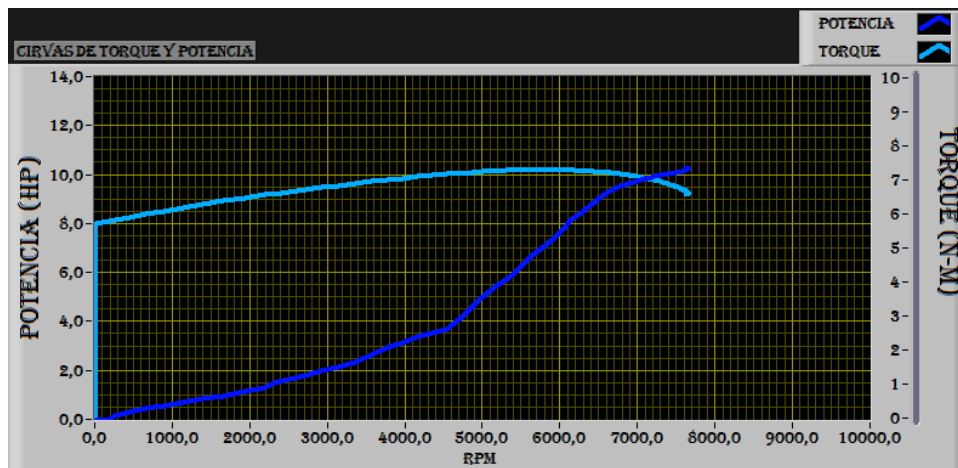
5.3.2. VARIANDO LA ALETA DE ACELERACIÓN



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 5.5: Curva torque y potencia

La motocicleta analizada nos muestra un máximo en potencia de 10,7 HP a 7200 rpm y de máxima torque 7,2 N-m a 6000 rpm, tomando en cuenta que la ficha técnica de la motocicleta tiene un máximo de torque de 12,3 HP a 9000 rpm y un máximo en potencia de 8,5 N-m a 7000 rpm. En este caso se producen las pérdidas de energía por variar el flujo de aire.

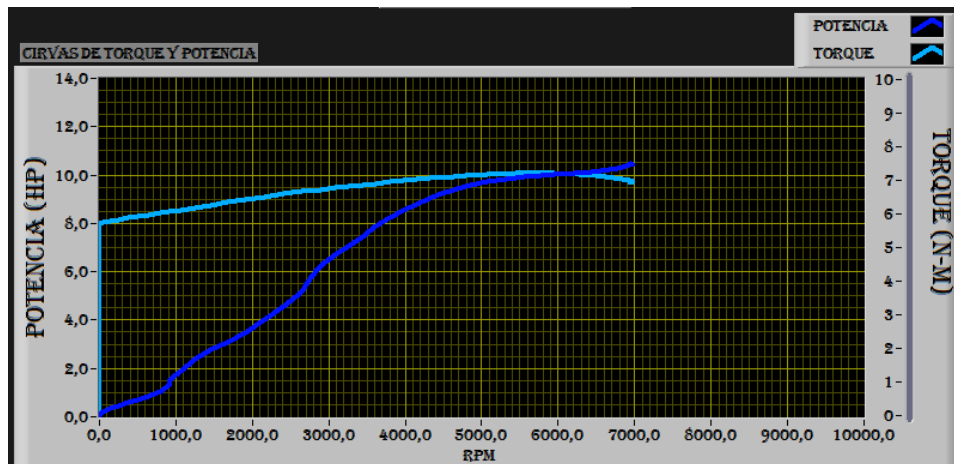
5.3.3. EN RALENTÍ



Fuente: Grupo de Investigación
 Figura 5.6: Curva torque y potencia

La motocicleta analizada nos muestra un máximo en potencia de 10,4 HP a 7700 rpm y de máxima torque 7,4 N-m a 5900 rpm, tomando en cuenta que la ficha técnica de la motocicleta tiene un máximo de torque de 12,3 HP a 9000 rpm y un máximo en potencia de 8,5 N-m a 7000 rpm. Según los datos obtenidos se producen pérdidas de energía por estar a un régimen mínimo de revoluciones por minuto, además de tomar en cuenta los accesorios utilizados.

5.3.4. PERDIDA DE POTENCIA AL USAR UN DETERMINADO COMBUSTIBLE (GASOLINA EXTRA)



Fuente: Grupo de Investigación
Figura 5.7: Curva torque y potencia

La motocicleta analizada nos muestra un máximo en potencia de 11,HP a 7000 rpm y de máxima torque 7,4 N-m a 5500 rpm, tomando en cuenta que la ficha técnica de la motocicleta tiene un máximo de torque de 12,3 HP a 9000 rpm y un máximo en potencia de 8,5 N-m a 7000 rpm. En este caso se producen pérdidas de energía ya que el combustible Extra produce bajo rendimiento del combustible, es decir, disminución de potencia y torque. Por el contrario si usamos combustible Super que posee mayor octanaje, es más limpia, mejora el rendimiento de combustible, es decir, mayor potencia y torque.

5.4. ANÁLISIS DE MERCADO DE MOTOCICLETAS

Los datos obtenidos son de matriculación e importaciones de motos nuevas. Total de motocicletas que asistieron a la matriculación hasta Noviembre del 2013 son 11.061 de diferentes características y dimensiones. Se debe tomar

en cuenta que de estos valores se suma el 10% de motocicletas no matriculadas.

Tabla 5.1. Datos estadísticos 2013 (Agencia Metropolitana de Tránsito)

	VARIOS CILINDRAJES	CILINDRAJE 125CC
Motocicletas que aprobaron la revisión	8364	2697
Motocicletas que no aprobaron la revisión	2318	589
TOTAL	10682	3286

Fuente: Grupo de Investigación

La ciudad de Quito concentra el 13,89% del total de motos 125cc matriculadas según las cifras del SRI.

Con estos datos podemos demostrar que el banco de pruebas está correctamente direccionado ya que el uso de motocicletas va en incremento anualmente.

5.5. RECURSOS

5.5.1. RECURSOS HUMANOS

Durante el desarrollo de este proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS” existen miembros importantes que permitieron llevarlo a cabo. Nosotros como investigadores Iván Cando y Vinicio Suasnavas, con el apoyo y asesoramiento del Ing. Guido Torres como

director y la colaboración del Ing. Juan Rocha como codirector. Además del apoyo desinteresado del Sr. Ricardo Inaquiza dueño de las máquinas y herramientas utilizadas.

Tabla 5.2. Recursos humanos

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS	
DIRECTOR	ING. GUIDO TORRES
CODIRECTOR	ING. JUAN ROCHA
INVESTIGADORES	IVÁN CANDO
	VINICIO SUASNAVAS

Fuente: Grupo de investigación

5.5.2. RECURSOS TECNOLÓGICOS

En la elaboración de este proyecto contamos con herramientas tecnológicas importantes como el software de diseño y simulación Inventor Profesional y Workbench ANSYS 14.5., computadoras, cámaras digitales, internet, libros digitales, máquinas y herramientas como torno, suelda, amoladora, esmeril, entre otros, que permitieron la realización del mismo.

Tabla 5.3. Recursos tecnológicos

RECURSOS TECNOLÓGICOS
Inventor Profesional y Workbench ANSYS 14.5.
Computadoras
Cámara digital
Máquinas y herramientas
Internet y libros digitales

Fuente: Grupo Investigador

5.5.3. RECURSOS FÍSICOS

Los recursos físicos utilizados en la realización de este proyecto fue un taller mecánico en propiedad de uno de los investigadores del proyecto.

5.5.4. RECURSOS MATERIALES

Entre los recursos materiales importantes tenemos tubos de aceros, planchas de aluminio y acero, sensores electrónicos de velocidad y fuerza, entre otros.

5.5.5. RECURSOS FINANCIEROS

El financiamiento se realizó por parte de los autores del proyecto Iván Cando y Vinicio Suasnavas.

5.5.6. COSTOS DE CONTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

Los costos de los insumos y materiales utilizados en la construcción del banco de pruebas se detallan en la siguiente Tabla.

Tabla 5.4. Lista de materiales

DETALLE DE COSTOS DE CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS		
Módulo electrónico	Componentes electrónicos	60
	Galga extensiométrica	50
	Fuente	60
	Programación	600
	Curso de Labview	200

	Encoder	5
	Cables de conexión	17
	SUBTOTAL	992
Freno hidráulico	Fundición de la carcasa y rotor del freno	120
	Chumaceras	40
	Eje	7
	Rodamientos	12
	Pernos hexagonales de diferentes tamaños	10
	Duralon	52
	Acoples para mangueras hidráulicas	16
	SUBTOTAL	257
Estructura principal	Tubos cuadrados	80
	Tubo rectangular	22
	Ángulos de acero	8
	Electrodos	15
	Plancha de aluminio corrugado	40
	Cortes y doblados	32
	Auto perforantes	10
	SUBTOTAL	207
Sistema de transmisión	Rodillos	100
	Ejes de rodillos	25
	Piñones y cadena	20
	Chumaceras	64
	SUBTOTAL	209
Soporte estructural de la llanta	Plancha de acero	24
	Cilindro neumático	30
	Válvula neumática	12

delantera	Acoples y manguera neumática	6
	SUBTOTAL	72
Seguridad	Tae down	34
	Correas elásticas	4
	Plancha de recubrimiento de rodillo	18
	SUBTOTAL	56
Pintura	Sintético thinner	30
	Pintura	70
	Masilla mustang	12
	Masilla rally	8
	Anticorrosivo DuraColor	24
	Sprite	9
	SUBTOTAL	153
Varios	Acoplamiento flexible	47
	Pernos, rodela y turcas	35
	Tornillos	5
	Resortes	4
	Platinas, varilla y tubos varios	35
	Epoxi	15
	Silicona	14
	Pulimento y abrillantador	9
	Alquiler de torno	325
	Alquiler de motocicletas	100
	Insumos	500
	SUBTOTAL	1089

Fuente: Grupo de investigación

En la siguiente tabla se detalla los costos de herramientas usadas durante la elaboración del banco de pruebas

Tabla 5.5. Lista de herramientas

MATERIALES USADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	
Sierras	7
Discos de corte	16
Piedra de esmeril	8
Disco de pulir amoladora	7
Lima plana y redonda	5
Brocas y machuelos	40
Porta machuelos	20
Brochas	12
SUBTOTAL	115

Fuente: Grupo de investigación

El costo total del Banco de pruebas es de 3150,00 dólares americanos sin tomaren consideración las horas de trabajo invertidas en el diseño, análisis, construcción y pruebas del mismo.

CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un banco de pruebas dinamométrico tomando en cuenta 250 kg de peso (motocicleta-conductor) y realizando un análisis de las dimensiones de motocicletas, determinando los materiales adecuados según sus propiedades mecánicas y sus costos. Además de determinar la opción más viable en sus dimensiones y pesos, considerando la ergonomía, seguridad y fácil acceso para el usuario al momento de realizar las pruebas.
- Se diseñó y construyó un mecanismo de transmisión de rodillos por cadena-catalina, el cual nos da mayor superficie de contacto entre rodillos y neumático, obteniendo mayor potencia al momento del frenado, evitando pérdidas mecánicas. Los rodillos fueron balanceados a 8500 rpm para evitar vibraciones al momento de realizar las pruebas, alargando la vida útil del mecanismo y de todo el banco de pruebas en general.
- Se diseñó y construyó un mecanismo estructural de funcionamiento neumático con capacidad de soportar y mantener fija a una motocicleta de 200 kg como máximo en peso seco, mencionado mecanismo tiene las funciones principales de guiar el ingreso de la motocicleta en el banco de pruebas y como seguro para brindar la estabilidad necesaria a la motocicleta cuando se realice las respectivas pruebas.
- Al obtener las curvas de torque y potencia en tiempos reales, se comparó una motocicleta con potencia de 12,3 HP a 9000 rpm y torque de 8,5 N-m a 7000 rpm según su ficha técnicos, con valores obtenidos en nuestro banco de pruebas, dándonos una potencia de 11,5HP a 7600 rpm y torque de 7,3 N-m a 6000 rpm, llegando a la conclusión de que el margen de error esta entre el 6,5% dado que se produce pérdidas de energía por varios factores mencionados en el análisis de las curvas de torque y

potencia, además se comprueba el correcto diseño y análisis de cada elemento construido.

- Se ha demostrado que nuestro banco de pruebas dinamométrico es de mayor accesibilidad para cualquier taller orientado a la repotenciación de motocicletas, con la finalidad de motivar a la utilización de nuevos equipos tecnológicos, en los cuales se analiza el comportamiento de torque y potencia específicamente.
- Nuestro banco de pruebas además de ser ergonómico por el fácil manejo y acceso del usuario para la realización de pruebas en el banco, también se construyó de forma ecológico, ya que para la construcción del soporte estructural se utilizó material reciclable, obteniendo un prototipo que cumple las normas y reglamento de seguridad de nuestro banco de pruebas.

RECOMENDACIONES

- Se demostró que el método de fundición en arena de nuestro freno dinamométrico es el más adecuado ya que no posee cavitaciones ni fugas en su superficie, evitándonos fugas o fisuras en condiciones extremas de funcionamiento de nuestro banco de pruebas.
- Se debe tomar en cuenta que la utilización del banco de pruebas dinamométrico es para motocicletas con un máximo de 12 hp, ya que para su diseño y construcción se tomó en consideración esta característica.
- Se debe considerar que las curvas de torque y potencia dependerán de que se use una motocicleta sin alteraciones mecánicas que puedan alterar los resultados del banco de pruebas.
- Se debe considerar que las curvas de torque y potencia van a depender en un 90% de la capacidad que el conductor tenga para realizar los cambios de marcha en la motocicleta.
- Los datos obtenidos en el banco de pruebas, fueron realizados bajo las condiciones ambientales de Latacunga, es por esto que se debe considerar estos factores al momento de analizar los resultados.
- Se debe de recordar poner la opción encerar, ya que al tener valores anteriores se puede alterar la calibración del banco de pruebas.

BIBLIOGRAFÍA

- Mataix C. (1982). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Editorial Castillo.
- ENRIQUE, L. D., & MIGUEL, T. V. (1991). Resultados Obtenidos de las Pruebas Realizadas al Motor Experimental Manual tecquipment.
- Velastegui T. (2013). Elementos de máquinas. 3ra edición, Ecuador. Escuela Politécnica Nacional.
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G., Liu, X., & Gao, Z. (1989). Diseño en ingeniería mecánica. México: McGraw-Hill.
- Streeter, V. L. (1968). Mecánica de Fluidos. 4ta Edición. España: McGraw-Hill.
- Łuszczewski A. (1999). Redes industriales de tubería, bombas para agua, ventiladores y compresores. Diseño y construcción. México: Reverté Ediciones.

LINCOGRAFÍA

- Carlos Núñez. (2012, 20 de febrero) BANCOS PARA OBTENCIÓN DE LA POTENCIA. FRENOS HIDRÁULICOS. Recuperado el 15 de enero 2014 Por URL:<http://mepuedeservir.es/wp2/wpcontent/uploads/2012/03/3.-BANCOS-PARA-MEDIDA-DE-POTENCIA-Comprim.pdf>
- Verni Alexander Hernández Morales (Guatemala, 2007, febrero) Qué es un dinamómetro y Qué mide un dinamómetro. Recuperado el 11 de enero 2014 URL:http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0191_EO.pdf
- BORGHI Y SAVERI. (Ecuador, 2012, marzo) Descripción y características de bancos dinamométricos. Recuperado el 1 de diciembre 2013 URL:<http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/185/2/Capitulo%201.pdf>
- Iñaki Gómez Arriaran, azken eguneratzea. (2008, 10 de abril).Tipos de frenos dinamométricos. Recuperado el 13 de septiembre 2013 URL:<http://www.ehu.es/mmtde/bancomot.htm>
- Copyright Técnica Marítima. (2010) Sistema hidráulico, Circuitos hidráulicos. Recuperado el 10 de agosto 2013 URL:<http://www.tecnicamaritima.com/servicios-navales/131-sistemas-hidraulicos-el-circuito-hidraulico.html>
- VOITH TURBO. (2010, 25 de marzo).El principio de Föttinger, Concepción y funcionamiento. Recuperado el 06 de diciembre 2013 URL:http://www.tepgroup.com/images/Adobe/PDF/Voith/Voith_coupling_s pn.pdf
- The United Stated Army. (T.F.9 1953). Auto Mechanics: Transmissions: "Fluid Coupling Principles of Operation". Recuperado el 09 de octubre 2013 URL: <http://www.youtube.com/watch?v=xm8EHTTNPEg>

- SEPPO A. KORPELA. (2011) Fluid Couplings. Recuperado el 21 de noviembre 2013
URL:http://books.google.com.ec/books?id=tqFXTUZfXRIC&pg=PA385&lp g=PA385&dq=toroidal+de+fottinger&source=bl&ots=S8y92z2fNu&sig=wWmwqSZrzI_YE4ajOV_b_uZYOQ0&hl=es-419&sa=X&ei=biB0Uqi1MqK0sATujIHADg&ved=0CF4Q6AEwCA#v=onepage&q=toroidal%20de%20fottinger&f=false
- Cruz Díaz, Rubicelia. (2010, noviembre). Descripción de los acoplamientos. Recuperado el 28 de noviembre 2013
URL:<http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/30517/1/DelaCruz.pdf>
- Núñez, Carlos. (2012, abril) Curvas características de motores y vehículos. Recuperado el 29 de noviembre 2013
URL:<http://lamaneta.com/news/wp-content/uploads/2012/07/2.-CURVAS-CARACTERISTICAS-DE-MOTORES.pdf>

ANEXO A

ARTÍCULO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS

Vinicio Suasnavas¹ Iván Cando² Guido Torres³ Juan Rocha⁴

^{1,2,3,4} Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga, Márquez de Maenza S/N Latacunga, Ecuador

Email: visp2007@hotmail.com, esthivanegro_10@hotmail.com, grtorres@espe.edu.ec, jcrocha@espe.edu.ec

RESUMEN

EL presente artículo muestra el diseño de un banco dinamoétrico para motocicletas 125cc.

Se describen los parámetros de cargas máximas a tomar en consideración durante el diseño y los resultados obtenidos en los análisis computacionales de las pruebas a las motocicletas en tiempo reales

ABSTRACT

THE present paper shows the design of a 125cc motorcycle dynamometer.

Parameters peak loads are described to take into consideration during the design and the results obtained in the computational analysis of the evidence to motorcycles in real time

I. INTRODUCCIÓN

El número de motocicletas y el uso de las mismas ha incrementado en el mercado por el fácil uso y tomando en cuenta que emiten menos gases contaminantes y evitan mucho tráfico dentro de la ciudad.

Al ser un vehículo destinado para el uso de facilidad de transporte, se tomó en cuenta la necesidad de incorporar un equipo capaz de optimizar el tiempo y espacio de mantenimiento preventivo y correctivo para motocicletas 125cc.

DINAMÓMETRO

Un banco de pruebas es un dispositivo para la medición de fuerza, momento de fuerza o poder. En el caso de este proyecto va en función de absorber la energía producida por un motor motriz giratorio de cada motocicleta que se vaya a probar, mediante la medición Simultánea de par y velocidad de rotación. Nuestro banco es considerado de chasis ya que adopta la función de banco un nmero amplio de motores 125cc.

FRENO HIDRÁULICO TIPO FROUDE

El freno hidráulico es similar a un convertidor hidráulico de par, en el que el giro de carcasa y rotor son independientes.

Al ser un sistema hidráulico abierto tiene como función la utilización de un líquido con una presión continua, este fluido va a frenar el equipo por medio del rotor y carcasa y el efecto de velocidades y fenómenos actuantes dentro del dinamómetro, a su vez el fluido va a ser el refrigerante para el sistema ya que banco de pruebas actúa en altos regímenes de giro.



Figura 1. Banco de pruebas dinamoométrico

II. PARÁMETROS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

Acoplamiento de fluidos y convertidores de par fluidos:

El acoplamiento de fluidos es la unión de una bomba centrífuga y una turbina montada ambas dentro de una misma carcasa, para evitar pérdidas al eliminar perdidas al eliminar conducciones o canales que de otra manera se necesitarían para conectarlas. No hay ninguna conexión solida entre la bomba y la turbina; el líquido corriente mente agua, transmite el par transportando el momento de la cantidad de movimiento desde la bomba hasta la turbina. El acoplamiento fluido tiene dos ventajas principales:

La suavidad de marcha, ya que las vibraciones torsionales no se transmiten a su través

El par total no se desarrolla hasta que el aparato ha alcanzado su velocidad de régimen, lo cual es conveniente tanto para los motores eléctricos como para los motores de combustión interna con grandes masas de inercia.

La aplicación de la ecuación de momento de la cantidad de movimiento da la relación entre el par desarrollado y la variación de la cantidad

de movimiento angular en la bomba o en la turbina.

III. CÁLCULOS ANÁLISIS DE FUERZAS DE CARGA

Análisis de la deformación total de la estructura

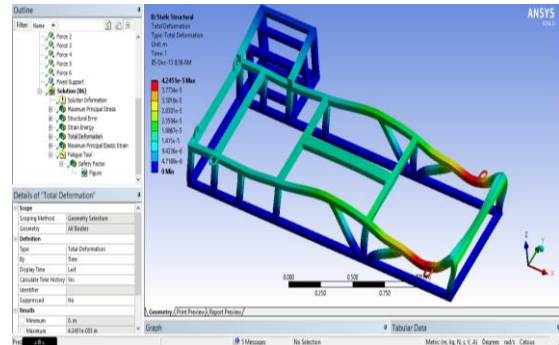


Figura 2: Deformación total de la estructura en ANSYS

El modelo estructural se sometido a cargas puntuales las cuales dan como resultado un factor de deformación máxima de 0,4mm, esto demuestra que la deformación total en la estructura en regímenes máximos de pruebas no va a fallar en el momento de realizar las pruebas en el banco.

Hay que tomar en cuenta que todo el análisis de las fuerzas aplicadas se encuentran en condiciones promedias, por lo cual el equipo presenta una deformación mínima con respecto a las acciones de las fuerzas.

CAUDAL VOLUMÉTRICO

La sección de entrada, correspondiente al radio medio del borde de ataque, tiene un área: A_1 ; la componente normal de la velocidad, es la que atraviesa

perpendicularmente la citada área, con lo que el caudal de paso será:

$$Q = (2\pi R_1 b_1) V_{n1}$$

La velocidad tangencial correspondiente al radio medio del borde de ataque es:

$$u_1 = w \times R_1 = \left(8000 \text{rpm} \frac{2\pi \text{rad/s}}{60 \text{rpm}}\right) 0,059 \text{m} = 49,42 \text{ m/s}$$

En las bombas centrífugas, es habitual que el ángulo de la velocidad absoluta de entrada (respecto a la dirección tangencial) sea de 90° , es decir, que el flujo de entrada tenga exclusivamente componente normal, siendo la tangencial nula; es decir:

$$\beta_1 = 90^\circ \\ V_{n1} = V_1; V_{t1} = 0$$

En este caso, la velocidad tangencial del flujo de entrada es nula, y la velocidad tangencial del flujo de salida, se determina a partir del triángulo de velocidades en la salida.

$$V_2 = u_2 \times \tan \beta_2$$

La velocidad tangencial correspondiente al radio medio del borde de estela es:

$$u_2 = w \times R_2 = \left(8000 \text{rpm} \frac{2\pi \text{rad/s}}{60 \text{rpm}}\right) 0,0165 \text{m} \\ = 13,82 \text{ m/s}$$

Con lo que las velocidades absoluta y normal de entrada son:

$$v_2 = V_{t2} = u_2 \tan \beta_2 = 13,82 \tan 10^\circ \\ = 2,43 \text{ m/s}$$

$$Q = (2\pi R_2 b_2) V_{t2} = (2\pi \times 0,0165 \times 0,002) \times 2,43 \text{m/s} = 5,03 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

POTENCIA HIDRÁULICA

Se determina a partir de la Ec. de Euler para turbomáquinas:

$$Ph = (\rho Q)(u_1 V_{t1} - u_2 V_{t2})$$

$$Ph = 16,89 \text{Kgm}^2/\text{s}^3 = 26,6 \text{ hp}$$

Rodete de paso integral, también llamado rodete desplazado o retraído.

CÁLCULOS DE TURBINA

Consideraciones:

$$\text{Capacidad volumetrica} = 197 \text{cm}^3$$

$$\text{Poder de freno} = 8,29 \text{ kW}$$

$$\eta_m = 0,85$$

$$\text{Maxima velocidad recomendada} = 8500 \text{ rpm}$$

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{en el eje}} = P_{\text{freno}} = P_{\text{turbina}} = 8,29 \text{ kW}$$

$$u_1 = 1,575 \sqrt{9,8 \times 1,68}$$

$$u_1 = 6,390 \text{ m/s}$$

La velocidad real es algo más pequeña y viene expresado como:

$$c_1 = 0,97 \sqrt{2gH}$$

$$c_1 = 0,97 \sqrt{2 \times 9,8 \times 1,68}$$

$$c_1 = 5,566 \text{ m/s}$$

Para el caudal Q se considera:

$$\beta = 22,50^\circ$$

$$R_1 = 0,024 \text{ m}$$

$$b_1 = 0.0028 \text{ m}$$

$$V_1 = u_1 = 6,390 \text{ m/s}$$

$$Q = (2\pi R_1 b_1) V_1$$

$$Q = (2\pi \times 0,024 \times 0,0028) \times 6,390 \text{ m/s}$$

$$Q = 2,698 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

De la fórmula de potencia despejamos H y obtenemos:

$$P = Q\rho gH \quad H = \frac{P}{Q\rho g}$$

$$H = \frac{8,29}{(2,698 \times 10^{-3})(1000)(9.8)}$$

$$H = 0,314 \text{ m}$$

Considerando que la $\eta_m = 0,85$

$$P_i = \frac{P_a}{\eta_m}$$

$$P_a = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_a = 8,29 \times 0,85$$

$$P_a = 7,05 \text{ kW}$$

Por tanto,

$$\eta_{total} = 0,85 = 85\%$$

$$H_u = 0,266 \text{ m}$$

Para el cálculo del rendimiento hidráulico η_h , tenemos:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H}$$

$$\eta_h = \frac{0,266}{0,314}$$

$$\eta_h = 0,847 = 84,7\%$$

IV. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

El banco de pruebas dinamométrico para motos de 125 centímetros cúbicos presenta un área de automatización el cual tiene una comunicación entre los elementos que entregan señales como: el sensor (Encoder) y una celda de carga, el primero mide las revoluciones y el otro mide la fuerza entregada en el freno estos dos sensores entregan señales a la tarjeta receptora de datos primero actúa como amplificador operacional para luego tener comunicación con un micro controlador el cual tiene la función de recepción de datos digitales para luego tener la comunicación con la Pc.

