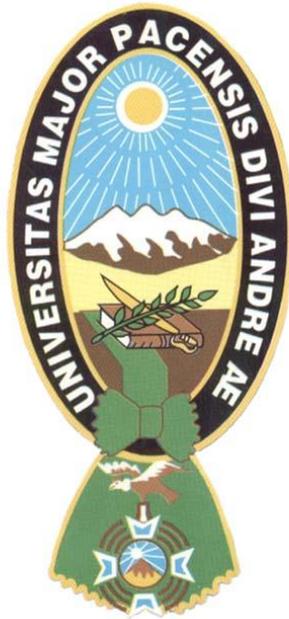


UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRES
FACULTAD DE TECNOLOGIA
CARRERA MECANICA AUTOMOTRIZ



PROYECTO DE GRADO
DISEÑO DE UN DINAMOMETRO DE RODILLOS PARA
DETERMINAR POTENCIA Y TORQUE DE VEHICULOS
LIVIANOS

Presentado por: ARMANDO BALTAZAR SOTO

Tutor: MSc. Ing. Ricardo Teófilo Paz Zeballos

La Paz – Bolivia

2017

**DISEÑO DE UN DINAMOMETRO DE RODILLOS PARA
DETERMINAR POTENCIA Y TORQUE DE VEHICULOS LIVIANOS**

Por:

Armando Baltazar Soto

Revisado y Presentado Ante el Tribunal de Grado Académico

APROBADO:

MSc. Ing. Ricardo Teófilo Paz Zeballos

Tutor

UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRES
FACULTAD DE TECNOLOGIA
CARRERA DE MECANICA AUTOMOTRIZ

Los miembros de este comité de proyecto de grado recomiendan que el presente proyecto realizado por Armando Baltazar Soto sea aceptado como opción para obtener el grado de Licenciado Automotriz.

**DISEÑO DE UN DINAMOMETRO DE RODILLOS PARA
DETERMINAR POTENCIA Y TORQUE DE VEHICULOS LIVIANOS**

MSc. Ing. Ricardo Teófilo Paz Zeballos

Tutor

Ing. Aniceto Velarde Forest

Tribunal

Ing. Juan Félix Quispe Medrano

Tribunal

Lic. Luis Andrés Copa Yujra

Tribunal

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mi agradecimiento a Dios por permitirme vivir a lo largo de esta hermosa existencia.

Dar gracias a mi Madre por todo el apoyo y comprensión que me brindó para poder estar aquí presente, sobre todo el cariño incondicional que siempre recibí de su parte, a mi hermano por darme incentivo para sobresalir siempre adelante.

A la Universidad Mayor de San Andrés, Facultad de Tecnología, Carrera de Mecánica Automotriz por brindarme toda la enseñanza y preparación para enfrentar los retos de la vida profesional.

A mi Tutor de Proyecto MSc. Ing. Ricardo Teófilo Paz Zeballos por su capacidad e idoneidad para realizar y haber aceptado el asesoramiento del presente proyecto, por toda la paciencia hacia mi persona con las observaciones, modificaciones y correcciones. Sobre todo por haberme transmitido su sabiduría y brindarme su amistad.

Al Tribunal: Ing. Aniceto Velarde Forest, Ing. Juan Félix Quispe Medrano, Lic. Luis Andrés Copa Yujra, por plasmar su profesionalismo, capacidad y experiencia técnica científica en la revisión del proyecto.

Al Lic. Luis Loza Montenegro por su guía y apoyo desinteresado en este proyecto.

Al Arq. Jonathan Pérez Cano por su apoyo en el presente proyecto y su amistad.

A todos mis compañeros y amigos que fueron un gran apoyo para la complementación de este trabajo.

DEDICATORIA

Quiero dedicar este proyecto
A mi madre Amalia Soto Calle
A mi hermano Mauricio Baltazar Soto

DIÑO DE UN DINAMOMETRO DE RODILLOS PARA DETERMINAR POTENCIA Y TORQUE DE VEHICULOS LIVIANOS

INDICE DE CONTENIDO

	Pág.
Agradecimientos.....	iii
Dedicatoria.....	iv
Resumen.....	xiv
CAPITULO I ASPECTOS GENERALES.....	2
1.1 Introducción.....	2
1.2 Antecedentes	2
1.3. Planteamiento del problema	2
1.3.1. Identificación del problema	2
1.3.2. Formulación del problema	3
1.4. Objetivos	3
1.4.1. Objetivo general	3
1.4.2. Objetivos específicos	3
1.5. Justificación.....	4
1.5.1. Justificación técnica	4
1.5.2. Justificación económica	4
CAPITULO II MARCO TEORICO.....	6
2.1. Dinamómetro.....	6
2.2. Normas de diseño	6
2.3. Normas de medición de potencia.....	7
2.4. Normas de corrección de potencia	7
2.5. Potencia	8
2.5.1. Potencia indicada.....	8
2.5.2. Potencia perdida por resistencias mecánicas	8
2.5.3. Potencia efectiva.....	8

2.6. Potencia normalizada.....	9
2.6.1. Potencia bruta	9
2.6.2. Potencia neta	9
2.6.3. Potencia corregida	10
2.6.4. Potencia en la rueda.....	10
2.7. Par motor o torque	10
2.8. Curvas características del motor.....	11
2.9. Unidades de absorción de potencia	12
2.9.1. Freno de Prony	13
2.9.2. Freno hidráulico.....	14
2.9.2.1. Freno hidráulico tipo Froude	16
2.9.3. Freno por inducción electromagnética	17
2.9.4. Freno corriente de Foucault o corrientes parásitas de Eddy.....	18
2.9.5. Freno de Histéresis	20
2.9.6. Dínamo freno.....	20
2.10. Tipos de dinamómetros por su aplicación	20
2.10.1. Dinamómetro de motor.....	21
2.10.2. Dinamómetro de rodillos.....	22
2.11. Componentes del dinamómetro de rodillos	23
2.11.1. Rodillos.....	23
2.11.2. Estructura.....	24
2.11.3. Ventiladores.....	25
2.11.4. Extractor de gases.....	26
2.11.5. Computadora y software.....	27
2.11.5.1. Computadora	27
2.11.5.2. Software	27
2.11.6. Tacómetro	28
2.11.7. Medidor de temperatura	29
2.11.8. Medidor de la Presión Atmosférica	29

2.11.9. Medidor de la Humedad Relativa.....	30
CAPITULO III INGENIERIA DEL PROYECTO	32
3.1. Parámetros técnicos de diseño.....	32
3.2. Selección del material.....	32
3.2.1. Matriz de selección del material para el diseño.....	33
3.3. Diseño de los rodillos	34
3.3.1. Matriz selección de número de rodillos.....	34
3.4. Especificaciones técnicas del neumático de referencia	35
3.5. Cálculo de la relación de transmisión	36
3.5.1. Cálculo de primera relación entre motor y caja.....	36
3.5.2. Cálculo de segunda relación caja y conjunto diferencial	37
3.5.3. Transformación de la velocidad angular de la rueda	37
3.6. Determinación del radio de la rueda.....	37
3.6.1. Determinación del diámetro del aro	37
3.6.2. Determinación de la altura del neumático	37
3.6.3. Determinación del radio total de la rueda	38
3.7. Cálculo de la velocidad lineal en contacto entre el neumático y el rodillo	38
3.8. Cálculo del eje en el primer escenario.....	39
3.8.1. Cálculo de las reacciones en el rodillo	39
3.8.1.1. Diagrama de cargas sobre el rodillo	40
3.8.1.2. Cálculo de las reacciones por el peso del vehículo	41
3.8.2. Cálculo del momento flector en el rodillo.....	41
3.8.3. Cálculo del eje por esfuerzo cortante	42
3.8.3.1 Cálculo del área de corte del eje	43
3.8.3.2. Cálculo del diámetro por esfuerzo cortante.....	43
3.8.4. Cálculo de eje por esfuerzo a la fatiga en el primer escenario	43
3.8.4.1. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del rodillo	44
3.8.4.2. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga de la muestra del rodillo	44
3.8.4.3. Determinación de los factores que modifican el esfuerzo del eje	

$K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$	45
3.9. Cálculo del eje en el segundo escenario	47
3.9.1. Diagrama de cargas sobre el rodillo.	48
3.9.2. Cálculo de fuerzas en el plano X	48
3.9.2.1. Cálculo de momentos flectores respecto al eje R_{ax}	50
3.9.3. Cálculo de fuerzas en el plano Y	50
3.9.3.1. Cálculo de momentos flectores respecto al eje R_{ay}	51
3.9.4. Cálculo del diámetro en el eje por análisis estático en el segundo escenario.....	51
3.9.4.1. Cálculo de la fuerza tangencial del rodillo	52
3.9.5. Cálculo del diámetro en el eje por fatiga en el segundo escenario.....	53
3.9.5.1. Cálculo del momento torsor	54
3.9.5.2. Cálculo del momento máximo por superposición de esfuerzos	54
3.9.5.3. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del rodillo	54
3.9.5.3.1. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga de la muestra del rodillo. .	54
3.9.5.3.2. Determinación de los factores que modifican el esfuerzo del eje	
$K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$	54
3.9.6. Cálculo del área de la sección maciza	57
3.9.7. Cálculo del área de la sección hueca	58
3.10. Determinación de las ranuras para el eje del rodillo	59
3.11. Cálculo de la soldadura en el rodillo	59
3.11.1. Especificación del electrodo.....	60
3.11.2. Determinación del coeficiente de fricción en el neumático	60
3.11.3. Determinación de la fuerza de fricción o fuerza cortante.....	60
3.11.4. Determinación del área de soldadura	60
3.11.5. Determinación del esfuerzo primario de la soldadura para flexión.....	61
3.11.6. Determinación del esfuerzo secundario de la soldadura para torsión.	61
3.11.6.1. Determinación del momento polar de la soldadura.....	62
3.11.7. Determinación del esfuerzo máximo de la soldadura.....	62
3.11.8. Cálculo de la resistencia del cordón de la soldadura.....	63

3.12. Cálculo del chavetero y chaveta para el eje del rodillo	63
3.12.1. Cálculo del esfuerzo cortante de la chaveta	64
3.12.2. Cálculo del esfuerzo de aplastamiento de la chaveta	65
3.12.3. Cálculo de la teoría de falla de la chaveta	65
3.13. Cálculo de la vida finita del rodillo	67
3.13.1. Cálculo del área de contacto del neumático con los rodillos.....	67
3.13.2. Cálculo del esfuerzo permisible del rodillo.....	68
3.14. Simulación de la deflexión del rodillo	71
3.15. Cálculo de la velocidad Crítica del rodillo	71
3.16. Selección de la Chumacera y rodamiento	73
3.16.1. Determinación de la fuerza radial equivalente del rodamiento	74
3.16.2. Determinación de la vida útil de diseño del rodamiento	75
3.16.3. Determinación de la capacidad básica de carga	76
3.17. Diseño de la estructura	77
3.17.1. Determinación de la distancia entre los rodillos.....	77
3.17.1.1. Cálculo de la distancia para el neumático grande	
P255/70R18 112/ M+S.....	77
3.17.1.2. Cálculo de la distancia para el neumático pequeño P175/70 R13 82 T...	77
3.18. Acople flexible del dinamómetro	79
3.19. Selección del freno dinamométrico	79
3.19.1. Descripción del freno Accudyno NHS 305	80
3.19.2. Características del freno Accudyno NHS 305.....	81
3.19.3. Especificaciones técnicas del freno Accudyno NHS 305.....	82
3.20. Sistema de adquisición de datos	82
3.20.1. Descripción del sistema adquisición de datos Accudyno NHS 305.....	83
3.20.2. Especificación del hardware del sistema adquisición de datos Accudyno	
NHS 305	83
3.20.3. Especificaciones del software del sistema de datos Accudyno NHS 305	84
3.20.4. Distribución de los componentes en la sala de ensayos	84

CAPITULO IV MONTAJE, OPERACION Y MANTENIMIENTO.....	87
4.1. Montaje.....	87
4.2. Proceso de montaje del dinamómetro.....	87
4.2.1. Montaje del sistema Accudyno	90
4.2.2. Montaje del sensor de rpm	91
4.2.2.1. Circuito de instalación del sensor de rpm.....	92
4.2.3. Montaje del sensor de carga	92
4.2.3.1. Circuito de instalación del sensor de carga	94
4.3. Freno de zapatas del dinamómetro	95
4.4. Sistema de alimentación agua del freno	96
4.4.1. Requerimiento del agua.....	96
4.5. Partes del dinamómetro	97
4.6. Seguridad.....	98
4.7. Operación	98
4.7.1. Pasos para realizar el ensayo	98
4.8. Mantenimiento.....	103
4.8.1. Verificación del sensor de carga.....	103
4.8.2. Brazo de Calibración y contrapesos	104
4.9. Calibración del torque	105
4.10. Compensador de inercia del sistema Accudyno	108
4.11. Sistema central de adquisición de datos Accudyno.....	108
4.12. Balanceo de los rodillos	109
4.13. Mantenimiento de los rodamientos.....	110
CAPITULO V COSTOS	112
5.1. Costos de elaboración y consultoría del proyecto	112
5.1.1. Costo de diseño.....	112
5.2. Implementación del proyecto	112
5.2.1. Costos de inversión.....	112
5.2.1.1. Costos de alquiler de equipos y herramientas	112

5.2.1.2. Costo de construcción de la fosa	113
5.2.2. Costos de operación	114
5.2.2.1. Costos de materias primas	114
5.2.2.2. Costos de insumos	115
5.2.2.3. Costos de elementos especificados.....	116
5.2.2.3.1. Costos del sistema de alimentación de agua del dinamómetro	117
5.2.2.3.2. Costos del sistema de adquisición de datos y freno dinamométrico...	119
5.2.3. Gastos de administración.....	119
5.2.3.1. Costos de la mano de obra.....	119
5.2.3.2. Otros costos	120
5.3. Costo Total.....	121
5.4. Cálculo del precio de venta	121
5.4.1. Costo de fabricación	122
5.4.1.1. Margen de utilidad.....	122
5.4.1.2. Costo neto.....	122
5.4.1.3. Cálculo de impuestos.....	122
5.4.2. Precio final de venta	123
5.5. Estimación de la recuperación de inversión	123
5.5.1. Gastos de operación.....	123
CAPITULO VI EVALUACION	126
6.1. Evaluación técnica	126
6.2. Evaluación económica.....	127
6.3. Conclusiones.....	128
6.4. Recomendaciones	128
Bibliografía.....	129
Web grafía	130
Anexos	131
Planos	151

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura. 2.1. Potencia transmitida del motor hasta ruedas del vehículo	10
Figura. 2.2. Motor Toyota Tundra QS5 muestra las curvas características de potencia y torque.....	11
Figura. 2.3. Principio de funcionamiento y operación de la unidad de absorción de potencia	13
Figura. 2.4. Características del freno de Prony.....	14
Figura. 2.5. Frenos hidráulicos.	15
Figura. 2.6. Freno por Inducción Electromagnética	17
Figura. 2.7. Freno de corrientes parásitas.....	18
Figura. 2.8. Instalación del dinamómetro de motor.....	21
Figura. 2.9. Instalación del dinamómetro de rodillos.....	23
Figura. 2.10. Rodillos componente que soporta el peso del vehículo	24
Figura. 2.11. Estructura del dinamómetro de rodillos empotrado al piso.	25
Figura. 2.12. Ventilador del equipo para simular condiciones de carretera	25
Figura. 2.13. Instalación del extractor de gases de escape en el vehículo.....	26
Figura. 2.14. Equipo de visualización de datos durante el ensayo	27
Figura. 2.15. El software hace posible ver las condiciones de operación del vehículo en la computadora.	28
Figura. 3.1. Plaqueta de características técnicas del vehículo Toyota Tundra QS5	32
Figura. 3.2. Especificaciones técnicas del neumático vehicular.....	35
Figura. 3.3. El peso del vehículo sobre un rodillo.....	39
Figura. 3.4. Diagrama de cuerpo libre de cargas y reacciones.	40
Figura. 3.5. Muestra las dimensiones del rodillo.....	42
Figura. 3.6. Peso del vehículo sobre ambos rodillos	47
Figura. 3.7. Fuerzas en el plano en contacto con el rodillo	48
Figura. 3.8. Muestra las fuerzas en el plano X del rodillo.....	49
Figura. 3.9. Muestra las fuerzas en el plano Y del rodillo.....	50

Figura. 3.10. Unión del cordón de ángulo exterior.....	59
Figura. 3.11. Dimensiones aproximados del neumático en contacto con los rodillos.....	67
Figura. 3.12. Diagrama fatiga-ciclos	70
Figura. 3.13. Simulación de la deflexión con el programa autodesk inventor.	71
Figura. 3.14. Rodamiento de libre mantenimiento y relubricable	74
Figura 3.15. Distancia entre los rodillos en función de la rueda grande y pequeña con el diámetro del rodillo	78
Figura. 3.16. Freno hidráulico Accudyno NHS 305.....	81
Figura. 3.17. Sistema de adquisición de datos accudyno NHS 305	82
Figura. 3.18. Distribución de los componentes del dinamómetro en la sala.	85
Figura. 4.1. Montaje del sensor de rpm Accudyno.....	91
Figura. 4.2. Soporte del sensor de rpm	92
Figura. 4.3. Circuito del sensor de rpm	92
Figura. 4.4. Montaje del sensor de carga.....	94
Figura. 4.5. Circuito del sensor de carga	94
Figura. 4.6. Freno de zapatas del dinamómetro de rodillos.....	95
Figura. 4.7. Componentes del dinamómetro de rodillos.....	97
Figura. 4.8. Realizando el mantenimiento requerido en el vehículo	100
Figura. 4.9. Finalizado el ensayo se procede a retirar el vehículo.....	103
Figura. 4.10. Prueba del sensor de carga	104
Figura. 4.11. Brazo de calibración y contrapesos calibrado de valor conocido	105
Figura. 4.12. Procedimiento para calibrar el sensor de carga.....	106
Figura. 4.13. Determinación centro de gravedad del brazo del sensor.....	107
Figura. 4.14. Gráfica de la compensación de inercia del equipo.....	108
Figura. 4.15. Central datos procesa las señales provenientes de los sensores.....	109

RESUMEN

El presente proyecto comprende el diseño de un Dinamómetro de Rodillos para vehículos livianos tomando como referencia un vehículo cuyo peso bruto vehicular es de 3220 (Kg), el cual permitirá su implementación en talleres pequeños y medianos, permitiendo determinar las curvas características de potencia y torque, que ayude en la comparación de las prestaciones del motor del vehículo luego de realizar el mantenimiento o reparación requerido.

El proyecto surge por la necesidad de contar con un dinamómetro de rodillos en los talleres para mejorar el servicio automotriz que se ofrece a la sociedad y también surge la necesidad mejorar en el equipamiento de los talleres porque la mayoría realiza un mantenimiento de forma intuitiva.

El proyecto busca ofrecer un diseño factible para ser implementado con recursos y materiales disponibles en el mercado y brindar un precio alternativo viable frente a otros dinamómetros comerciales que se encuentran en el mercado tanto nacional o internacional, los cuales tienen un elevado costo de adquisición.

El contenido del proyecto se divide en seis capítulos que se describen a continuación:

El primer capítulo da a conocer aspectos generales que indican la problemática planteada en talleres automotrices pequeños y medianos que no cuentan con un Dinamómetro para determinar potencia y torque a través de las curvas características de cada motor.

El segundo capítulo marco teórico brinda los conceptos, definiciones, tipos de Dinamómetros, usos, aplicación y partes que cuenta el equipo para su implementación.

El tercer capítulo describe el diseño del Dinamómetro de Rodillos, cálculos de ejes y deflexión del rodillo porque es la parte más crítica del diseño el cuál soporta todo el peso del vehículo, selección del freno dinamométrico adecuado para el diseño.

El cuarto capítulo describe las consideraciones de montaje, operación y mantenimiento que se deben tomar en cuenta en la implementación y el procedimiento para el ensayo a realizar hasta el momento de la culminación en el Dinamómetro de Rodillos.

En el quinto capítulo se estima la implementación del Dinamómetro de Rodillos, dónde se enfoca el costo de cada componente que cuenta el equipo considerando los costos de alquiler de las herramientas y equipos a usar, los insumos y también contempla el precio de la mano de obra de la fabricación de algunos componentes.

En el sexto capítulo se considera la evaluación técnica y la evaluación económica, así también las conclusiones y recomendaciones para el diseño del presente proyecto.

Capítulo I

ASPECTOS GENERALES



1.1. Introducción

En la actualidad en el entorno del área del campo automotriz existen diferentes dinamómetros para determinar el torque y potencia en los motores. Cada uno de ellos se diseña para satisfacer necesidades específicas según las principales características, parámetros que miden y describen el comportamiento del motor. Sin embargo por los elevados costos que tienen no es frecuente contar con este equipo en talleres automotrices pequeños y medianos, por lo tanto el presente proyecto se enfoca en el diseño de un Dinamómetro de Rodillos para determinar el torque y potencia del motor, ya que en la actualidad se realiza el mantenimiento de los motores de los automóviles de forma intuitiva lo que representa en la mayoría un incorrecto mantenimiento.

1.2. Antecedentes

La etimología de la palabra dinamómetro está compuesta por dos palabras básicas. La primera, dynamo que proviene de la palabra griega que significa **fuerza**. La segunda, metro que viene de la palabra griega que significa **medida**. Para fines de este proyecto un Dinamómetro es un equipo que permite medir la energía entregada del motor.

Charles Babbage utilizó un rudimentario dinamómetro para registrar la fuerza ejercida sobre un vagón por los frenos de locomotoras y trenes en el Gran Ferrocarril del Oeste de Gran Bretaña en 1839. El Dinamómetro de Babbage registró la fuerza de tracción de la locomotora sobre el tiempo, así como el temblor del vagón sobre el que estaba montado.

1.3. Planteamiento del problema

1.3.1. Identificación del problema

El elevado costo de los Dinamómetros de Rodillos impide que talleres automotrices pequeños y medianos cuenten con este equipo de comparación de prestaciones características del motor, para verificar la potencia y torque que entrega el motor luego de realizar el mantenimiento

requerido, esté equipo nos ayuda realizar ensayos dentro del taller automotriz sin que el vehículo salga a las calles lo cual nos da un ahorro de tiempo, evitar otros aspectos que pueden obligar a realizar el ensayo correcto como ser irregularidades del camino, cambio climatológico, rompe muelles, etc. Esto hace que la mayoría de los talleres automotrices realicen ensayos del vehículo de forma intuitiva.

1.3.2. Formulación del problema

En base a la situación descrita anteriormente, surge la necesidad de contar con un Dinamómetro de Rodillos en talleres automotrices para determinar las prestaciones del motor de un vehículo y verificar un diagnóstico real de la condición en la que se encuentra el motor del vehículo. También verificar el funcionamiento y comportamiento de éste luego de realizar el mantenimiento requerido.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar un Dinamómetro de Rodillos para determinar potencia y torque de vehículos livianos.

1.4.2. Objetivos específicos

- Evaluar los parámetros de diseño del vehículo de referencia.
- Describir los componentes del dinamómetro de rodillos.
- Determinar el diámetro del eje para el diseño tomando en cuenta dos escenarios que el vehículo está expuesto en el dinamómetro.
- Simular la deflexión del rodillo con el programa de diseño Autodesk Inventor para estimar la deformación por el peso del vehículo.
- Determinar la vida útil a través de los elementos críticos de los componentes del dinamómetro.
- Elegir el freno apropiado para absorber la energía cinética que se genera y que cumpla con los parámetros de diseño del vehículo.
- Describir las características técnicas y especificación del freno elegido.

- Describir el proceso de montaje del Dinamómetro de Rodillos.
- Describir la operación de ensayo con el Dinamómetro de Rodillos.
- Determinar la factibilidad técnica y económica del Dinamómetro de Rodillos.

1.5. Justificación

1.5.1. Justificación técnica

El Dinamómetro de Rodillos nos permitirá comparar el torque del motor antes y después de realizar el mantenimiento del motor en el automóvil, buscando alcanzar un punto óptimo, luego se determinará la potencia que entrega el motor, este se determina multiplicando el torque por las revoluciones del motor. También se debe tomar en cuenta las condiciones climatológicas de ensayo del motor, como ser la densidad del aire, temperatura del medio, la humedad relativa, presión atmosférica, etc. Para evitar cambios bruscos de estos factores se recomienda realizar los ensayos en una determinada hora del día.

1.5.2. Justificación económica

Se buscará un diseño del Dinamómetro de Rodillos que tenga la tendencia de tener un costo menor en comparación con otros modelos, marcas de dinamómetros de rodillos existentes en el mercado, lo cual favorecería en su implementación en talleres automotrices con economía limitada y presten un mejor servicio a la sociedad.

Capítulo II

MARCO TEORICO



CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1. Dinamómetro¹

Un Dinamómetro puede describirse como un equipo que sirve para medir la fuerza a una determinada distancia, la intensidad de esta fuerza en una determinada distancia, se conoce como torque.

También se define el Dinamómetro como un equipo complejo que sirve para comparar magnitudes físicas mediante la aplicación de una fuerza y una distancia. Existen equipos Dinamométricos de uso específico en el campo automovilístico que sirven para determinar el torque y a través de fórmulas determinar la potencia.

El Dinamómetro en el campo automotriz mide la fuerza a una determinada distancia a partir de ahí calcula la potencia. Si conocemos el torque que genera el motor lo multiplicaremos por las rpm del motor para obtener la potencia.

Los componentes básicos de un Dinamómetro de Rodillos son: la estructura, rodillos, la unidad de absorción de potencia y sistema de alimentación del fluido de trabajo.

2.2. Normas de diseño

Sus principios son paralelos a la humanidad, basta recordar que ya en las civilizaciones egipcias se habían tipificado los tamaños de ladrillos y piedras según módulos de dimensiones previamente establecidos. Pero la normalización con base sistemática y científica nace a finales del siglo XIX con la Revolución Industrial en los países altamente industrializados ante la necesidad de producir más y mejor, pero el impulso definitivo llegó con la primera Guerra Mundial ante la necesidad de abastecer a los ejércitos y reparar los armamentos fue necesario utilizar la industria privada a la que se le exigía especificaciones de intercambiabilidad y ajustes precisos.

¹ <http://etimologias.dechile.net/>

2.3. Normas de medición de potencia

La potencia de un motor es influenciada por las condiciones ambientales del lugar donde trabaja y también por los accesorios con los cuales viene incorporado, fueron creadas ciertas normas estableciendo condiciones ambientales patrones y tipos de accesorios con los cuales deben venir equipados los motores al ser ensayados.

La obtención de la potencia está directamente relacionada con las condiciones atmosféricas ambientales.

Los factores ambientales que influyen en la potencia del motor son:

- Presión barométrica
- Humedad del aire
- Temperatura del ambiente

La NORMA SAE, toma en cuenta los siguientes parámetros: Temperatura del ambiente 29.4 °C, Presión barométrica 746.25 mmHg, 760 mmHg, Presión del vapor 9.65 mmHg.

Mientras que la NORMA DIN, toma en cuenta los siguientes parámetros: Temperatura del ambiente 20 °C, Presión barométrica 760 mmHg.

2.4. Normas de corrección de potencia

La norma indica que la potencia de un motor está directamente relacionada con las condiciones atmosféricas ambientales. Los factores atmosféricos que influyen en la potencia de un motor son:

- Presión barométrica
- Porcentaje de la humedad del aire
- Temperatura del ambiente

Potencia Neta Norma SAE J1349, Norma DIN 70020.

Potencia Bruta Norma SAE J1995.

2.5. Potencia

La potencia es un síntoma de funcionamiento que aporta bastante información sobre el estado global del motor, debido a que la presencia de cualquier falla en los diferentes sistemas que tiene el mismo la afecta sensiblemente.

La potencia se desarrolla en el interior del cilindro, no se transmite íntegramente a la salida en el eje del motor porque una parte se usa para vencer las resistencias mecánicas, etc.

2.5.1. Potencia indicada

La potencia indicada se obtiene a partir del diagrama o ciclo indicado del motor que representa el trabajo realizado por la combustión del combustible en el interior del cilindro durante un ciclo, es característica del proceso termo-fluidodinámico que se lleva a cabo en su interior y por lo tanto depende del correcto funcionamiento de todo su sistema.

2.5.2. Potencia perdida por resistencias mecánicas

La potencia perdida en las resistencias mecánicas es la necesaria para mover los diferentes mecanismos del motor y esta se consume por cuatro motivos que son los siguientes:

- Rozamiento en los mecanismos principal. fricción en cojinetes, pistón y cilindro, pasador del pistón, etc.
- Accionamiento de los elementos auxiliares como la bomba de agua, bomba de aceite, ventilador, etc.
- Bombeo del fluido de trabajo durante el proceso de intercambio de gases.
- Accionamiento del compresor, cuando el motor emplea sobrealimentación mecánica.

2.5.3. Potencia efectiva

La potencia efectiva se obtiene a la salida del volante de inercia, es el resultado de la diferencia entre potencia indicada y potencia perdida en las resistencias mecánicas.

Esta potencia depende prácticamente del funcionamiento de todos los sistemas del motor, de manera que cualquier falla que afecte a la potencia indicada o a la potencia perdida por las resistencias mecánicas influirá en la potencia efectiva.

2.6. Potencia normalizada

Es la potencia que se obtuvo en las mejores condiciones ambientales además la potencia normalizada es corregida a las normas internacionales como ISO, SAE-J, DIN, JIS y EWG.

La potencia indicada disminuye a medida que sube la altitud y la presión en el cilindro es menor respecto a la presión que se obtuvo a nivel del mar, para estimar los efectos de la altitud sobre el nivel del mar se ha desarrollado expresiones para obtener la corrección de potencia a las mejores condiciones ambientales.

Existen dos sistemas principales que permiten obtener la corrección de potencia.

La Norma SAE J1995 dónde la potencia se mide con el motor libre de accesorios para que no consuman potencia sin alternador, sin bomba de agua, sin filtro de aire, sin silenciador de escape, etc.

La norma DIN 70020 dónde la corrección de potencia se la realiza con el motor completo es decir con todos los accesorios.

2.6.1. Potencia bruta

La potencia bruta se mide en el volante de inercia del motor de acuerdo con la norma SAE J1995 de ensayo, al motor se le quitan una serie de elementos que consumen potencia en su funcionamiento como el filtro de aire, silenciador de escape, alternador, aire acondicionado, bomba de agua, ventilador, etc. Con ello se consigue obtener toda la potencia que pueda suministrar el motor.

2.6.2. Potencia neta

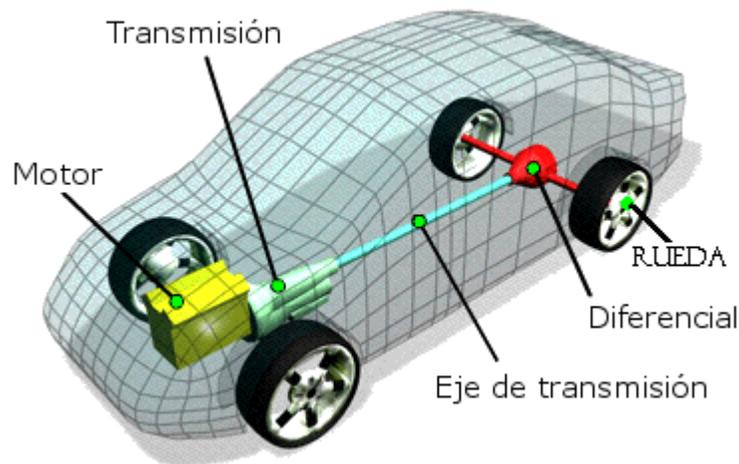
La potencia neta se mide en el volante de inercia del motor, sin embargo la Norma SAE J1349 de ensayo indica que el motor tiene que llevar todo el equipamiento que cuando está montado en el vehículo.

2.6.3. Potencia corregida

Es la potencia totalmente corregida será el producto de la potencia efectiva observada por los coeficientes de corrección de la presión barométrica, humedad relativa y temperatura del aire.

2.6.4. Potencia en la rueda

Es la potencia desarrollada en el interior de los cilindros del motor, el cuál es transmitido considerando todos los aspectos de perdidas hasta llegar a las ruedas motrices del vehículo como ser causas temperaturas elevadas, rozamiento, vencimiento de la inercia, fricción, etc.



Fuente: <http://www.racesimonline.com/articulos/ElDiferencial>.

Figura. 2.1. Potencia transmitida del motor hasta ruedas del vehículo

2.7. Par motor o torque

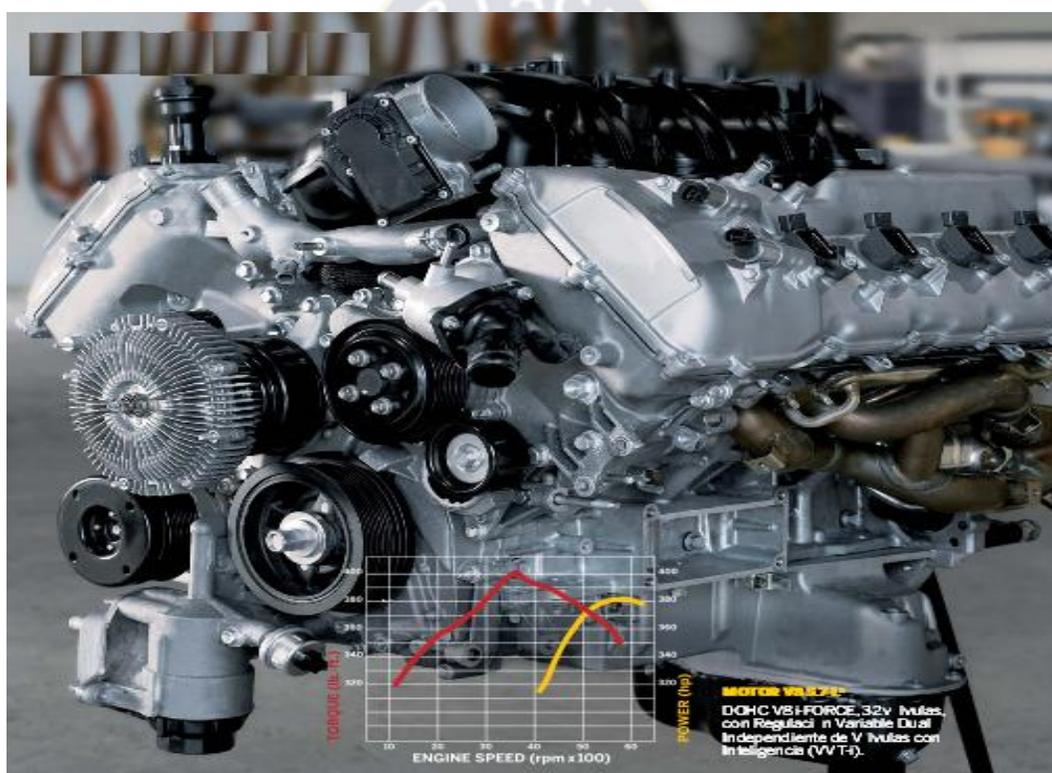
El torque también denominado par motor, es el momento dinámico de una fuerza que ejerce el motor sobre el eje de transmisión de potencia.

La fuerza de explosión aplicada a la biela y transmitida al brazo del cigüeñal para hacer girar produciendo un esfuerzo de rotación que se conoce como par motor.

El torque y la potencia son indicadores que permiten saber cómo funciona el motor, la fuerza que realiza y la rapidez con la que puede realizar un determinado movimiento.

2.8. Curvas características del motor

Se denominan curvas características de un motor de combustión interna la que se expresa gráficamente potencia efectiva y par motor en función de la velocidad de rotación del cigüeñal. Las curvas se trazan señalando un diagrama de valores de la potencia, el par que el motor proporciona a cada variación de su régimen de rotación. El motor se coloca en un dinamómetro de ensayos se hace funcionar en condiciones de alimentación máxima con la mariposa del carburador completamente abierta o con la bomba de inyección al caudal máximo.



Fuente: http://www.toyota.com/espanol/content/ebrochure/2013/tundra_ebrochure.

Figura. 2.2. Motor Toyota Tundra QS5 muestra las curvas características de potencia y torque

Las curvas de límite mínimo de revoluciones por debajo del funcionamiento del motor resulta irregular y un máximo por encima perjudicará la duración de los órganos mecánicos, estas dos indicaciones de extremos determinan el campo de utilización del motor.

La curva de potencia crece en progresión de manera constante hasta un valor determinado, que indica el régimen de potencia máxima. Luego decrece rápidamente hasta el límite máximo de utilización. El descenso de potencia de dicho valor es debido a la disminución del rendimiento volumétrico del motor.

La Curva del par motor crece al aumentar las revoluciones del motor, pero su progresión es menor, el punto de par motor máximo corresponde a un régimen de rotación muy inferior al de potencia máxima. Una vez alcanzado el límite máximo la curva decrece.

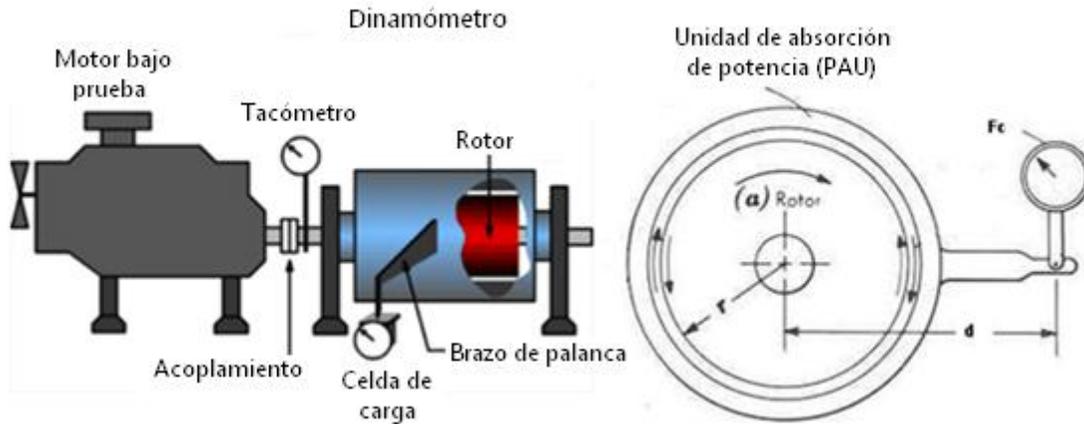
Un motor es más elástico cuanto más amplio es el intervalo entre el régimen de par máximo y el de potencia máxima.

2.9. Unidades de absorción de potencia²

Es la unidad encargada de oponerse al giro del motor que se trasmite hasta rodillos, el cuál va montado en un extremo acoplado a un rodillo. Cuenta con una fijación basculante que permite la resistencia al oponerse al giro del motor con la unidad de absorción de potencia.

La unidad de adsorción de potencia por su diseño de construcción existe varios tipos algunos son de hidráulicos, corrientes parasitas, eléctricos, fricción, etc.

² Miguel Ángel Cerecero Olivera, Diseño de un Dinamómetro de Chasis para Vehículos de hasta 3500 kg de peso Bruto Vehicular, México. Universidad Nacional Autónoma de México. Tesis.



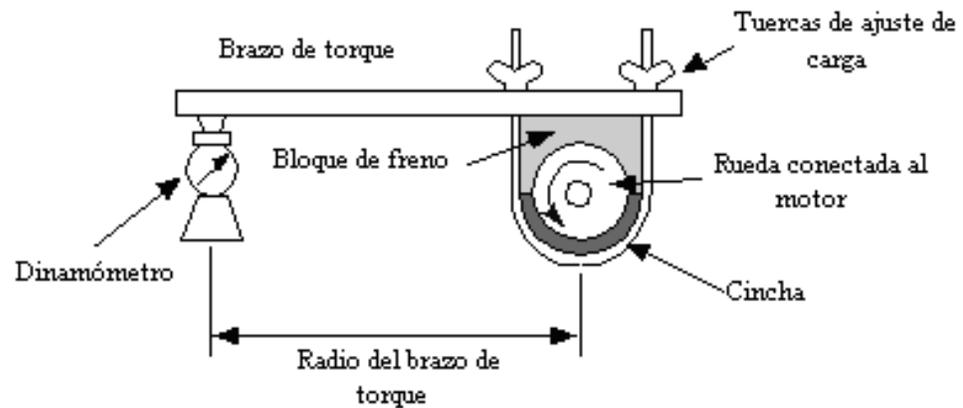
Fuente: <http://www.ptolomeo.unam.mx>

Figura. 2.3. Principio de funcionamiento y operación de la unidad de absorción de potencia

2.9.1. Freno de Prony³

Es uno de los primeros dispositivos empleados para la medición de potencia en motores su principio de funcionamiento consiste en fijar la flecha del motor que desea medir, un tambor el cual se coloca en su periferia una banda con un mecanismo que permite ajustar la tensión de la misma y por consiguiente la fricción de arrastre que esté ejerce sobre el tambor y se opone a la resistencia al giro de la flecha un brazo de palanca es fijado a la banda y en otro extremo se coloca sobre una báscula el cual registra el empuje del motor, adicionalmente se debe colocar un contrapeso para garantizar que la estructura este equilibrada y la lectura de la báscula no refleje el peso del equipo. Conociendo la magnitud que hay entre el centro de la flecha y el punto de apoyo así como la masa registrada en la báscula puede fácilmente calcularse el par de torsión en ese instante.

³ Laura Gutiérrez Benítez, Carlos Andrés Corrales Posada, Diseño de un Freno Prony para la Medición de Potencia, Universidad EAFIT, Medellín, 2008, Tesis.



Fuente: <http://www.mecanicoautomotriz.org/552-manual-mecánica-automotriz-freno-de-prony>

Figura. 2.4. Características del freno de Prony

2.9.2. Freno Hidráulico

Este tipo de unidad de absorción de potencia tiene como característica principal el uso de agua como fluido de trabajo. El primer tipo de freno hidráulico es el freno simple de agua este consiste en un disco que va fijado a la flecha del motor o rodillo del dinamómetro que gira dentro de una cavidad estrecha que se encuentra parcialmente llena de agua al girar el disco encuentra una resistencia debido al fluido contenido entre el disco y la cavidad para modificar la carga en este tipo de freno se debe aumentar o disminuir la cantidad de agua dentro de la cavidad mediante el uso de válvulas que regulan la entrada y salida de agua.

El freno es capaz de absorber potencia este tipo de freno depende de la velocidad de giro del disco por lo que a baja velocidad tiene la capacidad de ofrecer una baja resistencia que encuentra el disco al girar, es igual a la reacción que tiende hacer girar a la cavidad donde está alojado el disco, la cavidad donde va alojado el disco se fija uno de los extremos de la celda de carga y el otro se fija la estructura del dinamómetro para poder registrar el valor del par de torsión, la potencia absorbida por el freno se disipa como calor que se refleja en un aumento de temperatura del agua por este motivo este tipo de freno garantiza que la carga se mantenga inalterada se debe hacer fluir el agua de adentro hacia fuera del sistema de forma constante para garantizar que la temperatura y la viscosidad del agua se mantenga constante.

El freno hidráulico es similar a un convertidor hidráulico de par en el que se trata de impedir el giro del eje de salida se compone de un rotor y una carcasa o estator llena de líquido que sirve como elemento de freno.

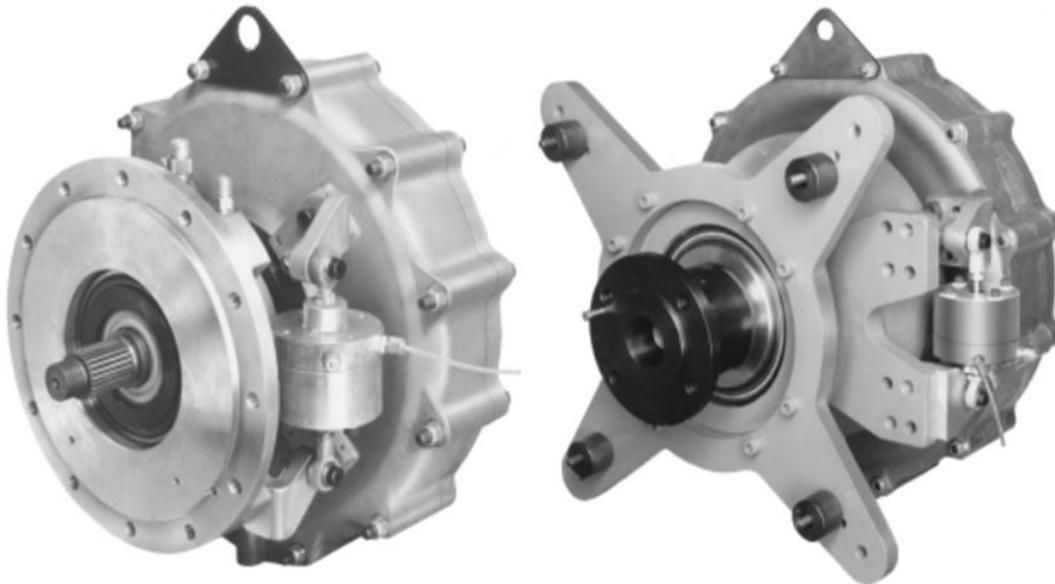
Para evitar el deterioro del freno la temperatura del agua a la salida no debe sobrepasar por lo general los 72 °C.

Los dos tipos de frenos dinamométricos hidráulicos más utilizados son:

- Rotor interior
- Rotor exterior

Así como dos tipos de regulación:

- Por compuertas
- Por nivel de líquido



Fuente: <http://www.kahn.com/info/dynamometer-301.pdf>

Figura. 2.5. Frenos hidráulicos

2.9.2.1. Freno Hidráulico tipo Froude⁴

El rotor gira en el interior del estator siendo este el caso más frecuente tanto el rotor como el estator está provisto de una serie de cavidades con forma de elipsoide. El estator está frente al rotor durante el funcionamiento el agua de los alvéolos del rotor es expulsada a gran velocidad por la acción de la fuerza centrífuga introduciéndose en las cavidades del estator por el perímetro externo el cual posee una forma haciendo que el agua retorne al rotor a menor velocidad por la parte más próxima al eje de rotación.

La regulación de la carga resistente se efectúa 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 compuertas haciendo inactivo a los efectos de frenado un número menor o mayor de cavidades.

La regulación por nivel de líquido al girar el rotor el agua existente 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.

Las ventajas de freno hidráulico⁵

- Bajo costo para potencias absorbidas.
- Gran duración.
- Reparación rápida y poco costosa.
- Tamaño reducido incluso para potencias elevadas.
- Baja inercia permite realizar ensayos a carga estabilizada por tiempo indefinido, limitado sólo por la capacidad de disipación de calor.

Desventajas de freno hidráulico

- Poca versatilidad de las curvas de par resistente.
- Par de frenado fuertemente dependiente de la presión de la red hidráulica lo que puede producir inestabilidad.

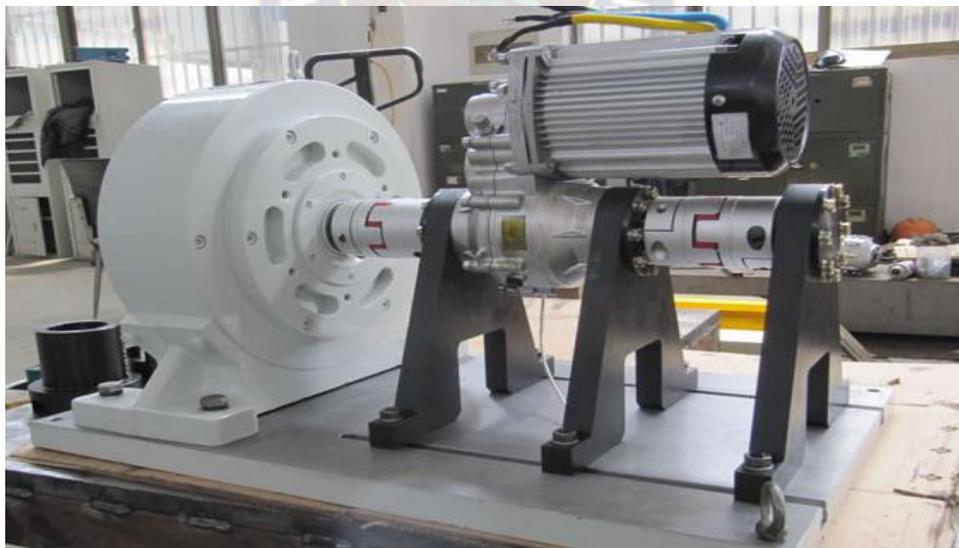
⁴ Ferreira Garzón Rene Alejandro, Diseño de un Banco de Pruebas para Motores TP6T-3, Universidad de San Buenaventura, Bogotá, 2008, Tesis.

⁵<http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/bancomot.htm>

- El elemento de enfriamiento el agua interviene también en el frenado generando un compromiso entre torque de frenado y potencia disipada.
- Rango de trabajo reducido del mismo freno puede regularse para trabajar a bajas RPM con alto torque o para altas rpm con bajo torque pero no ambas.
- Desgaste elevado debido a la cavitación y turbulencias mantenimiento más frecuente.

2.9.3. Freno por Inducción Electromagnética

El descubrimiento de Hans Christian Oersted una corriente eléctrica produce un campo magnético estimuló la imaginación de los físicos de la época y multiplicó el número de experimentos en busca de relaciones nuevas entre la electricidad y el magnetismo. El ambiente científico pronto surgiría la idea inversa de producir corrientes eléctricas mediante campos magnéticos, fue Faraday el primero en precisar condiciones que podía ser observado semejante fenómeno las corrientes eléctricas producidas mediante campos magnéticos, Michael Faraday las llamó corrientes inducidas desde entonces el fenómeno consistente en generar campo eléctrico a partir de campos magnéticos variables se denomina inducción electromagnética



Fuente: <http://assets.mheducation.es12-brake-05.jpg>

Figura. 2.6. Freno por Inducción Electromagnética

2.9.4. Freno corriente de Foucault o corrientes parásitas de Eddy⁶

El freno de corrientes parásitas se crean en masas metálicas que se mueven en el interior de un campo magnético se encuentran fijas y el campo es variable estas corrientes inducidas circulan tumultuosamente por el volumen metálico de ahí viene su nombre de Corrientes parásitas.

Estas corrientes se oponen a la variación de flujo que han producido y pueden ser de mucha intensidad, siendo las fuerzas electromagnéticas inducidas pequeñas la resistencia del metal por la que circulan es de pequeño valor.

El funcionamiento de estos frenos se basa en un rotor dentado que al girar produce en el estator las corrientes que se oponen al movimiento bajo la influencia de un campo magnético, este campo magnético es generado por una bobina en el estator y su intensidad puede ser controlada variando la corriente que pasa por la bobina.

El freno requiere refrigeración porque la potencia frenada obtenida se transforma completamente en calor ya que en el disco se introducen corrientes y al no haber circuito externo se calienta, esta refrigeración se consigue circulando agua por las camisas que posee el estator mecanizado.



Fuente:<http://academicae.unavarra.es/bitstream/handle/2454/8883/578179>.

Figura. 2.7. Freno de corrientes parásitas

⁶ Igor Alberó Picón, Diseño de un Banco de Potencia para Motocicletas, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación, Universidad Pública Navarra, Pamplona, abril 2013.

Ventajas:

- Aporta gran par de frenado a muy bajas revoluciones.
- Posee una alta precisión en el control dentro incluso de rangos muy distintos de par y revoluciones.
- Si el freno no está refrigerado por aire, el control de frenado es independiente de la refrigeración.
- Permite un control automático preciso.
- Posee una alta durabilidad.
- El mantenimiento es fácil de realizar y no se requiere con mucha frecuencia.
- Si se opta por una refrigeración por aire del freno no hace falta una infraestructura adicional.

Desventajas:

- Tiene mayor costo que otros frenos.
- posee una mayor inercia.
- Si la refrigeración es por medio de agua es necesaria una instalación similar a la del freno hidráulico pero más sencilla.
- refrigeración por medio de aire el frenado a plena potencia solo puede hacerse durante un tiempo corto pasando luego a un régimen de potencia un tercio menor que depende de la capacidad disipadora del freno.

El freno de polvo magnético es similar al freno de la corriente de Foucault pero un polvo magnético fino se coloca en el boquete de aire entre el rotor y la bobina las líneas del flujo que resultan crea cadena de partículas del metal que se construyen y estas rotan constantemente aparte durante la rotación que crea el gran esfuerzo de torsión. Los frenos del polvo se limitan típicamente para bajas revoluciones (rpm) debido a las condiciones de la disipación de calor que no son favorables.

Los frenos de polvo magnético son especialmente apropiados para el ensayo de motores eléctricos, motores reductores, motores hidráulicos, herramientas eléctricas y neumáticas, motores de máquinas y electrodomésticos.

2.9.5. Freno de Histéresis

El freno de histéresis utiliza un rotor de acero que se mueve a través de las líneas del flujo generadas entre los polos magnéticos, este diseño permite que el esfuerzo de torsión completo sea producido a la velocidad cero así como a velocidad completa. La disipación de calor es asistida por el aire a presión. Los frenos de histéresis son una de las tecnologías más eficientes de dinamómetros pequeños.

2.9.6. Dínamo freno

El dínamo freno consiste en el empleo de un generador eléctrico como freno la conversión de la energía mecánica a eléctrica se lleva a cabo en el generador y posteriormente la energía eléctrica es disipada en forma de calor en resistencias eléctricas, para conocer potencia del motor se mide la cantidad de energía disipada en las resistencias mediante el uso de instrumentos de medición eléctrica y se aplica el factor de corrección correspondiente a las pérdidas debido a la conversión de energía en el generador. Este tipo de sistemas no son empleados con regularidad por inconvenientes que supone y el rango de incertidumbre que se tiene en los resultados obtenidos. Un segundo sistema que se basa en el uso de estos dispositivos es empleando motores de forma similar a la anterior donde la carga aplicada se regula con la excitación de los campos del motor y el consumo eléctrico a la salida, pero la medición de potencia se realiza a través de la reacción observada en el estator del motor el cual se encuentra conectado a una celda de carga, el generador usado puede ser de corriente directa o alterna y se pueden observar ventajas y desventajas en su uso pero los principales inconvenientes es el uso de este sistema resultan similares para cualquiera de los tipos de generadores.

2.10. Tipos de dinamómetros por su aplicación

Los principales tipos de dinamómetros son:

- Dinamómetros de motor.
- Dinamómetros de rodillos.

2.10.1. Dinamómetro de motor⁷

El dinamómetro de motor es un equipo que permite obtener el balance de energía como las curvas características del motor, par motor, potencia. El dinamómetro de motor permite probar motores de automóviles, motores eléctricos, motores de tractores o equipos que se ajusten a las características del dinamómetro de motor para propósitos en general.

Este tipo de dinamómetros es usado tanto para motores diesel y gasolina, el dinamómetro de motor normalmente mide el torque directamente en el volante de inercia del motor, para lograr la medición con más exactitud no existe ninguna pérdida por transmisión que influyen en los resultados.



Fuente: <http://digus.com.br/phpBB3/viewtopic.php?p=1494791>

Figura. 2.8. Instalación del dinamómetro de motor

El dinamómetro de motor se acopla directamente al volante de inercia del motor por lo que el motor debe ser desmontado del vehículo, este método requiere de adaptadores especiales para realizar el acoplamiento por otra parte requiere un tiempo adicional que lleva para realizar el ensayo.

-
- ⁷ Miguel Ángel Cerecero Olivera, Diseño de un Dinamómetro de Chasis para Vehículos de hasta 3500 kg de Peso Bruto Vehicular, México. Universidad Nacional Autónoma de México. Tesis.

Ventajas del dinamómetro de motor

- Mide sólo el motor sin influencia de otros elementos de transmisión.
- Homologables bajo normas puede ensayarse el motor en condiciones muy controladas temperatura de refrigerante controlada, alternador, arranque y otros subsistemas desmontados.

Desventajas del dinamómetro de motor

- Es necesario desmontar el motor para su ensayo por lo que requiere una infraestructura externa al vehículo suministro de combustible, arranque, encendido, cableado y ECU en el caso de inyección electrónica, cable de acelerador, sistema de refrigeración del motor.
- Brinda solo información del motor lo cual puede ser una desventaja para algunas aplicaciones.

2.10.2. Dinamómetro de rodillos⁸

Es uno de los principales dinamómetros que existen en el mercado, este equipo es el más común para los ensayos y medición de las curvas características del motor.

El dinamómetro de rodillos tiene un freno ligado a un rodillo acoplado mecánicamente a un acople flexible así lograr mantener al vehículo a una velocidad específica con este tipo de dinamómetro el vehículo puede manejarse y se puede mantener a velocidades constantes bajo varias condiciones de carga. Esta es la forma de realizar los ensayos en un vehículo más adecuadamente sobre todo para condiciones de carga normales.

● ⁸ Miguel Ángel Cerecero Olivera, Diseño de un Dinamómetro de Chasis para Vehículos de hasta 3500 kg de Peso Bruto Vehicular, México. Universidad Nacional Autónoma de México. Tesis.



Fuente: <http://mundoaftermarket.com>

Figura. 2.9. Instalación del dinamómetro de rodillos

Ventajas del dinamómetro de rodillos

- Rapidez para el montaje y desmontaje del vehículo en el dinamómetro y permite ensayar muchos vehículos en poco tiempo y realizar cambios para mejorar el rendimiento.
- Mide la potencia efectiva del vehículo que llega a través de la transmisión a las ruedas.
- Toma en cuenta las pérdidas de la transmisión.

Desventajas del dinamómetro de rodillos

- La influencia de los componentes del vehículo en el resultado de la medición.
- Costo elevado respecto del dinamómetro de motor.

2.11. Componentes del Dinamómetro de Rodillos

2.11.1. Rodillos

Elemento que soporta el peso del vehículo haciendo que las ruedas del vehículo que puedan transmitir el giro proveniente del motor hacia el freno del dinamómetro, es parte importante

del dinamómetro por lo tanto se debe tener mayor cuidado con la exactitud a la hora del diseño y construcción.

Estos pueden variar sus medidas dependiendo del diseño del dinamómetro como también del tipo y la capacidad que tenga para medir generalmente son sólidos de aceros.



Fuente:<https://www.logismarket.es/rollex-foerderelemente/rodillos-de-gravedad.html>

Figura. 2.10. Rodillos componente que soporta el peso del vehículo

2.11.2. Estructura

Estructura principal del dinamómetro de rodillos es de marco metálico, empotrado al piso, donde se montan los rodillos y forma el lazo del dinamómetro entre el vehículo, la estructura también soporta a los demás accesorios como ser freno del dinamómetro.

La estructura del dinamómetro está construida de perfil de acero en C que cuenta con buena rigidez. Tiene que ser diseñado con normas industriales, se caracteriza por su estructura razonable, montaje sencillo y buena apariencia.

También existen estructuras diseñados para dinamómetros de rodillos por encima del nivel del piso, con diferentes diseños, con materiales similares de acero, con más accesorios pero estos se caracterizan por ser móviles que se pueden trasladar de un lugar a otro.



Fuente: http://www.saenzdynos.com.ar/content/chasis_bpvibrf.php

Figura. 2.11. Estructura del dinamómetro de rodillos empotrado al piso

2.11.3. Ventiladores

El ventilador es esencial para evitar que el motor sufra recalentamiento su función es evacuar el calor del radiador del vehículo, también debe proporcionar bastante aire simulando el ensayo como si el vehículo se estuviera conduciendo por carretera.

El sistema de ventilación tiene que ser instalado delante del vehículo haciendo variar la temperatura del motor cuando este se caliente así evitar que se eleve la temperatura en forma dramática por lo que dañaría las partes del motor.



Fuente: <http://www.tecmotorsport.com.br/servicos-dinamometro.html>

Figura. 2.12. Ventilador equipo para simular condiciones de carretera

2.11.4. Extractor de gases

Su función es extraer los gases de escape generado por el motor, como el dinamómetro se encuentra instalado dentro un ambiente cerrado, ya que los gases que genera el motor cuando se realiza el ensayo pueden provocar una saturación del aire en el ambiente causando mal estar a las personas que se encuentre dentro el ambiente expuestos a los gases del ensayo durante mucho tiempo como intoxicación grave incluso llegar hasta la muerte del operador. Además la saturación del aire dentro el cuarto de ensayos afectaría en el funcionamiento y rendimiento del motor porque no entraría aire puro por el múltiple de admisión al motor.



Fuente: <http://www.future.com.es/>

Figura. 2.13. Instalación del extractor de gases de escape en el vehículo

2.11.5. Computadora y software

2.11.5.1. Computadora

El dinamómetro requiere la conexión a la computadora (PC), esto por la gran cantidad de datos que se generan en tiempos tan cortos es necesario contar con una computadora para que pueda procesar todos estos datos y así mostrarlos de una forma más fácil de visualizar lo que sucede en ese instante con el desempeño del motor mostrando las curvas características del motor como ser torque, potencia y rpm.

La gran versatilidad que nos brindan las computadoras podemos sacar mayor provecho al dinamómetro ya que podemos guardar las mediciones registradas de ciertos vehículos y luego comparar en el mismo momento con otros ensayos que se realizó.



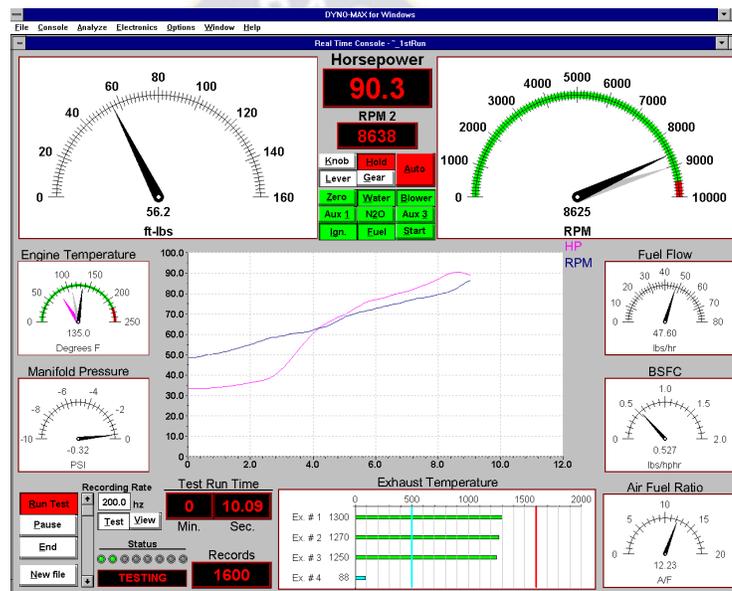
Fuente:<http://spanish.alibaba.com/product-gs/dyno-scanner-for-dynamometer-and-windows-automotive.html>

Figura. 2.14. Equipo de visualización de datos durante el ensayo

2.11.5.2. Software

El software es el programa de enlace entre la computadora y los sensores, actuadores que se encuentran instalados en el dinamómetro el programa procesa todas las señales que recibe para registrarlo en forma gráfica o tablas.

Dependiendo del diseño contiene consola personalizable, trazado de gráficos en tiempo real, fórmulas de datos, gráficos de barras de temperatura, límites visuales ajustables, informes a color, ampliación y cortes de gráficos, medidores digitales y analógicos configurables por el usuario, compensación de inercia se refiere con la ayuda de los sensores el software da un valor para compensar al inercia de los componentes y esto hace que tenga un amortiguamiento ajustable para la adquisición de datos, promedio de datos de reproducción, corrección atmosférica Standard, cuenta con una protección automática cuando excede límites permisibles para proteger el motor si se complica durante el ensayo.



Fuente: http://es.dynomitedynamometer.com/dyno-accessories/dynomite.pc_dyno_software.htm

Figura. 2.15. El software hace posible ver las condiciones de operación del vehículo en la computadora

2.11.6. Tacómetro⁹

El tacómetro es un dispositivo que mide la velocidad de rotación de un eje, normalmente la velocidad de giro del motor, eje de la caja, etc. mide las revoluciones en (rpm).

⁹ <http://es.slideshare.net>

Un imán permanente que gira muy próximo a un disco de aluminio. La rotación produce un campo magnético rotacional que induce corriente eléctrica en el disco de aluminio, dirigen las corrientes inducidas de forma tal que se forman diminutas bobinas virtuales dentro de la masa del disco, la intensidad de las corrientes generadas crece cuando aumenta la velocidad.

2.11.7. Medidor de temperatura¹⁰

La temperatura es una magnitud referida a las nociones comunes de calor medible mediante un termómetro. Se define como una magnitud escalar relacionada con la energía interna de un sistema termodinámico.

La temperatura ambiente se mide con uso de un termómetro de dilatación térmica basado en la variación de la resistencia del platino, este sensor de temperatura por su principio físico de funcionamiento se basa en la resistividad haciendo variar la resistencia del conductor con la temperatura. Esto se debe a que al incrementar la temperatura los iones vibran con mayor amplitud y así dificulta el paso de los electrones a través del conductor. Su unidad de medida es Celsius.

Toma la temperatura del ambiente, el cual sirve como referencia para el ensayo con el dinamómetro de rodillos.

2.11.8. Medidor de la Presión Atmosférica¹¹

La presión atmosférica es la fuerza por unidad de área que ejerce el aire sobre la superficie terrestre.

Existen aparatos empleados para la medida de presión, utilizan la presión atmosférica como nivel de referencia y miden la diferencia entre la presión real o absoluta y la presión atmosférica, Los aparatos utilizados para medir la presión manométrica reciben el nombre de manómetros.

La presión atmosférica disminuye con respecto aumenta la altitud a nivel del mar se tiene una medición como referencia de 760 mmHg. La presión baja su valor al aumentar al altitud sobre

¹⁰ [https:// www.rdfcorp.com](https://www.rdfcorp.com)

¹¹ <https://es.wikipedia.org>

el nivel del mar (msnm), en La Paz tenemos como referencia 495 mmHg (0.65 atm) se tiene una altitud aproximadamente 3600 msnm.

2.11.9. Medidor de la Humedad Relativa¹²

La Humedad Relativa (RH), mide la cantidad de agua presente en el aire en forma de vapor, conformado por dos electrodos enrollados en espiral entre ellos se ubica un tejido impregnado de cloruro de litio acuoso. Se aplica a los electrodos una tensión alterna, el tejido se calienta y se evapora una parte del contenido de agua a una determinada temperatura, se consigue un equilibrio entre la evaporación por calentamiento del tejido y la absorción de agua de la humedad del ambiente por el cloruro de litio, es un material específicamente higroscópico, así se puede saber con precisión el grado de humedad.

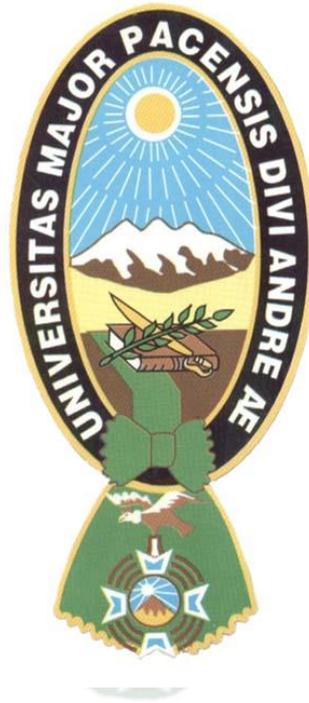
El grado o cantidad de humedad relativa del aire se mide con el higrómetro.



¹² <http://www.yachtpaint.com>

Capítulo III

INGENIERIA DEL PROYECTO

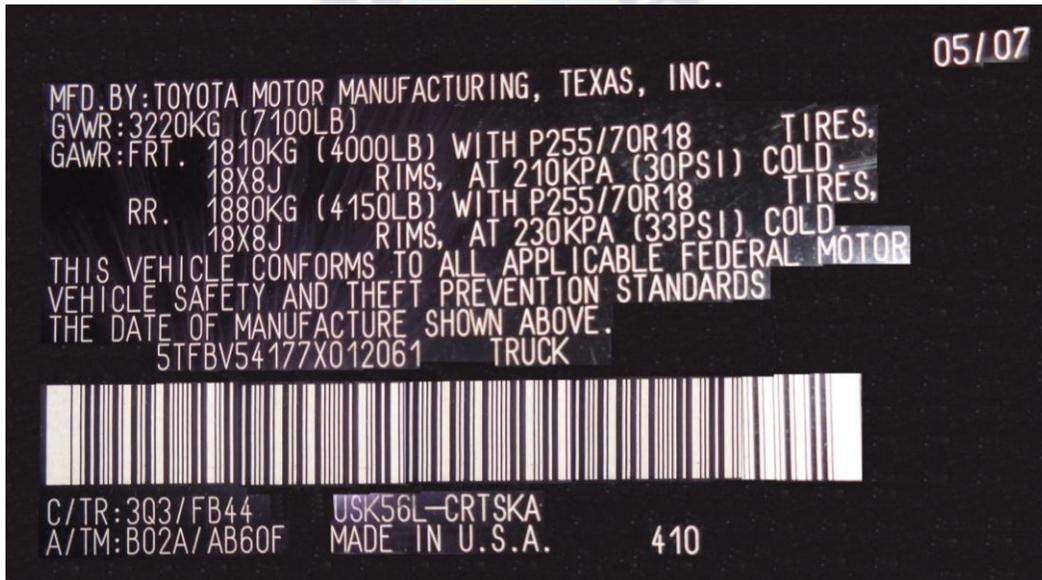


3.1. Parámetros técnicos de diseño

Los parámetros de diseño se presentan a continuación:

Se extrajeron de placa de identificación del vehículo que se encuentra dentro el capo.

Peso vehicular 3220 (Kg), presión del neumático 33 (psi), tipo de neumático P255/70R18 112/M+S, se muestra en parte de anexos figura 1 y los demás parámetros se extraen de las especificaciones técnicas del vehículo Toyota Tundra QS5, 5.7 Litros, V8i Force DOHC, 381 Hp a 5600 rpm, relaciones de transmisiones de la caja en 1° velocidad, en esta caja se transmite el mayor par de torsión es 3.33 y conjunto diferencial 4.3 se encuentra en la parte de anexos figura 3.



Fuente: Toma fotográfica propia, Taller Automotriz LOZA

Figura. 3.1. Plaqueta de características técnicas del vehículo Toyota Tundra QS5

3.2. Selección del material

Para el diseño del Dinamómetro de Rodillos debemos elegir un material de la parte de anexos tabla1, que deberán cumplir con los requisitos de diseño, conociendo la carga que soportará el material, debemos tener una idea del material que se va usar y tener en cuenta que materiales no podrían soportar esta carga.

Para que el diseño pueda ser competitivo y viable, debe cumplir ciertas condiciones.

Los criterios de diseño planteados para el presente proyecto serán:

- Precio: es uno de los puntos importantes del diseño, debe ser lo menos costoso de manera que la elección de un material menos costoso será un parámetro de referencia y que posea las mejores propiedades mecánicas.
- Diversidad de presentación: factor importante para que exista una homogeneidad en los materiales del proyecto el mismo deberá poseer una amplia gama de medidas y presentaciones lo que también ayudará a usar un proceso al momento de soldar.
- Maquinabilidad del material: el material debe poseer una alta maquinabilidad debido que un material difícil de tratar podría encarecer el diseño.
- Resistencia a la corrosión: el material a usar debe poseer una resistencia alta a la corrosión.

3.2.1. Matriz de selección del material para el diseño

La matriz de decisiones seleccionará el material a usar que definirá el tipo de acero que tendrá el diseño de rodillos, se tomará de 1 a 5 para elección, dónde 1 es el menos favorable y 5 el más favorable para el diseño.

Tabla III-1

MATRIZ DE SELECCION DEL MATERIAL				
Número AISI	1010 HR	1015 CD	1018 HR	1035 HR
Maquinabilidad	5	5	4	4
Precio	5	4	4	3
Dureza	3	3	3	3
Disponibilidad	4	4	4	4
Resistencia a la corrosión	3	3	3	3
Propiedades mecánicas	4	4	4	4
Diversidad de presentación	5	4	4	4
Total	29	27	26	25

Después de realizar la matriz de decisiones se determinó que el material a usar es el acero AISI 1010 HR, (HR laminado en caliente), el cuál posee las mejores características mencionados en la tabla III-1 y un precio bajo factor importante para el diseño, se opta la mayor ponderación que otros materiales de similar características por lo tanto se usará el material mencionado anteriormente para el presente proyecto.

3.3. Diseño de los rodillos

El diseño del rodillo está constituido por el tipo, número y características del mismo, Por lo cuál vamos a usar una matriz de decisiones para la cantidad de rodillos, con ello se procederá al diseño.

3.3.1. Matriz selección de número de rodillos

La matriz de decisiones a usar definirá número de rodillos que tendrá el dinamómetro, se tomará de 1 a 5 para elección, dónde 1 es el menos favorable y 5 el más favorable para el diseño.

Tabla III-2

MATRIZ DE SELECCIÓN DE RODILLOS				
Número de rodillos	UN RODILLO SIMPLE	DOS RODILLOS SIMPLES	UN RODILLO DOBLE	DOS RODILLOS DOBLES
Costo	5	4	3	2
Fabricación	4	4	3	3
Desempeño	4	5	4	5
Eficiencia	4	5	4	5
Calibración	5	4	5	4
Seguridad	2	5	2	5
Total	28	30	25	27

Después de realizar la matriz de decisiones se observa que el dinamómetro a diseñar tendrá dos rodillos simples, porque se toma la seguridad como el factor importante para el diseño, sobre el cual se deberá apoyar las ruedas traseras del vehículo.