El equipo presenta una adquisición de datos en un sistema maestro – esclavo utilizando comunicación serial.

Presentando este software en LabView el cual tiene las gráficas de TORQUE y POTENCIA en tiempo reales.

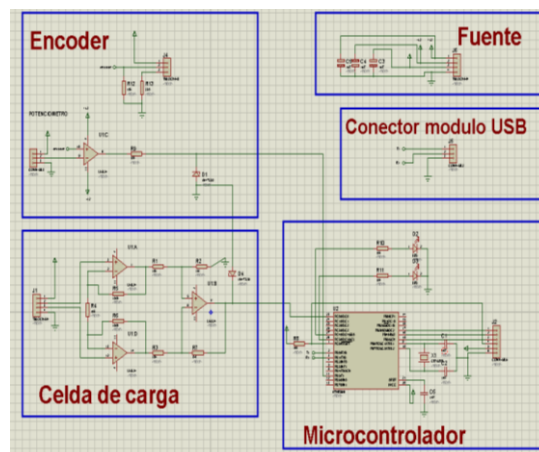


Figura 3: Diagrama en PROTEUS

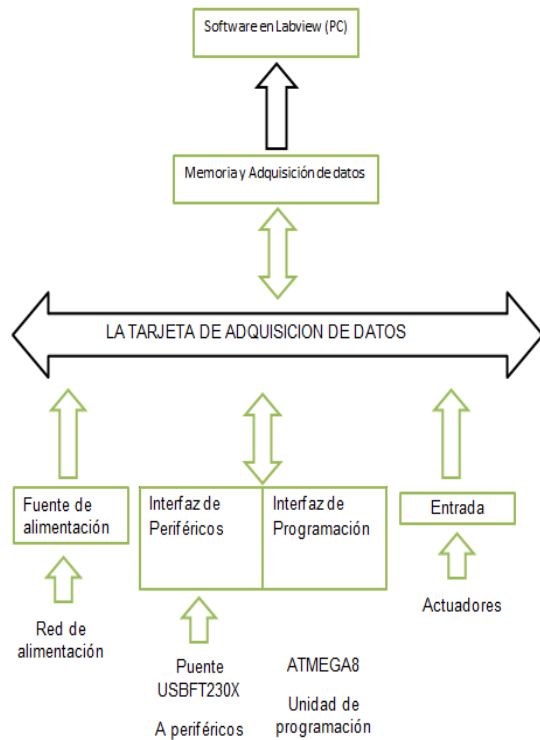


Figura 4: proceso de comunicación entre la tarjeta de adquisición de datos y software

V. CURVAS DE TORQUE Y POTENCIA

Al comparar los datos técnicos de las motocicletas GN125cc y los datos obtenidos con el banco de pruebas, se demuestra que las curvas de torque y potencia están dentro de una tolerancia del 7%, ya que hay que tomar en cuenta la pérdida de energía, el tipo de combustible, la forma de conducción de la motocicleta en el banco de pruebas, la variación de la aleta de aceleración, entre otros, tomando en cuenta que los datos obtenidos son de una motocicleta con vida útil promedio.

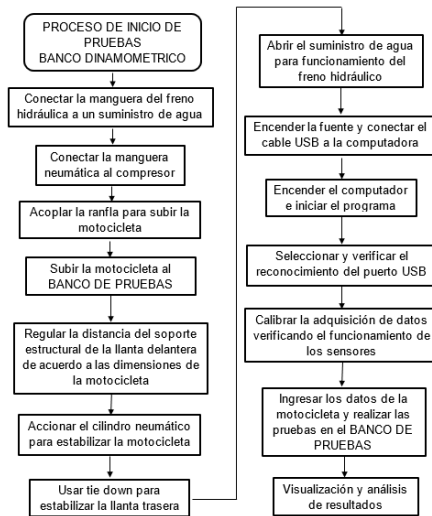


Figura 5: Diagrama de procesos de inicio de pruebas

CURVAS OBTENIDAS EN EL BANCO DE PRUEBAS A MAS DE 1500 RPM

La motocicleta analizada nos muestra un máximo en potencia de 11,5HP a 7600 rpm y de máximo torque 7,3 N-m a 6000 rpm, tomando en cuenta que la ficha técnica de la motocicleta tiene un máximo de torque de 12,3 HP a 9000 rpm y un máximo en potencia de 8,5 N-m a 7000 rpm. Según las curvas se producen el 6,5% de pérdidas de energía, estas pérdidas se dan por el rozamiento entre la llanta y el rodillo, la forma de realizar los cambios de marcha, entre otros.

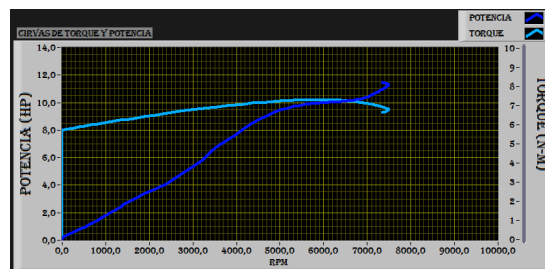


Figura 6: Curva de torque y potencia

CURVAS OBTENIDAS EN EL BANCO DE PRUEBAS EN RALENTÍ

La motocicleta analizada nos muestra un máximo en potencia de 10,4 HP a 7700 rpm y de máxima torque 7,4 N-m a 5900 rpm, tomando en cuenta que la ficha técnica de la motocicleta tiene un máximo de torque de 12,3 HP a 9000 rpm y un máximo en potencia de 8,5 N-m a 7000 rpm. Según los datos obtenidos se producen pérdidas de energía por estar a un régimen mínimo de revoluciones por minuto, además de tomar en cuenta los accesorios utilizados.

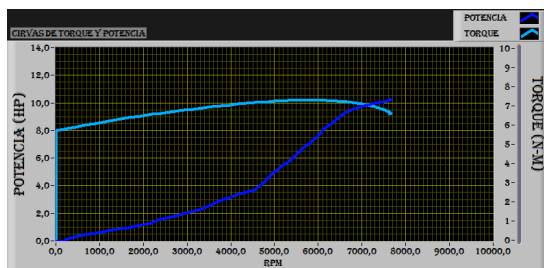


Figura 7: Curva de torque y potencia

VI. CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un banco de pruebas dinamométrico tomando en cuenta 250 kg de peso (motocicleta-conductor) y realizando un análisis de las dimensiones de motocicletas, determinando los materiales adecuados según sus propiedades mecánicas y sus costos. Además de determinar la opción más viable en sus dimensiones y pesos, considerando la ergonomía, seguridad y fácil acceso para el usuario al momento de realizar las pruebas.

- Al obtener las curvas de torque y potencia en tiempos reales, se comparó una motocicleta con potencia de 12,3 HP a 9000 rpm y torque de 8,5 N-m a 7000 rpm según su ficha técnica, con valores obtenidos en nuestro banco de pruebas, dándonos una potencia de 11,5 HP a 7600 rpm y torque de 7,3 N-m a 6000 rpm, llegando a la conclusión de que el margen de error está entre el 6,5% dado que se produce pérdidas de energía por varios factores mencionados en el análisis de las curvas de torque y potencia, además se comprueba el correcto diseño y análisis de cada elemento construido.
- Nuestro banco de pruebas además de ser ergonómico por el fácil manejo y acceso del usuario para la realización de pruebas en el banco, también se construyó de forma ecológica, ya que para la construcción del soporte estructural se utilizó material reciclable, obteniendo un prototipo que cumple las normas y reglamento de seguridad de nuestro banco de pruebas.

VII. BIBLIOGRAFÍA

- Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G., Liu, X., & Gao, Z. (1989). Diseño en ingeniería mecánica. México: McGraw-Hill.
- Streeter, V. L. (1968). Mecánica de Fluidos. 4ta Edición. España: McGraw-Hill.
- Mataix C. (1982). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Editorial Castillo.

*Universidad de Fuerzas Armadas - ESPE
en la ciudad de Latacunga.*

VIII. BIOGRAFÍA



Vinicio Israel Suasnavas, nació en Riobamba, Ecuador. Es ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales en asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.



Oscar Iván Cando, nació en Quito, Ecuador. Es ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales en asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.



Guido Torres, nació en Alausí provincia de Chimborazo, Ecuador. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica de Riobamba- Ecuador y

cuenta con un Magíster en Docencia y Administración Educativa en la Universidad

Tecnológica Indoamérica de Ambato- Ecuador, Egresado de la Maestría de Gestión de Energía en la Universidad Técnica de Cotopaxi, Actualmente se desempeña como docente del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica en el área de Diseño y Mecánica Computacional de la



Juan Carlos Rocha, nació en Quito, Ecuador, es ingeniero Automotriz, dispone estudios de Posgrado en Sistemas Automotrices, Autotrónica, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial en la Escuela Politécnica del Ejército desde 2008. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.

ANEXO B

PLANOS

1 2 3 4 5 6 7 8

A

B

C

D

E

F

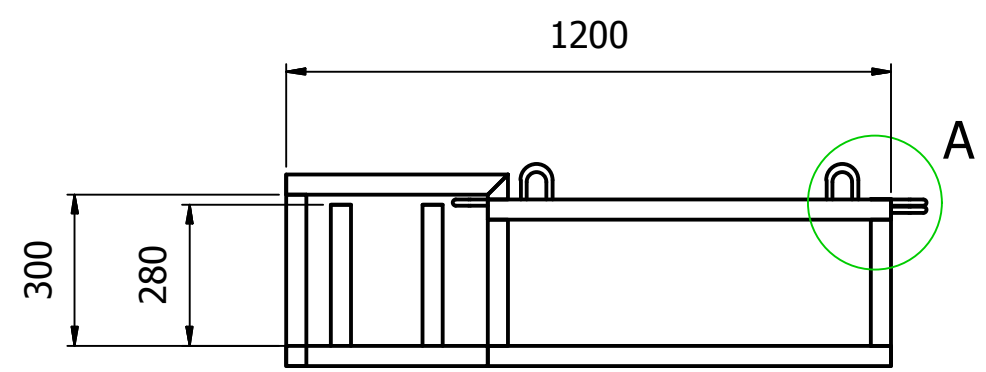
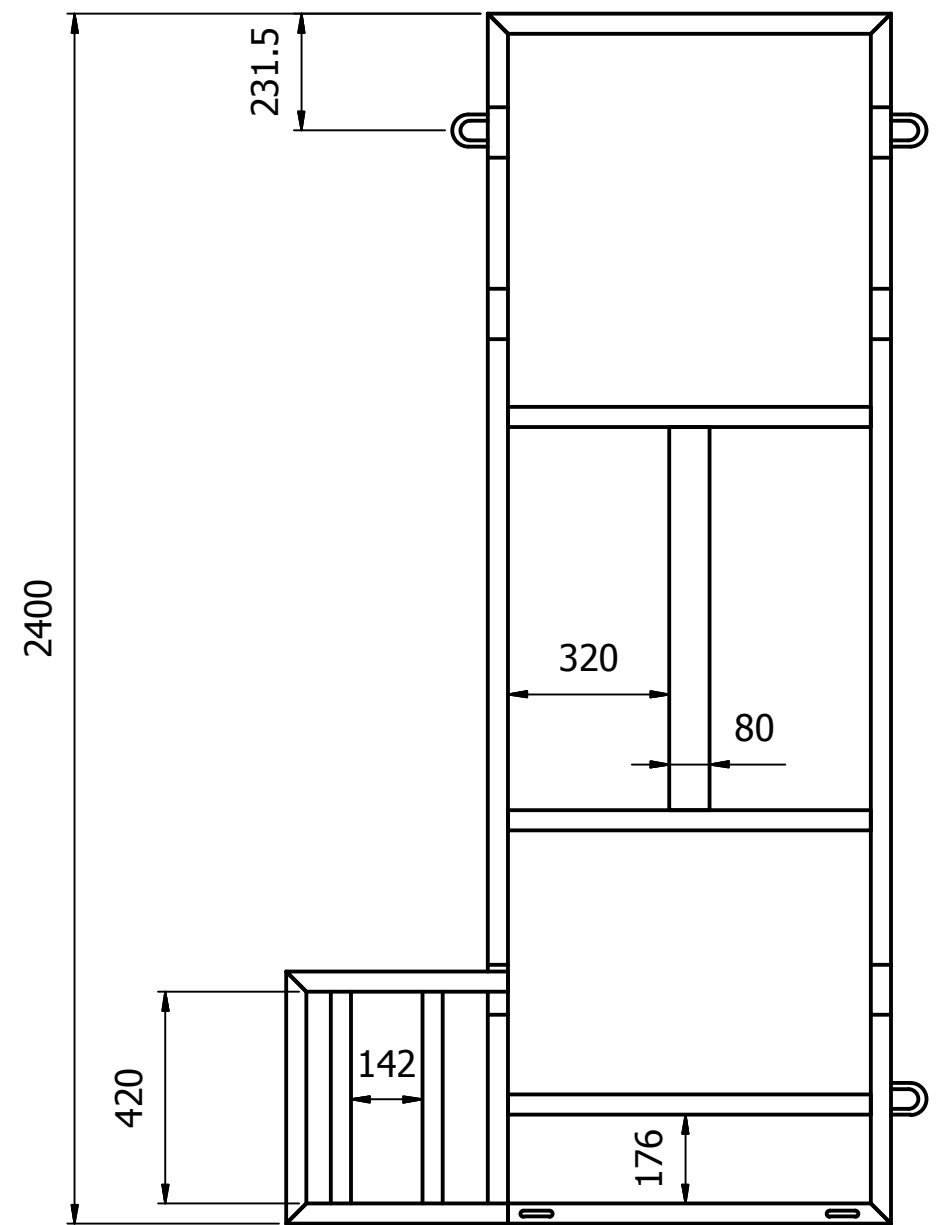
A

B

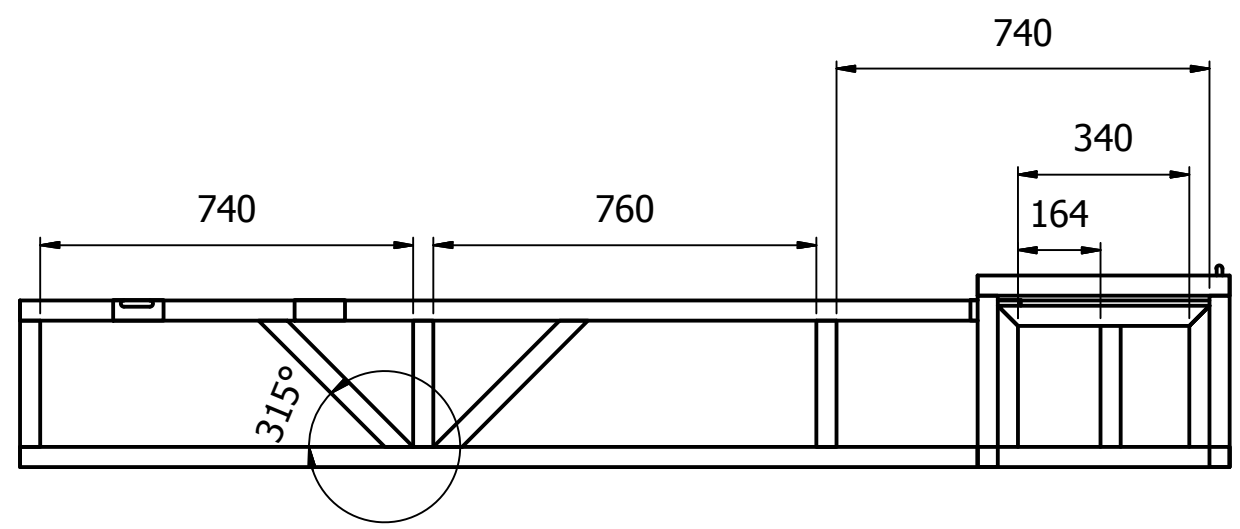
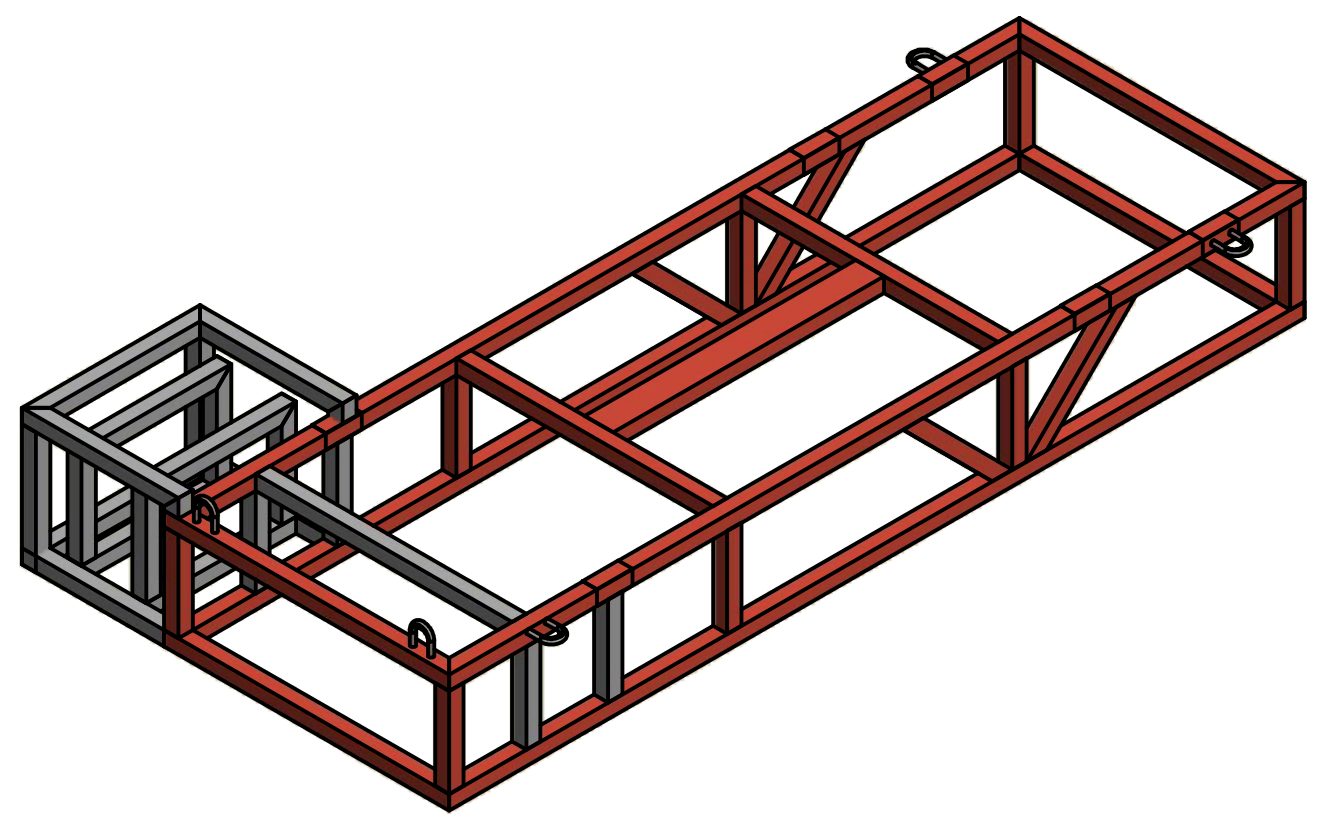
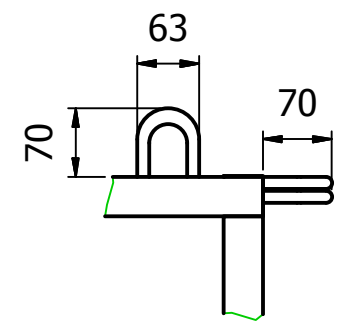
C

D

E



A (0.13 : 1)



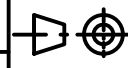
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	TOLERANCIA	Peso
				±0.5mm	
				Fecha	Nombre
				Dib. Nov - 2013	Cando I. - Suasnavas I.
				Rev. Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.
				Aprob. Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE	
				INGENIERIA AUTOMOTRIZ	