El material se pueda adquirir en el mercado, por lo tanto se busca materia prima que se pueda encontrar en el país.

3.4. Especificaciones técnicas del neumático de referencia

Las especificaciones del neumático indican todas las características que tiene el neumático como ser, material de construcción caucho, dimensiones del neumático, la velocidad que puede soportar antes de sufrir algún daño, procedencia, fabricante.¹³

Ejemplo P255/70R18 112/ M+S P 175/70 R 13 82 T

P= Tipo de llanta.

255 = Ancho de sección en mm.

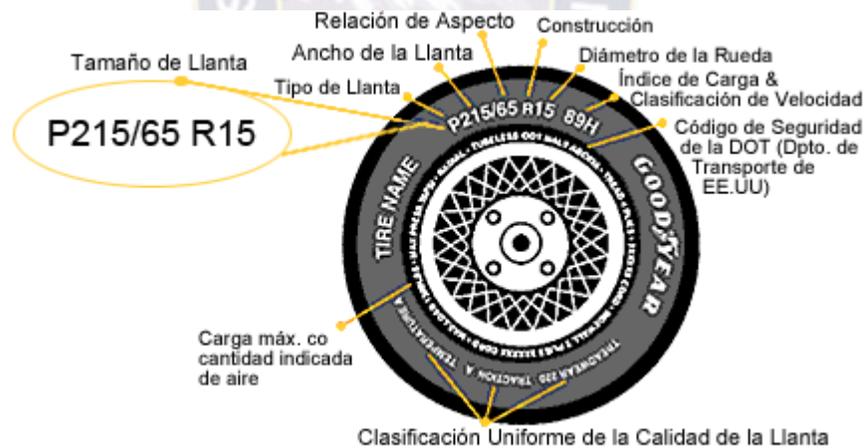
/70 = Perfil del neumático (100 x Alto/Ancho).

R = Código de construcción (R = Radial, ZR = Radial Cinturado y ZB o D = Diagonal Cinturado).

18= Diámetro del aro en pulgadas.

112 = Índice de carga.

M = Símbolo de velocidad. (T: hasta 190 km/h-ZR: > 240 km/h)



Fuente: <http://charlylocalvareztecnomecanica.blogspot.com>

Figura. 3.2. Especificaciones técnicas del neumático vehicular

¹³ <http://efamoratalaz.com>

3.5. Cálculo de la relación de transmisión

$$R_c = \frac{C_r}{C_m} = \frac{n}{n_1} \quad \text{Ec. (3.1)}$$

Dónde: R_c = relación de transmisión

C_m = par desarrollado por el motor (conductor)

C_r = par desarrollado por la rueda (conducido)

n = número de revoluciones del motor (conductor)

n_1 = número de revoluciones de la rueda (conducido)

Extrayendo datos de la ficha técnica del vehículo obtenemos 381 Hp a 5.600 rpm, la velocidad de la caja en la 1° velocidad, cuya relación de transmisión es 3,33, la relación de transmisión del conjunto del diferencial es 4,3.

Calculando en la 1° velocidad porque es donde se transmite el mayor momento torsor que puede alcanzar el vehículo, se toma en cuenta esta velocidad para el diseño.

3.5.1. Cálculo de la primera relación entre motor y caja

Usando la expresión de la Ec. (3.1)

$$R_c = \frac{n_{(\text{motor})}}{n_{1(\text{caja})}}$$

$$3.33 = \frac{n_{(\text{motor})}}{n_{1(\text{caja})}}$$

$$n_{(\text{caja})} = \frac{5600 \text{ (rpm)}}{3.33}$$

$$n_{(\text{caja})} = 1681.681 \text{ (rpm)}$$

3.5.2. Cálculo de la segunda relación caja y conjunto diferencial

Usando la expresión de la Ec. (3.1)

$$R_c = \frac{n_{(caja)}}{n_{1(diferencial)}}$$

$$4.3 = \frac{n_{(caja)}}{n_{1(diferencial)}}$$

$$n_{(diferencial)} = \frac{1681.681 \text{ (rpm)}}{4.3}$$

$$n_{(diferencial)} = 391.0 \text{ (rpm)}$$

3.5.3. Transformación de la velocidad angular de la rueda

La velocidad angular del diferencial que sale es igual a la velocidad angular que adquirirá la rueda, se transformará en (rad/s).

$$w_{(n(rueda))} = 391.0 \frac{(\text{rev})}{(\text{min})} * \frac{2\pi(\text{rad})}{(\text{rev})} * \frac{(\text{min})}{60(\text{s})}$$

$$w_{(n(rueda))} = 40.94 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

3.6. Determinación del radio de la rueda

3.6.1. Determinación del diámetro del aro

Según la especificación técnica del neumático tenemos, 18 (plg) como el diámetro del aro de la rueda, el radio es la mitad del diámetro es:

$$d_{(aro)} = 9 \text{ (plg)} = 228.6 \text{ (mm)}$$

3.6.2. Determinación de la altura del neumático

Acudiendo a la especificación técnica del neumático, nos indica la relación en porcentaje.

255/70 nos da la relación entre en ancho y la altura en porcentaje.

$$h = \frac{70 * 255 \text{ (mm)}}{100}$$

$$h = 178.5 \text{ (mm)}$$

3.6.3. Determinación del radio total de la rueda

$$r_{(\text{rueda})} = r_{(\text{aro})} + h_{(\text{altura perfil neumatico})}$$

$$r_{(\text{rueda})} = 228.6 \text{ (mm)} + 178.5 \text{ (mm)}$$

$$r_{(\text{rueda})} = 407.1 \text{ (mm)}$$

3.7. Cálculo de la velocidad lineal en contacto entre el neumático y el rodillo

$$v = w * r \quad \text{Ec. (3.2)}$$

Dónde: v = velocidad lineal

w = velocidad angular

r = radio de giro

Conociendo el radio total de la rueda calcularemos la velocidad lineal en la rueda usando la expresión Ec. (3.2)

$$V_{(\text{rueda})} = w * r$$

$$V_{(\text{rueda})} = 40.94 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) * 0.4071 \text{ (m)}$$

$$V_{(\text{rueda})} = 16.63 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

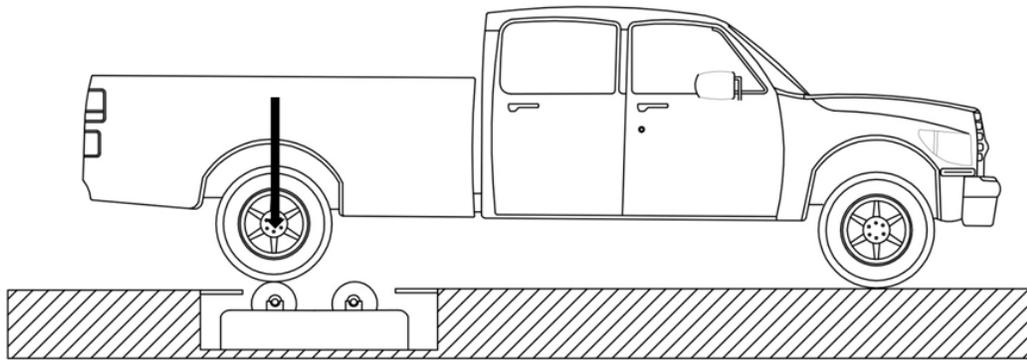
Sabemos que la velocidad lineal en el punto de contacto del neumático y el rodillo es la misma.

$$V_{(\text{lineal rueda})} = V_{(\text{lineal rodillo})}$$

$$V_{(\text{lineal rodillo})} = 16.63 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

3.8. Cálculo del eje en el primer escenario

Para el diseño del rodillo en el primer escenario se tomará en cuenta solo un rodillo porque en un instante tiene que soportar todo el peso del vehículo al momento de subir al dinamómetro para realizar el ensayo.



Fuente: Elaboración propia.

Figura. 3.3. El Peso del vehículo sobre un rodillo

El peso vehicular de diseño se divide en dos porque el peso del vehículo se divide en ambas ruedas traseras del vehículo P_1 y P_2 es del mismo valor, por lo tanto es 1610 (Kg) también se puede expresar en 15794.1 (N).

$$P_1 \approx P_2 = P = 15794.1 \text{ (N)}.$$

3.8.1. Cálculo de las reacciones en el rodillo

A continuación se realizará un diagrama de cuerpo libre reemplazando las cargas y fuerzas aplicadas con el fin de obtener un sistema estático equivalente.



Fuente: Elaboración propia.

Figura. 3.4. Diagrama de cuerpo libre de cargas y reacciones

3.8.1.1. Diagrama de cargas sobre el rodillo

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. (3.3)}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec. (3.4)}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{Ec. (3.5)}$$

Para la resistencia del rodillo nos interesa el eje Y, por que tenemos un rodillo que soporta todo peso bruto vehicular al momento de subir al dinamómetro, se describe las cargas P_1 y P_2 .

Los datos obtenidos en las especificaciones técnicas, Toyota Tundra QS5 tomamos como referencia para el diseño tiene un peso bruto de 31588.2 (N).

Realizamos la sumatoria de fuerzas en el eje Y. ¹⁴

$$\sum F_y = 0$$

Operando la suma de fuerzas en el eje Y, usando la expresión de la Ec. (3.4)

$$f_{(y)} = P_1 + P_2 - R_a - R_b = 0$$

¹⁴ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley ecuación 3-1 capítulo 3, 8va edición, pág. 6

Dónde: P_1 = fuerza parcial 1

P_2 = fuerza parcial 2

R_a = reacción en el punto A

R_b = reacción en el punto B

Reemplazando los datos P_1 y P_2 son del mismo valor

$$P_1 + P_2 - R_a - R_b = 0$$

$$2P - R_a - R_b = 0$$

$$2 * 15794.1 \text{ (N)} - R_a - R_b = 0$$

$$31588.2 \text{ (N)} = R_a + R_b$$

$$\text{Por simetría } R_a = R_b \approx R$$

3.8.1.2. Cálculo de las reacciones por el peso del vehículo

$$2P = R_a + R_b$$

$$2P = 2R$$

$$P = R = 15794.1 \text{ (N)}$$

3.8.2. Cálculo del momento flector en el rodillo

$$\sum M = 0$$

$$M = F * D$$

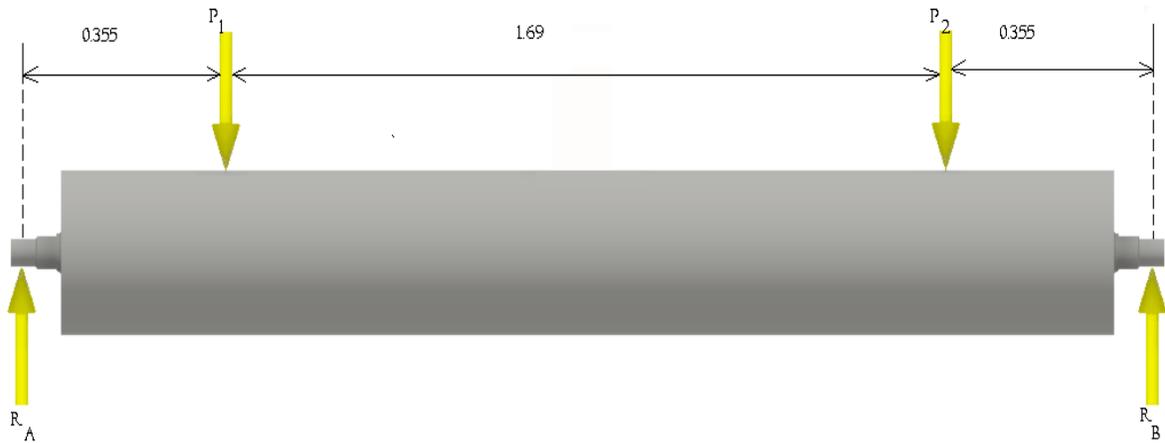
Ec. (3.6)

Dónde: F = peso o fuerza

M = momento flector

D = distancia

Las dimensiones del rodillo es una medida de extremo a extremo tomando referencia en la figura 2 de anexos, Tomando en cuenta la distancia entre el centro de las ruedas del vehículo es 66.4 (plg) su equivalente es 1.69 (m), las dimensiones están en metro.



Fuente: Elaboración propia.

Figura. 3.5. Muestra las dimensiones del rodillo

Hallando los momentos flectores en el eje Y, respecto al extremo R_{ay} .

$$M_{P_1} = R_{ay} * 0.355 \text{ (m)} \quad \text{Ec. (3.6)}$$

$$M_{P_1} = 15794.1 \text{ (N)} * 0.355 \text{ (m)}$$

$$M_{P_1} = 5606.9 \text{ (N m)}$$

$$M_{P_2} = R_{ay} * 2.045 \text{ (m)} - P_1 * 1.69 \text{ (m)}$$

$$M_{P_2} = 15794.1 \text{ (N)} * 2.045 \text{ (m)} - 15794.1 \text{ (N)} * 1.69 \text{ (m)}$$

$$M_{P_2} = 5606.9 \text{ (N m)}$$

3.8.3. Cálculo del eje por esfuerzo cortante ¹⁵

$$\tau_{\text{corte}} = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (3.7)}$$

Dónde: τ_{corte} =esfuerzo de corte

F=fuerza de corte

A=área de corte

¹⁵ ¹⁵ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley ecuación 2-13 capítulo 2, 8va edición, pág.42

3.8.3.1 Cálculo del área de corte del eje

Se considera el esfuerzo a la fluencia del acero de la tabla 1 propiedades mecánicas de los aceros es 179.14 (MPa), dando un factor de seguridad para la industria recomendada para el diseño $n=3$.

$$\tau_{\text{corte}} = \frac{F * n}{A}$$

$$A = \frac{F * n}{\tau_{\text{corte}}}$$

$$A_{\text{corte}} = \frac{15794.1 \text{ (N)} * 3}{179.14 \text{ (MPa)}}$$

$$A_{\text{corte}} = 2.64E^{-4} \text{ (m)}^2$$

3.8.3.2. Cálculo del diámetro por esfuerzo cortante

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

Ec. (3.8)

Dónde: d =diámetro de corte

A =área de corte

$$d = \sqrt{\frac{4 * 2.64E^{-4} \text{ (m)}^2}{\pi}}$$

$$d = 0.0183 \text{ (m)}$$

$$d = 18.3 \text{ (mm)}$$

3.8.4. Cálculo del eje por esfuerzo a la fatiga en el primer escenario¹⁶

Tomando en cuenta el momento flector máximo $M_{\text{max}}= 5606.9 \text{ (N m)}$

$$d = \left(\frac{32 * M_{\text{max}} * n}{\pi S_e} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Ec. (3.9)

Dónde: S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

¹⁶ Manual Diseño Mecánico, Shigley, Tomo IV pag.732.Ecuación 15-5.

d = diámetro del eje por fatiga

M_{\max} = momento máximo flector

n = factor de seguridad

3.8.4.1. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del rodillo¹⁷

Usando la ecuación de Marín que modifican el límite de fatiga.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad \text{Ec. (3.10)}$$

Dónde: S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga rotatoria.

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 del esfuerzo.

K_f = factor de efectos diversos.

3.8.4.2. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga de la muestra del rodillo¹⁸

Por la tabla 1 propiedades de aceros en anexos tenemos la resistencia última a la tensión

$S_{ut} = 323.83$ (MPa), considera una desviación del 15%.

$$S'_e = 0.5S_{ut} \quad \text{Ec. (3.11)}$$

Dónde: S'_e = límite de la resistencia a la fatiga de la muestra de la viga rotatoria

S_{ut} = resistencia última a la tensión

$$S'_e = 0.5S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 323.83 \text{ (MPa)}$$

$$S'_e = 161.915 \text{ (MPa)}$$

¹⁷ Manual Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II pag.307.Ecuación de Marín 7-15.

¹⁸ Manual Diseño Mecánico. Shigley Tomo II pag. 294 ecuación 7-1.

3.8.4.3. Determinación de los factores que modifican el esfuerzo del eje $K_a, K_b, K_c, K_d, K_e, K_f$

Factor de superficie K_a .

Muestra el acabado superficial en una viga rotatoria, porque la mayoría de los elementos de las máquinas no tienen esta calidad de acabado. El valor K_a depende de la resistencia a la tensión y el acabado en nuestro caso es maquinado y laminado en caliente.

Acudiendo a la tabla 2 de anexos, haciendo coincidir la resistencia última de tensión y tipo de maquinado tenemos el valor.

$$K_a = 0.7$$

Factor de tamaño K_b .¹⁹

Se expresa por la fórmula:

$$K_b = 1.189d^{-0.097} \quad \text{Ec. (3.12)}$$

La expresión tiene un límite para el diámetro, el cual no se conoce el diámetro del rodillo a usar por lo que considera un valor igual a la unidad.

$$K_b = 1$$

Factor de confiabilidad K_c .²⁰

Utilizando la tabla 3 de anexos el factor de confiabilidad se toma R es 0.999% y variable estandarizada Z_r es 3.091.

$$K_c = 1 - 0.08Z_r \quad \text{Ec. (3.13)}$$

$$K_c = 1 - 0.08 * 3.091$$

$$K_c = 0.753$$

Factor de temperatura K_d .

El acero AISI 1010 es laminado en caliente que posee una dureza del material 95 HB, Se recomienda considerar el valor a la unidad.

$$K_d = 1$$

¹⁹ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, tomo II pág. 313, ecuación 7-16.

²⁰ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, tomo II pág. 319, ecuación 7-21.

Factor de modificación por concentración de esfuerzo K_e .

Para nuestro caso el material no tendrá sensibilidad a las ranuras porque se aproxima a la unidad lo que nos indica $K_f = K_t$ para obtener resultados confiables.

Factor de efectos diversos K_f .

Para garantizar que no afecten los factores diversos como corrosión, frecuencia de esfuerzo se tomará el valor igual a la unidad.

$$K_f = 1$$

Por lo tanto el valor del factor de modificación por concentración del esfuerzo K_e .²¹

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{Ec. (3.14)}$$

$$K_e = \frac{1}{1}$$

$$K_e = 1$$

Reemplazando los valores obtenidos en la expresión de la Ec. (3.10) se tiene:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S_e = 0.7 * 1 * 0.753 * 1 * 1 * 161.915 \text{ (MPa)}$$

$$S_e = 85.34 \text{ (MPa)}$$

Reemplazando los valores en la Ec. (3.9), se dará distintos valores para el factor de seguridad se considera el valor mayor.

Para $n = 3$.

$$d = \left(\frac{32 * M_{\max} * n}{\pi * S_e} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left(\frac{32 * 5606.9 \text{ (N m)} * 3}{\pi * 85.34 \text{ (MPa)}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.126 \text{ (m)}$$

$$d = 126 \text{ (mm)}$$

²¹ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, tomo II pág. 322, ecuación 7-23.

Para $n = 2$.

$$d = \left(\frac{32 * 5606.9 \text{ (N m)} * 2}{\pi * 85.34 \text{ (MPa)}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.11 \text{ (m)}$$

$$d = 110 \text{ (mm)}$$

Para $n = 1$.

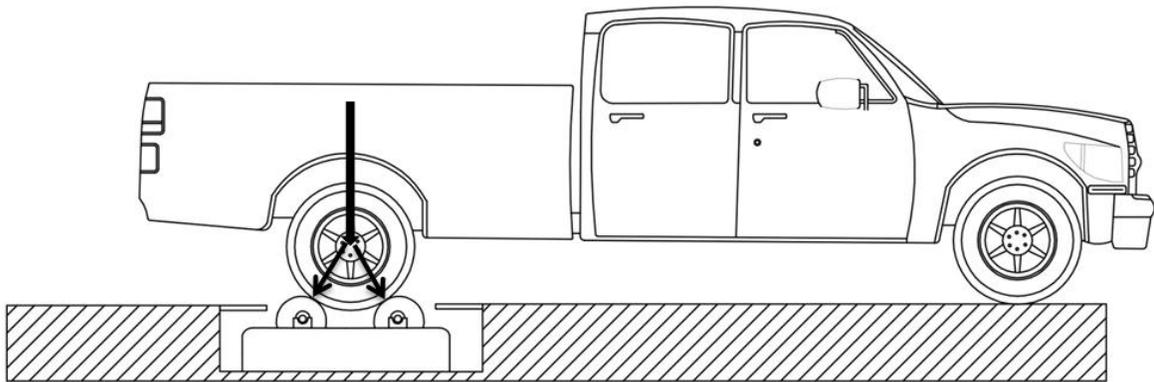
$$d = \left(\frac{32 * 5606.9 \text{ (N m)} * 1}{\pi * 85.34 \text{ (MPa)}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0875 \text{ (m)}$$

$$d = 87.5 \text{ (mm)}$$

3.9. Cálculo del eje en el segundo escenario

Se define el segundo escenario cuando las ruedas del vehículo estarán en contacto con los dos rodillos del dinamómetro, por lo tanto el peso del vehículo se dividirá en dos.

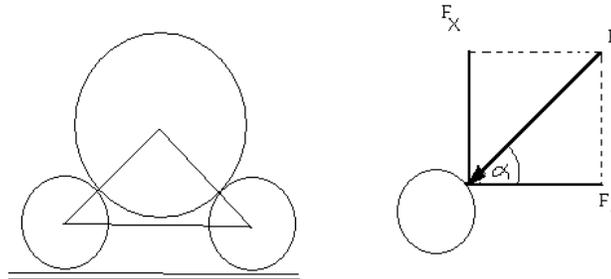


Fuente: Elaboración propia.

Figura. 3.6. Peso del vehículo sobre ambos rodillos

3.9.1. Diagrama de cargas sobre el rodillo

Para el segundo escenario nos interesa el eje X y eje Y, los rodillos soportará el peso vehicular y el momento torsor, se hace una semejanza a un triángulo equilátero porque es un modelo ideal en estructuras y es el más resistente, el cuál tiene un ángulo interior de 60° en las esquinas, la fuerza del peso del vehículo se dividirá en dos entonces será $F=7897.05$ (N) se describe en la figura.



Fuente: Elaboración propia.

Figura. 3.7. Fuerzas en el plano en contacto con el rodillo

Hallando las fuerzas equivalentes en el plano del eje X y el eje Y.

$$F_x = F \sin 30^\circ = 7897.05 \text{ (N)} * \sin 30 = 3948.525 \text{ (N)}$$

$$F_y = F \cos 30^\circ = 7897.05 \text{ (N)} * \cos 30 = 6839.05 \text{ (N)}$$

3.9.2. Cálculo de fuerzas en el plano X

Operando la sumatoria de fuerzas en el eje x de la Ec. (3.3).

$$\sum F_x = 0$$

$$f_{(x)} = F'_{x1} + F'_{x2} - R'_{ax} - R'_{bx} = 0$$

Dónde: F'_{x1} = fuerza parcial 1

F'_{x2} = fuerza parcial 2

R'_{ax} = reacción en el punto A

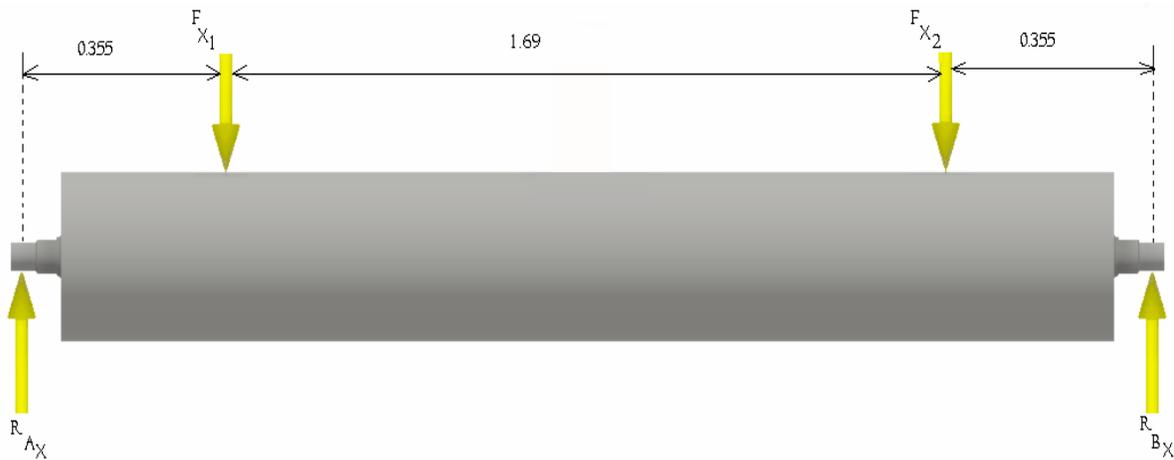
R'_{bx} = reacción en el punto B

Reemplazando los valores F'_{x1} y F'_{x2} que son iguales

$$F'_{x1} + F'_{x2} - R'_{ax} - R'_{bx} = 0$$

$$2 * 3948.525 \text{ (N)} - R'_{ax} - R'_{bx} = 0$$

$$7897.05 \text{ (N)} = R'_{ax} + R'_{bx}$$



Fuente: Elaboración propia.

Figura. 3.8. Muestra las fuerzas en el plano X del rodillo

Realizando la sumatoria de momentos en el eje x. respecto al extremo R_{ax} de la Ec. (3.6).

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

$$0 + 0.355(m)F'_{x1} + 2.045(m)F'_{x2} - 2.4(m)R_{bx} = 0$$

$$0 + 0.355(m) * 3948.525 \text{ (N)} + 2.045(m) * 3948.525 \text{ (N)} - 2.4(m)R_{bx} = 0$$

$$R'_{bx} = \frac{0.355(m) * 3948.525 \text{ (N)} + 2.045(m) * 3948.525 \text{ (N)}}{2.4 \text{ (m)}}$$

$$R'_{bx} = 3948.525 \text{ (N)}$$

Reemplazando el valor en la Ec. (3.4)

$$R'_{ax} + R'_{bx} = 7897.05 \text{ (N)}$$

$$R'_{ax} = 7897.05 \text{ (N)} - R'_{bx}$$

$$R'_{ax} = 7897.05 \text{ (N)} - 3948.525 \text{ (N)}$$

$$R'_{ax} = 3948.525 \text{ (N)}$$

3.9.2.1. Cálculo de momentos flectores respecto al eje R_{ax}

Calculando momentos flectores máximos respecto al eje R_{ax} usando la Ec. (3.6)

$$M_{F1x} = R'_{ax} * 0.355 \text{ (m)}$$

$$M_{F1x} = 3948.525 \text{ (N)} * 0.355 \text{ (m)}$$

$$M_{F1x} = 1401.73 \text{ (N m)}$$

$$M_{F2x} = R'_{ax} * 2.045 \text{ (m)} - F'_{x1} * 1.69 \text{ (m)}$$

$$M_{F2x} = 3948.525 \text{ (N)} * 2.045 \text{ (m)} - 3948.525 \text{ (N)} * 1.69 \text{ (m)}$$

$$M_{F2x} = 1401.73 \text{ (N m)}$$

3.9.3. Cálculo de fuerzas en el plano Y

Realizamos la sumatoria de fuerzas en el eje Y.

$$\sum F_y = 0$$

Operando la sumatoria de fuerzas en el eje Y, usando la expresión de la Ec. (3.4)

$$f_{(y)} = F'_{y1} + F'_{y2} - R'_{ay} - R'_{by} = 0$$

Reemplazando los valores F'_{y1} y F'_{y2} que son iguales

$$F'_{y1} + F'_{y2} - R'_{ay} - R'_{by} = 0$$

$$2 * 6839.05 \text{ (N)} - R'_{ay} - R'_{by} = 0$$

$$13678.1 \text{ (N)} = R'_{ay} + R'_{by}$$



Fuente: Elaboración propia.

Figura. 3.9. Muestra las fuerzas en el plano Y del rodillo

Realizando la sumatoria de momentos en el eje Y. respecto R_{ay} .

$$0 + 0.355(m)F'_{y1} + 2.045(m)F'_{y2} - 2.4(m)R_{by} = 0$$

$$0 + 0.355(m) * 6839.05 (N) + 2.045(m) * 6839.05 (N) - 2.4(m)R_{by} = 0$$

$$R'_{by} = \frac{0.355(m) * 6839.05 (N) + 2.045(m) * 6839.05 (N)}{2.4 (m)}$$

$$R'_{by} = 6839.05 (N)$$

Reemplazando el valor en la Ec. (3.4)

$$R'_{ay} + R'_{by} = 13678.1 (N)$$

$$R'_{ay} = 13678.1 (N) - R'_{by}$$

$$R'_{ay} = 13678.1 (N) - 6839.05 (N)$$

$$R'_{ay} = 6839.05 (N)$$

3.9.3.1. Cálculo de momentos flectores respecto al eje R_{ay}

Calculando los momentos flectores máximos en el eje Y.

$$M_{F1y} = R'_{ay} * 0.355 (m)$$

$$M_{F1y} = 6839.05 (N) * 0.355 (m)$$

$$M_{F1y} = 2427.86 (N m)$$

$$M_{F2y} = R'_{ay} * 2.045 (m) - F'_{y1} * 1.69(m)$$

$$M_{F2y} = 6839.05 (N) * 2.045(m) - 6839.05 (N) * 1.69(m)$$

$$M_{F2y} = 2427.86 (N m)$$

3.9.4. Cálculo del diámetro en el eje por análisis estático en el segundo escenario ²²

Tomando el momento flector máximo $M_{max} = 2427.86 (N m)$, $S_y = 179.14 (MPa)$

$$d = \left\{ \frac{5.1}{T_p} [(C_m * M_{max})^2 + (C_t * T_{max})^2]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (3.15)}$$

$$T_p = 0.30 S_y$$

²² Manual de Diseño Mecánico, Shigley, tomo IV pág. 731, ecuación 15-4.

$$T_p = 0.30 * 179.14 \text{ (MPa)}$$

$$T_p = 53.742 \text{ (MPa)}$$

3.9.4.1. Cálculo de la fuerza tangencial del rodillo²³

$$H = F_t v \quad \text{Ec. (3.16)}$$

Dónde: H = potencia (W)

F_t = fuerza tangencial (N)

v = velocidad tangencial (m/s)

Tenemos la velocidad tangencial del rodillo, reemplazando en la expresión Ec. (3.16)

$$v_{\text{(lineal rodillo)}} = 16.63 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$H = F_t v$$

$$F_t = \frac{381 \text{ (Hp)} * \frac{745.7 \text{ (W)}}{1 \text{ (Hp)}}}{16.63 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}$$

$$F_t = 17084.29 \text{ (N)}$$

Sabemos el momento torsor del rodillo expresado con la siguiente ecuación.

$$T_{\text{max}} = F_t * r = \frac{F_t d}{2} \quad \text{Ec. (3.17)}$$

Reemplazando los valores en la ecuación Ec. (3.15) extrayendo de la tabla 4 de anexos.

$C_m = 2$, $C_t = 1.5$, $M_{\text{max}} = 2427.86 \text{ (N m)}$.

$$d = \left\{ \frac{5.1}{T_p} \left[(C_m * M_{\text{max}})^2 + (C_t * T_{\text{max}})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{5.1}{T_p} \left[(C_m * M_{\text{max}})^2 + \left(C_t * F \frac{d}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{5.1}{53.742 \text{ (MPa)}} \left[(2 * 2427.86 \text{ (N m)})^2 + (1.5 * 17084.29 \text{ (N)} \frac{d}{2})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

²³ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo I, pág. 73, ecuación 2-52.

$$d = \left\{ 9.49 E^{-8} \left(\frac{m^2}{N} \right) \left[(23578016.72 (N m)^2) + (164178542.7 (N)^2 d^2) \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d^3 = \left\{ 9.49 E^{-8} \left(\frac{m^2}{N} \right) \left[(23578016.72 (N m)^2) + (164178542.7 (N)^2 d^2) \right]^{\frac{1}{2}} \right\}$$

$$d^6 = 9.01 E^{-15} \left(\frac{m^4}{N^2} \right) \left[(23578016.72 (N m)^2) + (164178542.7 (N)^2 d^2) \right]$$

$$d^6 = [(2.12 E^{-7} (m^4 m^2)) + (1.48 E^{-6} (m^4) d^2)]$$

$$d^6 - 1.48 E^{-6} (m^4) d^2 = 2.12 E^{-7} (m^6)$$

Resolviendo la ecuación por prueba y error.

$$d^6 - 1.49 E^{-6} d^2 = 2.12 E^{-7}$$

Tabla III-3.

$d^6 - 1.49 E^{-6} d^2$	$2.12 E^{-7}$
$d = 0.7$	$1.1 E^{-7}$
$d = 0.0784$	$2.23 E^{-7}$
$d = 0.0783$	$2.21 E^{-7}$
$d = 0.07784$	$2.1341 E^{-7}$
$d = 0.07783$	$2.13 E^{-7}$
$d = 0.07781$	$2.129 E^{-7}$
$d = 0.07775$	$2.119 E^{-7}$
$d = 0.07770$	$2.11 E^{-7}$

El valor más cercano de la ecuación por prueba y error está entre los valores $d = 0.07775$ y $d = 0.07770$, por lo tanto se tomará el diámetro mayor $d = 0.07775$ que se mostró anteriormente, estandarizando el valor del diámetro es 8 (cm)

3.9.5. Cálculo del diámetro en el eje por fatiga en el segundo escenario

Usando la expresión de la Ec. (3.9)

$$d = \left(\frac{32 * M_{max} * n}{\pi S_e} \right)^{\frac{1}{3}}$$

3.9.5.1. Cálculo del momento torsor

Tomando en cuenta el momento torsor, la fuerza $F_t = 17084.29$ (N) y diámetro 0.08 (m)

$$T_{\text{torsor}} = F_t * r$$

$$T_{\text{torsor}} = 17084.29 \text{ (N)} * 0.04 \text{ (m)}$$

$$T_{\text{torsor}} = 683.37 \text{ (N m)}$$

3.9.5.2. Cálculo del momento máximo por superposición de esfuerzos

Tomando en cuenta el momento flector =2427.86 (N m), momento torsor=683.397 (N m)

Resolviendo por el principio de superposición de esfuerzos tenemos.

$$M_{\text{max}} = \sqrt{M_{\text{flector}}^2 + T_{\text{torsor}}^2} \quad \text{Ec. (3.18)}$$
$$M_{\text{max}} = \sqrt{(2427.86 \text{ (N m)})^2 + (683.37 \text{ (N m)})^2}$$
$$M_{\text{max}} = 2522.2 \text{ (N m)}$$

3.9.5.3. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del rodillo

Usando la ecuación Ec. (3.10) de Marín que modifican el límite de fatiga.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

3.9.5.3.1. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga de la muestra del rodillo

Por la tabla 1 propiedades de aceros tenemos la resistencia última a la tensión es $S_{ut} = 323.83$ (MPa) considera una desviación de 15%.

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 323.83 \text{ (MPa)}$$

$$S'_e = 161.915 \text{ (MPa)}$$

3.9.5.3.2. Determinación de los factores que modifican el esfuerzo del eje $K_a, K_b, K_c, K_d, K_e, K_f$

Factor de superficie K_a .

El valor K_a depende de la resistencia a la tensión y el acabado en nuestro caso es maquinado y laminado.

Acudiendo a la tabla 2 de anexos, haciendo coincidir la resistencia última de tensión y tipo de maquinado el valor aproximado es.

$$K_a = 0.7$$

Factor de tamaño K_b .²⁴

La expresión tiene un límite para el diámetro, como no conocemos el diámetro del rodillo a usar por lo que considera un valor igual a la unidad.

$$K_b = 1$$

Factor de confiabilidad K_c .²⁵

Usando la tabla 3 de anexos el factor de confiabilidad se considera un valor recomendado de R es 0.999% y variable estandarizada Z_r es 3.091.

$$K_c = 1 - 0.08Z_r \quad \text{Ec. (3.15)}$$

$$K_c = 1 - 0.08 * 3.091$$

$$K_c = 0.753$$

Factor de temperatura K_d .

El acero AISI 1010 laminado en caliente posee una dureza 95 H_B , se recomienda considerar el valor igual a la unidad.

$$K_d = 1$$

Factor de modificación por concentración de esfuerzo K_e .

Para este caso el material no tendrá sensibilidad a las ranuras el valor es igual a la unidad lo cual nos indica $K_f = K_t$ para obtener resultados seguros.

Factor de efectos diversos K_f .

Para garantizar que no afecten los factores diversos, Corrosión, frecuencia de esfuerzo y otros se tomará un valor igual a la unidad.

$$K_f = 1$$

Por lo tanto el valor del factor de modificación por concentración del esfuerzo será K_e .²⁶

²⁴ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, tomo II pág. 313, ecuación 7-16.

²⁵ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, tomo II pág. 319, ecuación 7-21.

²⁶ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, tomo II pág. 322, ecuación 7-23.

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

$$K_e = \frac{1}{1}$$

$$K_e = 1$$

Reemplazando los valores obtenidos en la expresión de la Ec. (3.10) se tiene:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S_e = 0.7 * 1 * 0.753 * 1 * 1 * 1 * 161.915 \text{ (MPa)}$$

$$S_e = 85.345 \text{ (MPa)}$$

Reemplazando los valores para hallar el diámetro por fatiga y haciendo variar distintos valores para el factor de seguridad en la expresión de la Ec. (3.9)

Para $n = 3$.

$$d = \left(\frac{32 * M_{max} * n}{\pi * S_e} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left(\frac{32 * 2522.2 \text{ (N m)} * 3}{\pi * 85.345 \text{ (MPa)}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.097 \text{ (m)}$$

$$d = 97 \text{ (mm)}$$

Para $n = 2$.

$$d = \left(\frac{32 * 2522.2 \text{ (N m)} * 2}{\pi * 85.345 \text{ (MPa)}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0844 \text{ (m)}$$

$$d = 84 \text{ (mm)}$$

Para $n = 1$.

$$d = \left(\frac{32 * M_{max} * n}{\pi * S_e} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left(\frac{32 * 2522.2 \text{ (N m)} * 1}{\pi * 85.345 \text{ (MPa)}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.067 \text{ (m)}$$

$$d = 67 \text{ (mm)}$$

Usando medidas preferenciales estandarizados de la tabla 5 para el rodillo cilíndrico²⁷

Tabla III-4.

Primer escenario			Segundo escenario		
	Nominal	Estandarizado		Nominal	Estandarizado
Diámetro por esfuerzo contante			Diámetro por Carga estática		
Corte	0.0183 (m)	20 (mm)	estática	0.07775 (m)	80 (mm)
Diámetro por esfuerzo a la fatiga			Diámetro por Carga por fatiga		
n3	0.126 (m)	140 (mm)	n3	0.097 (m)	100 (mm)
n2	0.11 (m)	120 (mm)	n2	0.084 (m)	100 (mm)
n1	0.0875 (m)	100 (mm)	n1	0.067 (m)	80 (mm)

Viendo la tabla III-4 de diámetros calculados tanto por corte y fatiga, tomaremos el valor de 100 (mm) para el eje que tendrá el rodillo del dinamómetro porque toma en cuenta los dos esfuerzos tanto por flexión y torsión, el valor es mayor al diámetro por corte. Para la sección hueca del rodillo tomaremos el valor como referencia 100 (mm) como área de sección transversal y buscaremos un rodillo hueco para relacionar con la rueda del vehículo.

3.9.6. Cálculo del área de la sección maciza

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{Ec. (3.19)}$$

Dónde: d=diámetro

A=área de corte

$$A = \frac{\pi (100 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A = 7853.9 \text{ (mm)}^2$$

$$A = 78.539 \text{ (cm)}^2$$

²⁷ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo IV, tabla A-13, pág. 856.

El área de referencia será 78.539 (cm)^2 para buscar un rodillo hueco tomando en cuenta los esfuerzos de corte, flexión y torsor.

Usando a la tabla 6 de anexos propiedades de tubos de sección circular de perfiles huecos para construcción soldados, conformados de acero, grano fino, tolerancias, dimensiones y propiedades de la sección circular tenemos el área más aproximado de 79.4 (cm)^2 con un diámetro exterior de 323.9 (mm) , el cuál tienen un espesor de 8 (mm) .

Calcularemos el diámetro interior de la sección hueca, extrayendo de la tabla 11 de anexos.

3.9.7. Cálculo del área de la sección hueca

$$A = \frac{\pi (d_{ex}^2 - d_{in}^2)}{4} \quad \text{Ec. (3.20)}$$

Dónde: d_{ex} =diámetro exterior

d_{in} = diámetro interior

A=área de corte

$$A = \frac{\pi}{4} d_{ex}^2 - \frac{\pi}{4} d_{in}^2$$

$$d_{in} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{\pi}{4} d_{ex}^2 - A \right)}$$

$$d_{in} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{\pi}{4} (323.9 \text{ cm})^2 - 79.4 \text{ (cm}^2) \right)}$$

$$d_{in} = 307.9 \text{ (cm)}$$

$$d_{in} = 3079 \text{ (mm)}$$

El resultado indica que tiene un espesor de 8.0 (mm) , por factor de seguridad, experiencia y comparando con otros rodillos tienen el espesor mencionado, Por lo tanto el valor del diámetro interior será 307.9 (mm) .

3.10. Determinación de las ranuras para el eje del rodillo

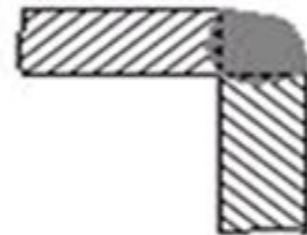
Utilizando a la tabla III-4 de diámetros preferenciales estandarizados, se elegirá el diámetro de 140 (mm) como referencia para que no exista una gran diferencia entre el diámetro exterior y el diámetro mínimo del eje para una geometría favorable que tiene una dureza $95 H_B$ y S_{ut} 323.83 (MPa).

Acudiendo a las tablas 9-10 y diagramas de las tablas 7-8, las ranuras para aceros para flexión y torsión estimaremos el radio de la ranura de mayor valor de las tablas recomienda 10 (mm) y 4 (mm), indica que mientras el factor de sensibilidad está más próximo a cero el material no tendrá sensibilidad a las ranuras.

3.11. Cálculo de la Soldadura en el rodillo

Debido que el rodillo del dinamómetro no puede ser maquinado en su totalidad las puntas del eje serán soldadas con el cilindro de la sección hueca por ello es importante realizar cálculos sobre los esfuerzos que va soportar el cordón de la soldadura, algunos de los factores se deben ser elegidos a criterio propio como ser el patrón del cordón de soldadura, el electrodo a usar, el tipo de soldadura, longitud de la soldadura, posición de la soldadura, por que los electrodos estan diseñados para ser usados en una posición específica lo más cómodo posible, también el electrodo tiene que ser parecido a las propiedades del material de base.

Se usará el tipo de cordón de la figura 3.10 para soldar el rodillo con las secciones.



Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, tomo II, juntas soldadas.

Figura. 3.10. Unión del cordón de ángulo exterior

3.11.1. Especificación del electrodo

Cuando se emplea una varilla de electrodo sobre aceros de aleación se debe aprovechar las ventajas propias de la aleación es necesario realizar un revenido aproximadamente a 620°C para la eliminación de los esfuerzos. Los electrodos de acero tienen la denominación norteamericana de números y códigos, se especifican 4 o 5 dígitos con la letra E, los dos o tres primeros dígitos indican el valor de la resistencia mínima a la tracción y las dos últimas indican el recubrimiento, suministro de corriente, posición de la soldadura, etc.

3.11.2. Determinación del coeficiente de fricción en el neumático²⁸

Los fabricantes de neumáticos recomiendan el valor del coeficiente cinético de los neumáticos con el cual se adhieren al piso, para nuestro caso se tomará un valor de 0.7 según el fabricante del neumático.

3.11.3. Determinación de la fuerza de fricción o fuerza cortante

Para determinar la fuerza de fricción se usará el peso bruto vehicular es 3220 (Kg) estará en las dos ruedas traseras. Por lo tanto se tomará 15794.1(N)

$$f_r = \mu N \quad \text{Ec. (3.21)}$$

Dónde: f_r = fuerza cortante

N = normal del peso

μ = coeficiente de fricción cinético del neumático

Reemplazando los valores en la Ec. (3.21).

$$\begin{aligned} f_r &= \mu N \\ f_r &= 0.7 * 15794.1(\text{N}) \\ f_r &= 11055.87 (\text{N}) \end{aligned}$$

3.11.4. Determinación del área de soldadura²⁹

Usando la tabla 12 de anexos, indica el área de la garganta de la soldadura.

$$A = 1.414\pi hr \quad \text{Ec. (3.22)}$$

²⁸ <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/mechanics/frictire.html>

²⁹ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II, juntas soldadas y plegadas.

Dónde: A = área de la garganta de soldadura

h = cateto del cordón de la soldadura

r = radio de soldadura

Viendo en la parte de los planos del rodillo, tenemos como el cateto $h=8$ (mm) y el centroide al grupo de la soldadura es 0.16195 (m)

$$A = 1.414\pi hr$$

$$A = 1.414 * \pi * 0.018 \text{ (m)} * 0.16195 \text{ (m)}$$

$$A = 1.29 \text{ E}^{-2} \text{ (m)}^2$$

3.11.5. Determinación del esfuerzo primario de la soldadura para flexión

$$\sigma_{\text{primario}} = \frac{f_r}{A} \quad \text{Ec. (3.23)}$$

Dónde: σ_{primario} = esfuerzo primario

f_r = fuerza cortante

A = área de soldadura

Reemplazando los valores en la Ec. (3.23)

$$\sigma_{\text{primario}} = \frac{15794.1 \text{ (N)}}{1.29 \text{ E}^{-2} \text{ (m)}^2}$$

$$\sigma_{\text{primario}} = 1.22 \text{ (MPa)}$$

3.11.6. Determinación del esfuerzo secundario de la soldadura para torsión

$$\sigma_{\text{secundario}} = \frac{M r}{J} \quad \text{Ec. (3.24)}$$

Dónde: $\sigma_{\text{secundario}}$ = esfuerzo secundario

M =momento cortante

r =distancia del centroide a la soldadura

J = momento polar de inercia

3.11.6.1. Determinación del momento polar de la soldadura³⁰

Considerando el ancho de la garganta del filete, se tiene el momento polar unitario.

$$J = 0.707 h J_u \quad \text{Ec. (3.25)}$$

Dónde: J = momento polar de la soldadura

h = cateto del cordón de la soldadura

J_u = momento polar unitario

r = radio de soldadura

Viendo la tabla 13 de anexos podemos determinar J_u momento polar.

$$J_u = 2 \pi r^3 \quad \text{Ec. (3.26)}$$

$$J_u = 2 * \pi * 0.16195^3 \text{ (m)}^3$$

$$J_u = 0.027 \text{ (m)}^3$$

$$J = 0.707 h J_u$$

$$J = 0.707 * 0.018 \text{ (m)} * 0.027 \text{ (m)}^3$$

$$J = 3.44 \text{ E}^{-4} \text{ (m)}^4$$

Reemplazando valores en la Ec. (3.24), el radio del centro a la soldadura $r=0.16195$ (m),

$$F_t = 17084.29 \text{ (N)}$$

$$\sigma_{\text{secundario}} = \frac{F_t * r}{J}$$

$$\sigma_{\text{secundario}} = \frac{17084.29 \text{ (N)} * 0.16195 \text{ (m)} * 0.16195 \text{ (m)}}{3.44 \text{ E}^{-4} \text{ (m)}^4}$$

$$\sigma_{\text{secundario}} = 1.3 \text{ (MPa)}$$

3.11.7. Determinación del esfuerzo máximo de la soldadura

El esfuerzo debe combinarse porque el esfuerzo máximo se produce en las esquinas.

$$\sigma_{\text{max torsión}} = \sqrt{\sigma_{\text{primario}}^2 + \sigma_{\text{secundario}}^2} \quad \text{Ec. (3.27)}$$

³⁰ Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II, juntas soldadas y plegadas, pág. 448.

Dónde: $\sigma_{\text{max torsión}}$ = esfuerzo máximo de torsión

σ_{primario} = esfuerzo primario

$\sigma_{\text{secundario}}$ = esfuerzo secundario

$$\sigma_{\text{max torsión}} = \sqrt{(1.22 \text{ (MPa)})^2 + (1.3 \text{ (MPa)})^2}$$

$$\sigma_{\text{max torsión}} = 1.78 \text{ (MPa)}$$

3.11.8. Cálculo de la resistencia del cordón de la soldadura

$$\sigma_{\text{cordon}} = K_{fs} * \sigma_{\text{max torsion}} \quad \text{Ec. (3.28)}$$

Dónde: σ_{cordon} = esfuerzo del cordón

$\sigma_{\text{max torsion}}$ = esfuerzo máximo torsión

K_{fs} = esfuerzo de concentración de esfuerzo para torsión

El factor de reducción de resistencia a la fatiga por soldadura, por la tabla 14 de anexos el valor es $K_{fs} = 1.5$ el factor se reemplaza en la Ec. (3.28).

$$\sigma_{\text{cordon}} = 1.5 * 1.78 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{\text{cordon}} = 2.67 \text{ (MPa)}$$

Ahora buscamos un electrodo que tenga similares características del material del rodillo, luego comparar el esfuerzo mínimo de tracción del electrodo y esfuerzo del cordón de soldadura.

El acero AISI 1010 viendo la tabla 15 de anexos podemos conocer las propiedades del acero y escoger un electrodo de similares característica del acero.

El electrodo apropiado es E6010, tomando en cuenta la tabla 16 de anexos, del catálogo de electrodos tiene una resistencia a la tracción de 430 (MPa) comparando con el valor que calculamos $\sigma_{\text{cordon}} = 2.67$ (MPa) nos indica que es favorable para la soldadura del rodillo.

3.12. Cálculo del chavetero y chaveta para el eje del rodillo³¹

Complementando el diseño de la seccion del eje, se diseñará un chavetero y chaveta de base cuadrado.con un diametro de 0.08 (m), momento torsor en el rodillo de $F_t = 17084.29$ (N) y $T=683.39$ (N m).

³¹ Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L. Mott, cuarta edición, pág. 500, ecuación 11-3.

$$t_d = \frac{0.5 S_y}{n_s} = \frac{2T}{dwl} \quad \text{Ec. (3.29)}$$

$$S_d = \frac{F_t}{A_c} = \frac{4T}{dal} \quad \text{Ec. (3.30)}$$

Dónde: t_d = esfuerzo cortante de diseño

S_d = esfuerzo de aplastamiento de diseño

T = momento torsor

d = diámetro del eje

w = ancho de la chaveta

l = longitud de la chaveta

a = altura de la chaveta

F_t = fuerza de corte

A_c = área de corte

S_y = resistencia a la fluencia

n_s = factor de seguridad

El eje del rodillo es 0.08 (m) de diámetro, se recomienda que el ancho de la chaveta sea $\frac{1}{4}$ de diámetro del eje que es $w = 0.02$ (m), por lo tanto si es cuadrado la altura será $h = 0.02$ (m). La chaveta tiene que ser como referencia un cuarto del diámetro del eje 0.08 (m) entre 4 tenemos un valor 0.02 (m), la chaveta está prácticamente normalizado quedando como incógnita la longitud de la chaveta por corte.

3.12.1. Cálculo del esfuerzo cortante de la chaveta

Usando la Ec. (3.29) un acero del rodillo AISI-1010 y un factor de seguridad $n_s = 3$.

$$t_d = \frac{0.5 S_y}{n_s}$$

$$t_d = \frac{0.5 * 179.14 \text{ (MPa)}}{3}$$

$$t_d = 29.86 \text{ (MPa)}$$

También despejando longitud de la chaveta y reemplazando los valores en la Ec. (3.29)

$$t_d = \frac{2T}{dwl}$$

$$l = \frac{2T}{d * w * t_d}$$

$$l = \frac{2 * 683.39 \text{ (N m)}}{0.08 \text{ (m)} * 0.02 \text{ (m)} * 29.86 \text{ (MPa)}}$$

$$l = 0.0286 \text{ (m)}$$

3.12.2. Cálculo del esfuerzo de aplastamiento de la chaveta

Usando la Ec. (3.30)

$$S_d = \frac{F_t}{A_c} = \frac{4T}{dal}$$

$$S_d = \frac{4 * 683.39 \text{ (N m)}}{0.08 \text{ (m)} * 0.02 \text{ (m)} * 0.0286 \text{ (m)}}$$

$$S_d = 59.74 \text{ (MPa)}$$

3.12.3. Cálculo de la teoría de falla de la chaveta

El acero AISI-1010 de la tabla 1 de anexos, tiene un esfuerzo a la fluencia $S_y=179.14$ (Mpa), tomando un factor de seguridad recomendado para aplicaciones industriales igual $n_s=3$ como lo más adecuado, el cuál debe cumplir condiciones de seguridad apropiadas.

Se comparará el esfuerzo con la teoría de falla que debe cumplir ciertas condiciones.

$$t_{\text{diseño}} \leq \frac{0.40 S_y}{n_s} \quad \text{Ec. (3.31)}$$

$$t_{\text{diseño}} \leq \frac{0.40 * 179.14 \text{ (Mpa)}}{3}$$

$$t_{\text{diseño}} \leq 23.88 \text{ (MPa)}$$

$$29.86 \text{ (MPa)} \leq 23.88 \text{ (MPa)}$$

$$S_{\text{diseño}} \leq \frac{0.90 S_y}{n_s} \quad \text{Ec. (3.32)}$$

$$S_{\text{diseño}} \leq \frac{0.90 * 179.14 \text{ (Mpa)}}{3}$$

$$S_{\text{diseño}} \leq 53.74 \text{ (MPa)}$$

$$59.74 \text{ (MPa)} \leq 53.74 \text{ (MPa)}$$

Como se puede ver los resultados en la teoría de fallas tanto por corte y aplastamiento se puede decir que el material de la chaveta no es el adecuado, por lo tanto se buscará otro material que cumpla con los criterios apropiado de la teoría de fallas.

Usando un acero AISI-1045 de la tabla 1 de anexos, recomendado para fabricación de chavetas se tiene un esfuerzo a la fluencia $S_y=310.05$ (MPa), tomando un factor de seguridad recomendado para aplicaciones industriales igual $n_s=3$ como lo más adecuado para que cumpla las condiciones de seguridad apropiadas.

Se comparará el esfuerzo con la teoría de falla de chavetas tenemos.

$$\tau_{\text{diseño}} \leq \frac{0.40 S_y}{n_s}$$

$$\tau_{\text{diseño}} \leq \frac{0.40 * 310.05 \text{ (MPa)}}{3}$$

$$\tau_{\text{diseño}} \leq 41.34 \text{ (MPa)}$$

$$29.86 \text{ (MPa)} \leq 41.34 \text{ (MPa)}$$

$$S_{\text{diseño}} \leq \frac{0.90 S_y}{n_s}$$

$$S_{\text{diseño}} \leq \frac{0.90 * 310.05 \text{ (MPa)}}{3}$$

$$S_{\text{diseño}} \leq 93.015 \text{ (MPa)}$$

$$59.74 \text{ (MPa)} \leq 93.015 \text{ (MPa)}$$

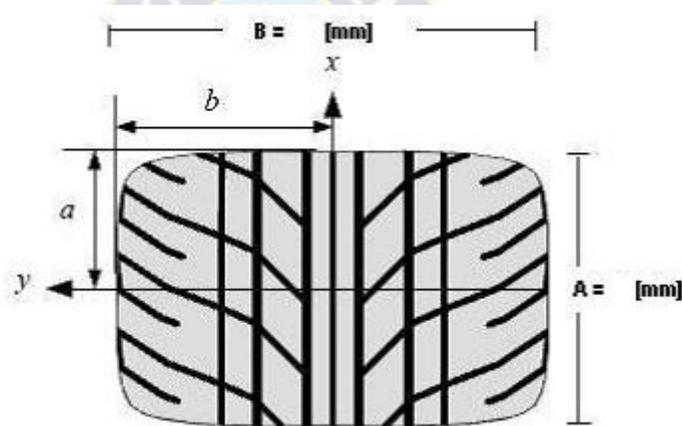
El acero AISI-1045 cumple con las condiciones de la teoría de falla, por lo tanto se usará el material mencionado.

3.13. Cálculo de la vida finita del rodillo³²

El rodillo debe tener una vida finita porque es un equipo de ensayos que se usará muy frecuente, por esta razón se requiere realizar los cálculos para determinar el número de ciclos de falla, este número debe ser mayor o igual a un millón de ciclos esto determina la vida finita.

3.13.1. Cálculo del área de contacto del neumático con los rodillos

El área de contacto de la huella para las condiciones de operación en el dinamómetro serán de $B=255$ (mm) de ancho y $A=$ la longitud del neumático como se ilustra en la figura 3.11 cuando las ruedas en contacto con los rodillos.



Fuente: www.goodyeartire.co

Figura. 3.11. Dimensiones aproximadas del neumático en contacto con los rodillos

Las pruebas realizadas por Goodyear Tire Co. en dinamómetros de rodillos indican que el área de contacto en los rodillos es la mitad del área de apoyo que esta misma rueda tendría en una superficie plana considerando el ancho de la huella del neumático no se modifica de forma, La reducción se observa principalmente en la longitud de la huella.

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (3.33)}$$

³² Diseño en Ingeniería Mecánica, shigley, 8 ed. Pág. 277, Ecuación 6-16.

Dónde: F= peso bruto vehicular
 P= presión del neumático
 A= área de contacto del neumático

Despejando el área de la Ec. (3.33), considerando el peso bruto vehicular en las dos ruedas traseras del vehículo.

$$\begin{aligned} \text{Área} &= \frac{F}{2 * P} \\ \text{Área} &= \frac{3220 \text{ (Kg)} * 9.81 \text{ (N)}}{2 * 33 \text{ (psi)} * \frac{10^5 \text{ (Pa)}}{14.5 \text{ (psi)}}} \\ \text{Área} &= 0.069 \text{ (m)}^2 \end{aligned}$$

La especificación técnica del neumático es P255/70R18, el ancho será B=255 (mm), también el área del neumático esta expresado con la siguiente ecuación.

$$\frac{\text{Área}}{2} = A * B \quad \text{Ec. (3.34)}$$

$$\frac{\text{Área}}{2 * B} = A$$

$$A = \frac{69000 \text{ mm}^2}{2 * 255 \text{ mm}}$$

$$A = 135.3 \text{ (mm)}$$

El área de contacto en el rodillo será:
 A*B por lo tanto A = 0.1353(m) y B = 0.255(m)

3.13.2. Cálculo del esfuerzo permisible del rodillo

La fuerza ejercida por el peso bruto vehicular en el rodillo es 31588.2 (N), en la especificación técnica del neumático tenemos B=0.255 (m), A=0.27 (m).

El esfuerzo permisible del rodillo para primer escenario.

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A} \quad \text{Ec. (3.35)}$$

Dónde: σ_p =esfuerzo permisible del rodillo

A=área de contacto en el rodillo

F_p =fuerza permisible

Reemplazando valores en la Ec. (3.35)

$$\begin{aligned} \sigma_p &= \frac{F_p}{A} \\ \sigma_p &= \frac{31588.2 \text{ (N)}}{0.069 \text{ (m)}^2} \\ \sigma_p &= 457800 \text{ (Pa)} \end{aligned}$$

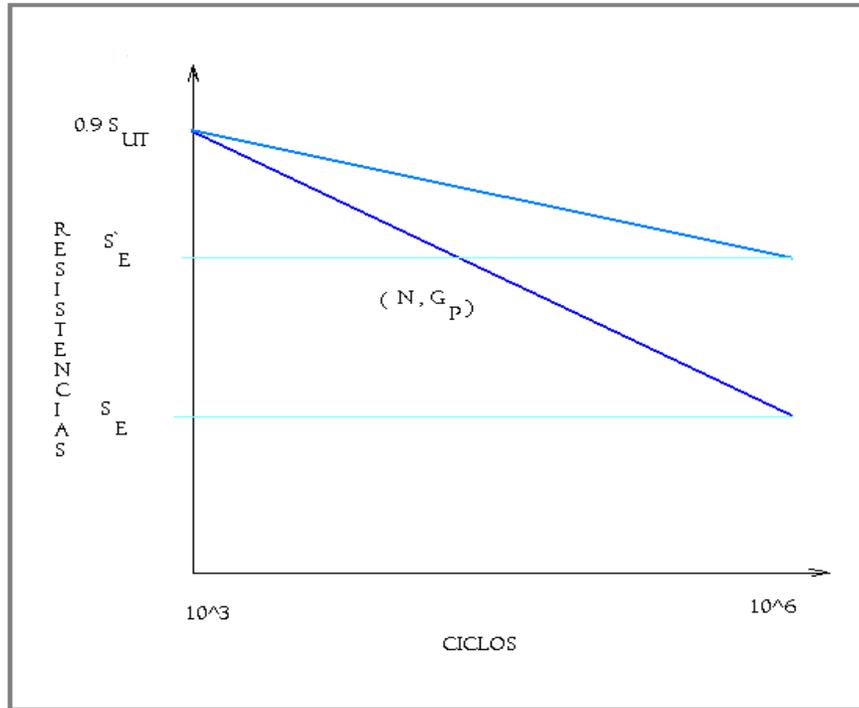
Calculando el esfuerzo permisible para el segundo escenario.

El peso bruto vehicular se distribuye en ambos rodillos, así también el área de contacto, la fuerza en el rodillo será 15794.1 (N), usando la Ec. (3.35) para el segundo escenario.

$$\begin{aligned} \sigma_p &= \frac{\frac{F_p}{2}}{\frac{A}{2}} \\ \sigma_p &= \frac{15794.1 \text{ (N)}}{\frac{0.069 \text{ (m)}^2}{2}} \\ \sigma_p &= 457800 \text{ (Pa)} \\ \sigma_p &= 0.46 \text{ (MPa)} \end{aligned}$$

De ambos escenarios se puede observar tanto del primero y del segundo el esfuerzo permisible son del mismo valor.

Operando para hallar la vida finita haciendo una similitud con la ecuación de la recta como se muestra en la figura 3.12, tomando una referencia mínima de números de ciclos del esfuerzo que es $N_e=10^6$ tenemos.



Fuente: Elaboración propia.

Figura. 3.12. Diagrama fatiga-ciclos

Reemplazando valores en la ecuación de la recta. $S_e=85.345$ (MPa), $S_{ut}=323.83$ (MPa).

$$\frac{0.9 S_{ut}-S_e}{10^3-10^6} = \frac{\sigma_p-S_e}{N-10^6} \quad \text{Ec. (3.36)}$$

$$\frac{291.45 \text{ (MPa)} - 85.345 \text{ (MPa)}}{10^3 - 10^6} = \frac{0.46 \text{ (MPa)} - 85.345 \text{ (MPa)}}{N - 10^6}$$

$$\frac{206.1 \text{ (MPa)}}{-0.99 * 10^6} = \frac{-84.88 \text{ (MPa)}}{N - 10^6}$$

$$N - 10^6 = \frac{84.88 \text{ (MPa)} * 0.99 * 10^6}{206.1 \text{ (MPa)}}$$

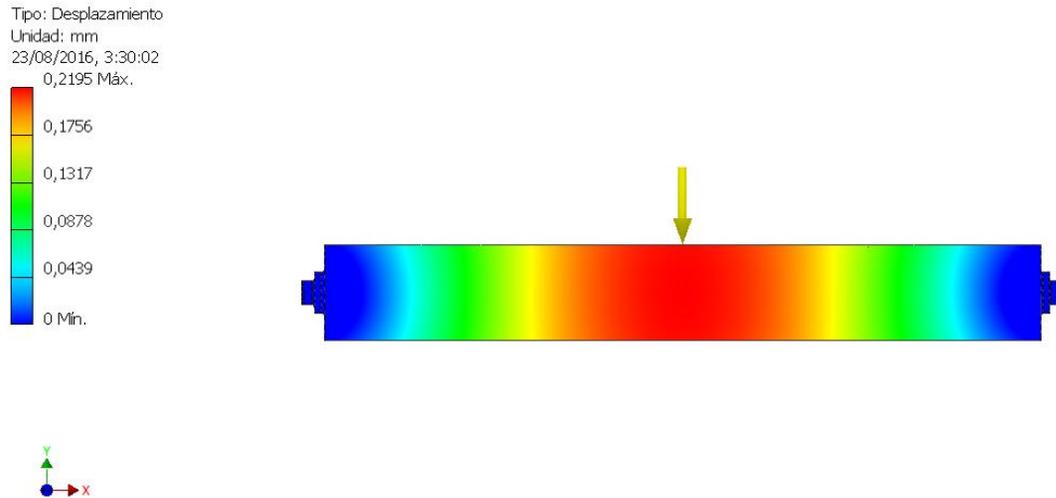
$$N - 10^6 = 407720.52$$

$$N = 407720.52 + 10^6$$

$$N = 1407720.52 \text{ ciclos}$$

3.14. Simulación de la deflexión del rodillo

La deflexión es un parámetro importante para el diseño del rodillo, se tomará en cuenta el peso bruto del vehículo de referencia 31588.2 (N), también se usará el programa de simulación de deflexión conocido con el nombre de Autodesk Inventor.



Fuente: Elaboración propia.

Figura. 3.13. Simulación de la deflexión con el programa Autodesk Inventor

3.15. Cálculo de la velocidad Crítica del rodillo³³

La velocidad crítica es otro factor importante a la hora de diseñar ejes, el efecto dependerá de la carga y par de torsión.

Consideramos el peso bruto vehicular que ejerce los neumáticos en los rodillos en dos puntos del rodillo en el instante que se realiza los ensayos.

Considerando la energía cinética, energía potencial y la deflexión vertical del rodillo.

$$g=9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$E_c = \frac{1}{2}Ky^2 \quad \text{Ec. (3.37)}$$

$$E_p = \frac{1}{2}mv^2 \quad \text{Ec. (3.38)}$$

³³ Diseño de Máquinas, Norton, México, D.F. pág. 616.

Dónde: E_c = energía cinética

E_p = energía potencial

v = velocidad

m = masa

y = deflexión

K = constante del resorte

Aplicando sistemas conservativos tenemos y reemplazando a la Ec. (3.37) y Ec. (3.38)

$$E_{inicial} = E_{final}$$
$$E_{c_o} + E_{p_o} = E_{c_f} + E_{p_f}$$
$$\frac{1}{2}Ky_o^2 + \frac{1}{2}mv_o^2 = \frac{1}{2}Ky_f^2 + \frac{1}{2}mv_f^2$$

Cuando está vibrando la energía cinética es cero entonces, la energía potencial es máxima y cuando energía cinética es máxima la energía potencial es cero.

$$\Sigma E_{pmax} = \Sigma E_{cmax}$$

$$\frac{1}{2}Ky_i^2 = \frac{1}{2}m_i v^2$$

Haciendo una analogía con un resorte se tiene:

$$K = \frac{F}{x} \quad \text{Ec. (3.39)}$$

Para nuestro caso haciendo una comparación el peso con la deflexión.

$$K = \frac{W}{y_i} \quad \text{Ec. (3.40)}$$

Usando términos de la deflexión y el peso

$$V = \omega y_i \quad \text{Ec. (3.41)}$$

$$w = m_i g \quad \text{Ec. (3.42)}$$

Dónde: K = constante del resorte

w = peso

y_i = deflexión enésimo vertical

ω = frecuencia de oscilación del sistema o frecuencia angular de resonancia rad/s

m_i = masa enésimo en un punto

g = aceleración de gravedad (m/s^2)

Reemplazando los valores y operando en el sistema conservativo.

$$\frac{1}{2} \sum \frac{m_i g}{y_i} y_i^2 = \frac{1}{2} \sum m_i \omega^2 y_i^2$$
$$\sum g m_i y_i = \sum \omega^2 m_i y_i^2$$

Despejando la velocidad angular tenemos

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum m_i y_i}{\sum m_i y_i^2}} \text{ (rpm)}$$

La deflexión es $y_{max} = 0.1756$ (mm), peso vehicular de un neumático es 15794.1 (N).

$$n_{critica} = \frac{30}{\pi} \left[\frac{g(m_1 y_1 + m_2 y_2)}{(m_1 y_1^2 + m_2 y_2^2)} \right]^{\frac{1}{2}} \text{ (rpm)}$$

$$n_{critica} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right) (15794.1 \text{ (N)} * 1.75 \text{ E}^{-4} \text{ (m)} + 15794.1 \text{ (N)} * 1.75 \text{ E}^{-4} \text{ (m)})}{[15794.1 \text{ (N)} * (1.75 \text{ E}^{-4} \text{ m})^2 + 15794.1 \text{ (N)} * (1.75 \text{ E}^{-4} \text{ m})^2]}} \text{ (rpm)}$$

$$n_{critica} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{54.22 \left(\frac{m}{s^2}\right) \text{ (N m)}}{9.67 \text{ E}^{-4} \text{ (N m}^2)}} \text{ (rpm)}$$

$$n_{critica} = \frac{30}{\pi} \sqrt{56070.32 \frac{1}{s^2}} \text{ (rpm)}$$

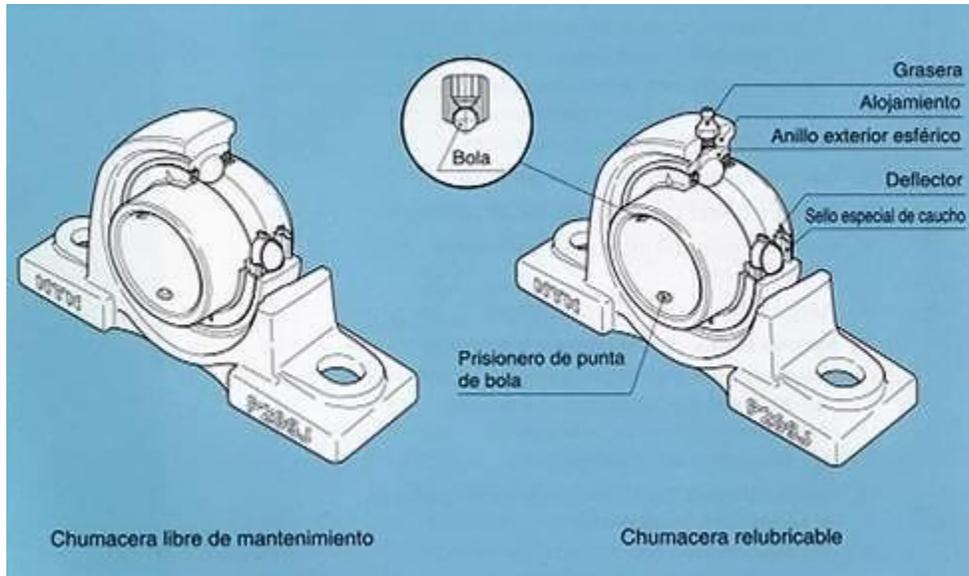
$$n_{critica} = \frac{30}{\pi} * 236.79 \text{ (rpm)}$$

$$n_{critica} = 2261.19 \text{ (rpm)}$$

3.16. Selección de la chumacera y rodamiento

La chumacera es el componente que aloja el rodamiento y encargada de ensamblar el rodillo con la estructura del dinamómetro que soporta el peso del vehículo durante el ensayo.

El rodamiento debe tener un diámetro interior igual al diámetro exterior de punta eje del rodillo es 0.08 (m), carga es 15794.1 (N) por rodamiento en el rodillo, la chumacera cuenta con dos orificios para sujetar a la estructura con tornillos y tuercas.



Fuente: <http://www.apiro.com/apiro/catalogoautocentrante.htm>

Figura. 3.14. Rodamiento de libre mantenimiento y relubricable

3.16.1. Determinación de la fuerza radial equivalente del rodamiento³⁴

$$F_e = XV F_r + Y F_a \quad \text{Ec. (3.43)}$$

$$F_a = \frac{0.47 F_r}{K} \quad \text{Ec. (3.44)}$$

Dónde: F_e = fuerza radial equivalente

F_r = fuerza radial aplicada

F_a = fuerza de empuje aplicada

K = relación de capacidad carga radial

V = factor de rotación

X = factor de radial

Y = factor de empuje

³⁴ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8 ed. Pág. 524, Ecuación 11-12.

Resolviendo la fuerza de empuje aplicada donde $K=1.5$ para carga de rodamientos radiales y $F_r=15794.1(N)$.

$$F_a = \frac{0.47F_r}{K}$$

$$F_a = \frac{0.47 * 15794.1 (N)}{1.5}$$

Reemplazando en la Ec. (3.43) usando la tabla 17 de anexos, factores de carga equivalente se tiene $X=0.5$, $Y=1.4$ y $V=1$ para un anillo interior rotatorio.

$$F_e = 0.5 * 1 * 15794.1 (N) + 1.4 \frac{0.47 * 15794.1 (N)}{1.5}$$

$$F_e = 7897.05 (N) + 6928.34 (N)$$

$$F_e = 14825.39 (N)$$

3.16.2. Determinación de la vida útil de diseño del rodamiento

Sabemos que el eje es igual al diámetro interior del rodamiento es 0.08 (m).