TUBO DE ACERO ESTRUCTURAL CUADRADO ASTM A-500

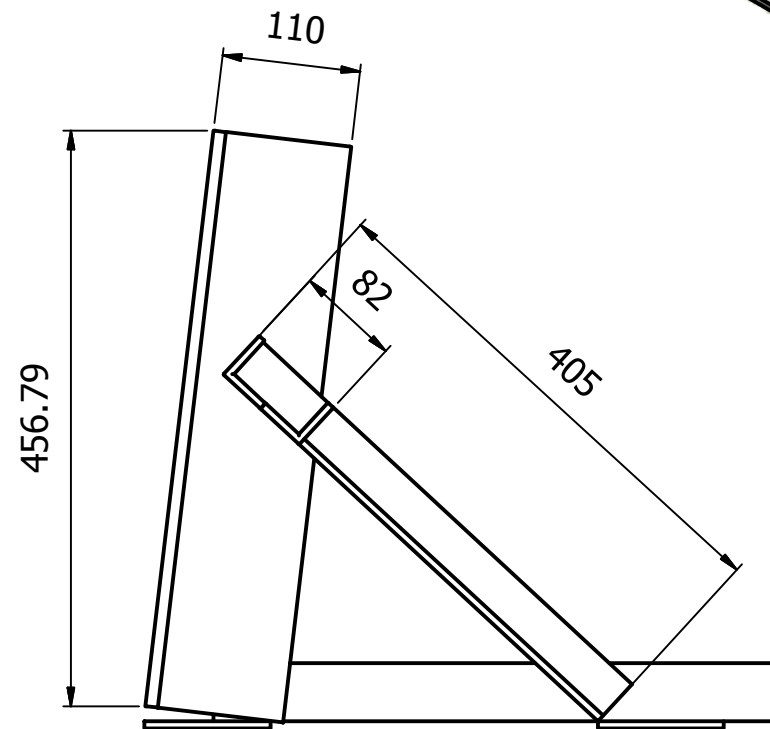
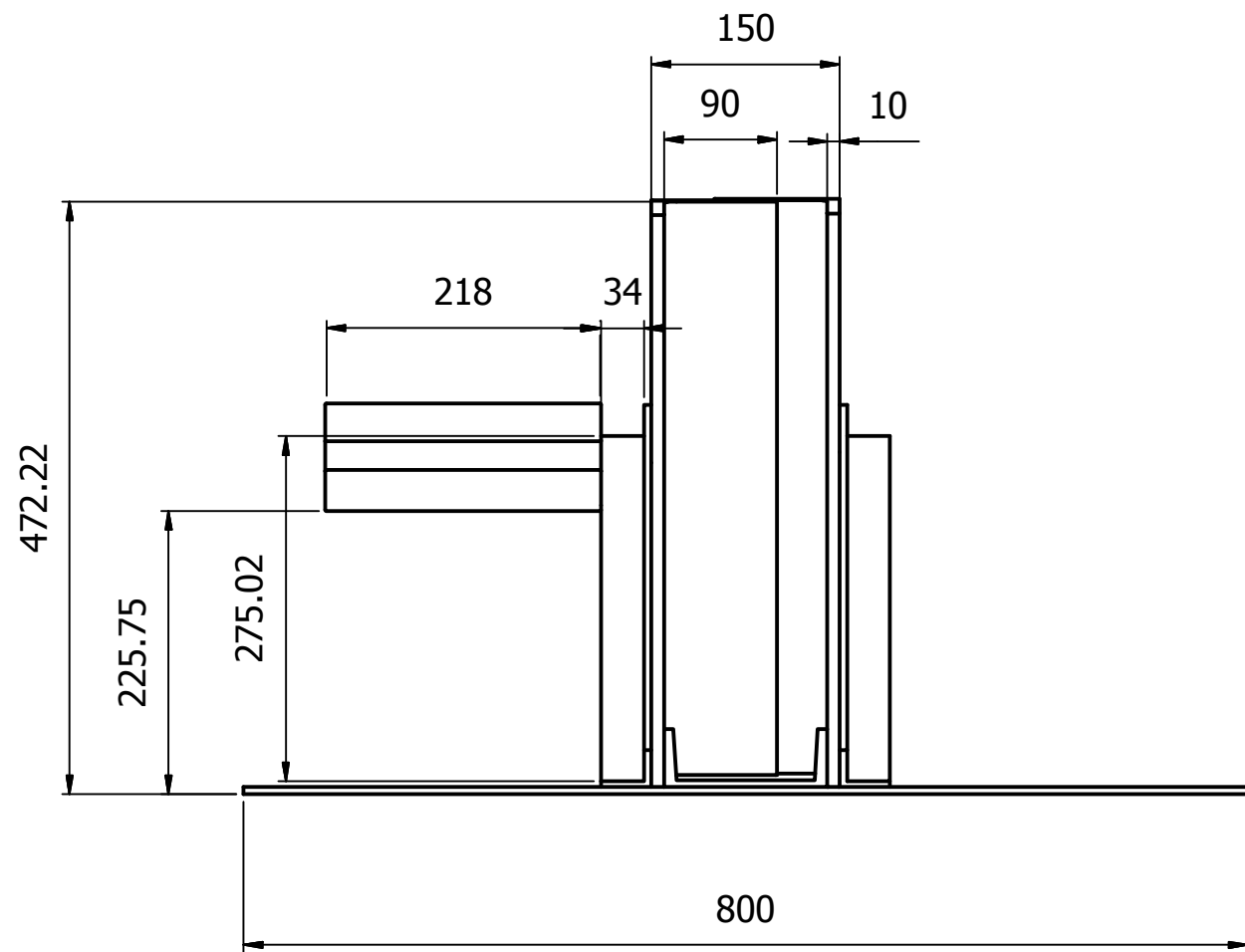
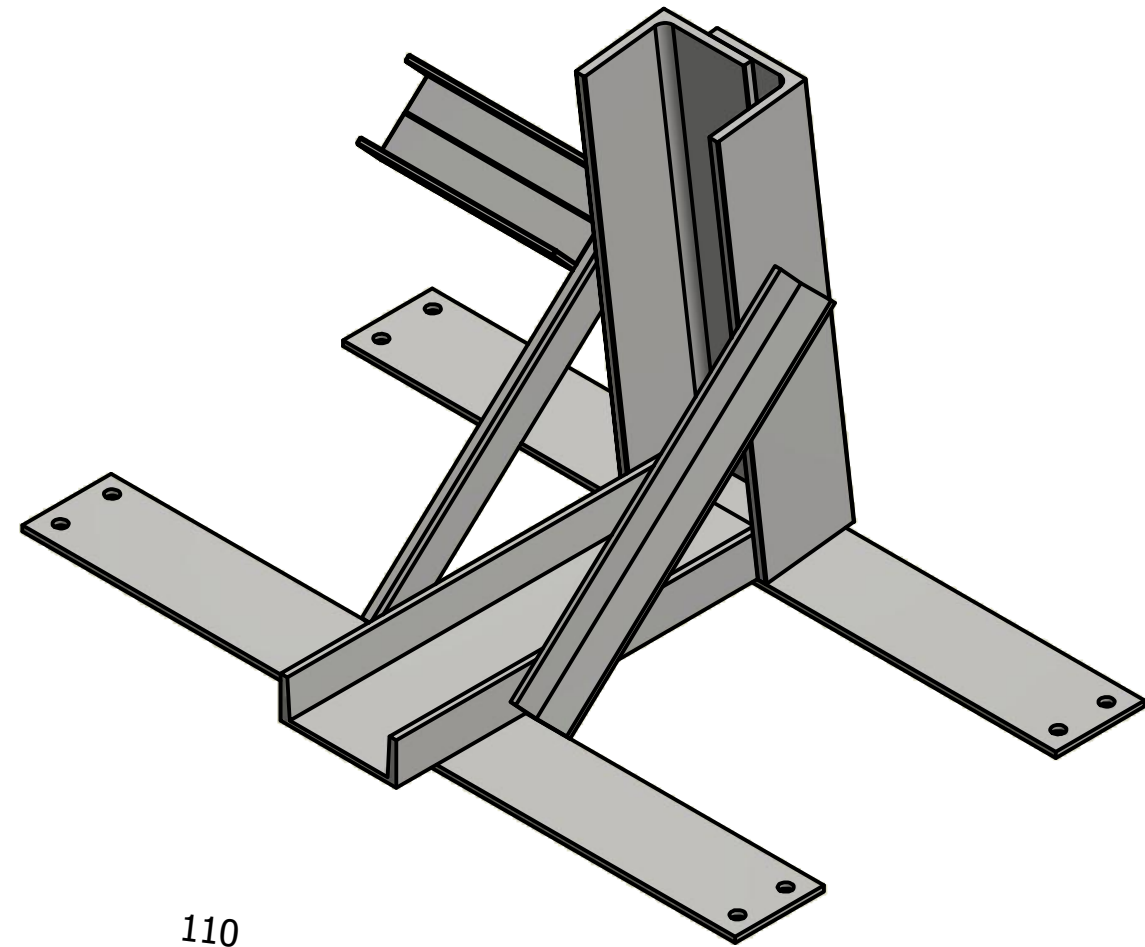
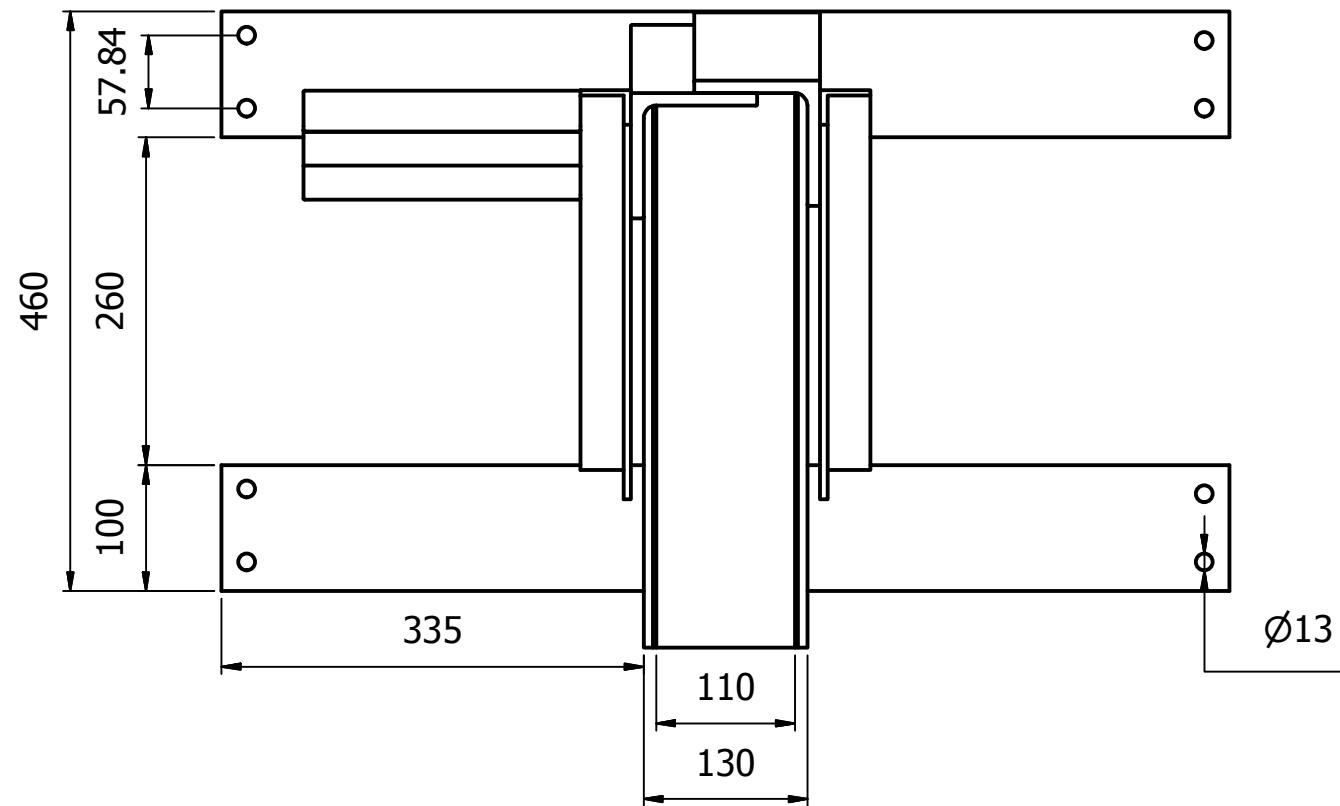
ESTRUCTURA PRINCIPAL

Escala 1:14

1



1 2 3 4



Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	TOLERANCIA	Peso
				$\pm 0.5\text{mm}$	
				Fecha	Nombre
				Dib. Nov - 2013	Cando I. - Suasnavas I.
				Rev. Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.
				Aprob. Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.
				ESCUELA DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE	
				INGENIERIA AUTOMOTRIZ	

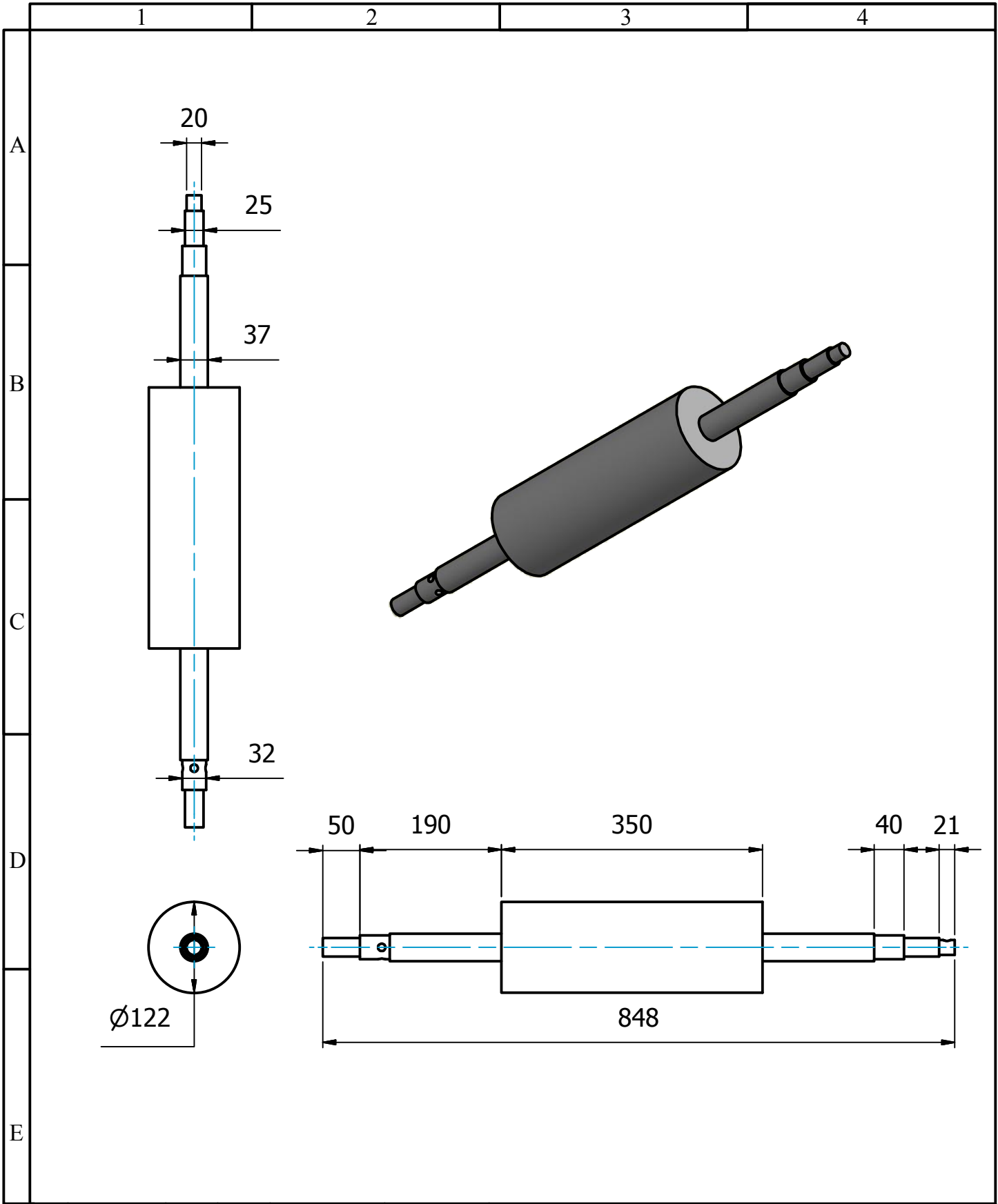
TUBO DE ACERO ESTRUCTURAL CUADRADO ASTM A-500

ESTRUCTURA PRINCIPAL

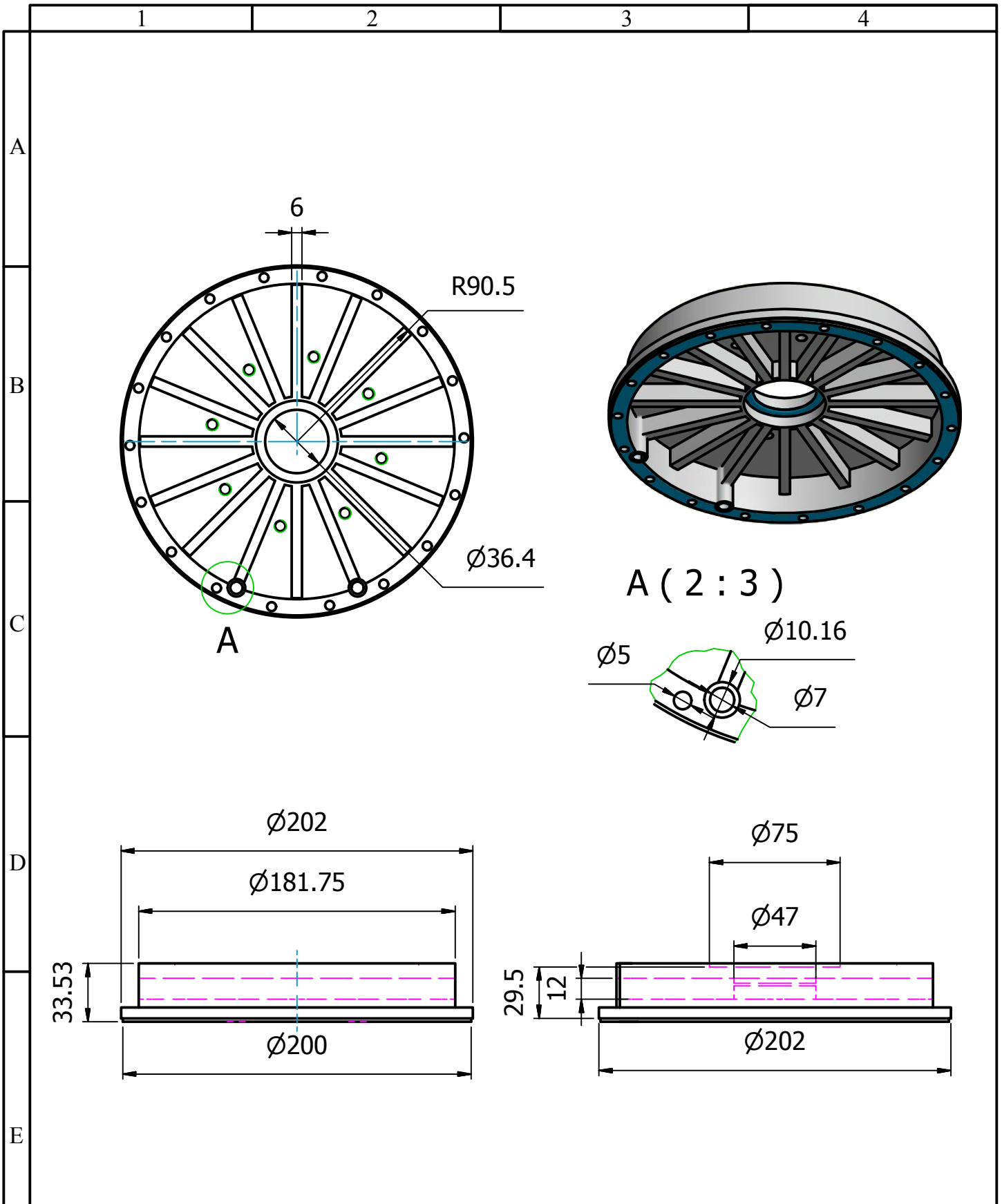
Escala
1:6

2

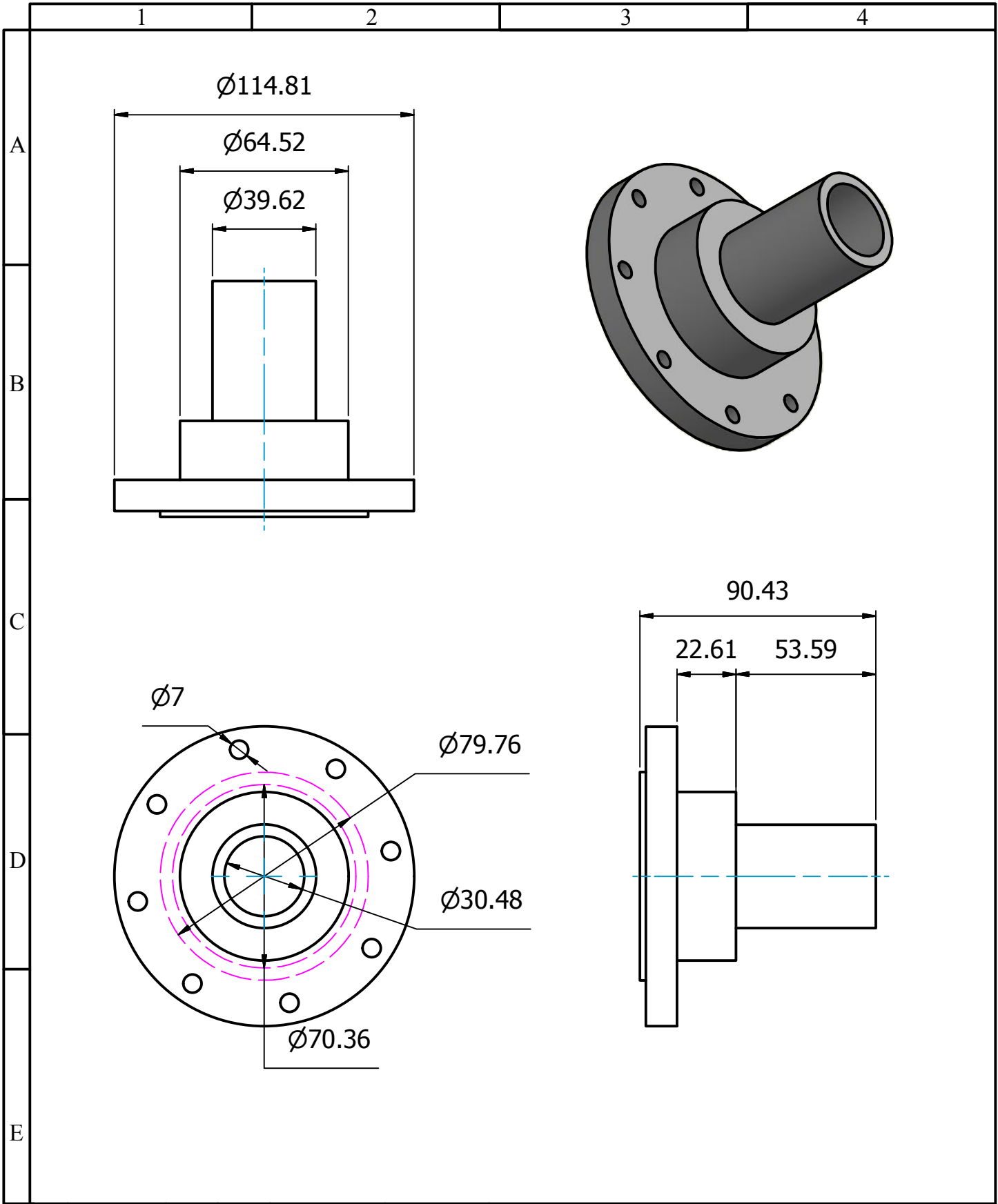




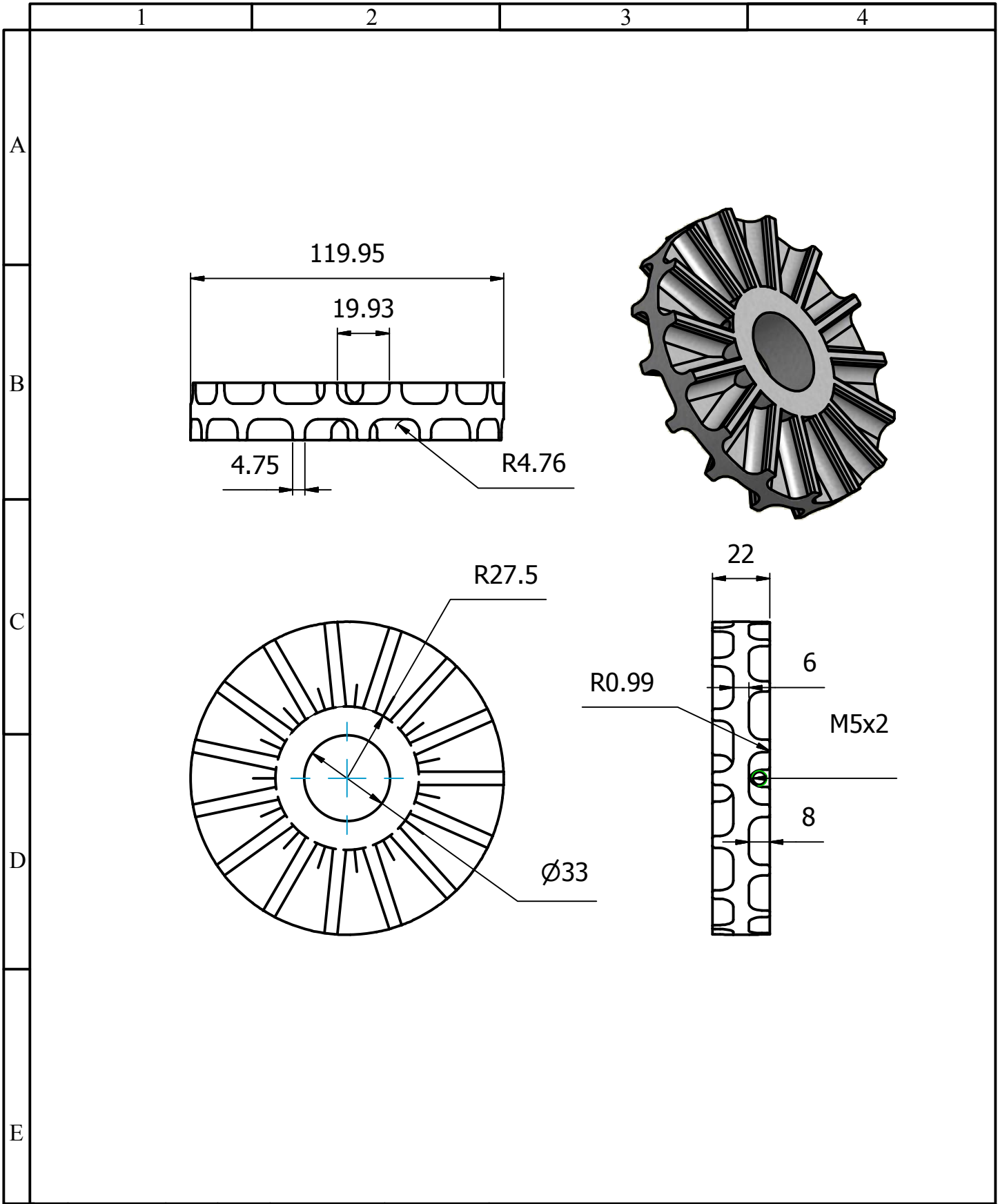
				Tolerancia $\pm 0.5\text{mm}$	Peso	EJE DE TRANSMISIÓN - REVESTIMIENTO DE CAUCHO		
				Fecha	Nombre	RODILLOS		
				Dib.	Nov - 2013			Cando I. - Suasnavas I.
				Rev.	Feb - 2013			Torres G. - Rocha J.
				Aprob.	Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.	Escala 1:7	
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE				
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA AUTOMOTRIZ				
				3				



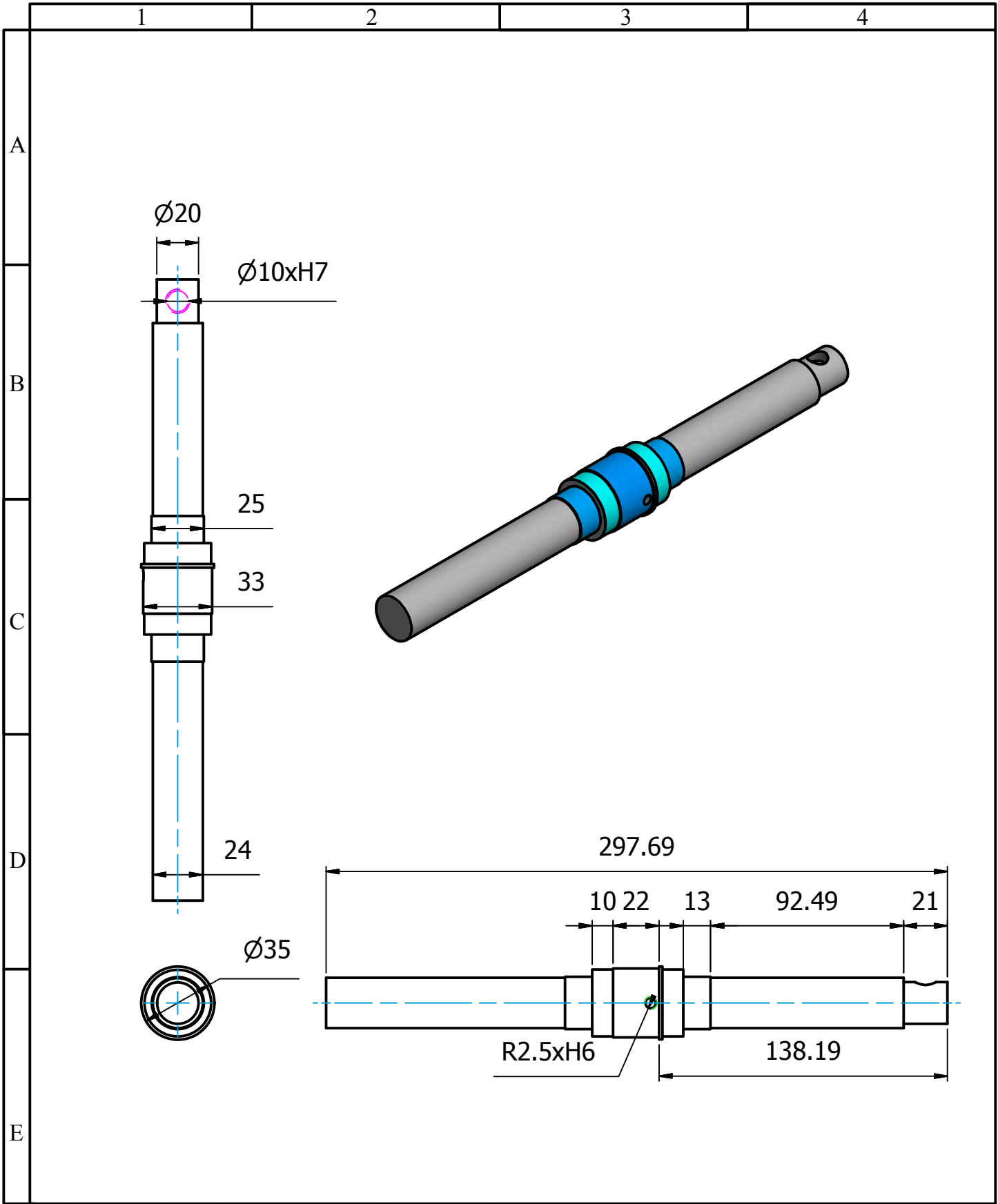
				TOLERANCIA	Peso	ALUMINIO FUNDIDO		
				$\pm 0.5\text{mm}$				
				Fecha	Nombre	CARCASA DE FRENO HIDRÁULICO		
				Dib.	Nov - 2013			Cando I.- Suasnavas I.
				Rev.	Feb - 2013			Torres G. - Rocha J.
				Aprob.	Feb - 2013			Torres G. - Rocha J.
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE			Escala 1:3	
				INGENIERIA AUTOMOTRIZ				
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				4	



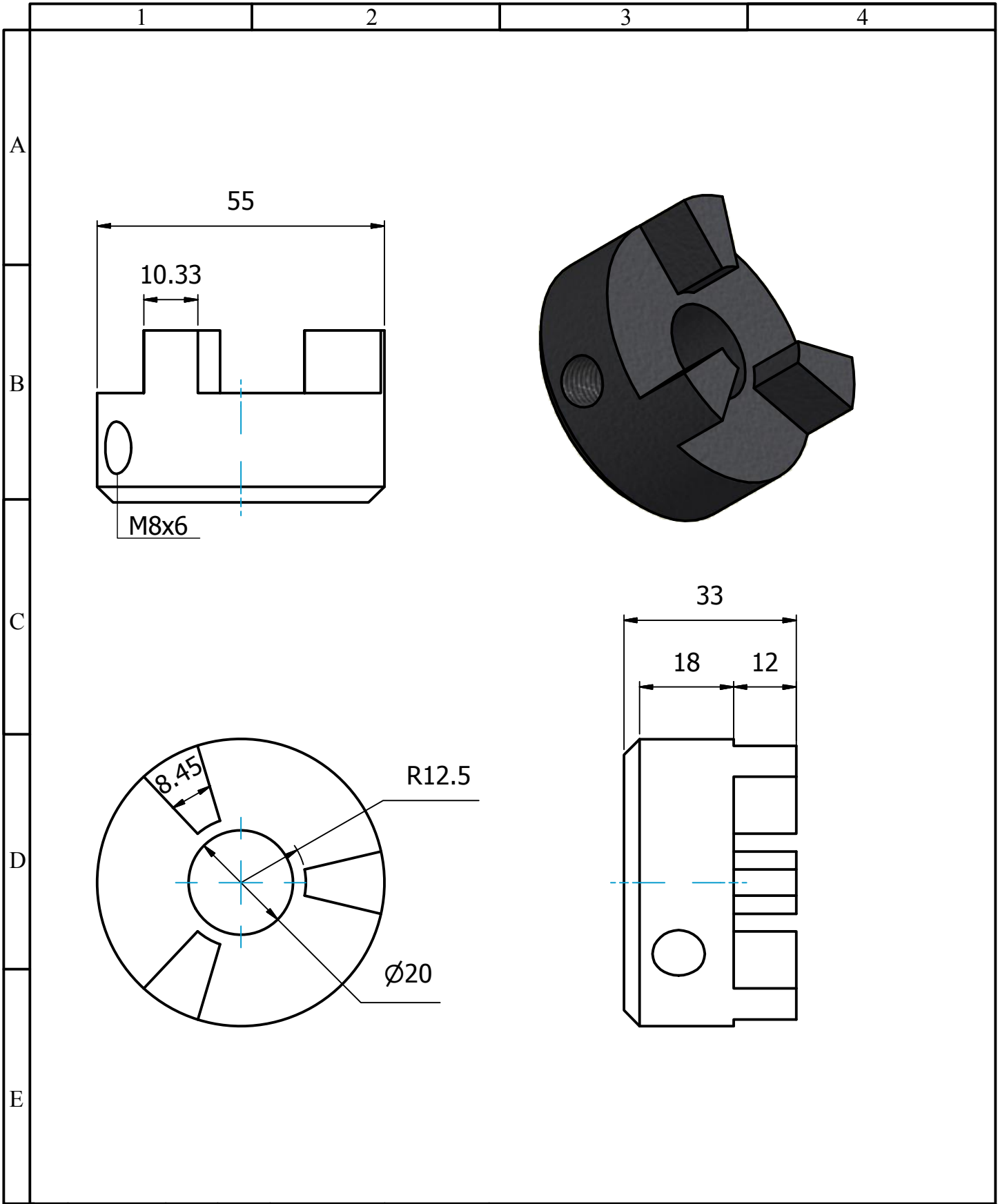
				TOLERANCIA	Peso	DURALON ASTM D-36	BRAZO DE FRENO HIDRÁULICO	Escala 1:2
				±0.5mm				
					Fecha	5		
				Dib.	Nombre			
				Rev.	Nombre			
				Aprob.	Nombre			
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE				
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA AUTOMOTRIZ				



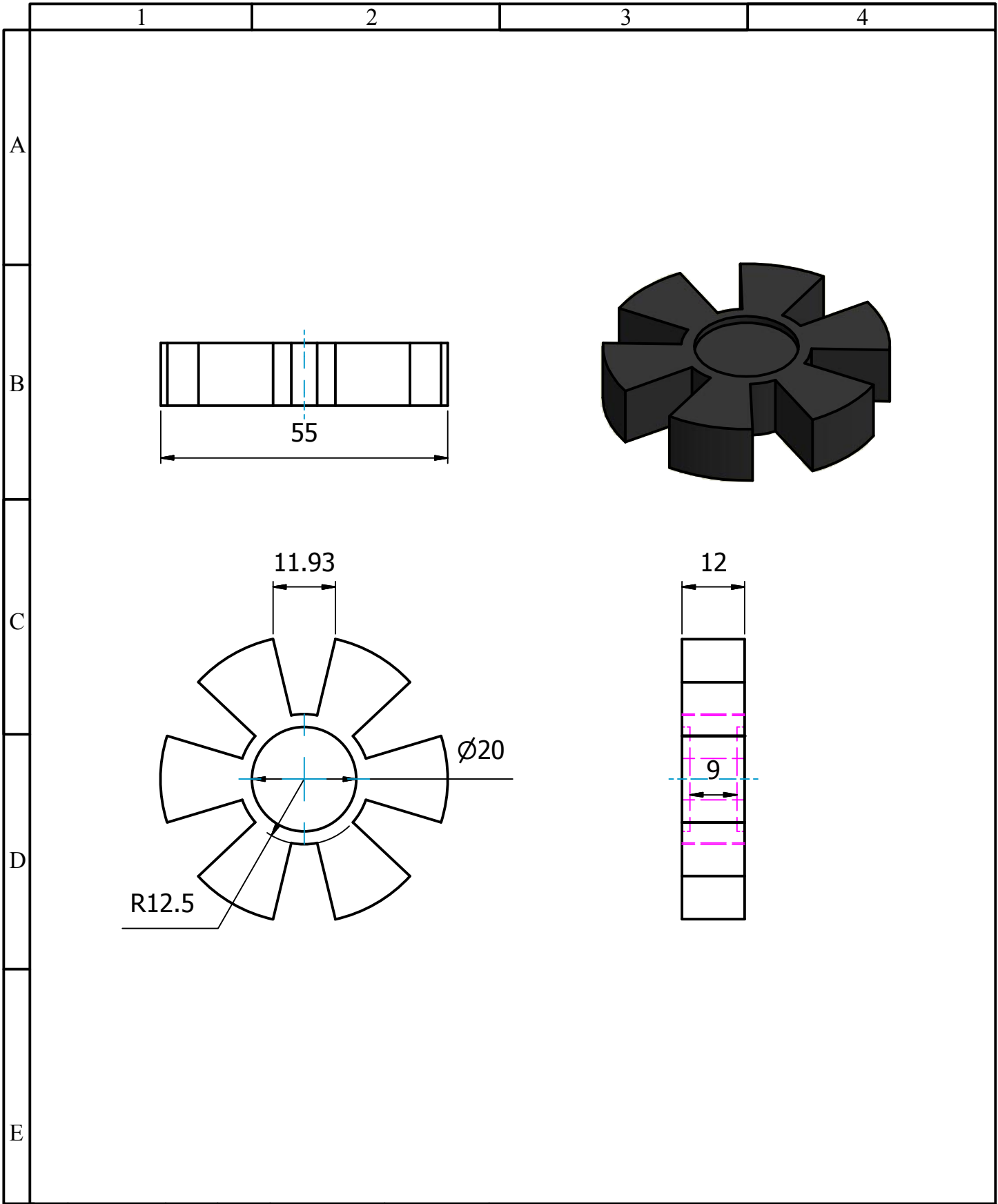
				TOLERANCIA	Peso	ALUMINIO FUNDIDO	
				$\pm 0.5\text{mm}$			
				Fecha	Nombre	TURBINA O ROTOR DEL FRENO HIDRÁULICO	
				Dib. Nov - 2013	Cando I.- Suasnavas I.		
				Rev. Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.		
				Aprob. Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.		
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE		6	
				INGENIERIA AUTOMOTRIZ			
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			Escala 1:2	



				TOLERANCIA	Peso	EJE DE TRANSMISIÓN SAE 1018	
				±0.5mm			
				Fecha	Nombre	EJE DE FRENO HIDRÁULICO	
			Dib.	Nov - 2013	Cando I.- Suasnavas I.		
			Rev.	Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.		
				Aprob.	Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.	Escala 1:2.5
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE		7	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA AUTOMOTRIZ			



				Tolerancia	Peso	HIERRO FUNDIDO A-48		
				$\pm 0.5\text{mm}$				
				Fecha	Nombre	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE		
				Dib.	Nov - 2013			Cando I. - Suasnavas I.
				Rev.	Feb - 2013			Torres G. - Rocha J.
				Aprob.	Feb - 2013			Torres G. - Rocha J.
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE			Escala 1:1	
				INGENIERIA AUTOMOTRIZ				
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	8				



				TOLERANCIA	Peso	CAUCHO	
				$\pm 0.5\text{mm}$			
					Fecha	Nombre	CAUCHO AMORTIGUADOR
				Dib.	Nov - 2013	Cando I. - Suasnavas I.	
				Rev.	Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.	
				Aprob.	Feb - 2013	Torres G. - Rocha J.	
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE			9
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA AUTOMOTRIZ			

ANEXO C

MANUAL

PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL Y RESULTADOS

Introducción

El presente manual de usuario trata de especificar todos los puntos que se debe tener en cuenta, al momento de proceder a realizar las prácticas, para esto se detalla una guía paso a paso, del funcionamiento del banco de prueba.

Configuración del equipo

Se asume que un área del laboratorio ha sido equipada con un banco (1), el suministro de agua (2), drenaje (3), un punto de poder eléctrico (4)

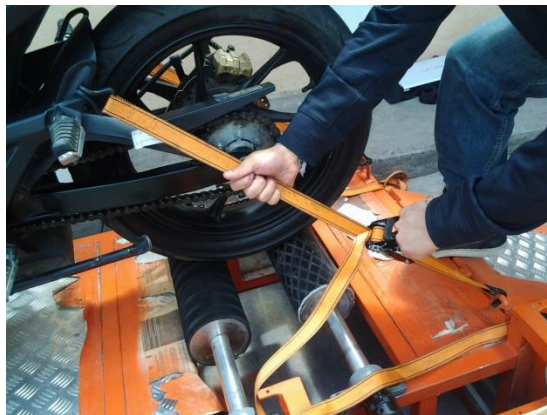
1. Siguiendo Primer paso en la utilización del banco de pruebas dinamométrico para motocicletas 125cc es montar el vehículo por la ranfla por medio del conjunto de relación de transmisión que conforman los rodillos y a la vez por el riel del seguro de la llanta delantera.



2. El seguro de la llanta delantera en el banco tiene ubicado un cilindro neumático el cual tiene como función sujetar con presión a la llanta delantera para dar equilibrio a las motocicletas en el momento de las pruebas.



3. En el momento que tengamos estabilidad en la motocicleta ubicar en la llanta delantera una cuerda de presión la cual dará mayor seguridad, por otro lado ubicar los tie down en la parte posterior del banco de pruebas para sujetar la cola de la motocicleta he impedir movimientos bruscos de la llanta trasera en el momento de la realización de las pruebas. Se tiene que tomar en cuenta que estas cuerdas deben ir sujetas al chasis de la motocicleta y de una forma no extremadamente apretada, ya que su función es dar equilibrio y no apretar el neumático contra los rodillos ya que si sucede esto existe un mayor desgaste innecesario de los rodillos y superficie de contacto del neumático.



4. Revisar la parte eléctrica electrónica del banco de pruebas, la cual consta de los sensores ópticos, galga extensiométrica, y fuente de alimentación.



5. Encender la PC y conectar el puerto USB de la computadora con la tarjeta receptora de datos para que exista la comunicación.



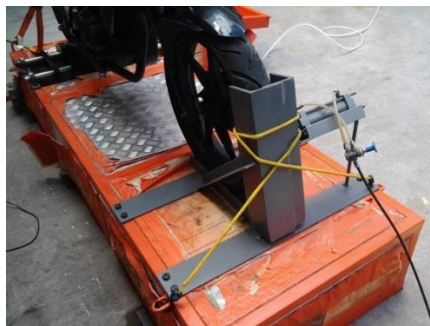
6. Conectar y encender el suministro de agua (2) a la entrada del sistema hidráulico. Hay que tomar en cuenta que la salida de suministro de agua no comprometa a la parte electrónica del banco de pruebas, dando la seguridad del caso al mismo.



7. Encender el programa de LABVIEW, verificar el reconocimiento del puerto USB (en la parte **VISA** escoger el puerto **COM4**) para una correcta adquisición de datos.



8. Asegúrese de tomar en cuenta las medidas de precaución generales antes de encender las motocicletas.



9. Retire todas las herramientas, los pesos y las obstrucciones alrededor del banco para evitar accidentes.



10. Despeje el área del personal que no participa en las pruebas.

11. Asegúrate de que saber cómo parar el motor en caso de emergencia. Los motores de gasolina son detenidos apagando el interruptor de encendido que se encuentra en las diferentes motocicletas.

12. Ingrese los datos de la motocicleta e iniciar las pruebas. (TEST)

Nota: Se debe considerar las condiciones ambientales en las que se realizará las pruebas, ya que estos factores pueden alterar los datos obtenidos.

ANEXO D

TABLAS Y GRÁFICAS DE SHIGLEY

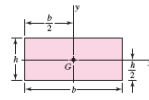
Table A-18

Geometric Properties

Part 1 Properties of Sections

A = area
 G = location of centroid
 $I_x = \int y^2 dA$ = second moment of area about x axis
 $I_y = \int x^2 dA$ = second moment of area about y axis
 $I_{xy} = \int xy dA$ = mixed moment of area about x and y axes
 $J_G = \int r^2 dA = \int (x^2 + y^2) dA = I_x + I_y$
 = second polar moment of area about axis through G
 $k_x^2 = I_x/A$ = squared radius of gyration about x axis

Rectangle



$A = bh$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{b^3h}{12}$ $I_{xy} = 0$

Circle



$A = \frac{\pi D^2}{4}$ $I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}$ $I_{xy} = 0$ $J_G = \frac{\pi D^4}{32}$

Hollow circle



$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ $I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ $I_{xy} = 0$ $J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$

Table A-21 (Continued)

Mean Mechanical Properties of Some Heat-Treated Steels
 [These are typical properties for materials normalized and annealed. The properties for quenched and tempered (Q&T) steels are from a single heat. Because of the many variables, the properties listed are global averages. In all cases, data were obtained from specimens of diameter 0.505 in, machined from 1-in rounds, and of gauge length 2 in. Unless noted, all specimens were oil-quenched.] Source: ASM Metals Reference Book, 2d ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

1	2	3	4	5	6	7	8	
AISI No.	Treatment	Temperature °C (°F)	Tensile Strength MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness	
4130	Q&T*	205 (400)	1630 (236)	1460 (212)	10	41	467	
	Q&T*	315 (600)	1500 (217)	1380 (200)	11	43	435	
	Q&T*	425 (800)	1280 (186)	1190 (173)	13	49	380	
	Q&T*	540 (1000)	1030 (150)	910 (132)	17	57	315	
	Q&T*	650 (1200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245	
	Normalized	870 (1600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197	
	Annealed	865 (1585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156	
	4140	Q&T	205 (400)	1770 (257)	1640 (238)	8	38	510
		Q&T	315 (600)	1550 (225)	1430 (208)	9	43	445
		Q&T	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
Q&T		540 (1000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285	
Q&T		650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230	
Normalized		870 (1600)	1020 (148)	655 (95)	18	47	302	
Annealed		815 (1500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197	
4340	Q&T	315 (600)	1720 (250)	1590 (230)	10	40	486	
	Q&T	425 (800)	1470 (213)	1360 (198)	10	44	430	
	Q&T	540 (1000)	1170 (170)	1080 (156)	13	51	360	
	Q&T	650 (1200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280	

*Waterquenched

Table 6-2

Parameters for Marin Surface Modification Factor, Eq. (6-19)

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

From C.I. Noll and C. Lipson, "Allowable Working Stresses," *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, no. 2, 1946 p. 29. Reproduced by O.J. Hoeger (ed.) *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.

Table 6-5

Reliability Factors k_R Corresponding to 8 Percent Standard Deviation of the Endurance Limit

Reliability, %	Transformation Variable z_R	Reliability Factor k_R
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Table A-22

Results of Tensile Tests of Some Metals* Source: J. Dasko, "Solid Materials," chap. 32 in Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, and Thomas H. Brown, Jr. (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Number	Material	Condition	Strength (Tensile)					Strain Exponent m	Fracture Strain ϵ_f
			Yield S_y , MPa (kpsi)	Ultimate S_u , MPa (kpsi)	Fracture, σ_f , MPa (kpsi)	Coefficient σ_u , MPa (kpsi)	Strain Strength, σ_u , MPa (kpsi)		
1018	Steel	Annealed	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Steel	Annealed	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Steel	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Steel	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273) [†]	0.041	0.81	
4142	Steel	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255) [†]	0.048	0.43	
303	Stainless steel	Annealed	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221) [†]	1410 (205)	0.51	1.16	
304	Stainless steel	Annealed	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233) [†]	1270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aluminum alloy	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10	
2024	Aluminum alloy	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aluminum alloy	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18	

*Values from one or two tests and believed to be obtainable using proper purchase specifications. The fracture strain may vary as much as 100 percent.
[†]Based value.

Table 6-4

	Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
Effect of Operating	20	1.000	70	1.000
Temperature on the	50	1.010	100	1.008
Tensile Strength of	100	1.020	200	1.020
Steel.* (S_T = tensile	150	1.025	300	1.024
strength at operating	200	1.020	400	1.018
temperature;	250	1.000	500	0.995
S_{RT} = tensile strength	300	0.975	600	0.963
at room temperature;	350	0.943	700	0.927
$0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$)	400	0.900	800	0.872
	450	0.843	900	0.797
	500	0.768	1000	0.698
	550	0.672	1100	0.567
	600	0.549		

*Data source: Fig. 2-9.

Figure 6-20

Notch sensitivity chart for steels and UNS A92024-T wrought aluminum alloys subjected to reversed bending or reversed axial loads. For larger notch radii, use the values of q corresponding to the $r = 0.16$ -in. (4 mm) ordinate. [From George Sines and J. L. Watson, eds., *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, New York, Copyright © 1969 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.]

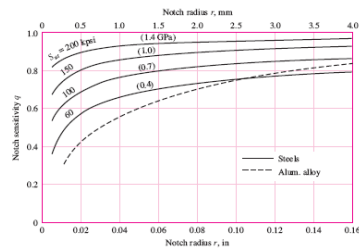


Figure 6-21

Notch sensitivity curves for materials in reversed torsion. For larger notch radii, use the values of q_{max} corresponding to $r = 0.16$ in. (4 mm).

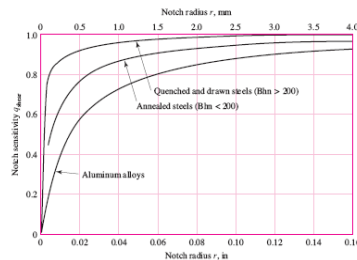


Figure 6-18

Fatigue strength fraction, f , of S_u at 10^7 cycles for $S_e = 0.5S_u$.

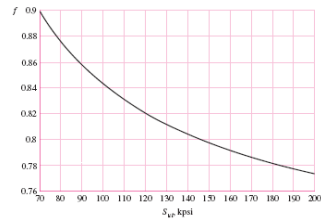
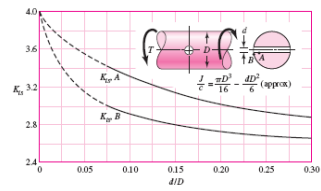


Table A-15

Charts of Theoretical Stress-Concentration Factors K_t (Continued)

Figure A-15-10

Round shaft in tension with transverse hole.



ANEXO E

**CATALOGO DE PERFIL CUADRADO DE ACERO
ESTRUCTURAL**

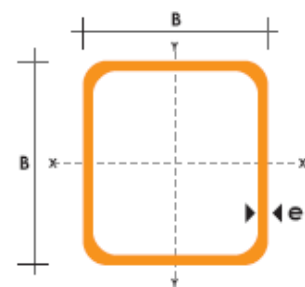
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Pre via Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89



ANEXO F

CATALOGO DE PERNOS DE ANCLAGE

SLEEVE-ALL® Anclajes de camisa

SIMPSON

Strong-Tie
ANCHOR SYSTEMS

Los anclajes de camisa Sleeve-All® son anclajes de camisa expansiva preensamblados, que se utilizan en todo tipo de material base macizo. Estos anclajes están disponibles en estilos de tipo de cabeza bellota, hexagonal, de acople para varilla, plana o redonda para una amplia gama de aplicaciones.

MATERIAL: Acero inoxidable y al carbono.


ACABADO: Acero al carbono: zincado.

INSTALACIÓN:

 **Precaución:** Los orificios sobredimensionados dificultarán la instalación del anclaje y reducirán la capacidad de carga del anclaje.

- Para hacer la perforación en el material base, use una broca de carburo del mismo diámetro que el diámetro del anclaje nominal que se instalará. Haga la perforación a la profundidad de empotramiento especificada y límpiela con aire comprimido. No es necesario limpiar con aire comprimido las instalaciones colgantes. También puede hacer una perforación con la profundidad suficiente para permitir dar cabida a la profundidad de empotramiento y al polvo ocasionado por la perforación.
- Ubique el anclaje en la pieza fija e introdúzcalo en el orificio hasta que la arandela y la tuerca se ajusten a ella.
- Ajuste el anclaje hasta el torque de instalación requerido.

CÓDIGOS: Factory Mutual 3017082, 3026805 y 3029959, 3/8"–3/4" de diám.; Archivo de los laboratorios de los suscriptores Ex3605, 3/8"–3/4" de diám. Cumple con los requisitos de las especificaciones federales A-A-1922A.

 Las tablas de cargas enumeran los valores según los resultados obtenidos a partir de las pruebas más recientes. Es posible que no concuerden con los valores que aparecen en los informes de los códigos actuales. En los lugares donde se apliquen las jurisdicciones de los códigos, deberá consultar los informes actuales para conocer los valores de cargas aplicables.

ESPECIFICACIONES SUGERIDAS:

Los anclajes de camisa deben estar formados por pernos zincados con una resistencia a la tensión mínima de 50,000 LPPC y una camisa expansiva de acero laminado en frío que cumpla con la norma AISI 1008 o un perno de acero inoxidable tipo 304 y una camisa expansiva de acero inoxidable tipo 304, como se indica en las ilustraciones. Estos anclajes deben cumplir con los requisitos de las especificaciones federales A-A-1922A. Los anclajes de camisa expansiva deben ser Sleeve-All® de Simpson Strong-Tie, Pleasanton, California. Los anclajes deben instalarse según las instrucciones de Simpson Strong-Tie para los anclajes de camisa expansiva Sleeve-All.