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^a \quad \text{Ec. (3.45)}$$

Dónde: L_1 = vida nominal

L_2 = vida útil de diseño

P_1 = fuerza del catalogo

P_2 = fuerza radial equivalente

$a=3.33$ para rodamientos de rodillo

Buscando la fuerza radial equivalente en el catálogo del rodamiento en la tabla 19 de anexos que sea más cercano al valor $F_e = 14825.39 (N)$ de una hilera, la capacidad básica de carga es $P_1=173 (KN)$, $L_1=10^6$ revoluciones y reemplazando los valores tenemos.

$$L_2 = L_{diseño} = L_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^a$$

$$L_{diseño} = 10^6 \text{ rev} \left(\frac{173 (KN)}{14825.39 (N)}\right)^{3.33}$$

$$L_{diseño} = 3574728980 \text{ rev} * \frac{1 \text{ (min)}}{980.57 \text{ (rev)}} * \frac{1 \text{ (h)}}{60 \text{ (min)}}$$

La vida útil del rodamiento del rodillo expresado en horas.

$$L_{diseño} = 60759.37 \text{ (h)}$$

3.16.3. Determinación de la capacidad básica de carga

Usando la tabla 18 de anexos vida recomendados para maquinas diversas en nuestro caso es $L=20000 \text{ h}$ como recomendado para la evaluación útil en máquinas para servicio de 8h, no se utilizan plenamente.

$$C = F_e \left(\frac{L_d}{10^6 \text{ rev}} \right)^{1/a} \quad \text{Ec. (3.46)}$$

Dónde: F_e = fuerza radial equivalente

C = capacidad de carga

L = vida recomendada para la máquina

$$L_d = (h)(\text{rpm}) \left(\frac{60 \text{ min}}{h} \right)$$

$$n_{rueda} D_{rueda} = n_{rodillo} D_{rodillo}$$

Tenemos un diámetro del rodillo 0.3239 (m), diámetro de la rueda 0.8143 (m), n_{rueda} 391.00 (rpm).

$$n_{rodillo} = \frac{n_{rueda} D_{rueda}}{D_{rodillo}}$$

$$n_{rodillo} = \frac{391.00 \text{ (rpm)} * 0.8143 \text{ (m)}}{0.3239 \text{ (m)}}$$

$$n_{rodillo} = 982.99 \text{ (rpm)}$$

$$L_d = (20000h) * 982.99 \text{ (rpm)} * \left(\frac{60 \text{ min}}{h} \right)$$

$$L_d = 1179588000 \text{ (rev)}$$

Reemplazando los valores en la Ec. (3.46) tenemos.

$$C = 14825.39 \text{ (N)} * \left(\frac{1179588000 \text{ (rev)}}{10^6 \text{ rev}} \right)^{1/a}$$

$$C = 124007.42 \text{ (N)}$$

3.17. Diseño de la estructura

Antes de diseñar la estructura debemos saber la distancia que tendrá entre los rodillos, se calculará a continuación tomando en cuenta el neumático grande y pequeño que son: P255/70R18 112/ M+S y P175/70 R13 82 T respectivamente.

La estructura consta de una parte fija que soportará los rodillos, freno y otros accesorios que tendrá el dinamómetro, segundo tendrá una fosa para su instalación de la estructura del dinamómetro, será empotrado al piso esto para el fácil acceso y salida del vehículo.

3.17.1. Determinación de la distancia entre los rodillos

Los vehículos livianos por lo general llevan neumáticos de aro 13 hasta aro 18, se debe determinar la distancia entre los rodillos más favorable, también debe ser capaz de alojar entre los rodillos los vehículos con neumático mencionados anteriormente.

3.17.1.1. Cálculo de la distancia para el neumático grande P255/70R18 112/ M+S

Calculando la altura del neumático.

$$h = \frac{70 * 255}{100}$$
$$h = 178.5 \text{ (mm)}$$

La distancia total del aro y la altura es:

$$\text{Distancia total} = 457.2 \text{ (mm)} + 2 (178.5 \text{ (mm)})$$

$$\text{Distancia total} = 814.2 \text{ (mm)}$$

3.17.1.2. Cálculo de la distancia para el neumático pequeño P175/70 R 13 82 T

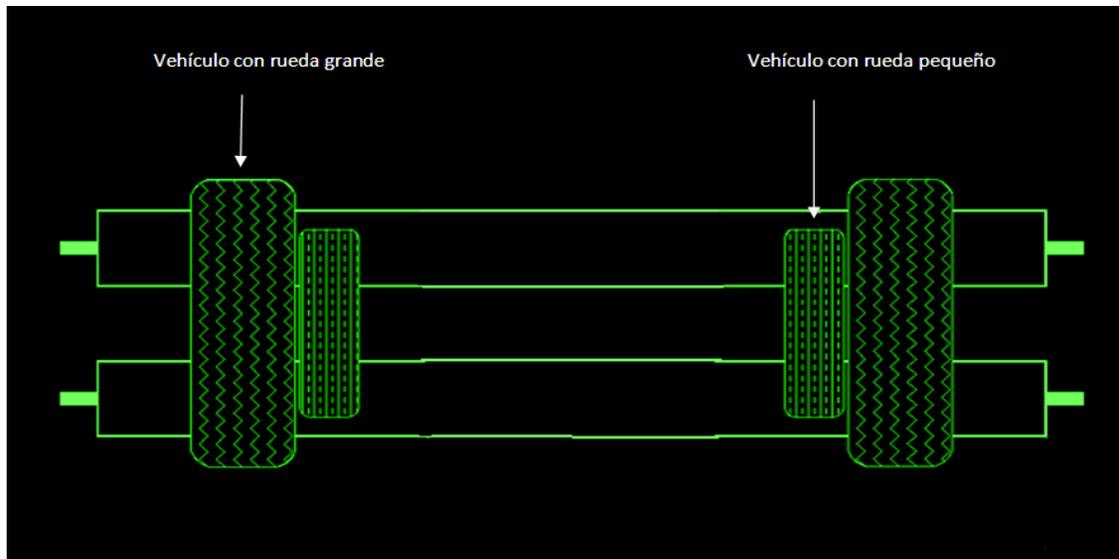
Calculando la altura del neumático.

$$h = \frac{70 * 175}{100}$$
$$h = 122.5 \text{ (mm)}$$

La distancia total del aro y la altura será.

$$\text{Distancia total} = 330.2 \text{ (mm)} + 2 (122.5 \text{ (mm)})$$

$$\text{Distancia total} = 575.2 \text{ (mm)}$$



Fuente: Elaboración propia.

Figura 3.15. Distancia entre los rodillos en función de la rueda grande y pequeña con el diámetro del rodillo

Considerando la distancia de las dos ruedas grande y pequeña, se tomará el promedio con respecto al diámetro del exterior del rodillo.

Para la rueda grande P255/70R18 112/ M+S

$$\text{distancia de la rueda grande} = (814.2 \text{ (mm)} + 323.9 \text{ (mm)})/2$$

$$\text{distancia de la rueda grande} = 569.05 \text{ (mm)}$$

Para la rueda pequeña P 175/70 R 13 82 T

$$\text{distancia de la rueda pequeña} = (575.2 \text{ (mm)} + 323.9 \text{ (mm)})/2$$

$$\text{distancia de la rueda pequeña} = 449.55 \text{ (mm)}$$

Luego promediando las dos distancias obtenidas anteriormente

$$\text{distancia entre los ejes del rodillo} = (569.05 \text{ (mm)} + 449.55 \text{ (mm)})/2$$

$$\text{distancia entre los ejes del rodillo} = 509.3 \text{ (mm)}$$

Entonces la distancia entre las caras de los rodillos será 185.4 (mm). Sabiendo la distancia entre ejes se procederá al diseño de la estructura del dinamómetro, se tomará una plancha de 8 (mm) de grosor de perfil C con un acero recomendado AISI 1018.

3.18. Acople flexible del dinamómetro

El acople flexible tiene la función de transmitir el momento torsor del rodillo al freno hidráulico del dinamómetro, para ello requiere una chaveta este para transmitir el momento torsor e impedir el movimiento axial entre las dos piezas ensambladas. Se debe ajustar a la longitud de la pieza y que tenga la resistencia requerida del esfuerzo torsor.

La construcción del acople flexible es de acero sólido, AISI 1018, laminado en frío. Las dimensiones del acople flexible está en la tabla 20 de anexos.

El momento torsor que trasmite el rodillo maestro es $T=683.39$ (N m), en función del valor y diámetro del eje se elige un tipo de acople para el diseño. El acople flexible tipo T puede transmitir un momento torsor hasta $T= 6046.09$ (Lb in), comparando ambos valores con la tabla 20 en la parte de anexos podemos decir el acople flexible tiene un momento torsor de $T= 8800$ (Lb in), por lo tanto el acople recomendado es 1070-T para el presente proyecto.

3.19. Selección del freno dinamométrico

Debido al diseño complejo del freno dinamométrico, éste será adquirido en el mercado.

El freno se debe elegir en función del esfuerzo que va a frenar, carga variable para simular mejor las condiciones de ensayo de distintos vehículos, configuración simple y fácil mantenimiento.

Para realizar la selección del freno se va usar una matriz, con una escala de puntuación de uno (1) al cinco (5), dónde 1 representa la opción menos favorable y 5 representa la opción más favorable.

Tabla III-5.

Matriz de decisiones del freno					
	Corriente de Foucault	Freno de Histéresis	Motor Eléctrico	Polvo Magnético	Freno Hidráulico
Carga variable	5	4	4	4	5
Precisión de la medida	5	4	4	3	5
Costos	4	4	4	3	4
Mantenimiento	3	3	4	3	5
Toma de datos	4	4	3	4	3
Instalación	3	3	4	3	5
Torque	5	5	3	5	5
Tiempo de respuesta	4	4	5	2	3
Total	33	31	31	27	35

Se eligió un freno hidráulico porque posee una capacidad de simular cargas variables, otra característica es más eficiente en niveles bajos de esfuerzo y altas revoluciones.

El freno hidráulico que llevará el proyecto es un **Accudyno NHS 305**

3.19.1. Descripción del freno Accudyno NHS 305

El freno hidráulico Accudyno NHS 305 permite medir torque, potencia y otros parámetros del motor realizando ensayos dinámicos, también permite la medición de curvas características del motor a gasolina, diesel, estándar y de competición en una amplia gama de 1000 HP.

La medición se realiza cargando el motor en sus distintos estados, regulación la apertura de la válvula VCH (control de la mariposa del acelerador), permitiendo realizar mediciones dinámicas.

Su diseño y terminación hacen del freno NHS 305, sea una herramienta de medición confiable, robusta, de bajo mantenimiento, con la sensibilidad y operatividad requerida por usuarios más exigentes.

El sistema permite compensar las variaciones de temperatura, presión atmosférica, humedad relativa y obtener la potencia normalizada utilizando un factor de corrección. El mismo calculará automáticamente a partir de los datos ingresados mediante una central atmosférica.

También puede compensar la inercia de las partes mecánicas (motor, freno) mediante la introducción del factor de Inercia del sistema.

Accudyno mediante el uso de sus sensores, amplificadores y una placa de adquisición de datos captura en tiempo real las diversas variables del motor almacenando en un archivo, estos datos pueden tabularse o graficarse para su análisis.



Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 3.16. Freno hidráulico Accudyno NHS 305

3.19.2. Características del freno Accudyno NHS 305

- Frenado hidrodinámico (turbina de agua).
- Rotor de turbina doble.
- Frenado de ambos sentidos de rotación.
- Alta repetitividad y exactitud.
- Fácil operación.
- Rápida instalación.
- Excelente terminación.

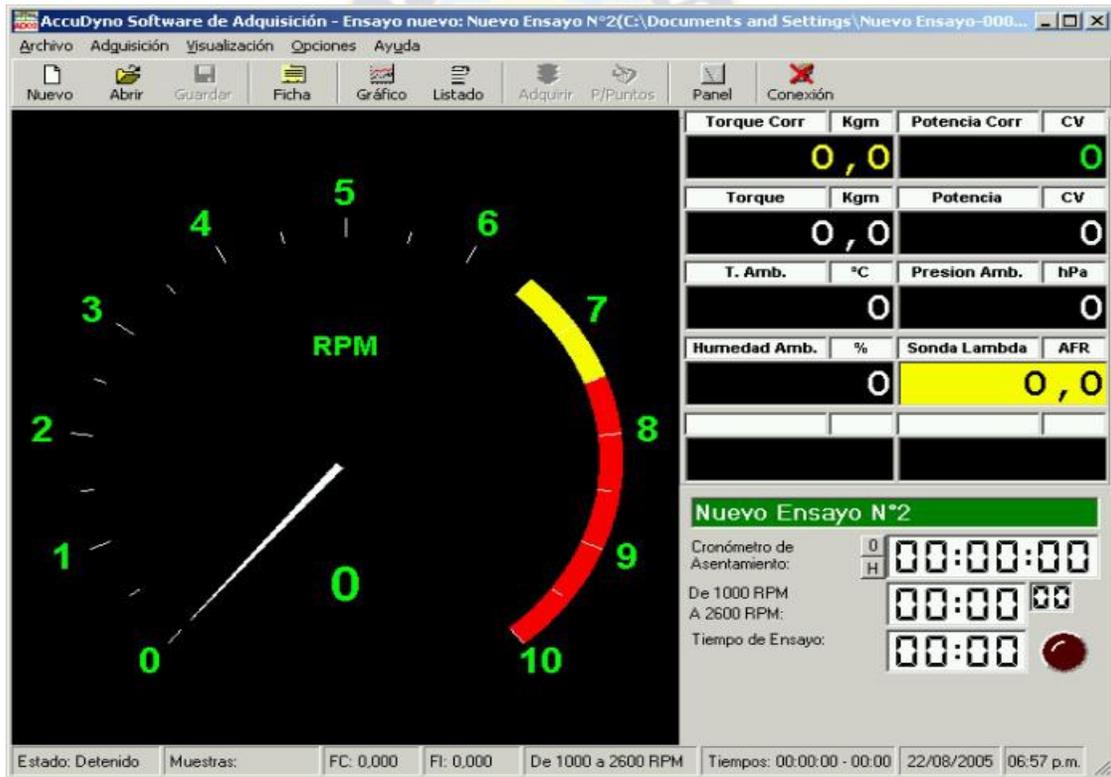
- Permite la incorporación de más accesorios.

3.19.3. Especificaciones técnicas del freno Accudyno NHS 305

- Potencia máxima.....hasta 4000 CV a 10000 RPM.
- Potencia mínima.....desde 30 CV a 2500 RPM.
- Régimen máximo.....10000 RPM.
- Torque máximo.....120Kgm.

3.20. Sistema de adquisición de datos ³⁵

Cada freno dinamométrico viene con su sistema de adquisición de datos, sistema calibrado a la especificación del freno, el cuál vendrá junto con el freno Accudyno NHS 305.



Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 3.17. Sistema de adquision de datos accudyno NHS 305

³⁵ www.mwdynoweb.com.ar

3.20.1. Descripción del sistema adquisición de datos Accudyno NHS 305

El sistema de adquisición de datos se compone de dos partes: electrónica y software ambos de fabricación Accudyno.

El equipo viene con sensores para la medición de potencia y torque.

- Respaldo de MWD dinamómetros con más 40 años de experiencia en el mercado.
- Altísima repetitividad y exactitud.
- Reportes mediante tablas y curvas.
- Comparación de ensayos.
- Adaptable a cualquier equipo.
- Compensación de pérdidas.
- Actualizaciones periódicas gratuitas para mejor el desarrollo propio y sugerencias para el usuario.

3.20.2. Especificaciones del hardware del sistema adquisición de datos Accudyno NHS 305

El equipo consta:

- Gabinete Amplificador.
 - Amplificador de la celda de carga con conexión al sensor.
 - Amplificador para sensor de rpm con conexión al sensor.
 - Fuente de alimentación con cable de alimentación con protección de línea.
 - Conexión a la PC.
- Sensores.
 - Sensor de rpm Captor inductivo.
 - Celda de carga.
- Cable de conexión a la PC.
- Placa de adquisición de datos.
- Sensor de rpm del motor.
- Central atmosférica.

- Sensor de temperatura y presión.
- CD de instalación con manual guía de instalación.

3.20.3. Especificaciones del software del sistema de datos Accudyno NHS 305

El software Accudyno tiene las siguientes características:

- Adquisición de datos desde el banco de ensayos.
- Cálculo de Potencia y torque corregidos por condiciones atmosféricas.
- Gráfica los datos adquiridos en el ensayo.
- Comparación de gráficos de varios ensayos simultáneamente.
- Muestra en tablas los datos adquiridos.
- Limitador de rpm por el software.
- Conexión a la central atmosférica capta la presión atmosférica, Humedad relativa y temperatura del ambiente.

Características mínimas de la PC para la instalación del sistema Accudyno NHS 305.

- Superior al Pentium II 500 MHz, 64 Mb de RAM, 20 Mb de espacio en disco, Windows 2000, 1 Puerto serie disponible para conexión de la placa de adquisición.

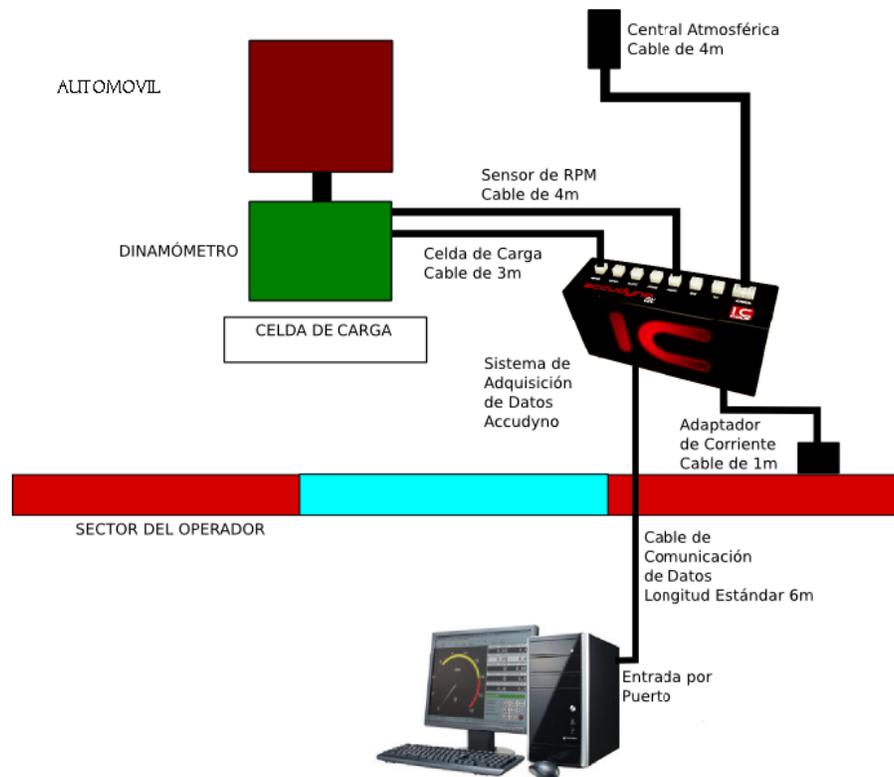
La sala de ensayos debe contar con:

- Puesta a tierra para el banco de ensayos, PC y al sistema adquisición de datos.
- Por seguridad se hace un blindaje a los cables mediante la utilización de cables con malla o caños metálicos, la misma evita las interferencias eléctricas producidas.
- Sala con excelente ventilación como mínimo de 23000 m³/h.

3.20.4. Distribución de los componentes en la sala de ensayos

El gabinete del sistema adquisición de datos deberá montarse en un lugar cercano al dinamómetro dentro la sala, el mismo va conectado a los sensores de rpm, torque y otros accesorios de medición. Se recomienda instalar el cable del sensor de torque bajo un caño metálico para evitar interferencias eléctricas.

El sistema provee un cable de comunicación de 6 (m) de longitud. Esa distancia deberá haber entre el gabinete del sistema adquisición de datos y la computadora en un extremo de la sala.



Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 3.18. Distribución de los componentes del dinamómetro en la sala

Capítulo IV

MONTAJE, OPERACION Y

MANTENIMIENTO

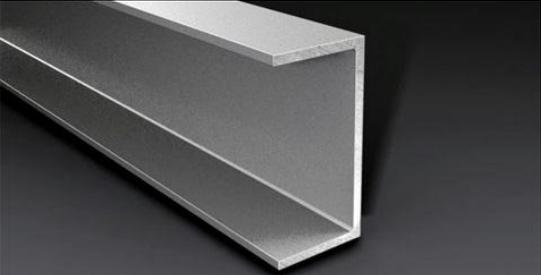
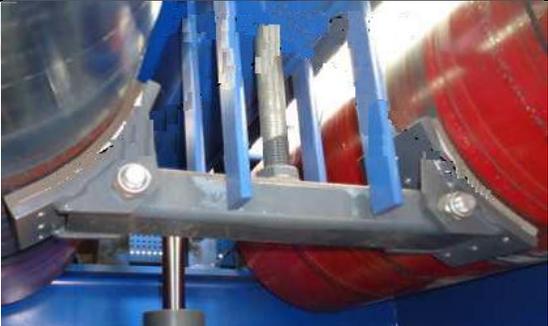


4.1. Montaje

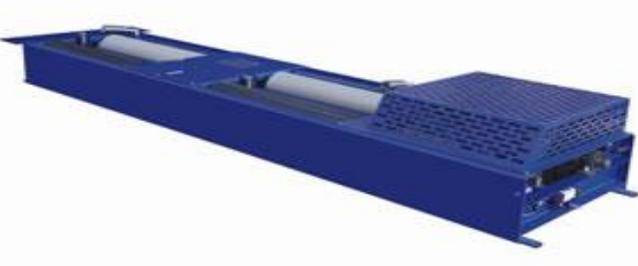
El montaje tiene una secuencia que se debe seguir para alcanzar el producto terminado.

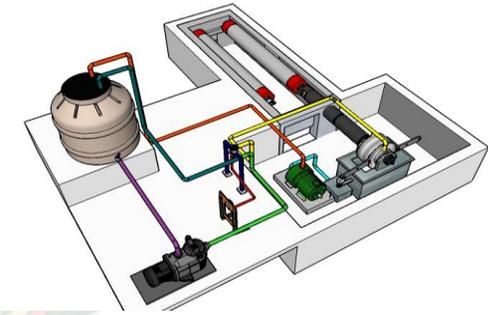
Al momento de la instalación de los accesorios, verificar si alguno de los componentes del dinamómetro sufrió algún daño en el traslado, manipulación, se debe tener mucho cuidado con las piezas frágiles (sistema de instrumentación de control del dinamómetro se compone por un grupo de elementos encargados de medir, procesar y generar señales para el control del dinamómetro).

4.2. Proceso de montaje del dinamómetro

ítem	PROCESO DE MONTAJE	GRAFICOS
1	Se debe elegir un lugar para instalar el dinamómetro de rodillos, tiene que estar dentro de un ambiente cerrado, cementado, para facilitar su limpieza, el piso no debe ser rebaladizo, se aconseja pintarlo para que tenga una señalización de guía para el vehículo	
2	Proceder al soldado y armado de la estructura rígida del dinamómetro, se debe sujetar dentro la fosa con pernos de expansión de alta resistencia de 16 (mm) para que contenga los accesorios del dinamómetro	
3	Instalar el freno de zapatas del dinamómetro al medio de la estructura rígida para facilitar la entrada y salida del vehículo	

4	<p>Soldar los ejes a los extremos del cilindro hueco para que forme una sola estructura que soporte el peso del vehículo</p>	
5	<p>Acoplar el rodamiento y chumacera al eje del rodillo, para que esté se pueda montar a la estructura rígida, sujetarlos con pernos y tuercas con sus respectivas arandelas</p>	
6	<p>Conectar el acople flexible al extremo del rodillo maestro para vincular el rodillo con el freno dinamométrico. el acople tiene la función de absorber las vibraciones y capaz de transmitir altas velocidades</p>	
7	<p>Conectar el acople con el freno hidráulico todo tiene que estar alienado con respecto al rodillo maestro</p>	

8	<p>Una vez instalado los componentes básicos del dinamómetro se debe proteger con una lámina de plancha de grosor de 5 (mm), moldearlo y cortarlo para cubrir los accesorios y darle una estética al dinamómetro</p>	
9	<p>Instalar un depósito aguas arriba para garantizar la alimentación de agua al freno hidráulico</p>	
10	<p>Instalar una bomba hidráulica de alimentación para el freno dinamométrico y otra bomba hidráulica para evacuar el agua de la bache del freno al deposito de agua. Además conectar las mangueras con sus respectivas abrazaderas</p>	
11	<p>Instalar un manómetro para controlar la presión de alimentación de la bomba hidráulica</p>	

12	Instalar en la alimentación de agua una válvula de control para variar el torque	
13	Instalar una tee y una válvula de alivio para no sobrecargar el sistema de alimentación y hacer que el agua recircule al depósito	
14	Instalar y conectar los sensores del equipo al sistema de adquisición de datos, el cuál procesará y lo mostrará en la PC	
15	Se muestra el equipo instalado	

4.2.1. Montaje del sistema Accudyno

Es importante seguir las indicaciones para evitar pérdidas de tiempo durante la puesta en marcha y capacitación.

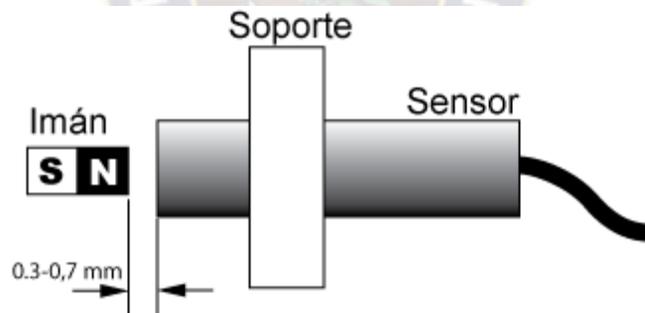
- Preparar para el montaje de los distintos elementos mecánicos previstos (celda de carga, sensor de rpm, imán del sensor, cañería, tomas de 220V, etc).
- Disponer de una computadora.
- Tener una correcta ventilación en la sala.
- Tener un correcto suministro de agua al dinamómetro.
- Controlar el dinamómetro, el cuál debe poder cargarse y descargarse de forma gradual es un requisito para poder realizar ensayos de aceleración.

4.2.2. Montaje del sensor de rpm

El Sensor de efecto hall con salida por colector abierto. El sensor de rpm para dinamómetros utiliza para la medición un imán. El campo magnético del imán al pasar en cercanías del sensor genera un pulso que es detectado por el sistema de adquisición de datos.

Montaje:

- El imán será provisto con el dinamómetro.
- El sensor Hall utiliza la polaridad positiva del imán (polo norte), por lo tanto el polo debe estar visto afuera como se indica en la figura.

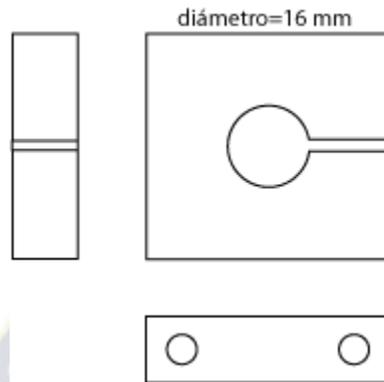


Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.1. Montaje del sensor de rpm Accudyno

- El imán debe montarse con adhesivo epoxi (poxi-pol). Se recomienda realizar un alojamiento para evitar que sea despedido por la fuerza centrífuga.

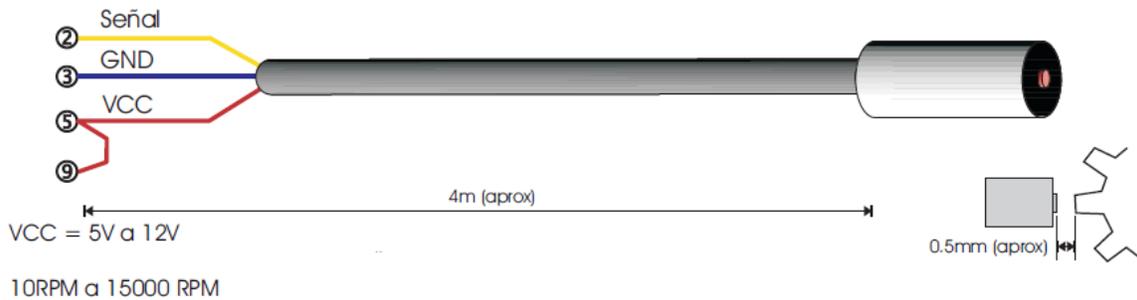
- El soporte es provisto con el dinamómetro, el mismo debe montarse a la estructura del dinamómetro con gran solidez y no debe estar sometido a vibraciones ya que afectaría la precisión de la medición.



Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.2. Soporte del sensor de rpm

4.2.2.1. Circuito de instalación del sensor de rpm



Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.3. Circuito del sensor de rpm

4.2.3. Montaje del sensor de carga

El sensor de carga o sensor de torque consta de una celda de carga que puede medir la fuerza entregada sobre ella a tracción o compresión. El dispositivo genera una señal muy pequeña

que dependerá del rango y sensibilidad obteniendo un mejor desempeño será cuando la fuerza aplicada sea de un valor cercano al valor máximo de la celda de carga, por este motivo es recomendable especificar el torque máximo a medir en el banco de ensayos.

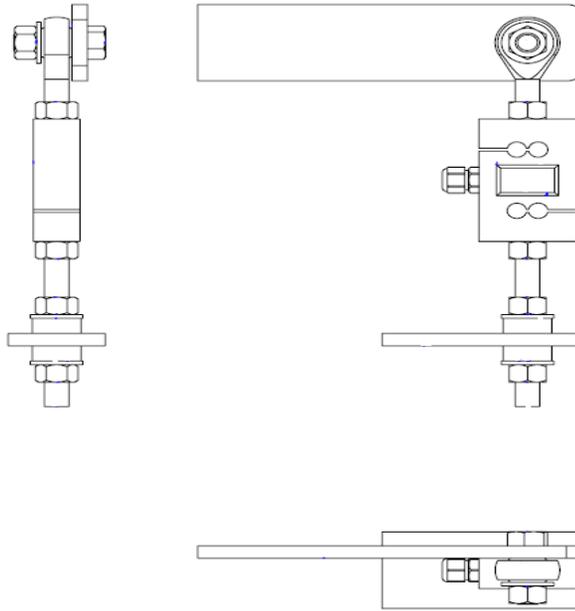
PRECAUCIÓN es importante recordar que el sensor de carga es muy frágil a golpes y daños, las ventanas laterales están recubiertas con silicón, por esta zona pasan cables minúsculos que se rompen con facilidad si se flexiona demasiado, Tener especial cuidado cuando se manipule el sensor de carga.

La fuerza aplicada en el sensor de carga es el Torque = Fuerza x distancia. Para calcular la fuerza en el sensor de carga usaremos esta fórmula.

$$F = T / d \quad \text{Fuerza [N]} = \text{Torque (N m)} / \text{brazo de celda (m)}.$$

La fuerza será bastante mayor al torque porque el brazo de palanca donde va montada el sensor de carga es siempre menor a 1 metro.

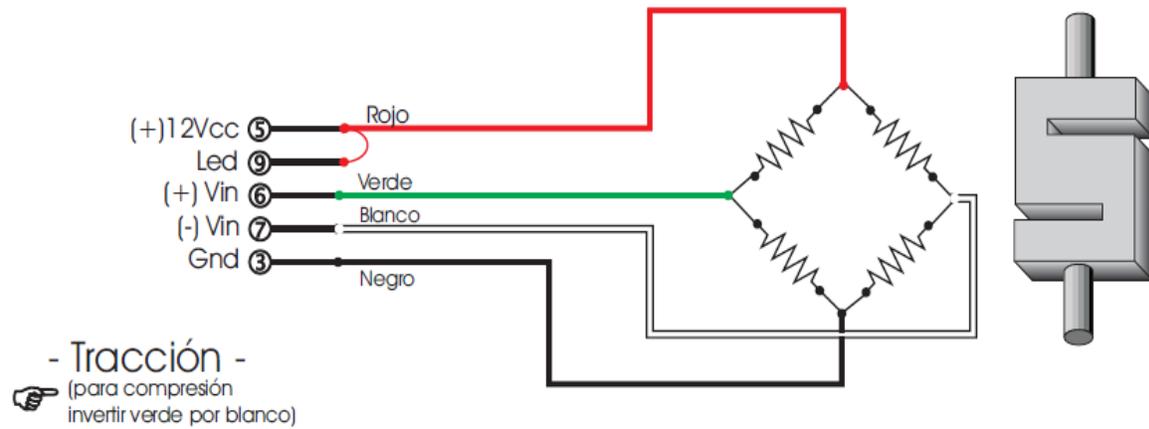
Para el montaje se recomienda hacer en sentido de giro del rodillo maestro y el sensor de carga este sometido a una fuerza de compresión. El montaje debe ser mediante una rótula para la alineación adecuada y el sensor de carga recibirá el esfuerzo en sentido longitudinal. Se deberá montar sobre un taco de goma para absorber las vibraciones esto no influirá en la medición ya que la fuerza se transmite de todos modos al sensor de carga.



Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.4. Montaje del sensor de carga

4.2.3.1. Circuito de instalación del sensor de carga

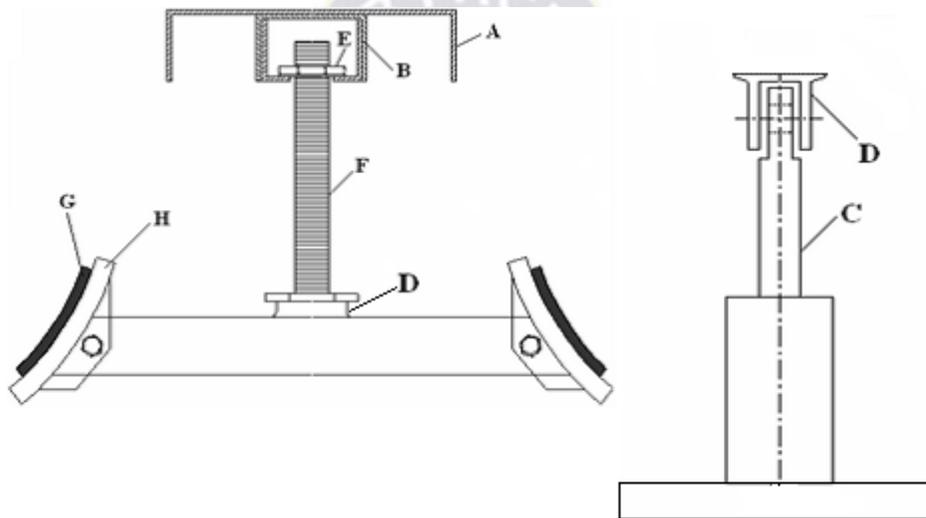


Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.5. Circuito del sensor de carga

4.3. Freno de zapatas del dinamómetro

Para facilitar la entrada y salida del vehículo a los rodillos del dinamómetro se debe instalar una plataforma que eleve y descienda las ruedas del vehículo entre los rodillos, se optó el uso de un cilindro hidráulico, el cuál al presurizar eleva la plataforma ubicada entre los rodillos una vez que las ruedas del vehículo estén sobre la plataforma se despresuriza el cilindro hidráulico, la plataforma descende y deja las ruedas del vehículo apoyado en los rodillos del dinamómetro una vez finalizado el ensayo nuevamente se presuriza para elevar las ruedas del vehículo y permitir la salida fácil del vehículo.



Fuente. Elaboración propia

Figura. 4.6. Freno de zapatas del dinamómetro de rodillos

- Barra protectora de elevación hidráulica hace contacto con las ruedas del vehículo.
- Viga de perfil cuadrado para estabilizar la plataforma.
- Cilindro de elevación hidráulica para elevar y descender el vehículo de los rodillos.
- Anclaje del cilindro hidráulico para que quede firme la plataforma y el cilindro.
- Tuerca roscada para regular el contacto de las zapatas con los rodillos.
- Palanca roscada para regular el contacto de las zapatas con los rodillos.

- g) Estructura de las zapatas del freno es el que contiene el forro de asbesto.
- h) Forro de asbesto de las zapatas es para frenar los rodillos del dinamómetro, se reemplazan los forros cuando se desgastan.

4.4. Sistema de alimentación de agua del freno

El dinamómetro cuenta con un sistema de alimentación de agua para el freno hidráulico, porque en ahí el movimiento se transforma la energía cinética en calor al momento de oponerse al giro del rodillo maestro, por lo tanto se tiene que evacuar el calor que produce el freno dinamométrico.

Para que el freno hidráulico no sufra algún daño por recalentamiento, se tiene que suministrar suficiente agua a través de los conductos, cuenta con una bomba hidráulica para hacer circular el agua hasta el depósito, así bajar la temperatura del agua.

4.4.1. Requerimiento del agua

El dinamómetro hidráulico convierte la energía entregada por el motor en calor el cuál requiere de un flujo continuo de agua a través del dinamómetro para evacuar el calor generado. El caudal de agua requerido depende de la potencia máxima calculado. Se deberá disponer como mínimo 15 litro de agua por hora y por cada CV de capacidad máxima del dinamómetro.

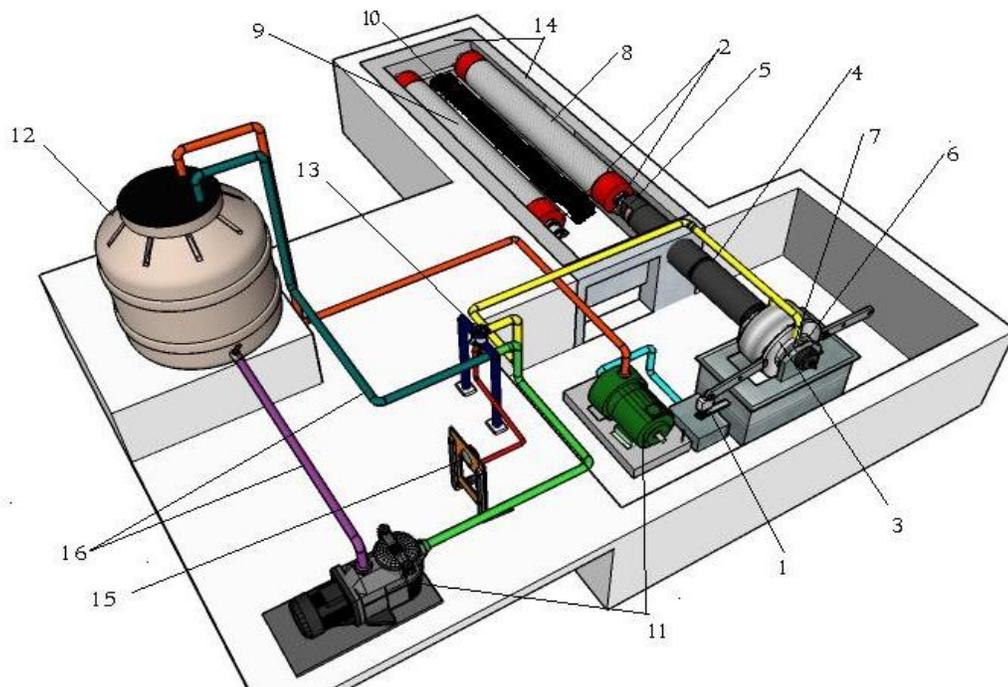
El dinamómetro tiene 400 CV por 20 litro tenemos 8000 litros como mínimo considerando un margen de seguridad del 10 % por el desgaste de la bomba, perdidas de carga no estipuladas, será 8000 por 1.10 haciendo un total 8800 litros por hora como mínimo. Debido a los efectos de temperatura, la formación de sarro, corrosión, degradación de los retenes o sellos mecánicos se recomienda mantener la temperatura de salida debajo de los 60°C para no dañar los cojinetes del freno el calor que se genera en la carcasa no debe exceder de los 82°C.

En cuanto la calidad de agua circulante no afecte el funcionamiento y la exactitud del dinamómetro que puede acortar su vida útil. Las aguas de excesiva dureza promueve la formación de sarro pueden causar bloqueos en los canales, las aguas de alta acidez puede causar corrosión electrolítica entre los metales, lo recomendable es realizar un tratamiento del

agua, el cuál no debe sobrepasar el contenido equivalente al carbonado de calcio, una dureza máxima de 100 (ppm) y un (PH) acidez entre 7 a 8.5

4.5. Partes del dinamómetro

Debemos conocer las partes del dinamómetro de rodillos y los accesorios que contiene.



Fuente: Elaboración propia.

Figura. 4.7. Componentes del dinamómetro de rodillos

Las partes del dinamómetro de rodillos son:

1. Sensor de carga.
2. Chumaceras y rodamientos.
3. Freno hidráulico.
4. Acople flexible.
5. Acople para guía de eje del freno.
6. Rueda dentada para el sensor de rpm.

7. Sensor de impulsos rpm.
8. Rodillo maestro.
9. Rodillo loco.
10. Plataforma y freno de zapatas.
11. Bomba hidráulica.
12. Depósito de agua.
13. Válvula de alivio del freno.
14. Estructura del dinamómetro.
15. Manómetro.
16. Cañerías de alimentación.

4.6. Seguridad

La seguridad es un factor importante en la operación, se debe asegurar el vehículo con correas de tensión sujetando a una estructura sólida, fija y adicionalmente se debe frenar con una cuña la rueda delantera del vehículo.

También colocar una señalización adecuada alrededor de la sala como método de seguridad para los trabajadores, contar con un botiquín de primeros auxilios, extinguidores en lugares estratégicos visibles, usar ropa adecuada de trabajo, pintar el piso para guiar el vehículo al ingreso del dinamómetro de rodillos.

4.7. Operación

4.7.1. Pasos para realizar el ensayo

1. El dinamómetro está capacitado para realizar ensayos de vehículos de forma continua hasta 3220 (Kg) peso bruto vehicular, verificar que el vehículo de ensayo no exceda el rango de peso de diseño (vehículos livianos).
2. Verificar que la sala de ensayo este completamente ordenado.
3. Realizar una inspección rápida visual en las conexiones del circuito de alimentación de agua para prevenir alguna posible fuga.

4. Encender la bomba hidráulica del sistema alimentación de agua, PC e instrumentos. verificar el panel de control que el torque este en cero y la calibración de los sensores.
5. Encender las bombas hidráulicas del sistema de alimentación y verificar el correcto funcionamiento de la válvula de control.
6. Una vez ingresado el vehículo para el ensayo se debe realizar una inspección visual para verificar el estado del mismo sin realizar ningún mantenimiento, poniendo especial interés en el estado físico de los neumáticos. Esté tiene que estar en buenas condiciones porque se someterán a condiciones extremas de altas velocidades por lo tanto los neumáticos podrían reventar ocasionando un accidente no deseado.
7. Posicionar el vehículo entre los rodillos a través de línea de guía pintado en el piso al ingreso a los rodillos verificando que se encuentre correctamente alineado conforme a los rodillos.
8. Una vez el vehículo dentro de los rodillos se debe fijar con correas de tensión a una estructura sólida, verificar el estado de las correas y que esté debe estar tensionado de manera correcta entre la estructura sólida y el vehículo.
9. Adicionalmente colocar una cuña a la rueda del vehículo que está en contacto con el piso como método de prevención a cualquier circunstancia.
10. Instalar un ventilador delante del vehículo para simular las condiciones de carretera, además esté servirá para evacuar el calor entregado al radiador.
11. Conectar una sonda al final del caño de escape del vehículo para extraer los gases de la combustión generada por el vehículo durante el ensayo con el fin de no saturar el aire de la sala.
12. Durante el ensayo solo debe estar el personal necesario capacitado para una rápida reacción y debe seguirse las instrucciones de ensayo vigilando en todo momento que el volante de dirección no pueda moverse libremente.
13. Una vez realizado los requerimientos necesarios y verificaciones proceder a realizar el ensayo con el dinamómetro.



Fuente: Toma fotográfica propia.

Figura. 4.8. Realizando el mantenimiento requerido en el vehículo

14. Encender el vehículo y esperar que caliente hasta que llegue a su temperatura de funcionamiento del motor.
15. Acelerar progresivamente el vehículo para registrar los datos por el sistema de adquisición de datos del programa. Tomando un método de medición de punto a punto este consiste en adquirir una serie de datos estabilizando el motor en distintos puntos sobre su gama de utilización de rpm, pulsando el botón de adquisición de datos cada vez en distintos puntos, con ello se conformará las curvas características de torque y potencia además las variables en función de rpm. Con el motor controlado cargar hasta un valor de rpm de interés, regular en fino la perilla de la válvula de control hasta

verificar durante unos instantes la condición de equilibrio y pulsar el botón de adquisición de datos sin tocar el acelerador haciendo uso exclusivo de la perilla de la válvula de control haciendo girar en sentido horario dejar que incremente su régimen y verificar de nuevo la condición de equilibrio, realizar esta operación tantas veces hasta alcanzar una gama útil del motor.

Luego de realizar el ensayo disminuir gradualmente el acelerador hasta el ralentí del motor para estabilizar la temperatura alcanzada y detener el mismo, gire la perilla de control a su posición inicial, pulse el botón de parada apague las bombas de alimentación y el ventilador de la sala.

16. El medidor de fuerza (sensor de carga) registra el valor del ensayo, el programa lo procesa para determinar el torque que generó en ese instante a través de la fórmulas matemáticas instalado en el software, esté lo calcula $T = F \cdot d$ (Kg m)
17. Una vez registrado el torque tomando en cuenta las señales de los distintos sensores en el dinamómetro y del motor el programa procede al cálculo de la potencia a través de la fórmula matemática $P_{(CV)} = \frac{T \cdot n \text{ (Kg m} \cdot \text{rpm}_{\text{motor}})}{716.2}$
18. Una vez finalizado el ensayo y registrado las curvas características del motor por el sistema de adquisición de datos analizar las curvas comparando las curvas con un manual del automóvil, esto para determinar si el motor sufrió alguna pérdida de potencia.
19. Luego de comparar las curvas características del motor torque y potencia, determinar cuanta potencia perdió el motor, indagar cuál fue la causa sea por desgaste u otra causa, realizar el mantenimiento requerido según el especialista su criterio habrá detectado la posible causa para la pérdida de potencia en el motor. se procede el mantenimiento requerido para disminuir la pérdida al mínimo hasta que las curvas características del motor sea lo más próximo a las curvas características del manual.
20. Una vez realizado el mantenimiento requerido en el motor se procede a volver a realizar el ensayo en el dinamómetro con los pasos ya mencionados anteriormente.

21. Luego de realizar en ensayo después del mantenimiento requerido volver a comparar las curvas características del motor para ver si estas curvas se aproximaron más las curvas del manual que es lo ideal alcanzar después de un mantenimiento.
22. Analizar las curvas características del motor ver si esté mejoró después del mantenimiento sino es así volver a indagar la posible causa de la pérdida de potencia hasta llegar al punto más próximo a las curvas del manual lo que garantizará el servicio de operación del motor.
23. Una vez logrado alcanzado los puntos máximos de las curvas características del motor, realizar la desinstalación que se realizó antes de realizar el ensayo con el dinamómetro. Retirar las correas de tensión y la cuña de la rueda. Tanto el apagado de la PC y sistema adquisición de datos.
24. Para sacar el vehículo de los rodillos del dinamómetro se acciona el mecanismo de frenado en los rodillos a través de zapatas impidiendo el libre giro de los rodillos así el vehículo podrá salir libremente, concluyendo el ensayo con el dinamómetro se debe realizar un informe con todos los datos del vehículo especificando que se hizo en el mantenimiento requerido para disminuir la perdida de potencia.



Fuente: Toma fotográfica propia.

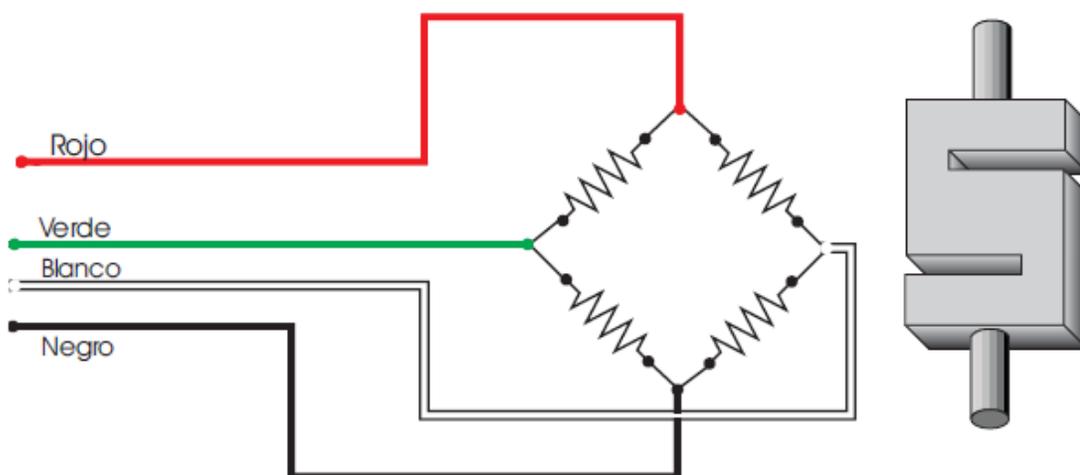
Figura. 4.9. Finalizado el ensayo se procede a retirar el vehículo

4.8. Mantenimiento

Para un rendimiento óptimo y asegurar una vida prolongada del dinamómetro de rodillos así como sus componentes se debe inspeccionar periódicamente, haciendo un mantenimiento preventivo.

4.8.1. Verificación del sensor de carga

La prueba del sensor de carga se realiza midiendo con un tester en modo “resistencia” para probar la lectura entre los distintos cables, la lectura de este sensor debe ser aproximadamente 350 (ohm) entre cualquiera de los cuatro cables.



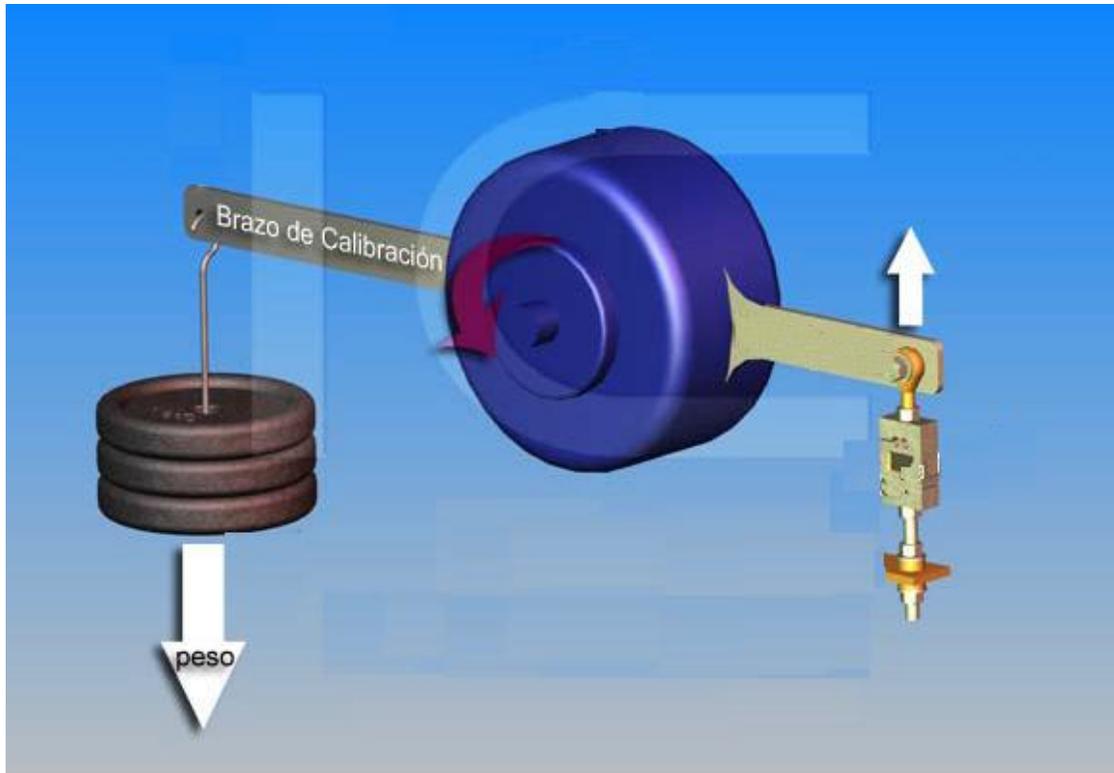
Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.10. Prueba del sensor de carga

4.8.2. Brazo de Calibración y contrapesos

El brazo de calibración y los contrapesos nos sirve para realizar la calibración del torque inicial, por lo que es necesaria la calibración cuando se realiza el mantenimiento y la verificación de los componentes del dinamómetro antes de realizar el ensayo.

El freno hidráulico del dinamómetro debe contar con un brazo al lado opuesto del sensor de carga, esté brazo permite colgar unos pesos para producir un torque equivalente sobre el freno hidráulico que producirá el rodillo maestro durante el ensayo. También estos contra pesos deben ser de distintos valores conocidos para poder regular el ajuste de la calibración del sensor de carga.



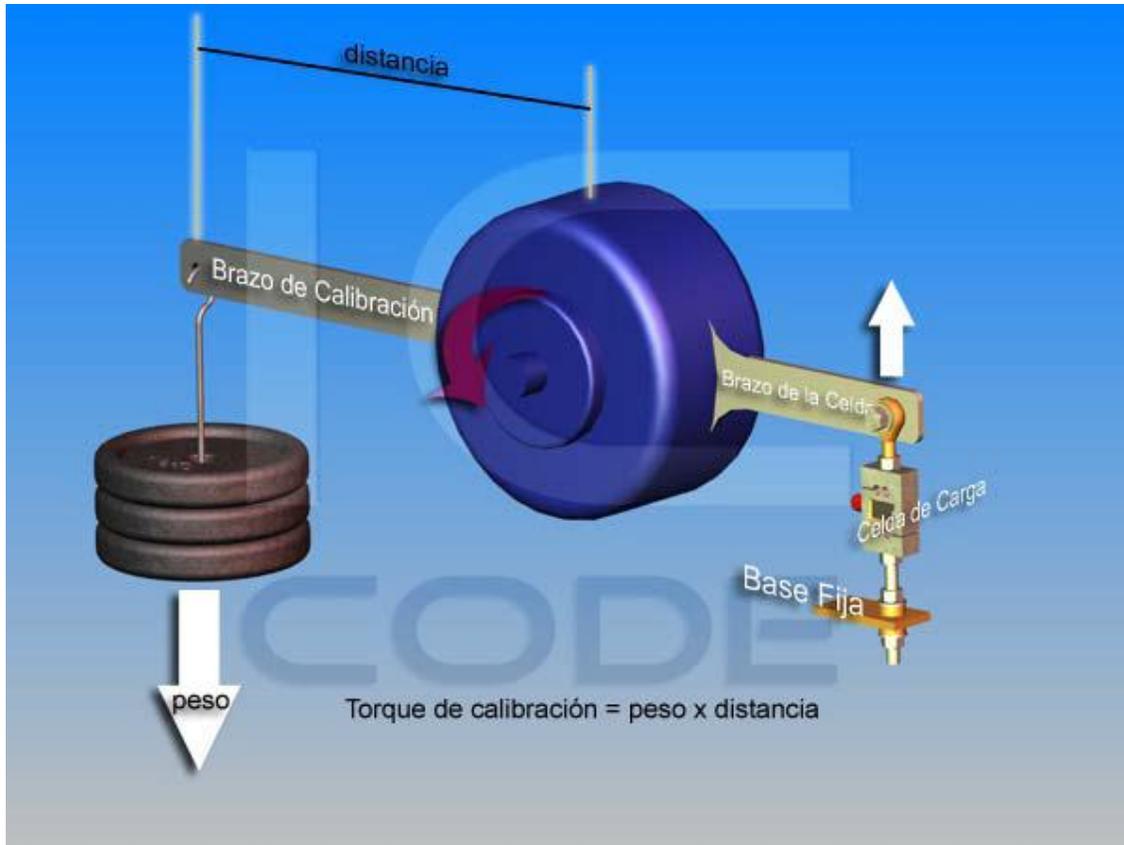
Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.11. Brazo de calibración y contrapesos calibrado de valor conocido

4.9. Calibración del torque

El valor del torque medido dependerá del contrapeso y la longitud del brazo de calibración.

1. Preparar un contrapeso como patrón de medida la misma debe generar un torque similar al torque máximo a medir, no es necesario que el contrapeso sea un número redondo pero debe ser perfectamente conocido, cualquier error en este contrapeso generará errores en la medición de torque y potencia.
2. Determinar la distancia entre el eje del brazo y el freno hidráulico, un punto dónde se aplicará los contrapesos. La distancia recomendado estándar es 716 (mm). También se puede colocar los contrapesos en otras distancias que son 1000 (mm) y 500 (mm).



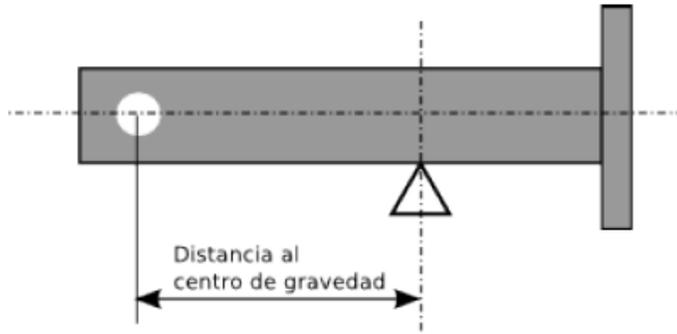
Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.12. Procedimiento para calibrar el sensor de carga

3. Determinar si el brazo para calibrar se deja montado durante el uso normal del dinamómetro, Si el brazo no es retirado después de la calibración debemos considerarlo como parte de la pesa.

Cabe aclarar que el torque que ejerce dicho brazo no equivale a su peso sino que deberá determinarse en función del peso y la ubicación de su centro de gravedad.

Para encontrar el centro de gravedad del brazo debemos quitar el brazo y apoyarlo sobre un borde con filo hasta encontrar un equilibrio, en ese punto del brazo se realizará una marca para tener como referencia. Medir la distancia entre el punto referencia y sitio donde se colgará los contrapesos de calibración restar esa distancia a la distancia total del brazo.



Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.13. Determinación centro de gravedad del brazo del sensor

Finalmente para obtener el torque que ejercerá al brazo de calibración, usamos la fórmula del torque, es torque generado por el brazo de calibración = Fuerza X Distancia

Fuerza: peso total sobre el brazo.

Distancia: longitud desde el centro de gravedad hasta el eje de rotación del freno hidráulico.

4. El punto de referencia se encuentra de diferentes formas, dependiendo si se retira el brazo de calibración del dinamómetro para el uso.

SI SE RETIRA EL BRAZO realizar la calibración del cero, sin el brazo.

SI NO SE RETIRA EL BRAZO realizar la calibración del cero, con el brazo.

El software selecciona una solapa de calibración hasta encontrar el canal indicado para el torque equivalente.

5. El torque debe calcularse, esté dependerá si se retira el brazo de calibración en el uso cotidiano del dinamómetro o se deja el brazo puesto.

SI SE RETIRA EL BRAZO

Torque Total = Peso total de las Pesas x Distancia + Torque Brazo.

SI NO SE RETIRA EL BRAZO

Torque Total = Peso total de las Pesas x Distancia.

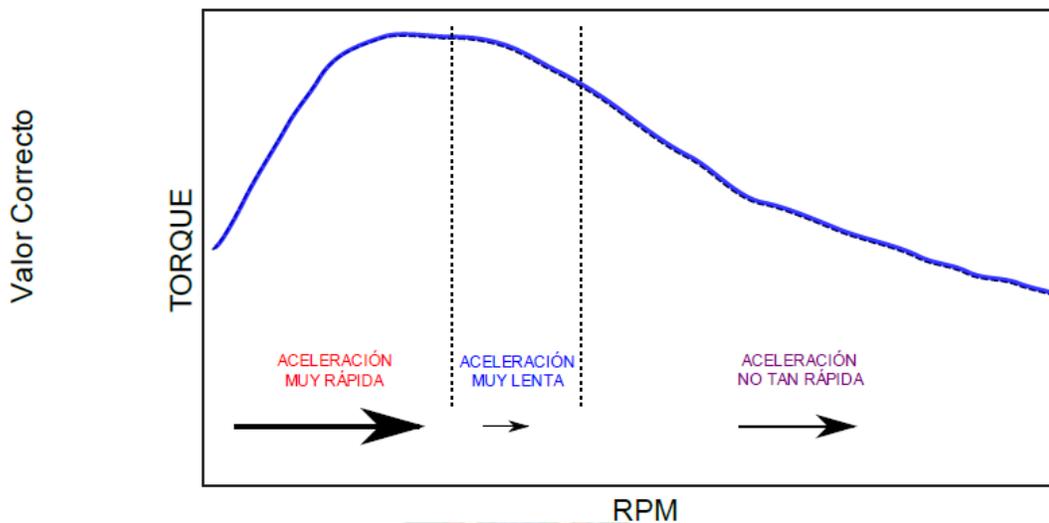
Es más fácil calibrar dejando el brazo de calibración en algunos casos genera una molestia por falta de espacio dentro de la sala de ensayos y genera la necesidad de quitar el brazo de calibración luego de calibrar el equipo.

4.10. Compensador de inercia del sistema Accudyno

El sistema Accudyno cuenta con un compensador de inercia que procesa el software porque es difícil distribuir el peso de la masa de forma exacto en distintos puntos de una pieza.

El factor de inercia corrige el resultado de Torque y Potencia como consecuencia de la inercia rotacional del sistema durante la aceleración o desaceleración del motor, durante los incrementos y decrementos de velocidad la inercia del sistema absorberá o entregará torque adicional afectando de esta manera el torque. Un Factor de inercia óptimo anulará los efectos de la inercia en los resultados. Un factor de inercia nulo hará que no efectúen las correcciones por inercia.

La figura 4.12 considera el momento de inercia exacto de un valor aproximado $MI = 0.850$ por lo tanto se podrá hacer los ensayos a distintas velocidades y el sistema automáticamente compensará la inercia.



Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.14. Gráfica de la compensación de inercia del equipo

4.11. Sistema Central de adquisición de datos Accudyno

Son equipos electrónicos de medición y software para el ensayo.

Funcionan con cualquier tipo de dinamómetros del área automotriz se destacan por su facilidad de uso, exactitud, capacidad de expansión y asistencia técnica.

Miden las rpm, torque, potencia, temperaturas, presiones y la central atmosférica para el cálculo automático del factor de corrección inercia.



Fuente: www.iccode.com.ar

Figura. 4.15. Central datos procesa las señales provenientes de los sensores

Se puede realizar las conexiones de distintos sensores a la central atmosférica, éste realiza una corrección automática por temperatura, humedad y presión del ambiente.

El limitador de rpm por corte de encendido TPS (posición de mariposa), para que todo funcione se debe realizar la conexión cuidadosamente y verificar que el circuito sea la correcta, limpiar los conectores y contactos cada determinado periodo.

4.12. Balanceo de los rodillos

Los rodillos tienen que estar completamente equilibrados porque al realizar los ensayos a altas velocidades producirá vibración en los rodillos por lo que no es conveniente, por eso se realiza

un balaceo en los rodillos con un equipo especial de balanceos, se hace gira los rodillos en retiradas veces se compensa con pequeños contrapesos para equilibrar hasta que el giro del rodillo sea totalmente uniforme y no vibre a altas velocidades.

4.13. Mantenimiento de los rodamientos

Los rodamientos de los rodillos requieren un engrase cada cierto periodo, esto para que no se agripen por falta de lubricación, esté se realiza a través del orificio de engrase que tiene cada chumacera así garantizando un buen funcionamiento.



Capítulo V

COSTOS



CAPITULO V COSTOS

El costo de fabricación es el valor del conjunto de bienes y esfuerzos en que se ha incurrido o que se va a incurrir para obtener un producto terminado en condiciones de ser entregado al sector comercial.

5.1. Costos de elaboración y consultoría del proyecto

El costo de elaboración es el valor de la proyección o consultoría del proyecto antes de ser implementado.

5.1.1. Costo de diseño

Es el estudio del diseño de la proyección del proyecto antes de ser implementado.

Tabla 5.1. Costo de diseño

Ítem	Descripción	Precio Bs
1	Estudio de diseño	21.000

Fuente: Elaboración propia.

5.2. Implementación del proyecto

El costo de implementación es el valor del conjunto de bienes y esfuerzos que se ha incurrido o se va a incurrir para obtener un producto.

5.2.1. Costos de inversión

5.2.1.1. Costos de alquiler de equipos y herramientas

El costo de equipos y herramientas utilizados para la implementación del Dinamómetro de Rodillos. Se presenta el costo de alquiler en que incurre la empresa. Para equipos se estima una vida útil de 5 años y para herramientas 2 años, dando una ganancia de 30% por equipo.

Tabla 5.2. Costos de alquiler de equipos y herramientas

Ítem	Equipo y/o herramientas	Total costo equipo	Vida útil años	Costo alquiler Bs/h	Tiempo estimado de uso hora	Costo total alquiler Bs/h
1	Amoladora Alemana Bosch 9"	910	5	16	1	16
2	Taladro Bosch	975	5	17	0.5	8,5
3	Compresora 50 Lts 2HP 2800 rpm, pistola y mascara de pintura	3.900	5	65	0.5	32,5
4	Equipo del torno industrial	95004	5	1.584	1	1.584
5	Arco eléctrico 380 A, casco, lentes y overol	1950	5	32	0.5	16
6	Juego de llaves combinadas métrico	390	2	16	2	32
7	Juego de dados métrico	650	2	10	1	10
8	Prensa de banco y mesón	520	2	27	2.5	65,5
9	Flexómetro, escuadra, regla metálicas, rayadores, Calibrador Vernier.	133	2	6	1	6
10	Juego de destornilladores de golpe	104	2	5	1	5
11	Gata industrial	1.950	2	81	1	81
						1.856,5

Fuente: Elaboración propia.

5.2.1.2. Costo de construcción de la fosa

Es la mano de obra realizada por contrato de trabajo realizado para un determinado servicio, para la implementación del Dinamómetro de Rodillos muestra un determinado monto por el servicio prestado.

Tabla 5.3. Construcción de la fosa por contrato

TRABAJOS REALIZADOS POR CONTRATO						
(Expresado en bolivianos)						
Ítem	Mano de obra	Personal de trabajo	Tiempo estimado de trabajo	Precio de contrato Bs	Total descuentos	Liquido pagable Bs
1	Técnico constructor	2	60 días	7.500	-	7.500
2	ayudantes	1	60 días	1.800	-	1.800
						9.300

Fuente: Elaboración propia.

5.2.2. Costos de operación

Es el conjunto de gastos que se requieren para convertir la materia prima, insumos y componentes en el producto terminado.

Materiales son aquellos que son transformados en el proceso de manufactura y que forman parte del producto terminado.

Insumos son los materiales que no se convierten físicamente en parte del producto terminado.

Elementos especificados son los elementos y dispositivos que forman parte del producto terminado pero que no han sido manufacturados si no comprados.

Gastos administrativos se refiere a la mano de obra de sueldos y carga social, consumo de energía eléctrica y combustible, etc.

5.2.2.1. Costos de materias primas

Basado en los costos del mercado interno se presenta.

Tabla 5.4. Información de costos de los materiales a usar

Ítem	Descripción	Unidad de medida	Cantidad.	Precio unitario Bs	Costo total Bs
1	rodillos	barra 6(m)	1	1.500	1.500
2	Acero perfil en C	barra 6(m)	1	245	245
3	Plancha de acero 2x1(m) x 5(mm)	hoja	3	510	1.530
4	Pintura negro	Embace 1000 ml	1	95	95
5	Pintura amarilla	Embace 1000 ml	1	95	95
					3.465

Fuente: Elaboración propia.

5.2.2.2. Costos de insumos

Los insumos son los consumibles en el proceso de implementación de los elementos del Dinamómetro de Rodillos. Se adquiere del mercado interno con los siguientes precios.

Tabla 5.5. Costo de insumos

Ítem	Descripción	Unidad de medida	Cantidad.	Precio unitario Bs	Costo total Bs
1	Disco de corte 9"	Pza.	2	35	70
2	Electrodo E6010	kg	1/2	25	12,5
3	Broca 22 (mm)	Pza.	2	15	30
4	Broca 10 (mm)	Pza.	1	10	10
5	Broca 3,5 (mm)	Pza.	1	5	15
6	Broca (punta de esmeril)	Pza.	1	25	25
7	Cepillo Metálico	Pza.	1	10	10
8	Detergente	Pza.	3	4	12
9	Guantes de goma y cuero	Pza.	1	20	20

Aprovisionamiento

10	Grasa para rodamientos pasta base cerámica	Pza.	1	45	45
11	Sellador silicona	Pza.	1	20	20
12	Envase de teflón	Pza.	1	15	15
					274,5

Fuente: Elaboración propia.

5.2.2.3. Costos de elementos especificados

Los precios de los elementos especificados forman parte del montaje.

Tabla 5.6. Elementos especificados a usar en el dinamómetro

Ítem	Descripción	Cantidad.	Precio unitario Bs	Costo Total Bs
1	Chumaceras y rodamientos	4	300	1.200
2	Pernos de expansión	4	15	60
3	Pernos, tuercas y arandelas	30	1,5	45
4	Paquete de remache para la plancha protector	1	30	30
5	Chaveta de seguridad diámetro 78 (mm)	4	25	100
				1.435

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.7. Elementos especificados a usar en el funcionamiento

Ítem	Descripción	Cantidad.	Precio unitario Bs	Costo Total Bs
1	Ventilador extractor de aire de la sala	1	800	800
2	Ventilador alta gama para simular condiciones de carretera	1	2.500	2.500
3	Correa de tensión	4	250	1.000
4	Caño para evacuar los gases escape	1	1.500	1.500
				5.800

Fuente: Elaboración propia.

5.2.2.3.1. Costos del sistema de alimentación de agua del dinamómetro

Tabla 5.8. Costos del sistema de alimentación de agua

ítem	Descripción	Precio unitario	Cantidad	Costo (Bs)
1	Bomba centrífuga impulsor doble 4 HP 2900 rpm presión 80 Lb pedrollo industria italiana para alimentación de agua al dinamómetro	8.600	1	8.600
2	Bomba centrífuga 1HP-2900 rpm- 34 (m) Recirculación de agua.	2.400	1	2.400

3	Tanque 1500 litros-polietileno o fibrocemento a nivel del piso	1.500	1	1.500
4	Válvula de retención 1" con filtro para mantener cebadas las bombas	100	1	100
5	Válvula de alivio tipo CROSBY diámetro ¾" regulación con resorte para evitar el golpe de apriete tipo GLOBO MWD	100	1	100
6	Caño PVC 4" corrugado para drenaje de la bacha diámetro 3.5" con caída hacia el tanque bajo el nivel del piso	45 x metro	4	180
7	Caño PVC 4" corrugado para alimentación del dinamómetro diámetro 4" a nivel del piso	45 x metro	5	225
				13.105

Fuente: COMETEC S.R.L.

5.2.2.3.2. Costos del sistema de adquisición de datos y freno dinamométrico

Tabla 5.9. Costo del freno dinamométrico

Ítem	Descripción	Detalles	Cantidad	Precio unitario Bs	Costo total
1	Freno hidráulico	El dinamómetro NHS 305 cuenta con todos los accesorios que viene en kit.	1	-	83.520 Bs
2	Software del equipo		1	-	
3	Central de datos		1	-	
4	Sensor de rpm		1	-	
5	Sensor de carga		1	-	
6	Brazo calibrador		1	-	
7	Central atmosférica		1	-	

Fuente: www.iccode.com.ar

5.2.3. Gastos de administración

Son costos considerados para la administración, salarios, sueldos y carga social.

5.2.3.1. Costos de la mano de obra

Muestra las planillas de sueldos y aportes patronales de los trabajadores.

Tabla 5.10. Sueldos y salarios

PLANILLA DE SUELDOS Y SALARIOS (Expresados en bolivianos)						
Ítem	cargo	Haber básico	Días trabajado	Horas extras	Total ganado	Liquido pagable
1	Jefe de planta	5.000	27 días	-	5.000	5.000
2	Técnico tornero	3.000	27 días	-	3.000	3.000
3	Técnico soldador	3.000	27 días	-	3.000	3.000
4	Ayudante tornero	1.800	27 días	-	1.800	1.800
5	Ayudante soldador	1.800	27 días	-	1.800	1.800
Total						14.600

5.2.3.2. Otros costos

Son costos de administración, materiales de escritorio, pasajes, etc.

Tabla 5.11. Otros Costos

Ítem	Descripción	Costo Bs
1	Material de escritorio	300
2	Material de computación	250
3	Transporte	1.000
4	Telefonía móvil y fija	350
5	Energía eléctrica	500
6	Agua potable	80
		2.480

5.3. Costo Total

El costo total contempla desde elaboración e implementación del Dinamómetro de Rodillo que representa la inversión realizada.

Tabla 5.12. Costo total de la elaboración e implementación

		Descripción	Costo (Bs)
Elaboración del proyecto		Costos de diseño	21.000
Implementación del proyecto	Costos de inversión	Costos alquiler de equipos y herramientas	1.856,5
		Costos de construcción de la fosa	9.300
	Costos de operación	Costos de materias primas	3.465
		Costos de Insumos	274.5
		Costos de elementos especificados a usar en el dinamómetro	1.435
		Costos de elementos especificados a usar en el funcionamiento	5.800
		Costos del circuito de alimentación de agua	13.105
		Costos del sistema adquisición de datos y freno dinamométrico	83.520
	Gastos de administración	Costos mano de obra	14.600
		Otros costos	2.480
			156.836

5.4. Cálculo del precio de venta

Tomando en cuenta los costos de implementación y elaboración para el diseño del proyecto para la fabricación del Dinamómetro de Rodillos se toma un valor de 141.736 Bs, de manera adicional para el funcionamiento del Dinamómetro de Rodillos en los ensayos se toma un costo adicional de construcción de la fosa y elementos especificados a usar para el funcionamiento con un valor de 15.100 Bs. Haciendo un costo total de 156836 Bs.