ANCLAJES SLEEVE-ALL



Bellota



Hexagonal



Plana
(cabeza Phillips)

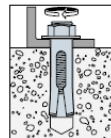
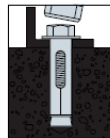
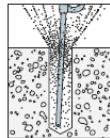
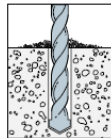


Redonda



De acople
para varilla

Secuencia de instalación para anclaje Sleeve-All



Especificaciones de los materiales

Componente del anclaje	Acero al carbono zincado	Acero inoxidable 304
Cuerpo del anclaje	El material cumple con la tensión mínima de 50,000 LPPC.	Tipo 304
Camisa	Acero laminado en frío SAE J403, Grado 1008	Tipo 304
Tuerca	Grado comercial, cumple con los requisitos de ASTM A563, Grado A.	Tipo 304
Arandela	Acero laminado en frío SAE J403, Grado 1008/1010	Tipo 304

Información de instalación para el anclaje Sleeve-All®

Diám. del anclaje Sleeve-All (pulg.)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4
Tamaño de broca (pulg.)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4
Tamaño de llave ¹ (pulg.)	3/8	5/16	1/2	9/16	3/4	19/16
Tamaño de llave para la tuerca de acople (pulg.)			1/2	5/8	3/4	-

1. Se aplica sólo para las configuraciones de cabeza hexagonal y bellota.

Marcas en la cabeza para la identificación del largo de los anclajes Sleeve-All (corresponden al largo del anclaje en pulgadas)

Marca	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z
Desde	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	9 1/2	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Hasta, pero sin incluir	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	9 1/2	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19



Información del producto del anclaje Sleeve-All®: acero al carbono zincado

Tamaño (pulg.)	N.º de modelo	Estilo de la cabeza	Diám. del perno/roscas por pulg.	Espesor de la pieza fija máx. (pulg.)	Cantidad		
					Caja	Paq.	
1/4 x 1 3/8	SL25138A	Cabeza bellota	3/16 - 24	1/4	100	500	
1/4 x 2 1/4	SL25214A			1 1/8	100	500	
5/16 x 1 1/2*	SL31112H	Cabeza hexagonal	1/4 - 20	3/8	100	500	
5/16 x 2 1/2	SL31212H			1 1/16	50	250	
3/8 x 1 7/8	SL37178H			5/16 - 18	3/8	50	250
3/8 x 3	SL37300H				1 1/2	50	200
3/8 x 4	SL37400H			2 1/4	50	200	
1/2 x 2 1/4*	SL50214H			3/8 - 16	1/2	50	200
1/2 x 3	SL50300H				3/4	25	100
1/2 x 4	SL50400H				1 3/4	25	100
1/2 x 6	SL50600H				3 3/8	20	80
5/8 x 2 1/4*	SL62214H				1 1/2	25	100
5/8 x 3	SL62300H	3/4	20		80		
5/8 x 4 1/4	SL62414H	1/2 - 13	1 1/2		10	40	
5/8 x 6	SL62600H		3 1/4		10	40	
3/4 x 2 1/2*	SL75212H	5/8 - 11	1/2		10	40	
3/4 x 4 1/4	SL75414H		7/8		10	40	
3/4 x 6 1/4	SL75614H		2 7/8	5	20		

Información del producto del anclaje Sleeve-All®: acero inoxidable

Tamaño (pulg.)	N.º de modelo	Estilo de la cabeza	Diám. del perno/roscas por pulg.	Espesor de la pieza fija máx. (pulg.)	Cantidad		
					Caja	Paq.	
1/4 x 2 1/4	SL25214FSS	Cabeza plana	3/16 - 24	1 1/8	100	500	
3/8 x 1 7/8	SL37178HSS	Cabeza hexagonal	5/16 - 18	3/8	50	250	
3/8 x 3	SL37300HSS			1 1/2	50	200	
1/2 x 3	SL50300HSS			3/8 - 16	3/4	25	100
1/2 x 4	SL50400HSS				1 3/4	25	100

Información del producto del anclaje Sleeve-All® (con acople para varilla): acero al carbono zincado

Tamaño (pulg.)	N.º de modelo	Acepta diám. de varilla (pulg.)	Tamaño de llave	Cantidad	
				Caja	Paq.
3/8 x 1 7/8	SL37178C	3/8	1/2	50	200
1/2 x 2 1/4	SL50214C	1/2	5/8	25	100
5/8 x 2 1/4	SL62214C	5/8	3/4	20	80

Anclajes mecánicos

1/4 x 2	SL25200PF	Cabeza plana Phillips	3/16 - 24	7/8	100	500		
1/4 x 3	SL25300PF			1 7/8	50	250		
5/16 x 2 1/2	SL31212PF			1/4 - 20	1 1/16	50	250	
5/16 x 3 1/2	SL31312PF				2 1/16	50	250	
3/8 x 2 3/4	SL37234PF			5/16 - 18	1 1/4	50	200	
3/8 x 4	SL37400PF				2 1/2	50	200	
3/8 x 5	SL37500PF				3 1/2	50	200	
3/8 x 6	SL37600PF				4 1/2	50	200	
1/4 x 2	SL25200R			Cabeza redonda	3/16 - 24	7/8	100	500
1/4 x 2 3/4	SL25234R					1 1/4	50	250
3/8 x 2 1/2	SL37212R	1	50			200		
3/8 x 3 3/4	SL37334R	2 1/4	50			200		
3/8 x 4 3/4	SL37434R	3 1/4	50			200		

*Estos modelos no cumplen con los requisitos de empotramiento mínimo para los valores de carga calificados.

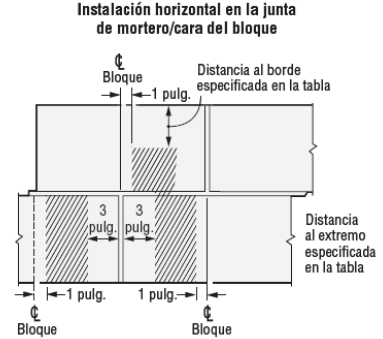
Cargas de tensión y corte para anclaje Sleeve-All® de 3/8 pulg. en bloques de concreto relleno de mortero (anclaje instalado en la junta de mortero horizontal o en la cara del bloque)



Tamaño pulg. (mm)	Prof. de empotramiento pulg. (mm)	Dist. al borde mín. pulg. (mm)	Dist. al extremo mín. pulg. (mm)	Separación mín. pulg. (mm)	Carga de tensión			Carga de corte			Torque de instal. pies-libras (N-m)
					Última libras (kn)	Admisible libras (kn)	Última libras (kn)	Admisible libras (kn)			
3/8 (9.5)	1 1/2 (38)	16 (406)	16 (406)	24 (610)	2,000 (8.9)	400 (1.8)	2,300 (10.2)	460 (2.0)	15 (20)		

- Las cargas admisibles tabuladas se basan en un coeficiente de seguridad 5.0 para instalaciones según los códigos IBC e IRC. Para las instalaciones según UBC, utilice un coeficiente de seguridad de 4.0 (multiplique las cargas admisibles tabuladas por 1.25).
- Los valores enumerados se pueden aplicar a instalaciones a través de la cara del bloque con las siguientes pautas de colocación:
 - Un mínimo de 3 pulg. desde la junta de mortero vertical.
 - Un mínimo de 1 pulg. desde la línea central de la célula vertical.
- Valores para bloques de concreto de peso normal, medio y ligero, Tipo II, Grado N, de 6 y 8 pulg. de ancho; según la Norma 21-4 de UBC o ASTM C90. Los bloques de concreto deben rellenarse por completo con mortero, en cumplimiento de la Sección 2103.4 de UBC o la Sección 2103.12 de IBC. El mortero se prepara de acuerdo con la Sección 2103.3 y la Norma 21-15 de UBC, o la Sección 2103.8 de IBC. La resistencia a la compresión mínima especificada para mampostería, f'm, a los 28 días es 1,500 LPPC.
- La profundidad de empotramiento se mide desde la cara exterior del bloque de concreto.
- El diámetro de broca utilizado en el material base corresponde al diámetro del anclaje nominal.
- Las cargas admisibles se pueden incrementar para una carga a corto plazo, debido a las fuerzas de vientos y sismos.

*Consulte la página 10 para obtener una explicación de los iconos de las tablas de cargas.



Los puntos de colocación permitidos para los anclajes en bloques de concreto rellenos de mortero se muestra en las áreas sombreadas.



Cargas de tensión y corte para anclajes Sleeve-All® en concreto de peso normal



Tamaño pulg. (mm)	Prof. de empotramiento pulg. (mm)	Dist. al borde crítica pulg. (mm)	Dist. de separación crítica pulg. (mm)	Carga de tensión						Carga de corte			Torque de instal. pies-libras (N-m)
				Concreto f'c ≥ 2,000 LPPC (13.8 MPa)			Concreto f'c ≥ 4,000 LPPC (27.6 MPa)			Concreto f'c ≥ 2,000 LPPC (13.8 MPa)			
				Última libras (kn)	Desv. estándar libras (kn)	Admisible libras (kn)	Última libras (kn)	Desv. estándar libras (kn)	Admisible libras (kn)	Última libras (kn)	Desv. estándar libras (kn)	Admisible libras (kn)	
1/4 (6.4)	1 1/8 (29)	2 1/2 (64)	4 1/2 (114)	880 (3.9)	94 (0.4)	220 (1.0)	1,320 (5.9)	189 (0.8)	330 (1.5)	1,440 (6.4)	90 (0.4)	360 (1.6)	5 (7)
5/16 (7.9)	1 7/16 (37)	3 3/8 (79)	5 3/4 (146)	1,120 (5.0)	113 (0.5)	280 (1.2)	1,320 (5.9)	350 (1.6)	330 (1.5)	2,160 (9.6)	113 (0.5)	540 (2.4)	8 (11)
3/8 (9.5)	1 1/2 (38)	3 3/4 (95)	6 (152)	1,600 (7.1)	294 (1.3)	400 (1.8)	2,680 (11.9)	450 (2.0)	670 (3.0)	3,080 (13.7)	223 (1.0)	770 (3.4)	15 (20)
1/2 (12.7)	2 1/4 (57)	5 (127)	9 (229)	3,160 (14.1)	254 (1.1)	790 (3.5)	4,760 (21.2)	485 (2.2)	1,190 (5.3)	5,000 (22.2)	473 (2.1)	1,250 (5.6)	25 (34)
5/8 (15.9)	2 3/4 (70)	6 1/4 (159)	11 (279)	4,200 (18.7)	681 (3.0)	1,050 (4.7)	6,160 (27.4)	1,772 (7.9)	1,540 (6.9)	8,520 (37.9)	713 (3.2)	2,130 (9.5)	50 (68)
3/4 (19.1)	3 3/8 (86)	7 1/2 (191)	13 1/2 (343)	6,400 (28.5)	665 (3.0)	1,600 (7.1)	9,520 (42.3)	674 (3.0)	2,380 (10.6)	10,040 (44.7)	955 (4.2)	2,510 (11.2)	90 (122)

- Las cargas admisibles tabuladas se basan en un coeficiente de seguridad 4.0.
- Las cargas admisibles se pueden incrementar para una carga a corto plazo, debido a las fuerzas de vientos y sismos.
- Consulte los coeficientes de ajuste de las cargas admisibles en las páginas 152 para conocer las distancias al borde y de separación.
- El diámetro de broca utilizado en el material base corresponde al diámetro del anclaje nominal.
- Se pueden interpolar linealmente las cargas de tensión admisibles entre las resistencias al concreto mencionadas.
- El espesor del concreto mínimo equivale a 1 1/2 veces la profundidad de empotramiento.

*Consulte la página 10 para obtener una explicación de los iconos de las tablas de cargas.

Cargas de tensión y corte para anclajes Sleeve-All® en bloques de concreto rellenos de mortero



Tamaño pulg. (mm)	Prof. de empotramiento pulg. (mm)	Dist. al borde mín. pulg. (mm)	Dist. al extremo mín. pulg. (mm)	Separación mín. pulg. (mm)	Carga de tensión		Carga de corte		Torque de instal. pies-libras (N-m)
					Última libras (kn)	Admisible libras (kn)	Última libras (kn)	Admisible libras (kn)	
Anclaje instalado en una sola cara del bloque									
3/8 (9.5)	1 1/2 (38)	12 (305)	12 (305)	24 (610)	1,746 (7.8)	350 (1.6)	2,871 (12.8)	575 (2.6)	15 (20)
1/2 (12.7)	2 1/4 (57)	12 (305)	12 (305)	24 (610)	3,384 (15.1)	675 (3.0)	5,670 (25.2)	1,135 (5.0)	25 (34)
5/8 (15.9)	2 3/4 (70)	12 (305)	12 (305)	24 (610)	3,970 (17.7)	795 (3.5)	8,171 (36.3)	1,635 (7.3)	50 (68)
3/4 (19.1)	3 3/8 (86)	12 (305)	12 (305)	24 (610)	6,395 (28.4)	1,280 (5.7)	12,386 (55.1)	2,475 (11.0)	90 (122)
Anclaje instalado en la "T" de la junta de mortero									
3/8 (9.5)	1 1/2 (38)	8 (203)	8 (203)	24 (610)	1,927 (8.6)	385 (1.7)	3,436 (15.3)	685 (3.0)	15 (20)
1/2 (12.7)	2 1/4 (57)	8 (203)	8 (203)	24 (610)	3,849 (17.1)	770 (3.4)	5,856 (26.0)	1,170 (5.2)	25 (34)
5/8 (15.9)	2 3/4 (70)	8 (203)	8 (203)	24 (610)	4,625 (20.6)	925 (4.1)	7,040 (31.3)	1,410 (6.3)	50 (68)
3/4 (19.1)	3 3/8 (86)	8 (203)	8 (203)	24 (610)	5,483 (24.4)	1,095 (4.9)	7,869 (35.0)	1,575 (7.0)	90 (122)

*Consulte la página 10 para obtener una explicación de los iconos de las tablas de cargas.

- Las cargas admisibles tabuladas se basan en un coeficiente de seguridad 5.0 para instalaciones según los códigos IBC e IRC. Para las instalaciones según UBC, utilice un coeficiente de seguridad de 4.0 (multiplique las cargas admisibles tabuladas por 1.25).
- Los valores enumerados se pueden aplicar a instalaciones a través de la cara del bloque con las siguientes pautas de colocación:
 - Un mínimo de 3 pulg. desde la junta de mortero vertical.
 - Un mínimo de 1 pulg. desde la línea central de la célula vertical.
- Valores para bloques de concreto de peso normal, medio y ligero, Tipo II, Grado N, de 6 y 8 pulg. de ancho; según la Norma 21-4 de UBC o ASTM C90. Los bloques de concreto deben rellenarse por completo con mortero, en cumplimiento de la Sección 2103.4 de UBC o la Sección 2103.12 de IBC. El mortero se prepara de acuerdo con la Sección 2103.3 y la Norma 21-15 de UBC, o la Sección 2103.8 de IBC. La resistencia a la compresión mínima especificada para mampostería, f'm, a los 28 días es 1,500 LPPC.
- La profundidad de empotramiento se mide desde la cara exterior del bloque de concreto.
- El diámetro de broca utilizado en el material base corresponde al diámetro del anclaje nominal.
- Las cargas admisibles se pueden incrementar para una carga a corto plazo, debido a las fuerzas de vientos y sismos.

ANEXO G

CATALOGO DE ACEROS EJE DE FRENO

SAE 1018**Eje de transmisión - tolerancias h10-h11**

GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15-0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS

Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2 ") o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7", 8", 9" y 10" son suministradas laminadas en caliente o torneado de desbaste.

Propiedad: Laminado en Frío	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	min. 31
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	51-71
Elongación, A5	20%
Reducción de área, Z	57%
Dureza	163 HB

APLICACIONES

Donde se requiera aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ej.: pernos y tuercas, piezas de máquinas pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

MEDIDAS EN STOCK:

REDONDO

Diámetro (pulg)	Peso (kg/m)
1/4	0,2
5/16	0,4
3/8	0,6
1/2	1,0
5/8	1,6
3/4	2,2
7/8	3,0
1	4,0
1 1/8	5,0
1 1/4	6,2
1 3/8	7,5
1 1/2	8,9
1 3/4	12,2
2	15,9
2 1/4	20,1
2 1/2	24,9
2 3/4	30,1
3	35,8
3 1/4	42,0
3 1/2	48,7
4	63,6
4 1/2	80,5
5	99,4
5 1/2	120,3
6	143,2
7	194,9
8	254,6
9	322,2
10	397,8

ANEXO H

CATALOGO DE ACEROS DE EJE DE RODAMIENTO

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Recocido blando (650-700 °C): Mantener a la temperatura por 2 horas. Enfriar en el horno con una velocidad de 15 °C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

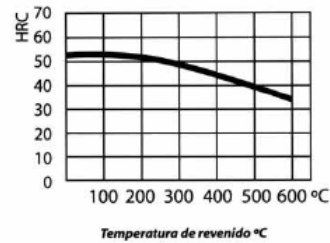
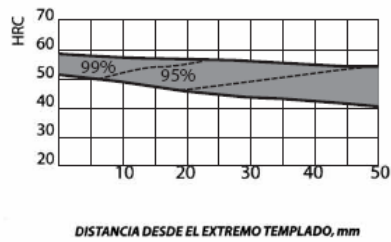
Alivio de tensiones (450-650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 705 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esta temperatura durante 1/2 a 2 horas. Enfriar en el horno hasta los 450 °C y luego libremente al aire.

Temple (830-850 °C), Con enfriamiento en aceite: El mantenimiento del tiempo en minutos cuando la superficie ha alcanzado la temperatura de temple es 0.7x espesor o diámetro en milímetros. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y luego revenir inmediatamente.

Revenido (500-700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1-2 horas o una hora por pulgada de grueso. Partes de máquinas que requieran una resistencia alta, como por ej. engranajes, deberán ser revenidas a temperaturas más bajas, es decir de 200 a 250 °C, lo que dará una dureza de aproximadamente 500 HB.

Nitruración: Se pueden lograr durezas de alrededor de 53-55 HRC. El proceso durará entre 48 y 72 horas, por lo cual la planeación del tratamiento debe hacerse con el tiempo necesario.

CURVAS PARA TEMPLE Y REVENIDO



MEDIDAS EN STOCK:

REDONDO

Diámetro (mm)	Peso (kg/m)
16	1,6
20	2,5
22	3,0
25	3,9
28	4,8
30	5,5
32	6,3
35	7,6
38	8,9
40	9,9
42	10,9
45	12,5
50	15,4
55	18,7
60	22,2
65	26,0
70	30,2
75	34,7
80	39,5
85	44,5
90	49,9
95	55,6

REDONDO

Diámetro (mm)	Peso (kg/m)
100	61,7
105	68,0
110	74,6
115	81,5
120	88,8
125	96,3
130	104,2
135	112,4
140	120,8
145	129,6
150	138,7
160	157,8
170	178,2
180	199,8
200	246,6
210	271,9
230	326,1
250	385,3
280	483,4
300	554,9
350	755,3

705=AISI 4340

Acero bonificado para maquinaria



GENERALIDADES: 705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros.

Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido que los demás aceros aleados para maquinaria.

Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes.

Su contenido de níquel le da más templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requeriría luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Susceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrurado.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	V
705	0.36	0.25	0.70	–	–	1.40	1.40	0.20
AISI 4340	0.35-0.40	0.20-0.35	0.60-0.80	0.04	0.04	1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4340
DIN	34CrNiMo6
W.Nr	1.6582
JIS	SNCM1
AFNOR	35NCD6

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la Tracción	90-110 Kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 45%
Resistencia al impacto, KU	aprox. 20 J
Dureza	270-330 HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia
DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades se garantizan hasta Ø250 mm. Medidas mayores, favor consultarnos.

APLICACIONES:

1. Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:

- ejes
- cardanes
- cigüeñales
- ejes de leva
- tornillería de alta resistencia

2. Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:

- árboles para trituradoras
- ejes de transmisión de grandes dimensiones
- engranajes de temple por llama, inducción o nitruración
- barras de torsión
- mandriles
- portaherramientas

3. Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

ANEXO I

CATALOGO DE PIÑONES Y CADENAS

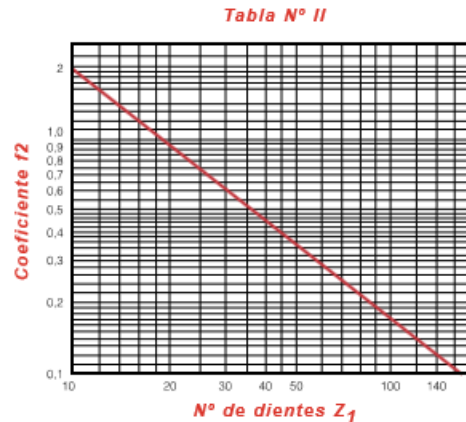
Cálculo de una transmisión por cadena

1.4 Elección del número de dientes Z_1 de piñón (Coeficiente f_2)

El valor Z_1 no vendrá fijado corrientemente en las condiciones de la transmisión, y deberá, por tanto, elegirse. Como es valor muy importante a la hora de determinar la transmisión y debe cumplir ciertas condiciones, se hacen a continuación algunas observaciones para proceder a su elección:

- Se emplearán preferentemente piñones de número impar de dientes. Así se conseguirá que no entren en contacto siempre los mismos dientes con los eslabones de un tipo, interiores o exteriores. De esta forma el desgaste de los dientes de las ruedas y de la cadena será más regular.
- No se tomarán en lo posible, piñones menores de 17 dientes. Los inconvenientes del efecto poligonal se acentúan a medida que se empleen piñones más pequeños, aumentando el ruido e irregularidad de la transmisión, la magnitud de los choques entre dientes y rodillo y la concentración de los esfuerzos sobre un número de dientes reducido.
- La limitación precedente será tanto más rígida cuanto más elevados sean los valores de la potencia y RPM de la transmisión. sólo en el caso de que ambos sean reducidos, puede llegarse a emplear piñones de 11, 13 o 15 dientes.
- Debe tenerse en cuenta, además, que en caso de relaciones de transmisión elevadas, Z_1 no debe exceder en general de valores que den lugar a ruedas conducidas de más de 120 dientes. Las ruedas grandes obligan a tener en cuenta límites de desgaste de la cadena, inferiores a los de las transmisiones con ruedas de tipo medio, por presentar dificultades de engrane con el dentado al alargarse la cadena en su paso medio.

Elegido el número de dientes del piñón Z_1 , y en el supuesto de que este no tenga 19 dientes, determinaremos el coeficiente de corrección f_2 para calcular la potencia efectiva P_c (ver apartado 1). Dicho coeficiente lo obtendremos del gráfico N° II.



1.5 Relación de transmisión y distancia entre centros (Coeficiente f_3)

Estas dos magnitudes influyen asimismo en el rendimiento de las transmisiones. Los valores reducidos de la relación de transmisión aconsejarán, por doble motivo, el empleo de ruedas con número de dientes elevados, pues los inconvenientes de la aplicación de ruedas pequeñas se presentarían en ambos ejes, acentuándose asimismo los desgastes. Por el contrario, valores muy elevados de la relación de transmisión llevan a distancias entre centros muy grandes si se quiere asegurar un arco mínimo de engrane, sin el empleo de tensores. Si son forzosas reducciones de este tipo, es aconsejable el empleo de dos o más transmisiones escalonadas.

El coeficiente f_3 tiene en cuenta además de los aspectos mencionados, la influencia del desgaste de la cadena, según sea la relación de transmisión, y la distancia entre centros.

Tabla N° III (Coeficiente f_3)

		Relación de transmisión							
		1:1	2:1	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1
Distancia entre centros, C	20 pasos	1,45	1,25	1,15	1,08	1,03	0,99	0,96	0,92
	30 pasos	1,31	1,14	1,06	1,01	0,97	0,94	0,91	0,87
	40 pasos	1,22	1,07	1,00	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84
	50 pasos	1,15	1,01	0,95	0,91	0,88	0,85	0,83	0,81
	60 pasos	1,08	0,97	0,91	0,87	0,85	0,82	0,81	0,78
	80 pasos	1,00	0,87	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,73



Cálculo de una transmisión por cadena

1.1 Curvas de selección

Para elegir la cadena más adecuada a una transmisión se pueden utilizar las tablas V y VI de las páginas 47 y 48, aplicables, una de ellas, a cadenas de norma europea y, la otra, a cadenas derivadas de norma americana.

El proceso de cálculo parte de la potencia a transmitir en Kw, y de la velocidad del piñón o rueda pequeña en r.p.m. Estos datos nos permiten determinar sobre los gráficos de las tablas V y VI, según proceda, la cadena mínima necesaria para la aplicación proyectada.

En general, el problema tiene varias soluciones porque se puede elegir una cadena simple o múltiple de varias filas de rodillos. También se puede utilizar una cadena de mayores características, si resulta conveniente una larga duración. Variando el número de vueltas del piñón se hallarán otros resultados, aunque ello obligará a cambiar la relación de transmisión.

En la elección de la cadena será preferible siempre tomar la de paso más corto, aunque ello aumente el número de filas de la misma; en especial si la velocidad es elevada, con el fin de reducir el efecto poligonal y los fenómenos de choque de los piñones.

Debe tenerse en cuenta que los gráficos de las tablas V y VI requieren algunas correcciones, a menos que la transmisión deseada cumpla exactamente las condiciones siguientes:

- Carga y accionamiento regulares sin variaciones ni golpes
- Rueda pequeña de 19 dientes
- Relación de transmisión igual a 3 y distancia entre centros de 40 pasos
- Transmisión entre ejes horizontales y engrase adecuado

Cuando el número de dientes de la rueda pequeña, u otras características de la transmisión, sea distinto de las indicadas, se entrará en el gráfico partiendo de una potencia corregida W_c que corresponde a la nominal en Kw multiplicada por los factores f_1 , f_2 y f_3 que se detallan en los párrafos siguientes.

1.2 Datos necesarios para el cálculo

Para la selección de la cadena adecuada a una transmisión deberá considerarse los factores siguientes:

- a) Potencia a transmitir en Kw
- b) Fuente de potencia
- c) Mecanismo a accionar
- d) Número de r.p.m. de los ejes
- e) Distancia entre centros

1.3 Factor de trabajo (coeficiente f_1)

Este coeficiente tiene en cuenta tanto la regularidad de marcha del motor de accionamiento, como el tipo de máquina o instalación que debe accionar, cuyo funcionamiento puede ser suave o irregular con impactos o golpes.

En la tabla siguiente elegiremos el coeficiente adecuado.

Tabla Nº 1 (Coeficiente f_1)

Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento Motor de combustión interna	
			Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

Cálculo de una transmisión por cadena

1.9 Ejemplos de cálculo

Primer ejemplo:	Potencia a transmitir	3 Kw
	Fuente de potencia	Motor eléctrico
	Mecanismo a accionar	Irregular
	Número revoluciones	$n_1=50$ r.p.m. $n_2=100$ r.p.m.
	Distancia entre centros	1.200 mm.

Hacemos un primer tanteo con el fin de conocer el posible paso de la cadena, que nos permita definir el número de dientes del piñón y la distancia entre centros.

En el gráfico V de la página 47 vemos que para una velocidad de $Z_1=50$ r.p.m. y una potencia de 3 Kw se necesitaría una cadena simple 20 B-1 o bien una doble 16 B-2. Probaremos con la 16 B-2.

Como sea que el eje del motor tiene un diámetro de 50 mm., se adapta a las medidas de un piñón de $Z=19$ dientes, y si la cadena es correcta, la distancia entre centros será de unos 17 pasos.

Buscaremos con los datos conocidos los factores de corrección de la potencia.

$$\begin{aligned} \text{Coeficiente } f_1 &= 1,3 \\ \text{Coeficiente } f_2 &= 1 \\ \text{Coeficiente } f_3 &= 1,14 \end{aligned}$$

$$\text{Potencia corregida } W_c = 3,0 \times 1,3 \times 1 \times 1,14 = 4,45$$

Pasamos de nuevo al gráfico V y comprobamos que la cadena 16 B-2 nos permite transmitir la potencia deseada.