5.4.1. Costo de fabricación

5.4.1.1. Margen de utilidad

Representa el beneficio económico que se pretende obtener por venta del producto. Para el presente proyecto se asume un 35% de utilidad sobre el costo de fabricación del producto y para los casos imprevistos durante la fabricación un 5%.

5.4.1.2. Costo neto

Es el precio antes de los impuestos, representa el costo de operación más el margen de utilidad (sin los impuestos exigidos por ley).

Tabla 5.13. Costo neto

Ítem	Descripción	Costo (Bs)
1	Costo final de producción	141.736
2	Margen de utilidad	49.607,6
3	Imprevistos	7.086,8
COSTO NETO		198.430,4

Fuente: Elaboración propia.

5.4.1.3. Cálculo de impuestos

Los impuestos básicos que se pagan son IVA e IT, con un porcentaje del 13% y del 3% respectivamente sobre el costo neto.

$$CV = \frac{CN}{1-i} \quad \text{Ec. (5.1)}$$

Dónde: CV = Costo de venta

CN = Costo neto

i = Impuesto (IVA e IT)

$$CV = \frac{198.430,4 \text{ Bs}}{1 - 0,16}$$

$$CV = \frac{198.430,4 \text{ Bs}}{0,84}$$

$$CV = 236.226,67 \text{ Bs}$$

5.4.2. Precio final de venta

Es el precio a la venta final.

Tabla 5.14. Precio final de venta

Ítem	Descripción	Costo (Bs)
1	Costo Neto	198.430,4
2	IVA	25.795,95
3	IT	5.952,9
precio final de venta		236.226,67

El precio de venta por cada unidad en dólares americanos (taza de cambio es Bs 6.96).

$$\text{PRECIO DE VENTA} = 33.940.6 \$$$

5.5. Estimación de la recuperación de inversión

Sabemos que el precio final de venta es de 236.226,7 Bs (es igual a los ingresos por producto)

5.5.1. Gastos de operación

El precio final de venta es igual a los ingresos por producto

$$\text{utilidad bruta} = \text{ingresos} - \text{gastos}$$

$$\text{utilidad bruta} = 236.226,6 \text{ Bs} - 141.736 \text{ Bs}$$

$$\text{utilidad bruta} = 94.490,7 \text{ Bs}$$

A la utilidad bruta se saca un 25% por impuestos a la utilidad a las empresas, el cuál se le resta los impuestos a las transacciones, representa la utilidad neta o ganancia real

$$\text{utilidad neta} = 94.490,7 - 23.622,7 - 5.952,9$$

$$\text{utilidad neta por producto} = 64.915,1$$

Se hará una evaluación para determinar la estimación del tiempo de recuperación del capital.

Se tomará en cuenta el valor del costo de inversión para la implementación de la tabla 5.12 para saber en cuanto tiempo se recuperará el dinero invertido.

$$\text{relación costo/ beneficio} = \frac{\text{costo de inversión}}{\text{utilidad neta}}$$
$$\text{relación costo/ beneficio} = \frac{141.736 \text{ Bs}}{64.915,1 \text{ Bs/producto}}$$

relación costo/beneficio = 2.18

Lo que significa que para recuperar la inversión realizada se requiere la venta de 3 unidades de Dinamómetro de Rodillos, es decir si se fabrica un dinamómetro de rodillos en un año, entonces la inversión se recuperará en 3 años.



Capítulo VI

EVALUACION



CAPITULO VI

EVALUACION

6.1. Evaluación técnica

Las características técnicas del Dinamómetro de Rodillos se refieren a datos tales como la capacidad de carga del peso bruto vehicular que puede soportar los rodillos por eje, potencia máxima de frenado, torque máximo, velocidad máxima, tipo de freno, sistema adquisición de datos, equipos y accesorios.

La Tabla 6.1. Muestra los parámetros técnicos del Dinamómetro de Rodillos diseñado en este proyecto frente a otros dinamómetros de similares características.

Tabla 6.1 Parámetros técnicos del dinamómetro de rodillos

Parámetros Técnicos	Dinamómetro Diseñado	Dinamómetro Mekatronika MDR-200	Dinamómetro Sáenz BPVI-105	Dinamómetro MAHA FPS-2700
Capacidad	1610 kg Por eje	1500 Kg Por eje	5000 Kg Por eje	2700 Kg Por eje
Potencia máxima	400 C.V. a 10000 rpm	350 CV a 7000rpm	400 CV a 7000 rpm	260 kW a 200 km/h
Torque máximo	120 Kg m	120kg m	-----	6000 N m
Velocidad máxima rpm	10000 rpm	7000 rpm	7000 rpm	200 km/h
Tipo de freno	Hidráulico NHS-305	Hidráulico	Hidráulico DS-2	Corrientes parasitas

Para el dinamómetro MAHA FPS-2700 tiene un freno de corrientes parasitas, pero para que tenga un freno hidráulico el costo baja menos 1.000 \$.

6.2. Evaluación económica

A continuación se realiza la comparación adquisitiva del dinamómetro de rodillos en el mercado nacional e internacional presentada anteriormente frente al dinamómetro diseñado.

Tabla 6.2. Precio del dinamómetro de rodillos.

Procedencia	Fabricante	Modelo	Precio Bs
Extranjera	Argentina	Mekatronika MDR-200	174.000 Bs
Extranjera	Argentina	Sáenz BPVI-105	180.960 Bs
Extranjera	Alemana	MAHA FPS-2700	281.880 Bs
Nacional	Proyectada	MWD NHS-305	236.226,7 Bs

El dinamómetro Sáenz BPVI-105 esta cotizado en argentina a esté se le suma un costo adicional por transporte hasta Bolivia de 1500 \$ y una desaduanización con un costo 40% del producto importado que es 7000 \$.

El dinamómetro MAHA FPS-2700 esta cotizado en Bolivia porque la industria cuenta con una representación en el país, para que cuente con un freno hidráulico la cotización baja 1000 \$ menos haciendo un costo 40.500 \$.

Como se ve en la tabla 6.2 de precios de adquisición del Dinamómetro de Rodillos, el Dinamómetro proyectado se encuentra en un rango relativamente competitivo con los demás dinamómetros, haciendo una referencia con excepción del dinamómetro MAHA de procedencia alemana que tiene un precio superior a los demás dinamómetros.

Esté precio del dinamómetro diseñado puede ser explicado por el alto costo en el mercado nacional por las materias primas e insumos porque en un porcentaje más del 80% son importados. Asimismo si se realiza una producción mayor obviamente por economía de escala el precio sería menor al determinado en el presente proyecto.

6.3. Conclusiones

1. Se cumplió con el diseño del dinamómetro de rodillos para determinar potencia y torque.
2. Se determinó el diámetro adecuado del rodillo para que los vehículos livianos pueda realizar ensayos en el dinamómetro sin ningún inconveniente.
3. Se usó un material existente en el mercado para los rodillos un acero AISI-1010, pero por motivos de los resultados se puede usar varios tipos de materiales recomendados para el diseño para que sea más favorable, como se usó en la chaveta del rodillo un acero AISI-1045.
4. Se estudió diferentes frenos dinamométricos tomando en cuenta ventajas y desventajas, se eligió un freno hidráulico porque ofrecía mejores condiciones y favorable para el vehículo de referencia en comparación a los otros frenos dinamométricos.
5. Para el diseño y posterior fabricación se cotizó materiales y componentes que se pueden encontrar en el mercado interno, excepto con el kit del freno dinamométrico porque estos son importados y vendidos en el mercado interno.

6.4. Recomendaciones

1. La recomendación principal es verificar el circuito de alimentación de agua del dinamómetro porque en condiciones de trabajo podría sufrir daños de recalentamiento, el cuál funciona con agua como elemento de trabajo.
2. Evitar que el vehículo de prueba no exceda el peso de diseño porque dañarían los componentes del dinamómetro y verificar el estado de los neumáticos antes de subir el vehículo a los rodillos.
3. Realizar una revisión visual a los componentes del sistema de alimentación de agua como método preventivo.
4. Se debe realizar una protección con una malla metálica a los cables de los sensores para evitar interferencias eléctricas.

5. Se recomienda durante los ensayos con el dinamómetro solo este el personal capacitado, necesario para que pueda reaccionar de manera inmediata al ocurrir algún inconveniente y prevenir algún accidente no deseado, Seguir las instrucciones de seguridad antes y después realizar cualquier ensayo en el dinamómetro.

BIBLIOGRAFIA

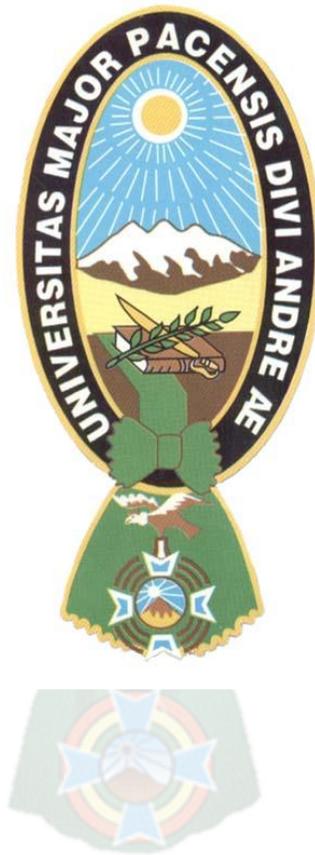
- Joseph Edward Shigley, 1989, Manual Diseño Mecánico, Tomo I, México, Imp. Xalco S.A. Cuarta Edición.
- Joseph Edward Shigley, 1989, Manual Diseño Mecánico, Tomo II, México, Imp. Xalco S.A. Cuarta Edición.
- Joseph Edward Shigley, 1989, Manual Diseño Mecánico, Tomo III, México, Imp. Xalco S.A. Cuarta Edición.
- Joseph Edward Shigley, 1989, Manual Diseño Mecánico, Tomo IV, México, Imp. Xalco S.A. Cuarta Edición.
- Robert L. Mott, Sergio Saldaña Sánchez, Ángel Hernández Fernández, Jaime Villanueva Sánchez , Diseño de elementos de máquinas, 2006 - 872 cuarta edición imprenta Pearson Educación de México S.A.
- Faires V. M. Elementos de Diseño de Máquinas, España-Barcelona, Imp. Montaner y Simón S.A. cuarta edición
- P. Orlov. 1974. Ingeniería de Diseño. tomo I. Rusia. Impreso URSS 1974.
- Smith F William. 1993. Fundamentos de la ciencia e Ingeniería de materiales. 2da edición. España. Impresos y Revistas S.A.
- Budynas, Richard G. Diseño en ingeniería mecánica de Shirley. México. McGraw Hill, 8va Ed.
- Guinle, R, 1974. Diccionario técnico y de ingeniería español-inglés, inglés –español. México. Continental.

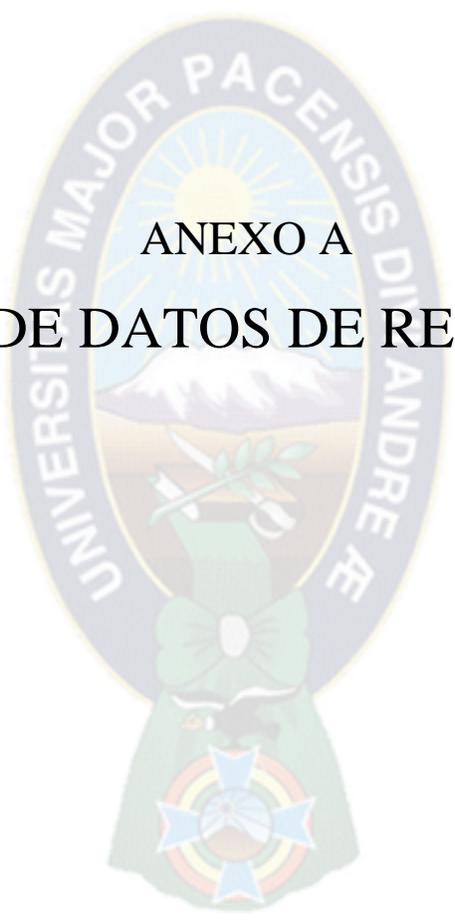
- Miguel Ángel Cerecero Olivera, Diseño de un dinamómetro de chasis para vehículos de hasta 3500 kg de peso bruto vehicular, México. Universidad nacional autónoma de México. Tesis.
- Ferreira Garzón Rene Alejandro, diseño de un banco de pruebas para motores TP6T-3, Universidad de San Buenaventura, Bogotá, 2008, tesis.
- Rogers Aristizabal Silva 2006. diseño y construcción de un sistema electrónico de información y monitoreo de un automóvil, Pamplona, Colombia , Tesis
- Luis Gonzalo calderón fuentes, 2010. evaluación del comportamiento de motores de ciclo Otto en un banco de pruebas. Quito, Tesis.
- Igor Alberó Picón, Diseño de un Banco de Potencia para Motocicletas, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación, Universidad Pública Navarra, Pamplona, abril 2013.

WEB GRAFIA

- www.iccode.com.ar
- www.mwdynoweb.com.ar
- <http://es.slideshare.net/y1818/dinammetro-de-rodillos>
- http://www.toyota.com/espanol/content/ebrochure/2013/tundra_ebrochure.
- <http://mundoaftermarket.com>
- http://es.dynomitedynamometer.com/dyno-accessories/dynomite.pc_dyno_software.htm

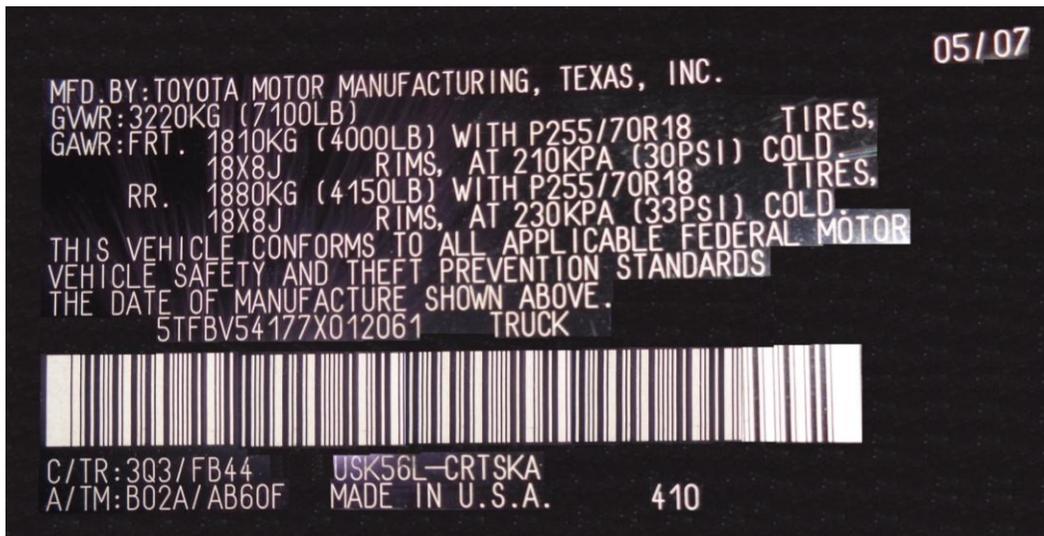
ANEXOS



The logo of the Universidad Mayor Pacensis Dióscoro de la Paz is a large, faint watermark in the background. It features an oval emblem with a sun, a mountain, and a river, surrounded by the text 'UNIVERSITIS MAJOR PACENSIS DII ANDRE Æ'. Below the oval is a shield with a cross and other symbols.

ANEXO A
FIGURA DE DATOS DE REFERENCIA

Figura. 1. Datos obtenidos para el diseño Camioneta Toyota Tundra QS5 U.S.A. (Canadá)



Fuente: Toma fotográfica propia.

Figura. 2. Medición de la distancia entre los extremos de los neumáticos Toyota Tundra



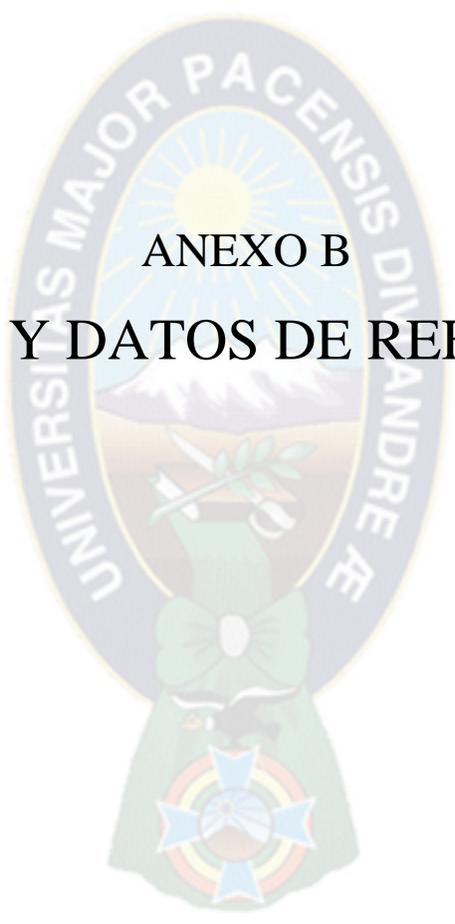
Fuente: Toma fotográfica propia.

Figura. 3. Especificaciones técnicas Toyota Tundra QS5

E = Estándar O = Opciones -- = No disponible

MEC NICA	REGULAR		DOBLE		CREWMAX	
	4x2	4x4	4x2	4x4	4x2	4x4
MOTOR						
4.0 litros V6 DOHC de aluminio 24 v. Ivlulas con Regulaci n Variable Dual de V. Ivlulas con Inteligencia (VVT-i); 270 hp a 5600 rpm; 278 lb.-pie. a 4400 rpm	E	--	E	--	--	--
4.6 litros V8 i-FORCE DOHC de aluminio 32 v. Ivlulas con Regulaci n Variable Dual de V. Ivlulas con Inteligencia (VVT-i); 310 hp a 5600 rpm; 327 lb.-pie. a 3400 rpm	O ¹⁵	--	O	E	E	E
5.7 litros V8 i-FORCE DOHC de aluminio 32 v. Ivlulas con Regulaci n Variable Dual de V. Ivlulas con Inteligencia (VVT-i); 381 hp a 5600 rpm; 401 lb.-pie. a 3600 rpm	O ¹⁷	E	O	O	O	O
5.7 litros V8 i-FORCE DOHC de aluminio E85 Flex Fuel ²⁸ 32 v. Ivlulas con Regulaci n Variable Dual de V. Ivlulas con Inteligencia (VVT-i); 381 hp a 5600 rpm; 401 lb.-pie. a 3600 rpm	--	O	--	O	--	O
BATER A						
Bater a y arranador de alto rendimiento	E	E	E	E	E	E
NDICE DE EMISIONES						
Veh culos de Emisiones Bajas II (LEV-II) (s lo en modelos V6)	E	--	E	--	--	--
Veh culo de Emisiones Ultra Bajas II (ULEV-II) (s lo en modelos V8)	O	E	O	E	E	E
TRANSMISI N						
Autom tica de 5 velocidades controlada electr nicamente con inteligencia (ECT-i), modo de cambio secuencial y l gica de cambio para subir y bajar cuestas (en modelos V6)	E	--	E	--	--	--
Autom tica de 6 velocidades Controlada Electr nicamente con Inteligencia (ECT-i), modo de cambio secuencial y l gica de cambio para subir y bajar cuestas, modo REMOLQUE/ARRASTRE (modelos V8 4.6L y 5.7L con Paquete Tow)	O	E	O	E	E	E
TREN DE TRACCI N						
Conducci n a las ruedas traseras con Diferencial Autom tico de Deslizamiento Limitado (Auto LSD)	E	--	E	--	E	--
Tracci n parcial 4WD Demand a las 4 ruedas, con caja de transferencia controlada electr nicamente, Control de Tracci n Activo (TRAC) y Diferencial de Deslizamiento Limitado Autom tico (Auto LSD)	--	E	--	E	--	E
RELACIONES 5.7L V8						
1a	3.333	3.333	3.333	3.333	3.333	3.333
2a	1.960	1.960	1.960	1.960	1.960	1.960
3a	1.353	1.353	1.353	1.353	1.353	1.353
4a	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
5a	0.728	0.728	0.728	0.728	0.728	0.728
6a	0.588	0.588	0.588	0.588	0.588	0.588
Marcha atr s	3.061	3.061	3.061	3.061	3.061	3.061
Relaci n/talla de engranaje (p/g.) del diferencial trasero	4.300/10.5	4.300/10.5	4.100/10.5	4.100/10.5	4.100/10.5	4.100/10.5
Diferencial trasero con paquete Tow (est ndar en la Cabina Regular)	4.300	4.300	4.300	4.300	4.300	4.300
Caja de transferencia 4x4 (alta/baja)	--	1.000/2.618	--	1.000/2.618	--	1.000/2.618

Fuente: http://www.toyota.com/espanol/content/ebrochure/2013/tundra_ebrochure.

The logo of Universidad Mayor Pacensis Divandre Æ is an oval emblem. The top arc contains the text 'UNIVERSITAS MAJOR PACENSIS DIVANDRE Æ'. The central part of the emblem depicts a landscape with a sun rising over a mountain range, a body of water, and a green field with a white cross. Below the landscape is a green banner with a white cross and a blue cross. The bottom part of the emblem features a blue cross with a white cross in the center, set against a background of red, yellow, and blue stripes.

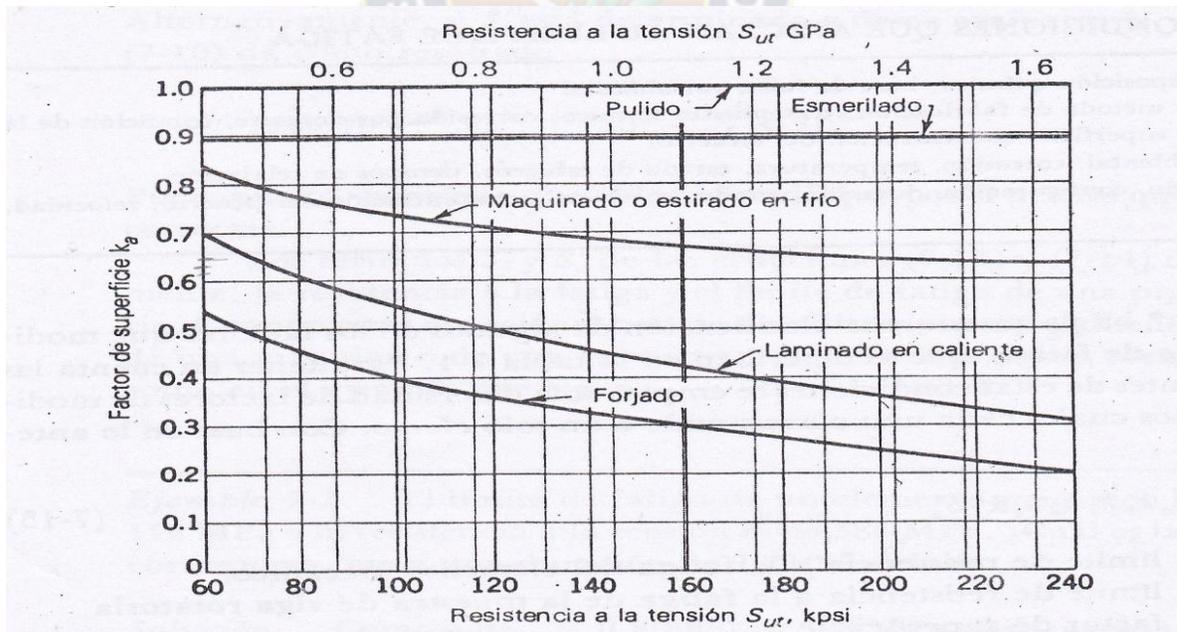
ANEXO B
TABLAS Y DATOS DE REFERENCIA

Tabla. 1. Propiedades mecánicas de aceros

Número UNS	Número AISI	Procesamiento	Resistencia de fluencia kpsi †	Resistencia a la tensión kpsi †	Elongación en 2 pulg %	Reducción en área %	Dureza Brinell H_B
G10100	1010	HR	26	47	28	50	95
		CD	44	53	20	40	105
G10150	1015	HR	27	50	28	50	101
		CD	47	56	18	40	111
G10180	1018	HR	32	58	25	50	116
		CD	54	64	15	40	126
	1112	HR	33	56	25	45	121
		CD	60	78	10	35	167
G10350	1035	HR	39	72	18	40	143
		CD	67	80	12	35	163
	Estirado a 800°F	81	110	18	51	220	
	Estirado a 1000°F	72	103	23	59	201	
	Estirado a 1200°F	62	91	27	66	180	
G10400	1040	HR	42	76	18	40	149
		CD	71	85	12	35	170
		Estirado a 1000°F	86	113	23	62	235
G10450	1045	HR	45	82	16	40	163
		CD	77	91	12	35	179
G10500	1050	HR	49	90	15	35	179
		CD	84	100	10	30	197

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo IV, propiedades mecánicas de aceros.

Tabla. 2. Factor de superficie modifican el acabado superficial del acero (K_a)



Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II, diseño por resistencia a la fatiga.

Tabla. 3. Factores de confiabilidad (K_c)

Confiabilidad R	Variable estandarizada z_r	Factor de confiabilidad k_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.620
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.520

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II, diseño por resistencia a la fatiga.

Tabla. 4. Valores del factor de momento flexionante y factor de momento torsionante

Tipo de carga	C_m	C_t
Eje fijo:		
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5–2.0	1.5–2.0
Eje rotatorio:		
Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga estable	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, choques ligeros	1.5–2.0	1.0–1.5
Carga aplicada repentinamente, choques fuertes	2.0–3.0	1.5–3.0

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo IV, ejes de transmisión.

Tabla. 5. Medidas preferibles para elementos mecánicos

Pulgadas y fracciones de pulgadas
$\frac{1}{64}, \frac{1}{32}, \frac{1}{16}, \frac{3}{32}, \frac{1}{8}, \frac{5}{32}, \frac{3}{16}, \frac{1}{4}, \frac{5}{16}, \frac{3}{8}, \frac{7}{16}, \frac{1}{2}, \frac{9}{16}, \frac{5}{8}, \frac{11}{16}, \frac{3}{4}, \frac{7}{8}, 1, 1\frac{1}{4}, 1\frac{1}{2}, 1\frac{3}{4}, 2, 2\frac{1}{4}, 2\frac{1}{2}, 2\frac{3}{4}, 3, 3\frac{1}{4}, 3\frac{1}{2}, 3\frac{3}{4}, 4, 4\frac{1}{4}, 4\frac{1}{2}, 4\frac{3}{4}, 5, 5\frac{1}{4}, 5\frac{1}{2}, 5\frac{3}{4}, 6, 6\frac{1}{2}, 7, 7\frac{1}{2}, 8, 8\frac{1}{2}, 9, 9\frac{1}{2}, 10, 10\frac{1}{2}, 11, 11\frac{1}{2}, 12, 12\frac{1}{2}, 13, 13\frac{1}{2}, 14, 14\frac{1}{2}, 15, 15\frac{1}{2}, 16, 16\frac{1}{2}, 17, 17\frac{1}{2}, 18, 18\frac{1}{2}, 19, 19\frac{1}{2}, 20$
Pulgadas y decimales de pulgada
0.010, 0.012, 0.016, 0.020, 0.025, 0.032, 0.040, 0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.24, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.80, 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, 2.0, 2.4, 2.6, 2.8, 3.0, 3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 4.0, 4.2, 4.4, 4.6, 4.8, 5.0, 5.2, 5.4, 5.6, 5.8, 6.0, 7.0, 7.5, 8.0, 8.5, 9.0, 9.5, 10.0, 10.5, 11.0, 11.5, 12.0, 12.5, 13.0, 13.5, 14.0, 14.5, 15.0, 15.5, 16.0, 16.5, 17.0, 17.5, 18.0, 18.5, 19.0, 19.5, 20
Milímetros
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo IV, Apéndice.

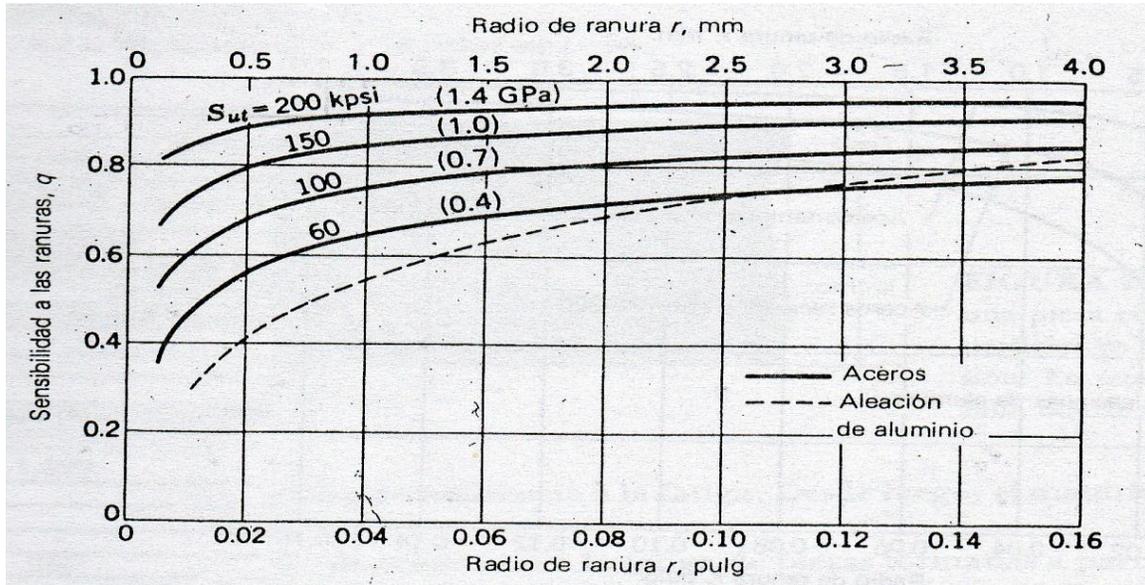
Tabla. 6. Propiedades de tubos de sección circular

Diámetro exterior	Espesor	Masa por unidad de longitud	Área de la sección transversal	Momento de inercia de flexión	Radio de giro	Módulo de flexión elástico	Módulo de flexión plástico	Momento de inercia de torsión	Módulo de torsión	Área superficial por metro lineal	Longitud nominal por tonelada
D	T	M	A	I	i	W _{el}	W _{pl}	I _t	C _t	A _s	m
mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m	
139.7	3.0	10.1	12.9	301	4.83	43.1	56.1	602	86.2	0.439	98.9
	4.0	13.4	17.1	393	4.80	56.2	73.7	786	112		74.7
	5.0	16.6	21.2	481	4.77	68.8	90.8	961	138		60.2
	6.0	19.8	25.2	564	4.73	80.8	107	1129	162		50.5
	6.3	20.7	26.4	589	4.72	84.3	112	1177	169		48.2
	8.0	26.0	33.1	720	4.66	103	139	1441	206		38.5
168.3	10.0	32.0	40.7	862	4.60	123	169	1724	247	31.3	
	3.0	12.2	15.6	532	5.85	63.3	82.0	1065	127	0.529	81.8
	4.0	16.2	20.6	697	5.81	82.8	108	1394	166		61.7
	5.0	20.1	25.7	856	5.78	102	133	1712	203		49.7
	6.0	24.0	30.6	1009	5.74	120	158	2017	240		41.6
	6.3	25.2	32.1	1053	5.73	125	165	2107	250		39.7
8.0	31.6	40.3	1297	5.67	154	206	2595	308	31.6		
177.8	10.0	39.0	49.7	1564	5.61	186	251	3128	372	25.6	
	4.0	17.1	21.8	825	6.15	92.8	121	1650	186	0.559	58.3
	5.0	21.3	27.1	1014	6.11	114	149	2028	228		46.9
	6.0	25.4	32.4	1196	6.08	135	177	2392	269		39.3
	6.3	26.6	33.9	1250	6.07	141	185	2499	281		37.5
	8.0	33.5	42.7	1541	6.01	173	231	3083	347		29.9
10.0	41.4	52.7	1862	5.94	209	282	3724	419	24.2		
193.7	12.0	49.1	62.5	2159	5.88	243	330	4318	486	20.4	
	12.5	51.0	64.9	2230	5.86	251	342	4460	502	19.6	
	4.0	18.7	23.8	1073	6.71	111	144	2146	222	0.609	53.4
	5.0	23.3	29.6	1320	6.67	136	178	2640	273		43.0
	6.0	27.8	35.4	1560	6.64	161	211	3119	322		36.0
	6.3	29.1	37.1	1630	6.63	168	221	3260	337		34.3
8.0	36.6	46.7	2016	6.57	208	276	4031	416	27.3		
10.0	45.3	57.7	2442	6.50	252	338	4883	504	22.1		
219.1	12.0	53.8	68.5	2839	6.44	293	397	5678	586	18.6	
	12.5	55.9	71.2	2934	6.42	303	411	5869	606	17.9	
	4.0	21.2	27.0	1564	7.61	143	185	3128	286	0.688	47.1
	5.0	26.4	33.6	1928	7.57	176	229	3856	352		37.9
	6.0	31.5	40.2	2282	7.54	208	273	4564	417		31.7
	6.3	33.1	42.1	2386	7.53	218	285	4772	436		30.2
8.0	41.6	53.1	2960	7.47	270	357	5919	540	24.0		
10.0	51.6	65.7	3598	7.40	328	438	7197	657	19.4		
244.5	12.0	61.3	78.1	4200	7.33	383	515	8400	767	16.3	
	12.5	63.7	81.1	4345	7.32	397	534	8689	793	15.7	
	5.0	29.5	37.6	2699	8.47	221	287	5397	441	0.768	33.9
	6.0	35.3	45.0	3199	8.43	262	341	6397	523		28.3
	6.3	37.0	47.1	3346	8.42	274	358	6692	547		27.0
	8.0	46.7	59.4	4160	8.37	340	448	8321	681		21.4
10.0	57.8	73.7	5073	8.30	415	550	10146	830	17.3		
12.0	68.8	87.7	5938	8.23	486	649	11877	972	14.5		
273.0	12.5	71.5	91.1	6147	8.21	503	673	12295	1006	14.0	
	5.0	33.0	42.1	3781	9.48	277	359	7562	554	0.858	30.3
	6.0	39.5	50.3	4487	9.44	329	428	8974	657		25.3
	6.3	41.4	52.8	4696	9.43	344	448	9392	688		24.1
	8.0	52.3	66.6	5852	9.37	429	562	11703	857		19.1
	10.0	64.9	82.6	7154	9.31	524	692	14308	1048		15.4
12.0	77.2	98.4	8396	9.24	615	818	16792	1230	12.9		
323.9	12.5	80.3	102	8697	9.22	637	849	17395	1274	12.5	
	5.0	39.3	50.1	6369	11.3	393	509	12739	787	1.02	25.4
	6.0	47.0	59.9	7572	11.2	468	606	15145	935		21.3
	6.3	49.3	62.9	7929	11.2	490	636	15858	979		20.3
	8.0	62.3	79.4	9910	11.2	612	799	19820	1224		16.0
	10.0	77.4	98.6	12158	11.1	751	986	24317	1501		12.9
12.0	92.3	118	14320	11.0	884	1168	28639	1768	10.8		
	12.5	96.0	122	14847	11.0	917	1213	29693	1833	10.4	

Calidades: S 275 JOH y S 355 J2H

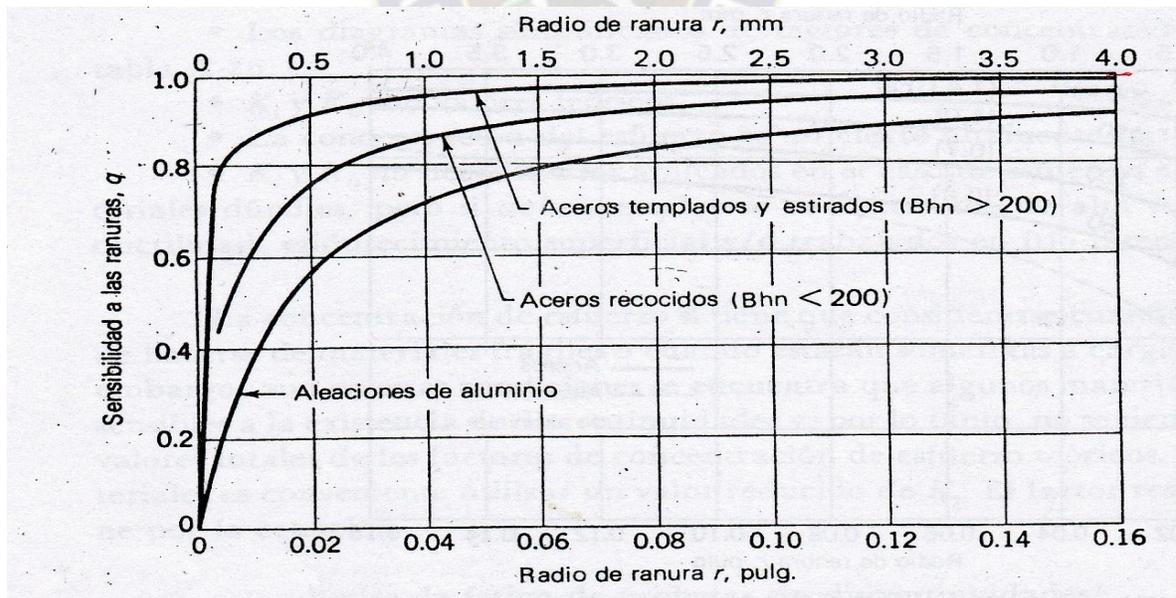
Fuente: <http://www.constructalia.com/repository/transfer/es/resources/Contenido.pdf>.