Comprobaremos ahora el coeficiente de seguridad y la presión en las articulaciones.

$$\text{Velocidad de la cadena} \quad v = \frac{Pz_1 n_1}{1000} = \frac{25,4 \times 19 \times 50}{1000} = 24,13 \text{ m/min.}$$

$$\text{Tensión ramal conductor} \quad T = \frac{6120 \times W}{v} = \frac{6120 \times 3}{24,13} = 760,9 \text{ Kg}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad (carga rotura de la cadena 12.400 Kg)} \quad K = \frac{12400}{760,9} = 16,3$$

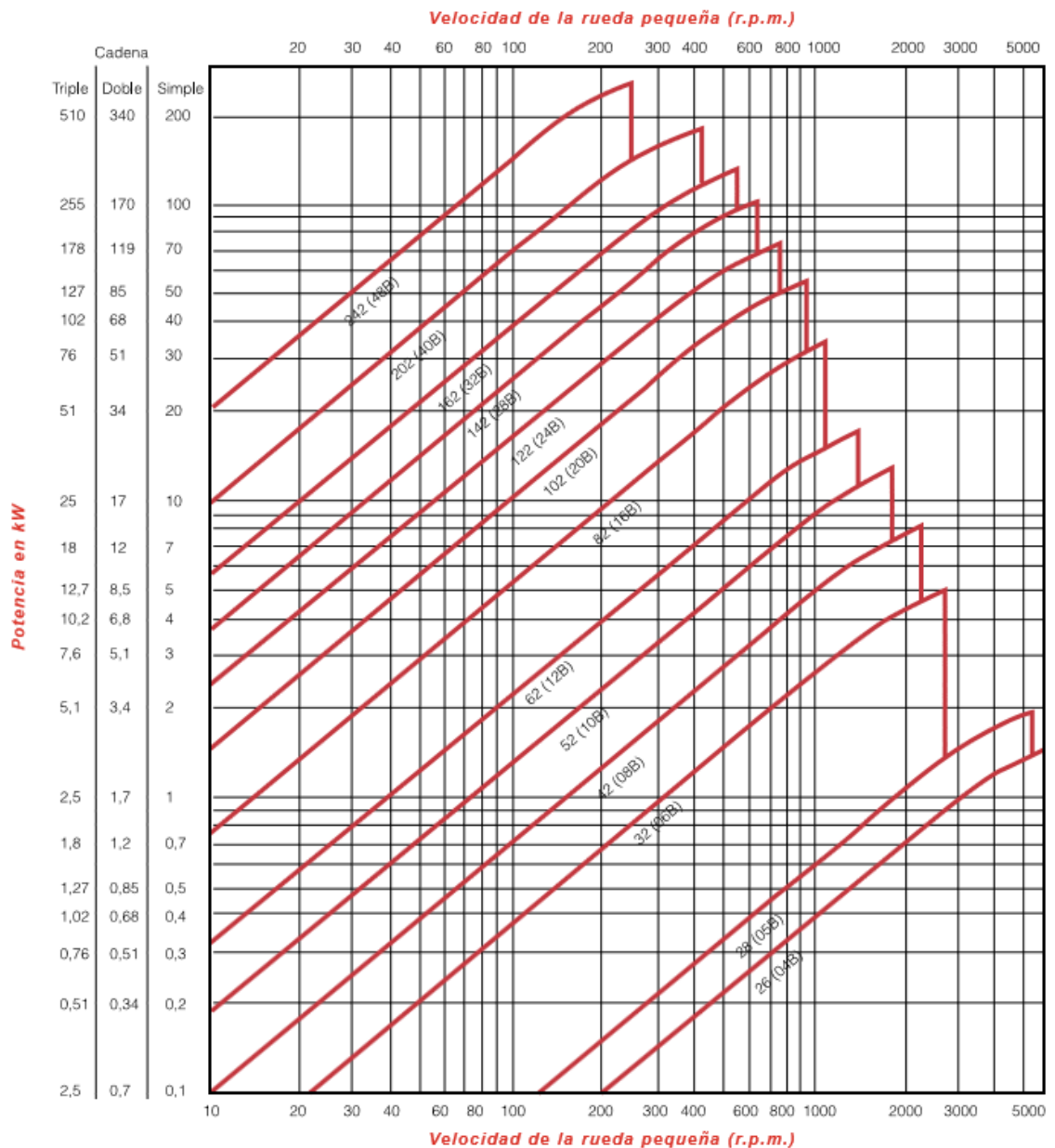
$$\text{Presión en las articulaciones} \quad t = \frac{T}{S} = \frac{760,9}{4,24} = 179,46 \text{ Kg/cm}^2$$

En la tabla IV del apartado 1.7 comprobamos que a la velocidad de 24,13 m/min la presión soportada es aceptable.

Cálculo de una transmisión por cadena

Gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 (Serie europea)

Tabla N° V





Cálculo de una transmisión por cadena

1.6 Empleo de cadenas múltiples. Potencias transmisibles por las mismas.

La aparición de las cadenas múltiples a la hora del análisis de capacidad de transmisión de las cadenas, ha permitido ampliar notablemente en cuanto a potencia a transmitir, el campo de aplicación de las mismas, en especial a velocidades altas y moderadas.

Efectivamente, las cadenas múltiples, si bien no admiten potencias dobles, triples, etc., permiten, sin embargo, transmitir por fila un 85% de la potencia admisible para la cadena simple de igual paso, teniendo en cambio idénticas limitaciones cinemáticas que esta última.

La potencia transmisible por una cadena múltiple se determina partiendo de la que puede transmitir una cadena simple de igual paso, afectada por el factor según el número de filas obtenido del siguiente cuadro:

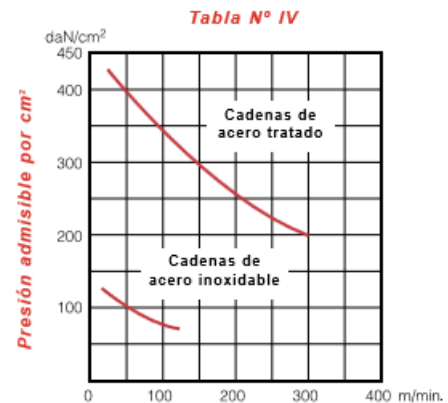
Número de filas	1	2	3	4	5	6
Factor	1	1,7	2,55	3,4	4,25	5,1

1.7 Presión sobre las articulaciones

En toda transmisión de potencia la capacidad de una cadena para soportar el esfuerzo de tracción depende no sólo de su carga de rotura, sino también de la presión que soportan las articulaciones de la misma. La superficie de articulación de las cadenas se da como producto del diámetro del eje, por el largo del casquillo. Se expresa en cm^2 , y suele figurar en los cuadros de medidas de las cadenas.

La presión máxima aceptable por una cadena depende de su velocidad, y de que se apliquen las condiciones de lubricación que se aconsejan en el apartado 2.3, página 49.

El cuadro siguiente, tabla IV, define los valores aceptables a distintas velocidades. Obsérvese la diferencia de capacidad entre cadenas de acero tratado y cadenas de acero inoxidable.



1.8 Fórmulas básicas para el cálculo de una transmisión

Velocidad de la cadena $v = \frac{Pz_1 n_1}{1000}$

Tensión ramal conductor (Kg) $T = \frac{6120 \times W}{v}$

Longitud de la cadena (mm) (fórmula aproximada) $L = 2 \frac{C}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_1 - Z_2)^2}{4C}$

Distancia entre centros (mm) (fórmula aproximada) $C = P \left(\frac{L - \frac{Z_1 + Z_2}{2}}{2} \right) + \sqrt{\left(\frac{L - \frac{Z_1 + Z_2}{2}}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_1 - Z_2}{2P} \right)^2}$

Presión en las articulaciones (Kg) $t = \frac{T}{S}$

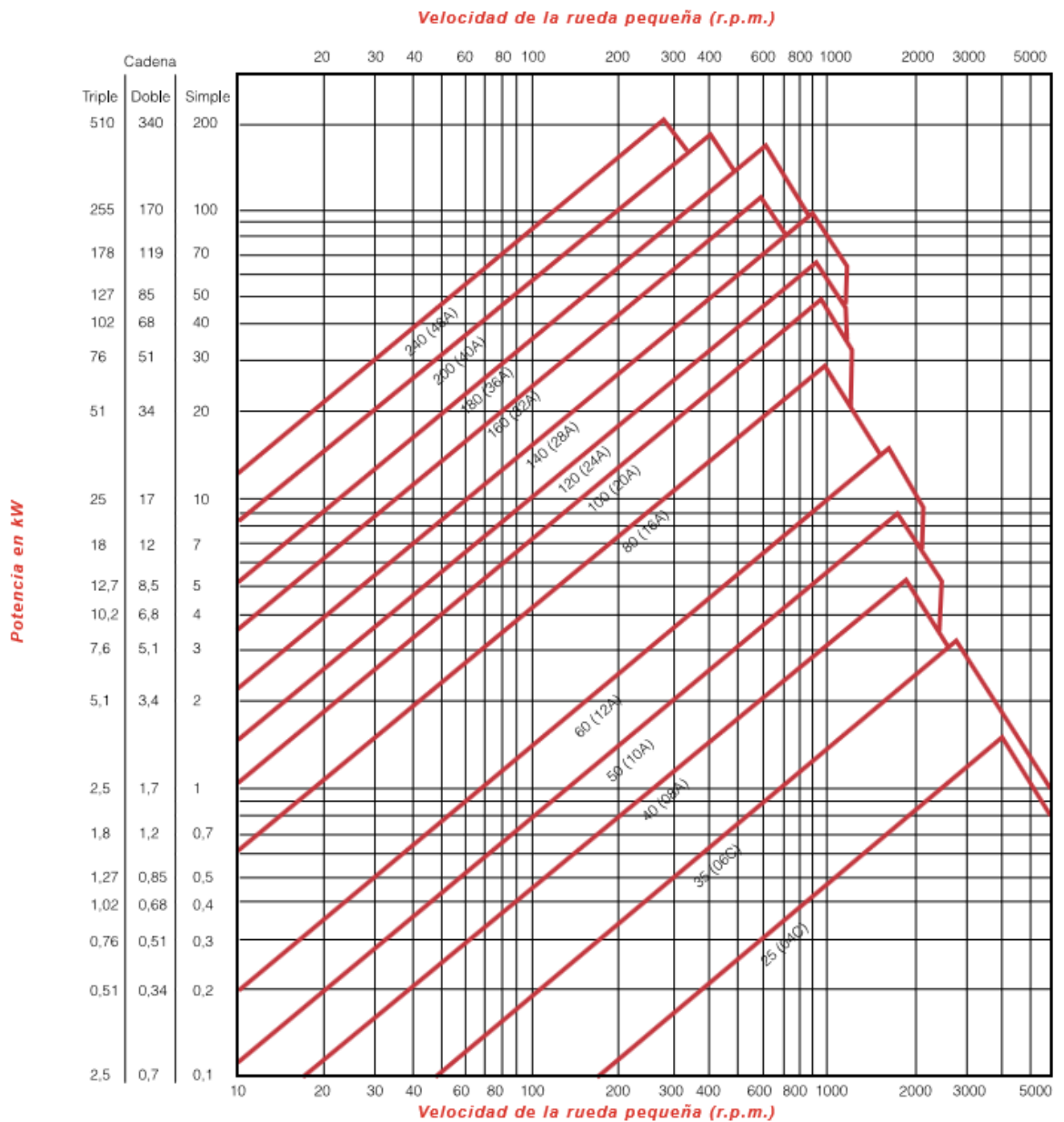
- W Potencia a transmitir (Kw)
- v Velocidad lineal de la cadena (m/min.)
- P Paso de la cadena (mm)
- Z_1 Número de dientes del piñón o rueda pequeña
- Z_2 Número de dientes de la rueda mayor
- n_1 Número de vueltas del piñón (r.p.m.)
- n_2 Número de vueltas de la rueda (r.p.m.)
- T Tensión de la cadena (Kg)
- L Longitud de la cadena (mm)
- C Distancia entre centros (mm)
- t Presión sobre las articulaciones (Kg)
- K Coeficiente de seguridad
- d Diámetro del eje de la cadena
- a Longitud del casquillo
- S Superficie de la articulación (cm^2)



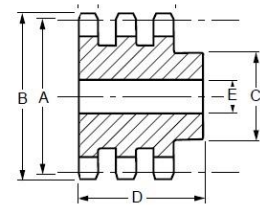
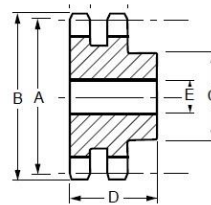
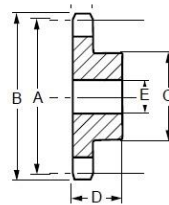
Cálculo de una transmisión por cadena

Gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 (Serie americana)

Tabla N° VI



Ruedas dentadas (Normalizadas)



Ruedas dentadas

Cadenas simples	Nº dientes	Para cadena 52							Para cadena 62									
		Diámetro primitivo A mm	Diámetro exterior B mm	Diámetro cubo C mm	Long. cubo D mm	Diámetro taladro norm. E mm	Diámetro taladro máximo E mm	Ancho diente F mm	Ancho sobre 2 dientes G mm	Diámetro primitivo A mm	Diámetro exterior B mm	Diámetro cubo C mm	Long. cubo D mm	Diámetro taladro norm. E mm	Diámetro taladro máximo E mm	Ancho diente F mm	Ancho sobre 2 dientes G mm	
15	72,17	83,0	53	30	12	38	8,7	91,62	100,5	70	35	16	42	10,5				
17	86,39	93,5	65	30	12	40	8,7	103,67	112,5	80	35	16	50	10,5				
19	96,45	104,0	75	30	12	50	8,7	115,74	124,5	80	35	16	56	10,5				
21	106,51	114,0	80	30	16	50	8,7	127,81	136,5	90	40	20	56	10,5				
23	116,58	124,0	80	30	16	50	8,7	139,90	148,5	90	40	20	56	10,5				
25	126,66	134,0	80	30	16	50	8,7	151,99	160,5	90	40	20	56	10,5				
38	192,24	199,5	80	40	24	56	8,7	230,69	239,5	100	56	24	63	10,5				
57	288,18	295,5	90	45	24	56	8,7	345,81	354,5	100	56	30	63	10,5				
76	384,15	391,5	90	50	24	63	8,7	460,98	469,5	100	56	30	63	10,5				
95	480,14	487,5	100	56	24	63	8,7	576,16	585,0	100	65	30	75	10,5				
114	576,13	583,0	100	56	24	63	8,7	691,36	700,7	100	65	30	75	10,5				
Cadenas dobles	Nº dientes	Para cadena 2052							Para cadena 2062									
		Diámetro primitivo A mm	Diámetro exterior B mm	Diámetro cubo C mm	Long. cubo D mm	Diámetro taladro norm. E mm	Diámetro taladro máximo E mm	Ancho diente F mm	Ancho sobre 2 dientes G mm	Diámetro primitivo A mm	Diámetro exterior B mm	Diámetro cubo C mm	Long. cubo D mm	Diámetro taladro norm. E mm	Diámetro taladro máximo E mm	Ancho diente F mm	Ancho sobre 2 dientes G mm	
		15	76,35	83,5	59	40	16	36	8,7	25,29	91,62	100,5	71	50	20	42	10,5	29,96
		17	86,39	93,5	69	45	16	40	8,7	25,29	103,67	112,5	83	50	25	50	10,5	29,96
		19	96,45	104,0	79	45	16	50	8,7	25,29	115,74	124,5	95	50	25	60	10,5	29,96
		21	106,51	114,0	85	45	20	56	8,7	25,29	127,81	136,5	100	50	25	63	10,5	29,96
		23	116,58	124,0	95	45	20	56	8,7	25,29	139,90	148,5	110	50	25	63	10,5	29,96
		25	126,66	134,0	105	45	20	56	8,7	25,29	151,99	160,5	120	50	25	63	10,5	29,96
38	192,24	199,5	100	50	30	63	8,7	25,29	230,69	239,5	110	63	30	70	10,5	29,96		
57	288,18	295,5	100	56	30	63	8,7	25,29	345,81	354,5	120	63	30	70	10,5	29,96		
76	384,15	391,5	100	63	30	70	8,7	25,29	460,98	469,5	135	63	30	80	10,5	29,96		
95	480,14	487,5	110	63	30	80	8,7	25,29	576,16	585,0	135	70	30	90	10,5	29,96		
114	576,13	583,0	125	70	30	80	8,7	25,29	691,36	700,7	135	70	45	90	10,5	29,96		
Cadenas triples	Nº dientes	Para cadena 3052							Para cadena 3062									
		Diámetro primitivo A mm	Diámetro exterior B mm	Diámetro cubo C mm	Long. cubo D mm	Diámetro taladro norm. E mm	Diámetro taladro máximo E mm	Ancho diente F mm	Ancho sobre 2 dientes G mm	Diámetro primitivo A mm	Diámetro exterior B mm	Diámetro cubo C mm	Long. cubo D mm	Diámetro taladro norm. E mm	Diámetro taladro máximo E mm	Ancho diente F mm	Ancho sobre 2 dientes G mm	
		15	76,35	83,5	59	55	16	36	8,7	41,88	91,62	100,5	71	70	20	42	10,5	49,42
		17	86,39	93,5	69	60	16	40	8,7	41,88	103,67	112,5	83	70	25	50	10,5	49,42
		19	96,45	104,0	79	60	16	50	8,7	41,88	115,74	124,5	95	70	25	60	10,5	49,42
		21	106,51	114,0	85	60	20	56	8,7	41,88	127,81	136,5	100	70	25	63	10,5	49,42
		23	116,58	124,0	95	60	20	63	8,7	41,88	139,90	148,5	110	70	25	70	10,5	49,42
		25	126,66	134,0	105	60	20	63	8,7	41,88	151,99	160,5	120	70	25	70	10,5	49,42
38	192,24	199,5	100	60	32	70	8,7	41,88	230,69	239,5	115	70	30	80	10,5	49,42		
57	288,18	295,5	100	63	32	70	8,7	41,88	345,81	354,5	140	70	40	90	10,5	49,42		
76	384,15	391,5	110	67	35	80	8,7	41,88	460,98	469,5	160	75	40	90	10,5	49,42		
95	480,14	487,5	125	70	35	90	8,7	41,88	576,16	585,0	170	82	40	100	10,5	49,42		
114	576,13	583,0	125	80	35	90	8,7	41,88	691,36	700,7	170	82	50	100	10,5	49,42		

Las ruedas normalizadas para cadenas de rodillos pertenecientes a la norma americana ANSI, tienen iguales dimensiones que las de las tablas, exceptuando algunas cotas relativas al diente (B, F, G y H).

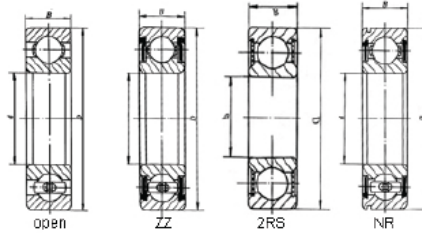
ANEXO J

CATALOGO DE RODAMIENTOS

CMB

Deep groove ball bearings

Deep groove ball bearing-6000



open	Bearing No.			Dimension (mm)				Limiting speed(rpm)		Load rating(KN)		Mass
	ZZ	2RS	NR	d	D	B	rsmin	grease	oil	Cr	Cor	(kg)
6000	ZZ	2RS	NR	10	26	8	0.3	30000	36000	4.55	1.96	0.019
6001	ZZ	2RS	NR	12	28	8	0.3	26000	30000	5.1	2.39	0.021
6002	ZZ	2RS	NR	15	32	9	0.3	22000	26000	5.6	2.84	0.03
6003	ZZ	2RS	NR	17	35	10	0.3	20000	24000	6.8	3.35	0.039
6004	ZZ	2RS	NR	20	42	12	0.6	18000	21000	9.4	5.05	0.069
6005	ZZ	2RS	NR	25	47	12	0.6	15000	18000	10.1	5.85	0.08
6006	ZZ	2RS	NR	30	55	13	1	13000	15000	13.2	8.3	0.116
6007	ZZ	2RS	NR	35	62	14	1	12000	14000	16	10.3	0.155
6008	ZZ	2RS	NR	40	68	15	1	10000	12000	16.8	11.5	0.19
6009	ZZ	2RS	NR	45	75	16	1	9200	11000	21	15.1	0.237
6010	ZZ	2RS	NR	50	80	16	1	8400	9800	21.8	16.6	0.261
----	---	---	---	--	--	--	--	----	----	---	---	----

6011	ZZ	2RS	NR	55	90	18	1.1	7700	9000	28.3	21.2	0.388
6012	ZZ	2RS	NR	60	95	18	1.1	7000	8300	29.5	23.2	0.414
6013	ZZ	2RS	NR	65	100	18	1.1	6500	7700	30.5	25.2	0.421
6014	ZZ	2RS	NR	70	110	20	1.1	6100	7100	38	31	0.604
6015	ZZ	2RS	NR	75	115	20	1.1	5700	6700	39.5	33.5	0.649
6016	ZZ	2RS	NR	80	125	22	1.1	5300	6200	47.5	40	0.854
6017	ZZ	2RS	NR	85	130	22	1.1	5000	5900	49.5	43	0.89
6018	ZZ	2RS	NR	90	140	24	1.5	4700	5600	58	49.5	1.02
6019	ZZ	2RS	NR	95	145	24	1.5	4400	5200	60.5	54	1.08
6020	ZZ	2RS	NR	100	150	24	1.5	4300	5100	60	54	1.15
6021	ZZ	2RS	NR	105	160	26	2	4000	4700	72.5	65.5	1.59
6022	ZZ	2RS	NR	110	170	28	2	3800	4500	82	73	1.96
6024	ZZ	2RS	NR	120	180	28	2	3600	4200	85	79.5	2.07
6026	ZZ	2RS	NR	130	200	33	2	3200	3800	106	101	3.16
6028	ZZ	2RS	NR	140	210	33	2	3000	3600	110	109	3.35
6030	ZZ	2RS	NR	150	225	35	2.1	2800	3200	132	125	3.903
6032 M				160	240	38	2.1	2100	2700	145	138	4.83
6034 M				170	260	42	2.1	2000	2500	170	170	6.5
6036 M				180	280	46	2.1	2100	2600	188	198	8.51
6038 M				190	290	46	2.1	2000	2500	188	200	8.865
6040 M				200	310	51	2.1	1900	2400	205	225	11.64



Imp. dist. de retenes rodamientos y afines S.A.

CMB

Deep groove ball bearings

CMB focus on manufacturing middle and large size EMQ grade deep groove ball bearings, "Strictly fulfilling the contract and stable quality insurance", let us gain good praise from all our old customers. Base on standing advancement,we already have enough technical ability to provide integrated solution for different ball bearing users.

For exact selection,please check our catalog below!



Catalog Index:

Technical description of deep groove ball bearings

Deep groove ball bearing-6000

Deep groove ball bearing-6200

Deep groove ball bearing-6300

Deep groove ball bearing-6400

Thin section deep groove ball bearing-6800

Thin section deep groove ball bearing-6900

Thin section deep groove ball bearing-6700

Deep groove ball bearing-16000

Wide deep groove ball bearing-62200

Wide deep groove ball bearing-62300

Technical description of CMB ball bearings

Structure: Open type, rubber seals, metal shields on one or both side (Z, ZZ, RS, 2RS), Snap slot and ring on outer ring (NR), Machined brass cage MA, MB type for

large bearings, Nylon cage type with TN.

Material:

BEARING STEEL INTERCHANGE								
China	Russia	U.S.A			Germany	Japan	U.K	France
GB,YB	ГОСТ	ASTM	AISI	SAE	DIN / VDEh	JIS	BS	NF
GCr6	ШХ6	E50100		50100	105Cr2(1.3501)			100C3
GCr9	ШХ9	E51100	51100	51100	105Cr4(1.3503)	SUJ1	534A99	100C5
GCr15	ШХ15	E52100	52100	52100	100Cr6(1.3505)	SUJ2	534A99	100C6
GCr9SiMn		A485-Gr.1				SUJ3		
GCr15SiMn	ШХ15СГ				100CrMn6(1.3520)			

BEARING STEEL COMPOSITION						
Chrome Steel (China YB/T1-1980)						
Steel No.	Composition					
	C	Mn	Si	P	S	Cr
GCr9	1.00~1.10	0.25~0.45	0.15~0.35	≤0.025	≤0.025	0.90~1.20
GCr9SiMn	1.00~1.10	0.95~1.25	0.45~0.75	≤0.025	≤0.025	0.90~1.20
GCr15	0.95~1.05	0.25~0.45	0.15~0.35	≤0.025	≤0.025	1.40~1.65
GCr15SiMn	0.95~1.05	0.95~1.25	0.45~0.75	≤0.025	≤0.025	1.40~1.65



Imp. dist. de retenes rodamientos y afines S.A.

ANEXO K

CATALOGO DE RETENEDORES

PROGRAMA DE FABRICACION

A

Fabricado según norma DIN 3760 forma A. Alma metálica recubierta de goma.



AS

Igual al tipo A pero con la incorporación de un labio guardapolvo.



B

Fabricado según norma DIN 3760 forma B. Carcasa exterior metálica.



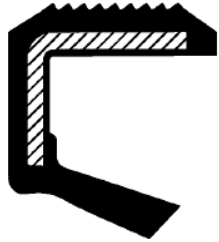
C

Fabricado según norma DIN 3760 forma C. Carcasa exterior metálica reforzada.



DINA

Retén sin muelle de pared estrecha, especial para rodamientos.



D5

Retén sin alma metálica para aplicación en los puntos de aplicación de retenes de una sola pieza sea problemático.



A DUO

Retén de dos labios para estanqueizar dos fluidos diferentes.



AS P

Igual al tipo AS, preparado para soportar mayor presión.



Otros diseños bajo pedido.



A



AS



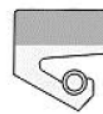
B



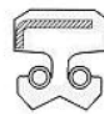
C



DINA



D5



A DUO



AS P

Referencia	∅ int.	∅ ext.	Altura	Material
A	30,16	44,45	6,35	FKM
A	31	47	7	FKM
AS	31,75	41,27	6,35	FKM
A	31,75	44,45	9,52	FKM
A DUO	31,75	44,45	9,52	FKM
DINA	32	42	4	NBR
A	32	42	7	NBR
AS	32	44	8	NBR
DINA	32	45	4	NBR
A	32	45	7	NBR
A	32	45	7	FKM
A	32	45	10	FKM
A	32	47	6	FKM
A	32	47	7	NBR
A	32	47	7	FKM
AS	32	47	10	NBR
A	32	48	8	FKM
A	32	50	8	NBR

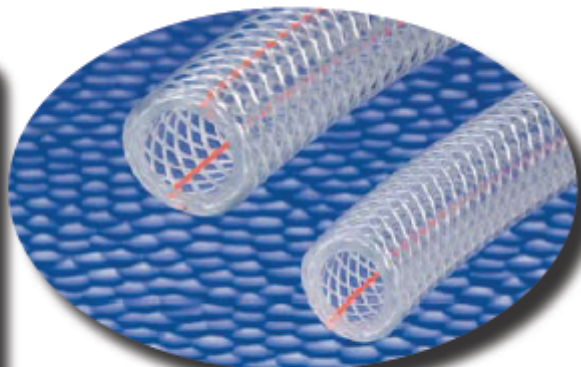
Referencia	∅ int.	∅ ext.	Altura	Material
AS	35	45	7	NBR
A	35	45	7	FKM
A	35	45	10	NBR
A	35	47	4,5	NBR
A	35	47	6	FKM
A	35	47	7	NBR
AS	35	47	7	NBR
A	35	47	7	FKM
AS	35	47	7	FKM
AS P	35	47	10	NBR
A	35	50	7	NBR
A	35	50	7	FKM
A	35	50	8	FKM
A	35	50	10	NBR
A	35	50	10	FKM
AS	35	52	5,5	FKM
AS	35	52	6	NBR
AS	35	52	6	FKM

A	32	52	7	NBR
AS	32	52	7	NBR
A	32	52	7	FKM
A	32	52	10	NBR
A	32	52	10	FKM
AS	32	54	10	NBR
AS	32	56	10	NBR
A	32	57	9,5	FKM
A	32	62	10	NBR
A	32	70	8	NBR
A	32	70	8	FKM
A	33	45	7	NBR
A	33	45	7	FKM
A	33	50	8	NBR
B	33,4	55	10	FKM
A	34	44	7	FKM
AS	34	48	7	NBR
A	34	49	8	FKM
A	34	50	10	NBR
A	34	52	7,5	FKM
A	34	52	8	NBR
A	34	52	10	NBR
A	34	55	10	FKM
A	34,92	60,32	12,7	NBR
DINA	35	42	4	NBR
DINA	35	42	4	FKM
A	35	44	7	FKM
DINA	35	45	4	NBR
A	35	45	7	NBR

A	35	52	7	FKM
A	35	52	10	NBR
A	35	52	10	FKM
AS	35	52	10	FKM
A	35	53	8	NBR
A	35	54	10	FKM
A	35	54	10	NBR
AS	35	55	8	NBR
A	35	55	10	NBR
AS	35	55	10	NBR
A	35	55	10	FKM
AS	35	55	10	FKM
A	35	55,5	9	NBR
A	35	56	10	NBR
AS	35	56	10	NBR
A	35	56	10	FKM
A	35	60	10	NBR
A	35	62	7	NBR
AS P	35	62	7	NBR
A	35	62	7	FKM
A	35	62	10	NBR
AS	35	62	10	NBR
A	35	62	10	FKM
A	35	67	7	NBR
A	35	68	6	FKM
AS	35	68	10	NBR
A	35	68	10	FKM
A	35	72	10	NBR
AS	35	72	10	NBR

ANEXO L

CATALOGO DE MANGUERAS



Kuri Tec®



**CLEARBRAID®
K3150 Serie RF**

**Manguera para Bebidas
y Alimentos de PVC de
pared estándar**

Una manguera ligera de pared estándar transparente cristalina reforzada con malla textil ideal para una gran variedad de usos en bebidas y alimentos.

Construcción:

Compuesto de PVC transparente cristalino, formulado con ingredientes que cumplen con los requerimientos de la FDA⁽⁰²⁾, y los criterios USDA⁽⁰¹⁾, 3A⁽⁰¹⁾, NSF⁽¹³⁾, UL⁽¹⁶⁾, RoHS⁽¹⁵⁾ y USP⁽¹⁷⁾. Clase VI. Reforzada con malla de poliéster en espiral y cordón longitudinal color naranja para su fácil identificación.

Características:

- Construida con compuestos no tóxicos.
- Material con certificación NSF-51.
- Transparente cristalina – permite la confirmación visual del flujo de producto.
- Reforzada longitudinalmente para reducir el alargamiento bajo presión.

- Ligera.
- Auto-extinguible.
- No se marca.
- Libre de silicona.
- No conductiva.
- Longitudes de una sola pieza.
- Resistente a químicos (ver la Tabla de Resistencias Químicas).
- Dureza 73 ±3 Shore "A".

Usos:

- Máquinas despaquetadoras de alimentos y bebidas.
- Agua desionizada.
- Productos alimenticios líquidos.
- Líneas de aire y agua.
- Productos alimenticios en polvo.
- Transferencia de agua potable.
- Líneas de respiración de aire.
- Líneas neumáticas.
- Máquinas empaquetadoras.

Rango de Temperatura de servicio: 25°F a 150°F (-4°C a 65°C)

Especificaciones Nominales Serie K3150															
Serie Núm	Código Tamaño	DI Nominal		DE Nominal		Presión Máx de Trabajo (PSI)		Largo estándar				Peso aproximado			
		pulg	mm	pulg	mm	70°F (20°C)	122°F (50°C)	Rollo Completo		Corte		Rollo Completo		Corte	
								pies	m	pies	m	libras	kilos	libras	kilos
K3150	03	3/16	4.8	.375	9.5	250	150	300	91.44	100	30.48	13	5.90	4	1.81
K3150	04	1/4	6.5	.438	11.1	250	150	300	91.44	100	30.48	17	7.71	6	2.72
K3150	05	5/16	7.9	.531	13.5	250	135	300	91.44	100	30.48	24	10.89	8	3.63
K3150	06	3/8	9.5	.594	15.1	225	125	300	91.44	100	30.48	27	12.25	9	4.08
K3150	08	1/2	12.7	.750	19.1	200	100	300	91.44	100	30.48	40	18.14	13	5.90
K3150	10	5/8	15.9	.891	22.6	200	100	200	15.24	100	30.48	35	15.88	18	8.16
K3150	12	3/4	19.1	1.031	26.2	150	85	200	15.24	100	30.48	43	19.50	22	9.98
K3150	16	1	25.4	1.300	33.0	125	75	200	15.24	100	30.48	59	26.76	30	13.61
K3150	20	1 1/4	31.8	1.620	41.1	100	55	100	30.48	50	15.24	45	20.41	23	10.43
K3150	24	1 1/2	38.1	1.938	49.2	100	50	100	30.48	50	15.24	64	29.03	32	14.51
K3150	32	2	50.8	2.490	63.2	75	35	100	30.48	50	15.24	94	42.64	47	21.32
K3150	MM04	.157	4.0	.354	9.0	250	150			100	30.48			4	1.81
K3150	MM06	.236	6.0	.433	11.0	250	150			100	30.48			6	2.72
K3150	MM08	.315	8.0	.531	13.5	250	135			100	30.48			8	3.63
K3150	MM10	.394	10.0	.630	16.0	225	125			100	30.48			10	4.54
K3150	MM12	.472	12.0	.709	18.0	200	100			100	30.48			12	5.44
K3150	MM19	.748	19.0	1.024	26.0	150	85			100	30.48			21	9.53



† Nota: La presión de trabajo se reduce conforme la temperatura aumenta. Las clasificaciones de presión solamente se obtienen usando procedimientos apropiados de cumplimiento. No se recomienda el uso de conexiones a compresión con las mangueras KURITEC® reforzadas con malla textil. Las reclamaciones de mangueras que usen estas conexiones no serán tomadas en cuenta.

CLEARBRAID® es una marca registrada de Accuflex Industrial Hose, Ltd y se usa bajo licencia por Kuriyama of America, Inc.

NOTA: Para detalles sobre el cumplimiento mencionado arriba, refiérase a las notas de pie de página en la página 63.

3A⁽⁰¹⁾, FDA⁽⁰³⁾, NSF⁽¹³⁾, RoHS⁽¹⁵⁾, UL⁽¹⁶⁾, USDA⁽¹⁷⁾, USP⁽¹⁸⁾

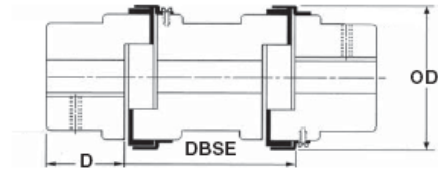
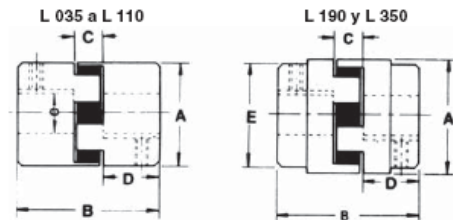
Consulte la contraportada para localizar la bodega más cercana y obtener información sobre la disponibilidad de los productos/tamaños mostrados.

DEBIDO A QUE CONTINUAMENTE EXAMINAMOS LA FORMA DE MEJORAR NUESTROS PRODUCTOS, NOS RESERVAMOS EL DERECHO DE ALTERAR LAS ESPECIFICACIONES O DESCONTINUAR PRODUCTOS SIN PREVIO AVISO.

ANEXO M

CATALOGO AOPLAMIENTO FLEXIBLE

SERIE JAW LOVEJOY - MARTIN



dbse - 100 mm - 140 mm - 180 mm
QFS (2 cubos + 1 kit de anillo QF
+ 1 kit espaciador QFS)

CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES EN MM							PAR NOMINAL Nm		
Ref.	A	OD	B	D	E	Máx. agujero	E + A	IN-SHEAR	H
							NBR	URETANO	HYTREL
L. 035	15,9	-	20,6	6,7	15,9	10	0,40		-
L. 050	27,4	-	43,6	15,9	27,4	16	3		6
L. 070	34,5	-	50,8	19,1	34,5	19	5		13
L. 075	44,5	-	54,0	20,6	44,5	24	10		25
L. 090	53,6	65	54,0	20,6	53,6	25	16	38	45
L. 095	53,6	78	63,5	25,4	53,6	28	22	38	63
L. 100	64,3	78	89,0	34,9	64,3	35	47	63	127
L. 110	84,1	96	108,0	42,9	84,1	42	89	123	254
L. 150	95,3	111	114,3	44,4	95,3	48	139	205	415
L. 190	114,3	129	123,8	49,2	101,6	55	194	330	524
L. 225	127,0	142	136,5	55,6	108,0	65	262	406	697
L. 276	-	173	200	80	127	75	532	813 (E)	1330 (QF)
L. 295	-	253	238	95	162	95	1279	1956 (E)	3197 (QF)
L. 2955	-	253	264	108	180	105	2132	3261 (E)	5330 (QF)
L. 300	-	272	283	115	180	105	3047	4661 (E)	7617 (QF)
L. 350	-	323	309	128	200	115	4308	6591 (E)	10770 (QF)

(E) Acabado forma estrella Uretano (Modelos L. 276 a L. 350)

(QF) Acabado forma Hytrel (Modelos L. 276 a L. 350)

Programa de fabricación de cubos mecanizados

- Agujero acabado + chavetero + tornillos prisioneros
- Agujero acabado sin chavetero

Ref.	ESTRELLAS				Diámetro agujero																																
	E	A	H	B	U	8	9	10	11	12	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	60					
035	*					●																															
050	*	*	*	*	*	○	○	○	○	○	○	○	○	○																							
070	*	*	*	*	*		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○																					
075	*	*	*	*	*			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
090	*	*	*	*	*		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
095	*	*	*	*	*				○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
100	*	*	*	*	*					○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
110	*	*	*	*	*						○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
150	*	*	*	*	*							○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
190	*	*	*	*	*								○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
225	*	*	*	*	*																																

Indicar en el pedido los agujeros de cada uno y la estrella elegida.

FACTORES IMPORTANTES PARA ELEGIR ACOPLAMIENTO

**TIPO DE MAQUINA · CARACTERISTICAS DE LA APLICACION
FACTOR DE SERVICIO**

CARACTERISTICAS DE MONTAJE SEGUN APLICACIONES



FACTORES DE SERVICIO

CASOS ESPECIALES Para aplicaciones en condiciones de trabajo con choques, vibraciones y fluctuaciones (bombas de pistones, compresores, etc.), contactar con toda la información de la máquina para que sea analizado.	TIPO DE MAQUINA MOTRIZ					
	MOTORES ELECTRICOS TURBINA DE VAPOR			M. COMBUSTION INTERNA, TURBINA DE VAPOR, TURBINA DE AGUA		
	HORAS TRABAJADAS AL DIA					
TIPO DE MAQUINA	Hasta 10	De 10 a 16	Desde 16	Hasta 10	De 10 a 16	Desde 16
Clase 1: Agitadores, compresores, centrifugos y bombas, dinamómetros, cintas transportadoras, empaquetadoras, filtros de aire, ventiladores centrifugos, generadores.	0,8	0,9	1,0	1,3	1,4	1,5
Clase 2: Maquinaria herramienta, maquinaria para la madera, bombas rotativas, mezcladores, pantallas rotativas, maquinaria textil.	1,3	1,4	1,5	1,8	1,9	2,0
Clase 3: Aparatos elevadores, machacadoras, compresores rotativos, dragas, hornos rotativos, prensas de ladrillos, prensas de corte, calandras.	1,8	1,9	2,0	2,3	2,4	2,5
Clase 4: Transportadores reciprocos, máquinas para el caucho, machacadoras rotativas, molinos, pantallas vibratorias.	2,3	2,4	2,5	2,8	2,9	3,0

FORMULA DE CALCULO

1 Kw = 1,36 CV	$\frac{9.555 \times Kw}{r.p.m.} = \text{Par (Nm)}$	$\frac{716,2 \times CV}{r.p.m.} = \text{Par (mkp)}$	$Kw = \frac{\text{Par (Nm)} \times r.p.m.}{9.555}$	$CV = \frac{\text{Par (mkp)} \times r.p.m.}{716,2}$
1 CV = 0,736 Kw				



ANEXO N

CATALOGO DE CHUMACERAS

6. ALLOWABLE LOAD FOR FBJ HOUSINGS

It is important, not only the dynamic and static load capacity of a bearing insert, but also to consider destruction strength of the housing, before you select the correct bearing for your application.

FBJ has done extensive research on this and present below tables to ease your problems. Please note that, allowable load varies depending on load direction and type of the housing.

6.1 ALLOWABLE LOAD FOR P TYPE CAST IRON HOUSINGS

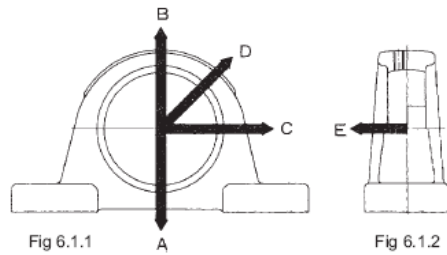


Table 6.1.1

Housing Number	Destruction Strength / (N) and Load Direction				
	A	B	C	D	E
P203	7100	3000	5000	2300	1100
P204	8100	3300	5600	2500	1700
P205	9400	3700	6100	2800	1800
P206	12000	5000	9000	3500	2200
P207	16000	6100	10000	4400	2400
P208	18000	6600	11000	4600	2500
P209	19000	7000	12000	4900	2600
P210	19000	7500	14000	5700	3200
P211	21000	8200	15000	6000	3400
P212	28000	11000	17000	7300	4400
P213	29000	12000	19000	8300	5100
P214	32000	12000	20000	8400	5600
P215	33000	13000	21000	9200	5800
P216	36000	15000	27000	11000	6600
P217	45000	17000	28000	12000	7500
P218	48000	19000	33000	13000	12000

Table 6.1.2

Housing Number	Destruction Strength / (N) and Load Direction				
	A	B	C	D	E
PX05	13000	5000	9000	3500	2300
PX06	17000	6200	10000	4500	3100
PX07	19000	6800	11000	4800	3400
PX08	20000	7500	13000	5300	3900
PX09	22000	8200	14000	5700	4200
PX10	25000	10000	16000	6900	5200
PX11	28000	11000	18000	7600	5600
PX12	30000	13000	20000	8800	6400
PX13	36000	13000	20000	9200	6700
PX14	37000	14000	23000	9800	7100
PX15	39000	18000	30000	13000	9200
PX16	43000	19000	31000	13000	9400
PX17	50000	21000	35000	15000	10000

Table 6.1.3

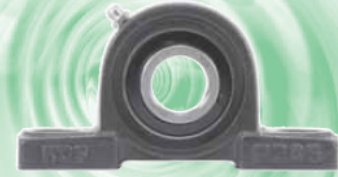
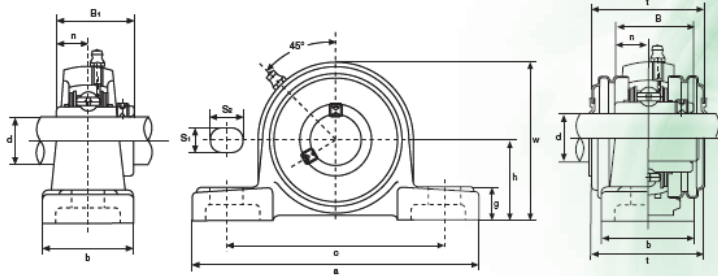
Housing Number	Destruction Strength / (N) and Load Direction				
	A	B	C	D	E
P305	15000	4500	7100	3400	2600
P306	18000	6100	8400	4200	3000
P307	20000	6300	11000	5400	3800
P308	22000	7500	12000	5700	4800
P309	27000	8500	15000	6800	6300
P310	34000	9800	16000	7100	7900
P311	36000	11000	23000	8000	8600
P312	32000	13000	24000	8900	9000
P313	37000	15000	25000	10000	9300
P314	40000	16000	27000	10000	9500
P315	43000	18000	30000	12000	11000
P316	47000	19000	35000	13000	12000
P317	49000	21000	36000	15000	13000
P318	55000	22000	38000	16000	13000
P319	60000	24000	42000	18000	14000
P320	68000	27000	56000	19000	17000



SUPPORTI RITTI PILLOW BLOCK UNITS

KDF®

UCP2 Serie normale Normal Series



Tipo Type	Dimensioni mm/pollici Dimensions mm/inch											Bull. flss. Bolt Size mm/inch	Coefficienti di carico (N) Load ratings (N)		Cuscinetto Bearing	Supporto Housing	Peso Weight (kg)	
	d	h	a	e	b	S ₁	S ₂	g	w	t	B		n	Dinamico C _d Dynamic C _d				Statico C ₀ Static C ₀
UCP201 UCP201-8	12 3/4	30,2 1 1/8	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	14 9/16	62 2 7/16	44,5 1 3/4	31 1,2205	12,7 0,500	M10 3/8	12 200	6 350	UC201 UC201-8	P203	0,69 0,69
UCP202 UCP202-9 UCP202-10	15 9/16 5/8	30,2 1 1/8	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	14 9/16	62 2 7/16	44,5 1 3/4	31 1,2205	12,7 0,500	M10 3/8	12 200	6 350	UC202 UC202-9 UC202-10	P203	0,69 0,69 0,69
UCP203 UCP203-11	17 1 1/8	30,2 1 1/8	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	14 9/16	62 2 7/16	44,5 1 3/4	31 1,2205	12,7 0,500	M10 3/8	12 200	6 350	UC203 UC203-11	P203	0,68 0,67
UCP204 UCP204-12	20 3/4	33,3 1 1/8	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	14 9/16	65 2 9/16	44,5 1 3/4	31 1,2205	12,7 0,500	M10 3/8	12 200	6 350	UC204 UC204-12	P204	0,66 0,66
UCP205 UCP205-13 UCP205-14 UCP205-15 UCP205-16	25 1 9/16 7/8 1 9/16 1	36,5 1 7/16	140 5 1/2	105 4 1/8	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	15 1 1/8	71 2 3/8	48 1 7/8	34,1 1,3425	14,3 0,563	M10 3/8	13 300	7 500	UC205 UC205-13 UC205-14 UC205-15 UC205-16	P205	0,81 0,85 0,83 0,82 0,81
UCP206 UCP206-17 UCP206-18 UCP206-19 UCP206-20	30 1 1/4 1 1/8 1 9/16 1 1/4	42,9 1 7/16	165 6 1/2	121 4 3/4	48 1 7/8	17 5/8	20 3/4	17 5/8	84 3 1/8	53 2 1/4	38,1 1,5000	15,9 0,626	M14 1/2	18 600	10 800	UC206 UC206-17 UC206-18 UC206-19 UC206-20	P206	1,24 1,27 1,26 1,24 1,23
UCP207 UCP207-20 UCP207-21 UCP207-22 UCP207-23	35 1 1/4 1 1/8 1 9/16 1 7/8	47,6 1 7/8	167 6 5/8	127 5	48 1 7/8	17 5/8	20 3/4	18 3/4	93 3 1/2	59,5 2 1/2	42,9 1,6890	17,5 0,689	M14 1/2	24 500	14 600	UC207 UC207-20 UC207-21 UC207-22 UC207-23	P207	1,58 1,64 1,61 1,58 1,55

UCP208 UCP208-24 UCP208-25	40 1½ 19/16	49,2 1 1/8	184 7¼	137 5 3/8	54 2 1/8	17 9/16	20 25/32	18 9/16	100 3 1/8	69 2 23/32	49,2 1,9370	19 0,748	M14 ½	27 700	17 000	UC208 UC208-24 UC208-25	P208	1,89 1,93 1,90
UCP209 UCP209-26 UCP209-27 UCP209-28	45 1 9/16 1 11/16 1 3/4	54,0 2 1/8	190 7 1/8	146 5 3/4	54 2 1/8	17 9/16	20 25/32	20 25/32	106 4 1/8	69 2 23/32	49,2 1,9370	19 0,748	M14 ½	31 000	19 500	UC209 UC209-26 UC209-27 UC209-28	P209	2,14 2,24 2,20 2,14
UCP210 UCP210-29 UCP210-30 UCP210-31 UCP210-32	50 1 13/16 1 7/8 1 15/16 2	57,2 2 1/4	206 8 1/8	159 6 1/4	60 2 3/8	20 25/32	23 29/32	21 29/32	113 4 9/16	74,5 2 9/16	51,6 2,0315	19 0,748	M16 5/8	33 500	22 500	UC210 UC210-29 UC210-30 UC210-31 UC210-32	P210	2,66 2,78 2,73 2,68 2,64
UCP211 UCP211-32 UCP211-33 UCP211-34 UCP211-35	55 2 1/8 2 1/4 2 1/8 2 3/8	63,5 2 1/2	219 8 5/8	171 6 7/8	60 2 3/8	20 25/32	23 29/32	23 29/32	125 4 9/16	76 3	55,6 2,1890	22,2 0,874	M16 5/8	41 500	28 000	UC211 UC211-32 UC211-33 UC211-34 UC211-35	P211	3,31 3,46 3,40 3,35 3,29
UCP212 UCP212-36 UCP212-37 UCP212-38 UCP212-39	60 2 1/4 2 1/2 2 1/2 2 3/8	69,8 2 3/4	241 9 1/2	184 7 1/4	70 2 3/4	20 25/32	23 29/32	23 29/32	138 5 1/8	89 3 1/2	65,1 2,5630	25,4 1,000	M16 5/8	50 000	34 500	UC212 UC212-36 UC212-37 UC212-38 UC212-39	P212	4,90 5,03 4,95 4,88 1,81
UCP213 UCP213-40 UCP213-41	65 2 1/2 2 3/8	76,2 3	265 10 7/8	203 8	70 2 3/4	25 29/32	28 1 1/8	27 1 1/8	150 5 23/32	89 3 1/2	65,1 2,5630	25,4 1,000	M20 3/4	54 700	38 000	UC213 UC213-40 UC213-41	P213	5,15 5,24 5,15
UCP214 UCP214-42 UCP214-43 UCP214-44	70 2 3/8 2 1/2 2 3/4	79,4 3 1/8	266 10 5/8	210 8 1/4	72 2 7/8	25 29/32	28 1 1/8	27 1 1/8	156 6 1/8	- 2,9370	74,6 1,189	30,2 1,189	M20 3/4	59 000	42 000	UC214 UC214-42 UC214-43 UC214-44	P214	6,20 6,41 6,31 6,21
UCP215 UCP215-45 UCP215-46 UCP215-47 UCP215-48	75 2 3/8 2 1/2 2 1/2 3	82,6 3 1/4	275 10 3/4	217 8 3/4	74 2 7/8	25 29/32	28 1 1/8	28 1 1/8	162 6 1/8	- 3,0630	77,8 1,311	33,3 1,311	M20 3/4	63 000	47 000	UC215 UC215-45 UC215-46 UC215-47 UC215-48	P215	7,16 7,41 7,30 7,19 7,07
UCP216 UCP216-49 UCP216-50 UCP216-51	80 3 1/8 3 1/8 3 3/8	88,9 3 1/2	292 11 1/2	232 9 1/8	78 3 1/8	25 29/32	28 1 1/8	30 1 1/8	174 6 7/8	- 3,2520	82,6 1,311	33,3 1,311	M20 3/4	69 000	51 000	UC216 UC216-49 UC216-50 UC216-51	P216	8,10 8,28 8,15 8,02
UCP217 UCP217-52 UCP217-53 UCP217-55	85 3 1/4 3 3/8 3 3/8	95,2 3 3/4	310 12 1/8	247 9 23/32	83 3 1/8	25 29/32	28 1 1/8	32 1 1/4	185 7 1/2	- 3,3740	85,7 1,343	34,1 1,343	M20 3/4	80 000	61 000	UC217 UC217-52 UC217-53 UC217-55	P217	9,81 10,03 9,89 9,60
UCP218 UCP218-56	90 3 1/2	101,6 4	327 12 7/8	262 10 1/8	88 3 1/8	27 29/32	30 1 1/8	33 1 1/8	198 7 3/4	- 3,7795	96 1,5630	39,7 1,5630	M22 7/8	91 200	68 000	UC218 UC218-56	P218	11,96 12,07

Disponibile in acciaio inox Supporto: AISI 300 - Cuscinetto: AISI 440C
Disponibile su richiesta con cuscinetto SA (SAP.)

KDF

1

Available stainless steel Housing: AISI 300 - Bearing: AISI 440C
Available under request with SA bearing (SAP.)

KDF®

Questi tipi di problemi possono presentarsi per eventuali applicazioni non idonee, per un errato montaggio, per insufficiente o non avvenuta lubrificazione. I problemi sopra elencati, sono da considerarsi diversi dal cedimento dei materiali, in quanto potrebbero essere evitati con le dovute precauzioni. Ove si voglia tenere in considerazione solamente la fatica nelle superfici di lavoro del cuscinetto, si dovranno osservare le seguenti condizioni:

1. le forze e le velocità tenute in considerazione per la valutazione del cuscinetto dovranno corrispondere a quelle riportate alle reali condizioni d'esercizio.
2. durante l'intero periodo d'esercizio dovrà essere assicurata un'adeguata lubrificazione.
3. l'esperienza dimostra come il cedimento di molti cuscinetti sia da attribuirsi a cause diverse dalla fatica, quali: scelta di un cuscinetto di tipo inadeguato, difetti di funzionamento o di lubrificazione, presenza di particelle estranee nel cuscinetto, od altro.

La durata a fatica nominale di un singolo cuscinetto, o di una campionatura di cuscinetti identici e operanti a identiche condizioni di esercizio, consiste nella durata d'esercizio pari almeno ad un grado di affidabilità del 90%.

La durata media di un gruppo di cuscinetti è di molto superiore alla durata nominale.

La durata a fatica nominale è espressa con L10 (milioni di giri - coefficiente di carico dinamico) o L10h (ore d'esercizio).

La sotto indicata equazione, permette di calcolare la relazione tra la durata nominale, il coefficiente di carico dinamico ed il carico agente sul cuscinetto:

These types of problems can present themselves due to eventual applications which are not fit or due to mounting errors or for insufficient or lack of lubrication. The above mentioned problems should be considered differently from problems with materials that yield because they can be avoided by the necessary precautions. Where one considers only the wear and tear on the working surface of the bearing, the following conditions should be observed:

1. *the force and speed of the bearing as explained should correspond to the real conditions of the exercise in order to evaluate the bearing.*
2. *during the entire exercise period the adequate lubrication should be assured.*
3. *experience has shown us that the yielding of many bearings can be attributed to causes other than wear and tear, such as: the choice of an adequate bearing, functional or lubrication defects, the presence of foreign particles in the bearing and other things.*

The life at nominal wear of a single bearing or of a sampling of identical bearings and operating under identical conditions of exercise, consists in the length of the exercise equal to at least a 90% level of reliability. The average life of a group of bearings is well above the nominal life. The life at nominal wear and tear is expressed as L10 (millions of rounds - the coefficient of a dynamic load) or L10h (hours of exercise). The equation illustrated below calculates the relation between the nominal life and the coefficient of the dynamic load and the agent load on the bearing:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

dove;

L₁₀ durata nominale espressa 10⁶ di giri
C coefficiente di carico dinamico del cuscinetto, espresso in N
P carico dinamico equivalente sul cuscinetto, espresso in N
p esponente di durata dell'equazione, con i seguenti valori:
P= 3 per i cuscinetti a sfere
p= ¹⁰/₃ per i cuscinetti a rulli

where;

L₁₀ the nominal life expresses 10⁶ rounds
C the coefficient of the dynamic load of the bearing, expressed in N
P the dynamic load equivalent on the bearing, expressed in N
p the exponent of the length of the equation with the following values:
P= 3 for spherical bearings
p= ¹⁰/₃ for roller bearings

KDF
XVIII

KDF[®]

Per cuscinetti utilizzati a velocità costante, la durata a fatica nominale, espressa in ore di funzionamento, potrà essere calcolata con la presente equazione:

For bearings used at constant speeds, the life at nominal wear and tear, expressed in functioning hours, can be calculated with the present equation:

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{n \cdot 60} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

dove;

dove;

n velocità di rotazione, espressa in giri/minuti

Nella determinazione delle dimensioni del cuscinetto è necessario basare i calcoli sulla durata a fatica nominale corrispondente all'effettivo impiego. Di solito questo dipende dal tipo di macchina, dalla durata richiesta e dai requisiti inerenti la sicurezza di funzionamento.

Le relazioni tra il regime di rotazione ed il fattore di velocità così come tra la durata nominale ed il fattore di durata sono esplicitati nella sotto riportata tabella.

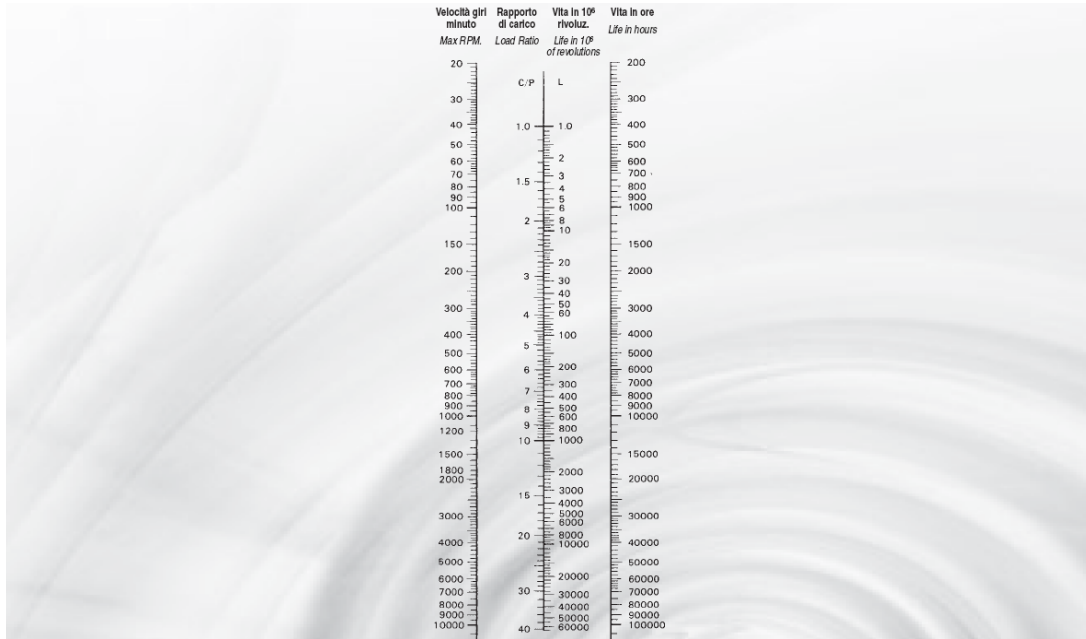
where;

where;

n the speed of rotation, expressed in rounds per minutes

In the determination of the dimensions of the bearing it is necessary to base the calculations on the life at nominal wear and tear corresponding to the effective use. Usually this depends on the type of machine, the life requested and on the inherent functioning safety.

The relation between the rotation regime and the speed factor as well as the relation between the nominal life and the life factor are explained in the table below.



ANEXO O

CATALOGO PARA SELECCIÓN DE:

TORNILLO CILINDRICO CON HEXAGONO INTERNO

**ESPARRAGO ROSCADO CON HEXÁGONO INTERIOR PUNTA
CÓNICA**

TORNILLO CABEZA HEXAGONAL ROSCADO PARCIAL

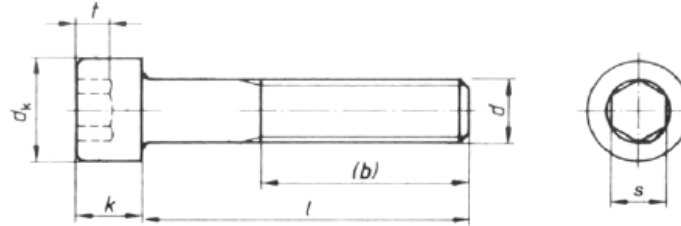
TUERCA HEXAGONAL

**TUERCA AUTOBLOCANTE FORMA ALTA CON INSERCIÓN
NO METÁLICA**

PASADOR ELÁSTICO

TORNILLO PUNTA BROCA CABEZA HEXAGONAL

TORNILLO CILÍNDRICO CON HEXÁGONO INTERIOR

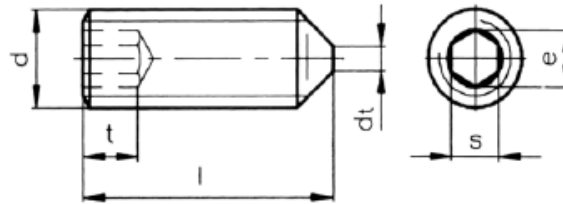


b (*1)	15	16	17	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72
t min.	0,7	1	1,1	1,3	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13,5	15,5
s	1,5	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	14	17	17	19	19	22
k max.	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
dk	3	3,8	4,5	5,5	7	8,5	10	13	16	18	21	24	27	30	33	36	40	45

(*1) Longitud de la rosca (siempre que L>b)

d	M-1,6	M-2	M-2,5	M-3	M-4	M-5	M-6	M-8	M-10	M-12	M-14	M-16	M-18	M-20	M-22	M-24	M-27	M-30
5	*	*	*	*	*	*	*											
6	*	*	*	*	*	*	*											
8	*	*	*	*	*	*	*											
10	*	*	*	*	*	*	*	*										
12		*	*	*	*	*	*	*	*									
14		*	*	*	*	*	*	*	*									
16		*	*	*	*	*	*	*	*	*								
18		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*							
20		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*						
22				*	*	*	*	*	*	*	*	*						
25				*	*	*	*	*	*	*	*	*						
30				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*					
35				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*				
40				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
45				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
50				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
55						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
60					*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
65						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
70					*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
75						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
80						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
90						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
100						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
110						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
120						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
130						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
140						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
150						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
160										*	*	*	*	*	*	*	*	*
170										*	*	*	*	*	*	*	*	*
180										*	*	*	*	*	*	*	*	*
200										*	*	*	*	*	*	*	*	*

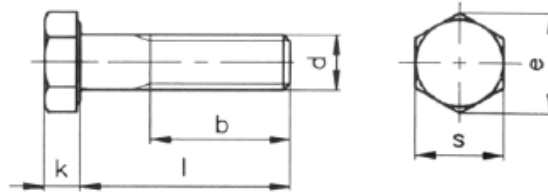
ESPÁRRAGO ROSCADO CON HEXÁGONO INTERIOR PUNTA CÓNICA



d max.	---	---	0,4	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	5
t min	0,8	1,2	1,2	1,5	2	2	3	4	4,5	6,4	8
e	1	1,42	1,73	2,3	2,87	3,44	4,58	5,72	6,86	9,15	11,43
s	0,9	1,3	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10

L \ d	M-2	M-2,5	M-3	M-4	M-5	M-6	M-8	M-10	M-12	M-16	M-20
3	*	*	*								
4	*	*	*	*							
5	*	*	*	*	*						
6	*	*	*	*	*	*					
8	*	*	*	*	*	*	*				
10	*	*	*	*	*	*	*	*		*	
12	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
16	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
20			*	*	*	*	*	*	*	*	*
25			*	*	*	*	*	*	*	*	*
30				*	*	*	*	*	*	*	*
35				*	*	*	*	*	*	*	*
40				*	*	*	*	*	*	*	*
45					*	*	*	*	*	*	*
50					*	*	*	*	*	*	*
60						*	*	*	*	*	*
70							*	*	*	*	*
80								*	*	*	*
90									*	*	*
100									*	*	*

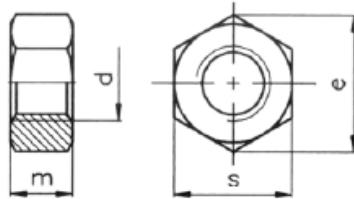
TORNILLO CABEZA HEXAGONAL ROSCA PARCIAL



k	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,7	21	22,5
e	8,79	11,05	14,38	18,9	21,1	24,49	26,75	30,14	33,53	35,72	39,98	45,2	50,85	55,37	60,79
s	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55
b L≤125	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72	78
b 125<L≤200		24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84
b L>200				45	49	53	57	61	65	69	73	79	85	91	97

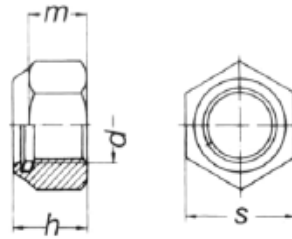
L	d	M-5	M-6	M-8	M-10	M-12	M-14	M-16	M-18	M-20	M-22	M-24	M-27	M-30	M-33	M-36
30		*	*	*												
35		*	*	*	*											
40		*	*	*	*	*										
45		*	*	*	*	*										
50		*	*	*	*	*	*									
55		*	*	*	*	*	*	*								
60		*	*	*	*	*	*	*	*							
65		*	*	*	*	*	*	*	*	*						
70		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*					
75		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*				
80		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
90		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
100		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
110		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
120		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
130		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
140		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
150		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
160		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
170		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
180		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
190		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
200		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
210		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
220		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
230		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
240		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
250		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
260		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
270		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
280		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
290		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
300		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

TUERCA HEXAGONAL



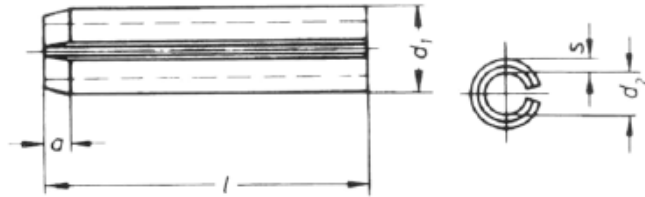
d	s	e	m
M-1,6	3,2	3,48	1,3
M-2	4	4,38	1,6
M-2,5	5	5,45	2
M-3	5,5	6,01	2,4
M-3,5	6	6,58	2,8
M-4	7	7,66	3,2
M-5	8	8,79	4
M-6	10	11,05	5
M-7	11	12,12	5,5
M-8	13	14,38	6,5
M-10	17	18,9	8
M-12	19	21,1	10
M-14	22	24,49	11
M-16	24	26,75	13
M-18	27	29,56	15
M-20	30	32,95	16
M-22	32	35,03	18
M-24	36	39,55	19
M-27	41	45,2	22
M-30	46	50,85	24
M-33	50	55,37	26
M-36	55	60,79	29
M-39	60	66,44	31
M-42	65	72,09	34
M-45	70	76,95	36
M-48	75	82,6	38
M-52	80	88,25	42

**TUERCA AUTOBLOCANTE FORMA ALTA
CON INSERCIÓN NO-METÁLICA**



d	s	m min.	h
M-5	8	4,4	6,3
M-6	10	4,9	8
M-8	13	6,44	9,5
M-10	17	8,04	11,5
M-12	19	10,37	14
M-16	24	14,1	18
M-20	30	16,9	22
M-24	36	20,2	28

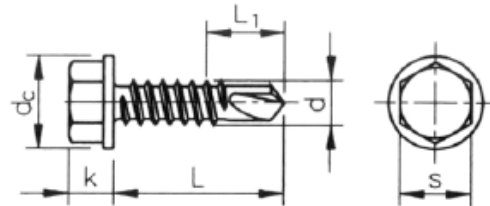
PASADORELÁSTICO



a	0,15	0,25	0,35	0,4	0,5	0,6	0,65	0,8	0,9	1,2	2	2
s	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1	1,25	1,5	2
d ₂ ≈	0,8	1,1	1,5	1,8	2,1	2,3	2,8	2,9	3,4	3,9	5,5	6,5
d ₁ min.	1,2	1,7	2,3	2,8	3,3	3,8	4,4	4,9	5,4	6,4	8,5	10,5

L \ Ø	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	8	10
4	*	*	*	*	*	*	*					
5	*	*	*	*	*	*	*					
6	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
8	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
12	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
14	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
16	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
18	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
20	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
22			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
24			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
26			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
28			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
30			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
32					*	*	*	*	*	*	*	*
36					*	*	*	*	*	*	*	*
40						*	*	*	*	*	*	*
45							*	*	*	*	*	*
50							*	*	*	*	*	*
55								*	*	*	*	*
60								*	*	*	*	*
65								*	*	*	*	*
70								*	*	*	*	*
75									*	*	*	*
80										*	*	*

TORNILLO PUNTA BROCA CABEZA HEXAGONAL



d_c	8,8	10,5	11	13,2
k max.	4,25	4,45	5,45	6,45
s	7	8	8	10
L1 ≈	7	8	10	11

L \ d	4,2	4,8	5,5	6,3
13	*	*		
16	*	*		
19	*	*	*	*
22	*	*	*	*
25	*	*	*	*
32	*	*	*	*
38	*	*	*	*
45		*	*	*
50			*	*
70			*	
80			*	

ANEXO P

CATALOGO DE PLANCHAS DE ALUMINIO

CHAPAS IMPRESAS DE ALUMINIO ANTIDESLIZANTES



Facilidad de corte por laser

CHAPA DUETTO "2 PALILLOS"

Aleación: Magnealtok 30-ENAW 5754-H114
Dimensiones: 2000 x 1000 x 2,0-3,0-4,0-5,0 mm.
2500 x 1250 x 2,0-3,0-4,0-5,0 mm.
3000 x 1500 x 2,0-3,0-4,0-5,0 mm.



Facilidad de corte por laser

CHAPA DAMERO "5 PALILLOS"

Aleación: Magnealtok 30-ENAW 5754-H114
Dimensiones: 2000 x 1000 x 2,0-3,0-4,0-5,0-6,0-8,0 mm.
2500 x 1250 x 2,0-3,0-4,0-5,0-6,0-8,0 mm.
3000 x 1500 x 2,0-3,0-4,0-5,0-6,0-8,0 mm.
4000 x 1500 x 4,0 -5,0 mm.
4000 x 2000 x 5,0 mm. (otros espesores consultar)
Otras aleaciones bajo pedido:



PURALTOK 99,5 EN AW1050
ALMANTOK 3003 EN AW 3003
MAGNEALTOK 40EN AW 5086
SIMAGALTOK 80 EN AW 6082-T6
ANODIZADO DECORATIVO:
2500 x 1250 x 1,5 mm.

Nota: bajo pedido y manteniendo el mismo ancho podemos suministrar a otros largos.



Facilidad de corte por laser

CHAPA PUNTA DIAMANTE

Aleación brillo: Almanton 03-ENAW 3003
Dimensiones: 2000 x 1000 x 1,5 (Huella 2,2)

Aleación: Magnealtok 30 - ENAW 5754-H114
Espesores: 5,5 mm. otros, bajo consulta
Dimensión: 2500 x 1250 mm. otras, bajo consulta



1. Productos Metálicos Recubiertos y Especificaciones	
GalvInfoNote	Criterios ASTM para Productos Planchas de Acero Recubiertos
1.5	
<small>Rev. 0 Jan-07</small>	

Introducción

La manera más común de ordenar los productos recubiertos de plancha de acero, según los fabricantes de acero es de acuerdo a los criterios de ASTM. Estas normas, que son escritos por comités voluntarios de la organización Internacional ASTM, abarcan todos los detalles relacionados con el ordenamiento de los productos de planchas de acero recubiertos. Estos detalles incluyen:

- Tipo de Recubrimiento
- Masa/ peso del Recubrimiento
- Acabado Superficial
- Resistencia del Acero
- Ductilidad y Conformación del Acero
- Dimensiones del Acero
 - Grosor
 - Ancho
 - Planitud
- Tolerancias – dimensiones del acero, grosor del recubrimiento, etc.

Normas para Productos de Acero Recubiertos

Para productos de plancha de acero recubiertos, los criterios son escritos por el Comité 05 de ASTM, organismo compuesto por reconocidos voluntarios que supervisan el desarrollo y revisión de estándares específicos relacionados con los productos de acero recubiertos.

Los términos comunes que están incluidos en muchos requerimientos del cliente como G60, A40, Acero Comercial (CS), *Embutición Profunda del acero (DDS)*, etc. tienen origen el apropiado criterio ASTM. Si usted necesita aprender el significado de muchos de los términos usados para productos planchas de acero recubiertos, lo mejor que puede hacer es conseguir una copia del criterio apropiado ASTM. Estos pueden ser adquiridos en la Organización Internacional ASTM.

Formas de contactar ASTM Internacional:

- E-Mail: service@astm.org
- Website: www.astm.org

ASTM Tomo 01,06 contiene todas las normas relacionadas con los productos de acero recubiertos. Se puede adquirir como un volumen entero, o se pueden comprar por separado las normas individuales. ASTM ofrece tanto versiones impresas como electrónicas de todos los niveles.

El cuadro de la página 3 del presente artículo contiene una lista de productos planchas de acero recubiertos. Esta lista cubre a la vez productos recubiertos por inmersión en caliente y productos electro galvanizados. Asimismo, para un análisis a fondo de la descripción de criterios ASTM para planchas recubiertas por inmersión en caliente, ver *GalvInfoNote 1,2*

Además de estos "productos" estándar hay dos requerimientos generales que se refieren a cuestiones tales como:

- Pedido de información
- Ensayos de las propiedades de los recubrimientos
- Ensayos de las propiedades mecánicas de los recubrimientos
- Dimensiones y variaciones permitidas

Los dos documentos que cubren aspectos sobre requerimientos generales son:

1. Criterio ASTM A 924/A 924M para productos plancha de acero recubierto por inmersión en caliente.
2. Criterio ASTM A 917 para productos plancha de acero recubierto por electro galvanizado.

Cuando se usan los criterios ASTM para ordenar, se debe tener en cuenta los requerimientos en ambos casos, tanto para producto específico como para requerimientos generales.

Libra-Pulgada versus SI

Cuando se escribe un número ASTM estándar como, por ejemplo, A 653/A 653M, significa que es una Norma Dual y que permite que el producto sea ordenado ya sea en unidades de Libra-Pulgada o unidades SI (Sistema Internacional). Los dos conjuntos de unidades son considerados por separado como unidades normalizadas. En el texto, las unidades SI se muestran en paréntesis. Recuerde que los valores establecidos por cada sistema no dan exactamente equivalentes y cada sistema debe ser usado independientemente del otro. En este ejemplo, cuando se ordena galvanizado en unidades libra-pulgada especifica A 653. Cuando se ordena en unidades SI, se especifica A 653M.

Casi todos los criterios ASTM para productos plancha de acero recubierto especificaciones Dual. Las excepciones son algunos productos electro galvanizados, a saber A 917 y A 918. Estas normas, como no tienen una M después del número, especifican sólo unidades SI.

Normas ASTM para Productos Plancha de Acero Recubiertos

Nombre Común de la Plancha Recubierta	Norma ASTM	Comentarios
Galvanizado por Inmersión en Caliente	A 653/A 653M	Plancha recubierta con Zinc
<i>Galvanneal</i> por Inmersión en caliente	A 653/A 653M	Plancha recubierta con aleación de Zinc-hierro
Electro galvanizado o Zincado electrolítico	A 879/A 879M	Plancha recubierta con Zinc electro depositado
Aleación 55% Al-Zn	A 792/A 792M	Plancha recubierta con aleación de 55% aluminio/45% zinc
Aleación Zn-5% Al	A 875/A 792M	Plancha recubierta con aleación de 95% zinc/5% aluminio
Aleación Zn-Al-Mg	A 1046/A 1046M	Plancha recubierta con aleación de Zinc-5-11% aluminio-2-4% magnesio
Aluminizado	A 463/A 463M	2 tipos de Recubrimientos de aluminio <ul style="list-style-type: none"> • Plancha recubierta con aleación de aluminio/5% -11% silicio • Plancha recubierta con aluminio puro
<i>Teme</i>	A 308/A 308M	Plancha recubierta con aleación plomo/estaño
Electro deposición de Zinc/Nickel	A 918	Plancha recubierta electro deposición de aleación Zinc/9-16% níquel

Copyright © 2007 – ILZRO

Renuncia de responsabilidad:

Los artículos, reportes de investigación y datos técnicos se proveen únicamente con fines informativos. Aunque quienes los publican intentan proveer información precisa y actual, la Organización Internacional de Investigación del Zinc y el Plomo no garantiza los resultados de la investigación o información reportada en esta comunicación y renuncia a cualquier responsabilidad por daños que surjan de confiar en los resultados de las investigaciones u otra información contenida en esta comunicación, incluyendo, sin limitación, daños incidentales o consecuencias.

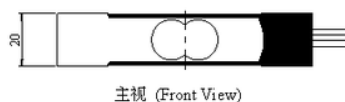
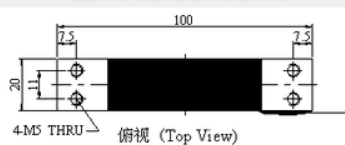
ANEXO Q

Galga extensiomètrica



[Solicitar información...](#)

DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO



USO Y CARACTERÍSTICAS

Capacidad Nominal	2, 4, 5, 10, 20, 30 (kg)
Voltaje de Salida	2.0 mV/V \pm 10%
No-Linealidad	0.02 %R.O.
Histéresis	0.02 %R.O.
Repetibilidad	0.02 %R.O.
Error de Fluencia(30min)	0.03 %R.O.
Efecto de la Temperatura en la salida	0.003 %R.O./ $^{\circ}$ C
Efecto de la Temperatura sobre el nivel de cero	0.005 %R.O./ $^{\circ}$ C
Equilibrio de cero	\pm 0.0200 mV/V
Impedancia de Entrada	1130 \pm 30 Ω
Impedancia de Salida	1000 \pm 10 Ω
Impedancia de Aislamiento	\geq 5000 M Ω /(50VDC)
Seguridad de Sobrecarga	150 %R.O.
Límite de Sobrecarga	200 %R.O.
Rango de Temperatura de Operación	-20~60 $^{\circ}$ C
Excitación Recomendada	5~12 VDC
Excitación Máxima	15 VDC
Construcción	Aleación de Aluminio
Clase de Protección	IP66 / IP67
Cable	ϕ 0.8 \times 40 cm
Dimensiones de la Plataforma	300 \times 300 mm
Modo de Conexión	Verde (EXC+), Negro (EXC-), Blanco (SIG+), Rojo (SIG-)

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
EXTENSIÓN LATACUNGA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Iván Cando e Israel Suasnavas bajo mi supervisión

**ING. GUIDO TORRES
DIRECTOR DEL PROYECTO**

**ING. JUAN ROCHA
CODIRECTOR DEL PROYECTO**

**ING. JUAN CASTRO
DIRECTOR DE LA CARRERA**

**DR. FREDDY JARAMILLO CHECA
SECRETARIO ACADÉMICO**