Tabla. 7. Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros sometidos a cargas por flexión



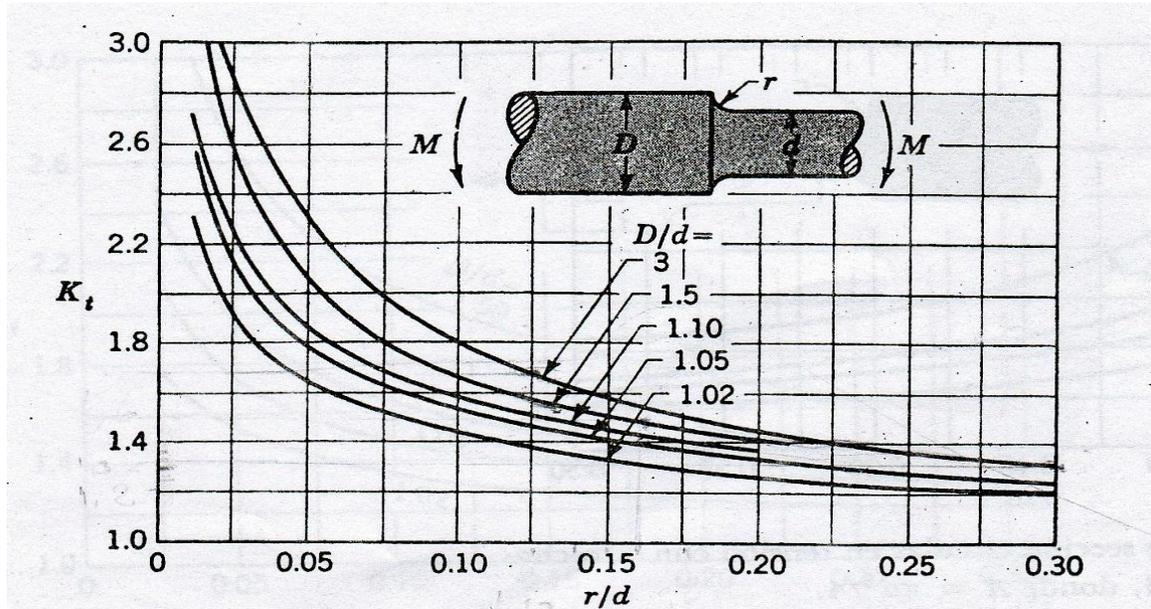
Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II, diseño por resistencia a la fatiga.

Tabla. 8. Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros sometidos a cargas por torsión



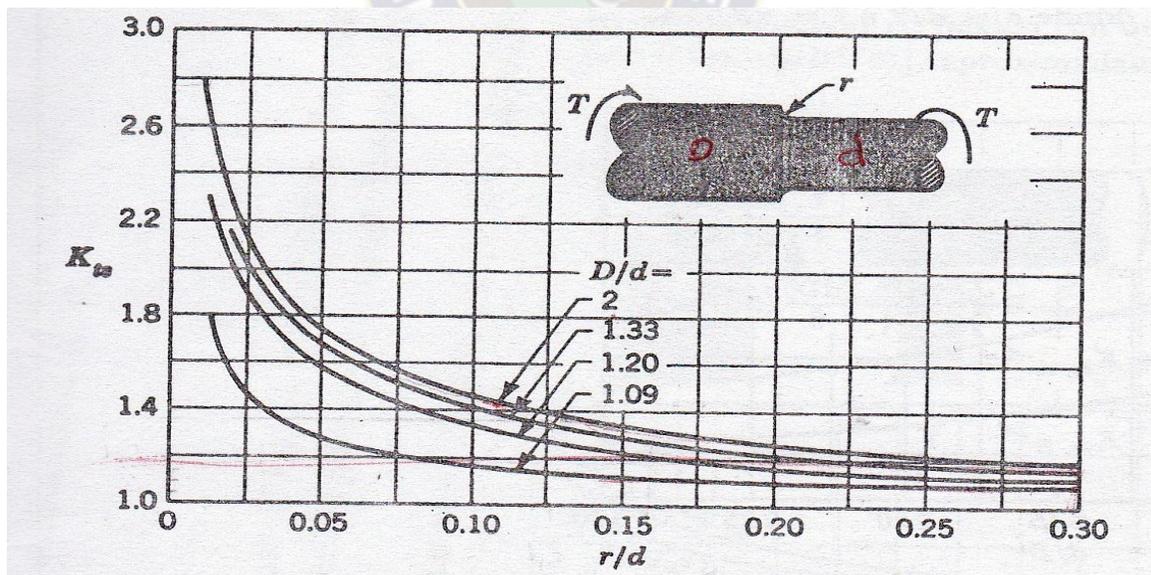
Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II, diseño por resistencia a la fatiga.

Tabla. 9. Diagrama para factores teóricos de concentración de esfuerzo (K_t) para flexión con estrechamiento



Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo IV, diseño de elementos mecánicos.

Tabla. 10. Diagrama para factores teóricos de concentración de esfuerzo (K_{ts}) para torsión con estrechamiento

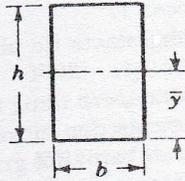


Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo IV, diseño de elementos mecánicos.

Tabla. 11. Propiedades de las secciones

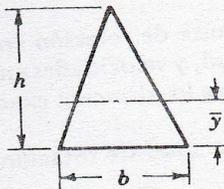
A = área
 I = momento de inercia
 J = momento polar de inercia
 Z = módulo de sección
 k = radio de giro
 \bar{y} = distancia al centroide

Rectángulo



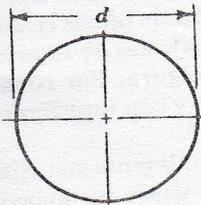
$$\begin{aligned}
 A &= bh & k &= 0.289h \\
 I &= \frac{bh^3}{12} & \bar{y} &= \frac{h}{2} \\
 Z &= \frac{bh^2}{6}
 \end{aligned}$$

Triángulo



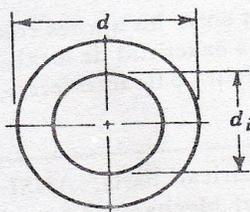
$$\begin{aligned}
 A &= \frac{bh}{2} & k &= 0.236h \\
 I &= \frac{bh^3}{36} & \bar{y} &= \frac{h}{3} \\
 Z &= \frac{bh^2}{24}
 \end{aligned}$$

Círculo



$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\pi d^2}{4} & J &= \frac{\pi d^4}{32} \\
 I &= \frac{\pi d^4}{64} & k &= \frac{d}{4} \\
 Z &= \frac{\pi d^3}{32} & \bar{y} &= \frac{d}{2}
 \end{aligned}$$

Corona circular



$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\pi}{4} (d^2 - d_i^2) & J &= \frac{\pi}{32} (d^4 - d_i^4) \\
 I &= \frac{\pi}{64} (d^4 - d_i^4) & k &= \sqrt{\frac{d^2 + d_i^2}{16}} \\
 Z &= \frac{\pi}{32d} (d^4 - d_i^4) & \bar{y} &= \frac{d}{2}
 \end{aligned}$$

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo IV, diseño de elementos mecánicos.

Tabla. 12. Propiedades a la flexión de soldaduras de filete

	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
		$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3d + b)$
		$\bar{y} = d/2$	
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II, juntas soldadas y plegadas.

Tabla. 13. Propiedades a la torsión de soldaduras de filete

Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento polar de inercia unitario
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{2bd + d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414\pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II, juntas soldadas y plegadas.

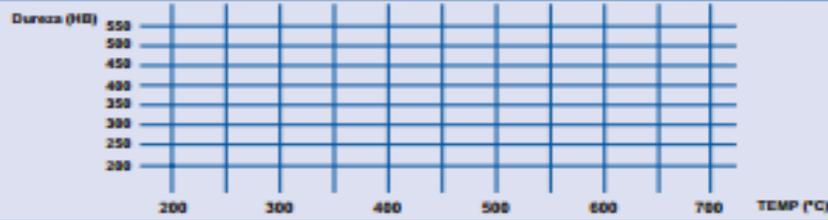
Tabla. 14. Factores de reducción de resistencia a la fatiga K_f

Tipo de soldadura	K_f
A tope, con refuerzo	1.2
De filete transversal, en la punta	1.5
De filetes longitudinales paralelos, en el extremo	2.7
A tope en T, con esquinas agudas	2.0

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo II, juntas soldadas y plegadas.



Tabla. 15. Propiedades del acero AISI-1010

		CALIDAD AISI 1010 ACERO ESTRUCTURAL				
ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DEL MATERIAL		Color de Identificación: Negro XXXXXXXXXX				
NORMAS EQUIVALENTES		RANGOS DE COMPOSICIÓN QUÍMICA				
AFNOR (Fr)	XC 10	CARBONO	AZUFRE	FÓSFORO	SILICIO	MANGANESO
BS (Ingl)	040X10	C	S	P	Si	Mn
DIN (Alema)	10301	0.08 - 0.13	0.04 (Máx)	0.04 (Max)	0.15 - 0.35	0.30 - 0.60
JIS (Jap)	S10C	CROMO	NIQUEL	MOIBIDENO	VANADIO	TUNGSTENO
UNI (Ital)	C10	Cr	Ni	Mo	V	W
Grado Thyssen	XC 10	---	---	---	---	---
CARACTERÍSTICAS GENERALES		APLICACIONES				
<ul style="list-style-type: none"> ● Acero Estructural de bajo Carbono ● Alta ductilidad ● Excelente Soldabilidad 		<ul style="list-style-type: none"> ● Acero de gran aplicación como Acero Estructural en la fabricación de tuberías estructuras metálicas soldadas, etc. ● Se aplica también como Acero de Construcción de maquinarias cuando está endurecido superficialmente mediante tratamientos de cementación o Carbonitrurado seguido de Temple y Revenido. ● También se aplica en estado cementado o Carbonitrurado como Acero de Construcción de Máquinas. 				
TRATAMIENTO TÉRMICO DEL MATERIAL						
TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO	DUREZA			
NORMALIZADO	910 – 930	AIRE	RC	HDN		
RECOCIDO	890 – 910	HORNO		160 (Max)		
TEMPLE	PERIFERIA 800-830 NUCLEO 840-870	AGUA	64 (Max)	207 (Max)		
REVENIDO	150 – 230		55-60			
CEMENTACIÓN	910 – 930	GASES, SALES	OBSERVACIONES También se suele temple directamente desde la temperatura de cementación			
CURVA DE REVENIDO						
						
ESTADO DE ENTREGA						
Natural, Calibrado						
www.sumindu.com						

Fuente. <http://www.sumindu.com>

Tabla. 16. Catálogo de electrodos

ACEROS AL CARBONO						
NOMENCLATURA	ESPECIFICACIÓN	CAMPO DE APLICACIÓN	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MPA	LÍMITE DE CEDENCIA (0.2%) MPA	ALARGAMIENTO (L= 4D) %	TIPO DE CORRIENTE / PROCESO
BÖHLER FOXCEL MX	AWS A5.1 : E6010	Electrodo celulósico con alta penetración, aplicable en todas las posiciones. Para aceros API 5L A, B, X42 - X56 y paso de raíz X80.	> 430	> 330	> 22	(DC -) (-) para paso de raíz SMAW
BÖHLER FOX CEL 75 MX	AWS A5.5: 7010-P1	Electrodo celulósico con alta penetración, para todas las posiciones. Desarrollado para la industria de la tubería. Para aceros API X42 - X60 y paso de raíz X70.	> 480	> 415	> 22	(DC -) (-) para paso de raíz SMAW
BÖHLER EM K8D	AWS A5.18:ER70S-6	Alambre de aplicación universal en la fabricación de tanques y estructuras.	> 480	> 400	> 22	(DC +) GMAW
BÖHLER TI 52 FD	AWS A5.20: E71T-1M AWS A5.20: E71T-1C	Alambre tubular rutilico aplicable en todas las posiciones. Desarrollado para la industria de la tubería. Propiedades mecánicas excelentes, fácil eliminación de la escoria, suave superficie del cordón ligeramente ondulada y elevada seguridad radiográfica. Gas de protección: Mix (Ar + 15-25% CO ₂) ó 100% CO ₂ .	> 483	> 400	> 22	(DC +) GMAW
BÖHLER MX 70T4	AWS A5.20: E70T-4	Alambre tubular auto-protégido para la unión de aceros al carbono.	> 480	> 400	> 22	(DC +) FCAW
UTP 600 KBLC	No estandarizada	Electrodo para soldar aceros de construcción. Electrodo con bajo contenido de hidrógeno, especial para reparar tinas de galvanizado.	> 430	> 280	> 34	(DC +) SMAW
UTP 6013	AWS A5.1: E6013	Se aplica para trabajos en lámina delgada como ventanearia y balconeria, así como en perfiles huecos, tolvas, tanques, recipientes, carrocerías y muebles metálicos, etc.	> 414	> 331	> 17	(DC +) (-) SMAW
UTP 7018	AWS A5.1: E7018	Electrodo con relativamente bajo contenido de hidrógeno, para soldar uniones de alta resistencia.	> 510	> 430	> 25	(DC +) SMAW

Fuente. <http://www.bsmex.com.mx>

Tabla. 17. Factores de carga radial equivalente

	X_1	Y_1	X_2	Y_2
De contacto radial	1	0	0.5	1.4
De contacto angular con ángulo suave	1	1.25	0.45	1.2
De contacto angular con ángulo fuerte	1	0.75	0.4	0.75
Con doble fila y dúplex (<i>DB</i> o <i>DF</i>)	1	0.75	0.63	1.25

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo III, cojinetes de rodamientos.

Tabla. 18. Vida de cojinetes recomendadas para maquinarias diversas

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso infrecuente	Hasta 0.5
Motores de aviación	0.5-2
Máquinas de operación breve intermitente donde la interrupción de servicio es de importancia secundaria	4-8
Máquinas para servicio intermitente en que la operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h que no siempre se utilizan plenamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo de 24 h	50-60
Máquinas para servicio continuo de 24 h en las que la confiabilidad es de la mayor importancia	100-200

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley, Tomo III, cojinetes de rodamientos.

Tabla. 19. Catálogo de rodamientos SKF

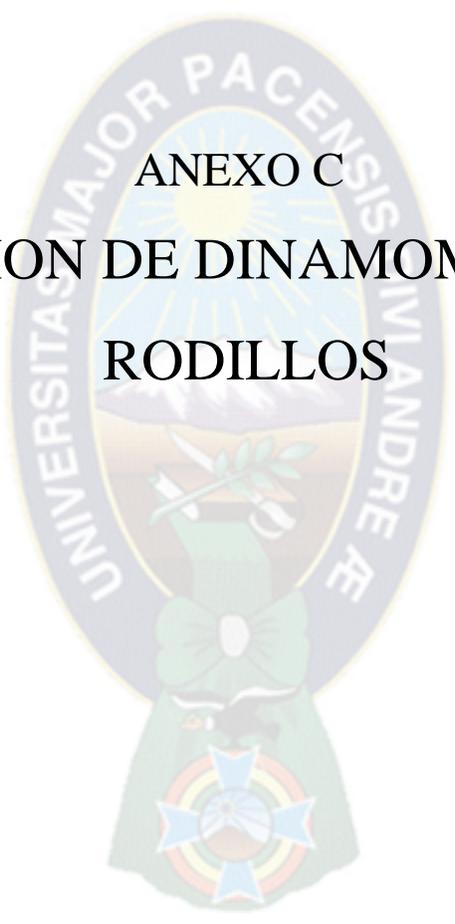
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed	kg		
mm			kN		kN	r/min		kg	-	
70	150	51	405	430	49	3800	5000	4,25	C 2314 *	-
70	150	51	405	430	49	3800	5000	4,25	C 2314 K *	-
70	150	51	405	430	49	3800	5000	4,25	C 2314/C4VG114 *	-
75	105	30	166	255	30	-	2400	0,82	C 4915 K30V *	**
75	105	30	166	255	30	-	2400	0,82	C 4915 V *	**
75	105	40	204	325	37,5	-	1900	1,10	C 5915 V *	-
75	105	54	204	325	37,5	-	1600	1,40	C 6915 K30V/VE240 *	-
75	105	54	204	325	37,5	-	1600	1,40	C 6915 V/VE240 *	-
75	115	40	236	345	40	-	2000	1,50	C 4015 K30V *	**
75	115	40	236	345	40	-	2000	1,50	C 4015 V *	**
75	130	31	196	208	25,5	4800	6700	1,60	C 2215 *	-
75	130	31	196	208	25,5	4800	6700	1,60	C 2215 K *	-
75	130	31	220	240	29	-	2200	1,65	C 2215 KV *	-
75	130	31	220	240	29	-	2200	1,65	C 2215 V *	-
75	160	55	425	465	52	3600	4800	5,20	C 2315 *	-
75	160	55	425	465	52	3600	4800	5,20	C 2315 K *	-
75	160	55	425	465	52	3600	4800	5,20	C 2315/C4VG114 *	-
80	110	30	173	275	31,5	-	2200	0,87	C 4916 K30V *	**
80	110	30	173	275	31,5	-	2200	0,87	C 4916 V *	**
80	110	40	208	345	40	-	1800	1,20	C 5916 V *	**
80	140	33	220	250	28,5	4500	6000	2,00	C 2216 *	-
80	140	33	220	250	28,5	4500	6000	2,00	C 2216 K *	-
80	140	33	255	305	34,5	-	2000	2,10	C 2216 KV *	-
80	140	33	255	305	34,5	-	2000	2,10	C 2216 V *	-
80	170	58	510	550	61	3400	4500	6,20	C 2316 *	-

Fuente: <http://localhost:8081.catalogue.server>.

Tabla. 20. Acople flexible

SIZE	Torque Rating (lb-in) †	Max Bore (Flanged Hub)	Min Bore †	Pilot Hub Bore	Wt Per Cplg No Bore-lb	Wt Added Per Inch of Length of SD Dia Between Hubs	Lube Wt Per Cplg-lb	DIMENSIONS											
								A	BE Min	C	D	DD	F	J	M	P	SB	SD	Gap
1030T	1,320	1.375	.500	1.06	8.6	0.279	.09	4.56	6.38	1.88	1.94	3.30	3.18	1.98	3.06	1.06	1.06	1.12	.125
1050T	3,850	1.875	.500	1.44	19.5	0.500	.15	6.20	7.66	2.38	2.62	4.14	4.12	2.33	3.70	1.42	1.44	1.50	.125
1070T	8,800	2.500	.750	1.94	34.4	0.889	.25	7.20	8.38	3.00	3.44	4.98	5.08	2.56	4.06	1.96	1.94	2.00	.125
1080T	18,150	3.000	1.062	2.44	58.2	1.390	.38	8.60	10.82	3.50	4.12	6.10	6.15	3.38	5.28	2.05	2.44	2.50	.125
1090T	33,000	3.500	1.062	2.94	82	2.000	.56	9.64	11.56	3.88	4.88	7.10	6.92	3.63	5.66	2.30	2.94	3.00	.125
1100T	55,550	4.000	1.625	3.62	139	3.130	.94	11.26	14.65	4.75	5.59	8.32	8.20	4.62	7.14	2.73	3.62	3.75	.188
1110T	82,500	4.500	1.625	4.00	184	3.770	1.12	12.76	15.38	5.00	6.31	9.66	9.00	4.81	7.50	2.91	4.00	4.12	.188
1120T	121,000	5.000	2.375	4.62	216	5.010	1.62	12.88	17.82	5.88	7.06	7.06	10.12	5.76	8.66	3.29	4.62	4.75	.250
1130T	176,000	6.000	2.625	5.25	309	6.430	2.0	14.38	18.22	6.38	8.56	8.56	11.62	5.88	8.86	3.73	5.25	5.38	.250
1140T	253,000	7.250	2.625	5.62	462	7.350	2.5	16.50	18.98	7.25	10.00	10.00	13.22	6.14	9.24	4.48	5.62	5.75	.250
1150T	352,000	8.000	4.250	6.38	610	9.390	4.3	18.80	21.62	7.20	10.68	10.60	15.40	6.98	10.56	4.00	6.38	6.50	.250
1160T	495,000	9.000	4.750	7.88	840	14.200	6.2	21.60	23.10	7.80	12.00	12.00	17.40	7.46	11.30	4.40	7.88	8.00	.250
1170T	660,000	10.000	5.250	7.88	1144	14.200	7.7	23.80	24.50	8.50	14.00	14.00	19.46	7.92	12.00	4.90	7.88	8.00	.250
1180T	915,200	11.000	6.000	8.88	1583	18.000	8.3	26.20	26.50	9.40	15.50	15.50	21.90	8.94	13.00	5.56	8.88	9.00	.250
1190T	1,210,000	12.000	6.000	9.88	1979	22.200	9.7	27.90	28.00	10.20	17.20	17.20	23.60	9.52	13.76	6.20	9.88	10.00	.250
1200T	1,650,000	13.000	7.000	10.88	2657	26.900	12.4	30.80	29.30	11.00	19.60	19.60	26.10	9.92	14.40	6.80	10.88	11.00	.250

Fuente: Rexnord Industries, LLC, Coupling Group, 5555 South Moorland Road, New Berlín.



ANEXO C
COTIZACION DE DINAMOMETROS DE
RODILLOS

PROFORMA

Nro. de Cliente : 3029
 Cliente : Armando Baltazar
 Direccion electronica : armand_juanito@outlook.com
 Direccion : La Paz, Bolivia
 Tel. 69236289

Codigo	Descripcion	Unitario U\$.	Cant.	Importe U\$.
FPS 2700	<p>BANCO DE ENSAYO DE POTENCIA</p> <p>Los bancos de ensayo de potencia de la serie FPS simulan a cualquier carretera para rodar en el taller, ya sea una conducción de prueba, un diagnóstico del motor dinámico o una medición de potencia o un test de componentes. El FPS está disponible en versión sobre suelo como banco de pruebas de un eje.</p> <p>Marca: MAHA (Maschinenbau Haldenwang GmbH) Equipo: Banco de Ensayo de Potencia Modelo: FPS 2700</p> <p>Volumen de suministro</p> <ul style="list-style-type: none"> > Juego de rodillos autoportantes > Barra de elevación neumática > Freno de corrientes parásitas > 4 pzas. cáncamos (ayuda de transporte) > 4 pzas. anclajes para fijación del juego de rodillos al piso > Control del equipo a través de interface serial RS 232 > 10 m cable de conexión PC/Laptop - FPS-juego de rodillos > software de medicion <p>Software</p> <ul style="list-style-type: none"> > Medición de la potencia con entrada manual de los datos > Indicación gráfica de la potencia de tracción > Medición discreta en función de la velocidad > Impresión del gráfico y de la lista > Programa de test de indicación del tacógrafo > Simulación de carga: f(velocidad y de la fuerza de tracción) > Evaluación gráfica de la medición de potencia > Evaluación gráfica de simulación de carga > Evaluación de las diagramas mediante indicación numérica 	41.500,00	1	41.500,00
Precio total de la oferta U\$.				41.500,00
(I.V.A. incluido)				

Condiciones adicionales:

Tiempo de entrega: 120 días
 Garantía de fabrica de un (1) año por defectos de fabricacion
 Los costos de puesta en funcionamiento y capacitacion de operación se cotizan por separado

SAENZ



Victoriano Montes 3854
(7600) Mar del Plata - Argentina
Tel: 0054-223-4106844/32
saenz@saenzdynos.com.ar

Fecha
23/08/2016

327 - 2016

Nombre: Armando
Localidad: La Paz, Bolivia

email: armand_juanito@outlook.com
Teléfono: 69236289

Descripción	Precio
<p>Banco de Rodillos para Vehículos con Freno Hidráulico</p> <ul style="list-style-type: none">- Juego de cuatro rodillos, diametro 270 mm dos en ejes individuales dos en un mismo eje con capacidad para cargar con vehículos de hasta 5000 kg por eje.- Chasis para montaje de rodillos con elevador neumático del tren motriz- Freno hidráulico dinamométrico DS-2 con base cisterna. Capacidad 400CV- Palier con juntas homocinéticas de acople- Equipo SMAC basico para medición computarizada de RPM, torque, potencia y tres canales auxiliares para otros sensores Central barométrica para corrección de potencia- Válvula de control del freno con mando a distancia- Bomba de Freno	<p>\$ 17.500,00</p>

Los valores están expresados en dólares estadounidenses

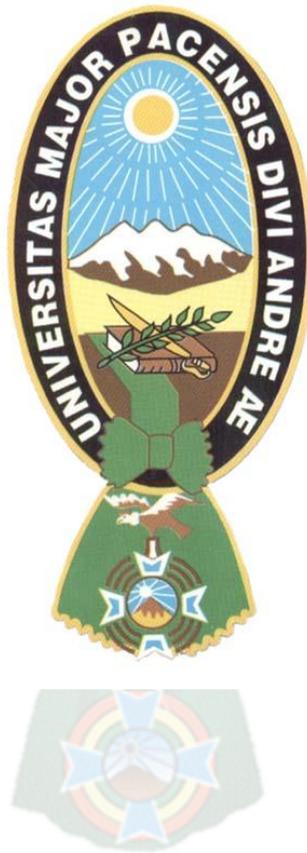
Plazo de entrega: 30 días

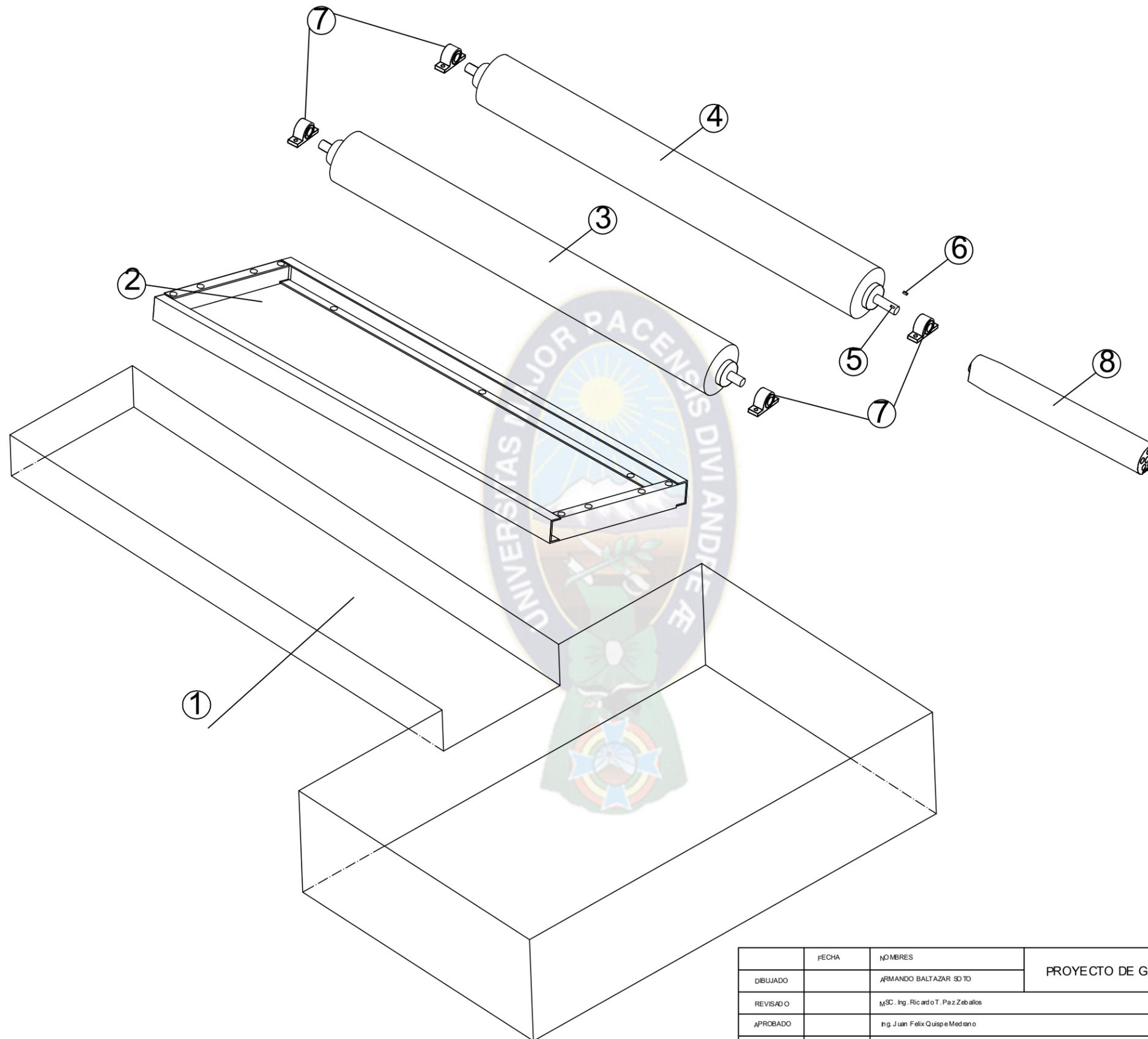
Condición de venta: EXW Mar del Plata

Condición de pago: Señal 25% saldo previo al despacho / entrega

Por consultas dirigirse a: Ing. Mariano Saenz

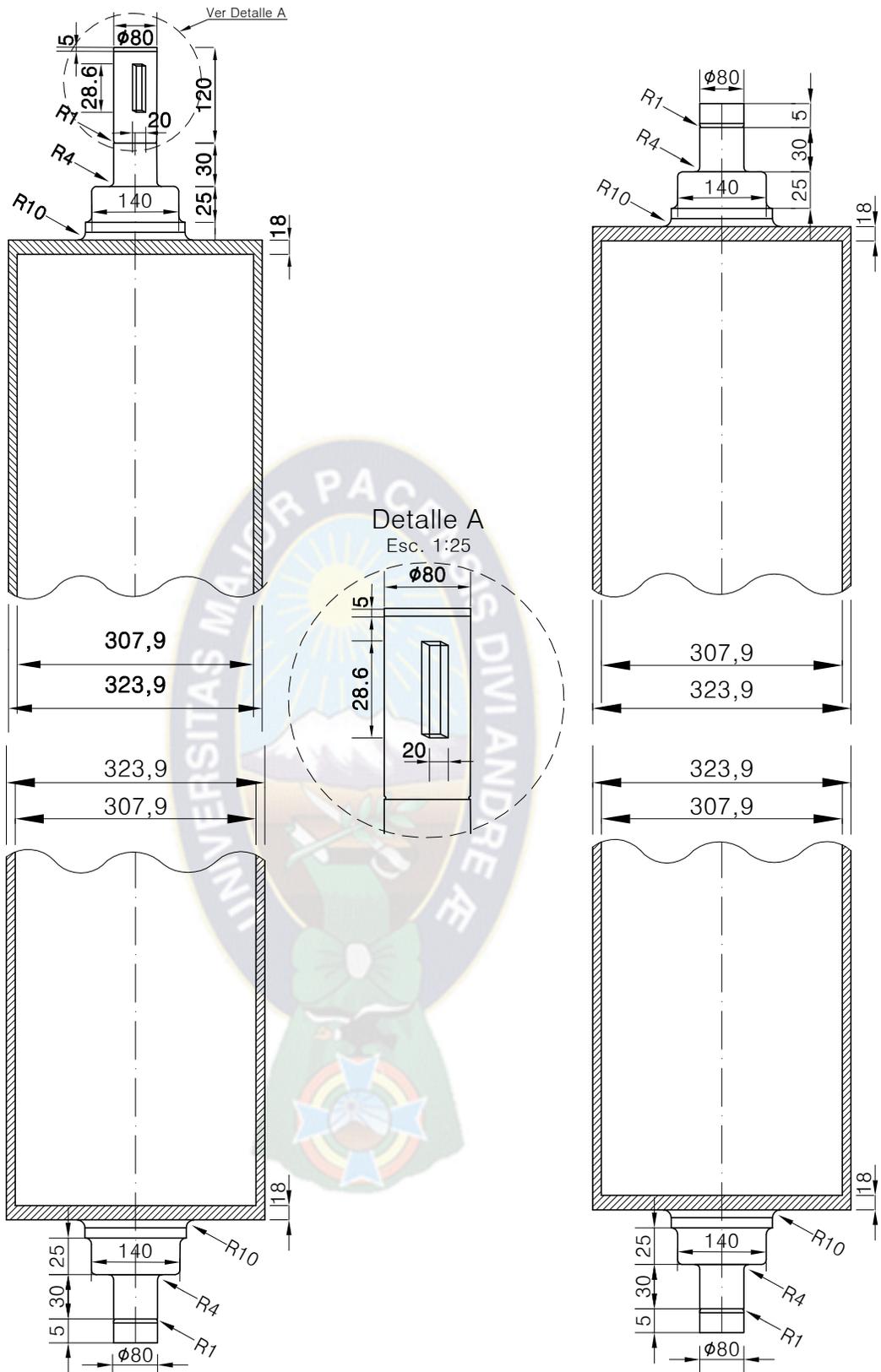
PLANOS



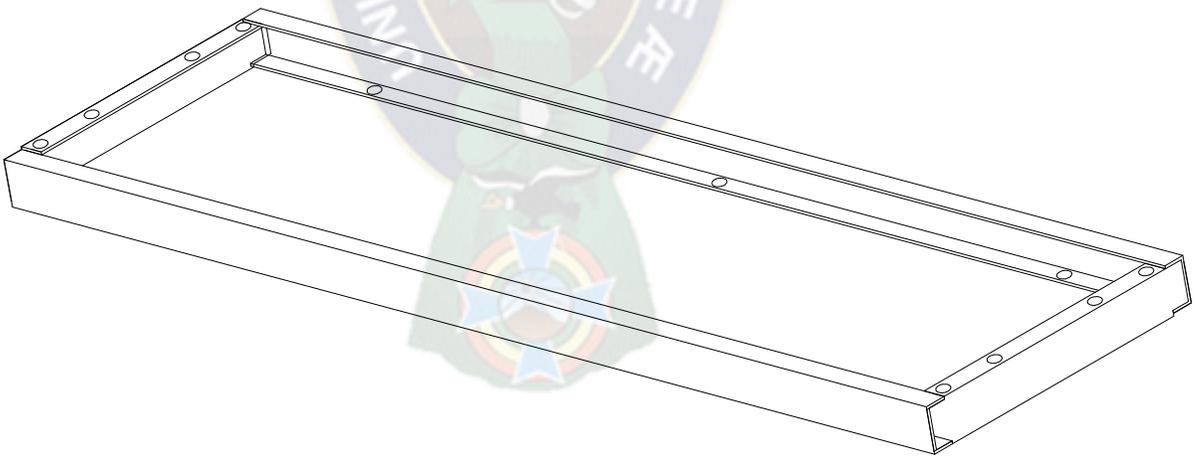
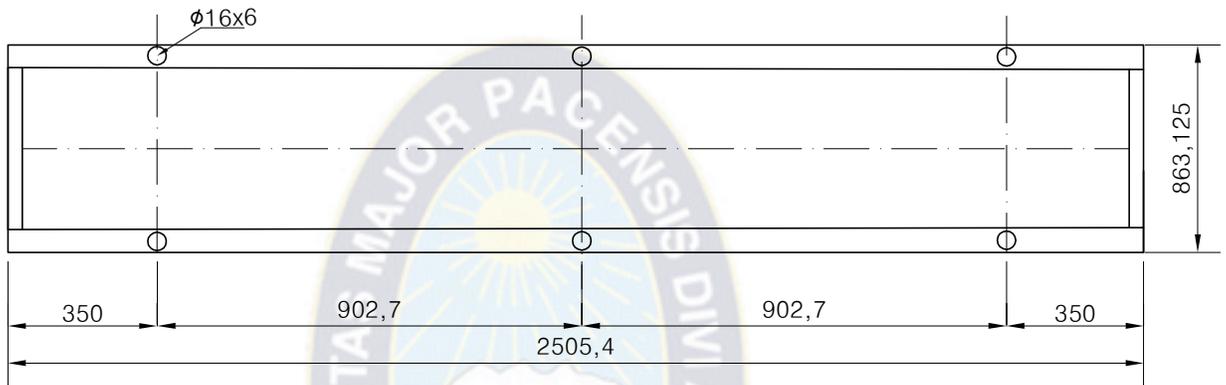
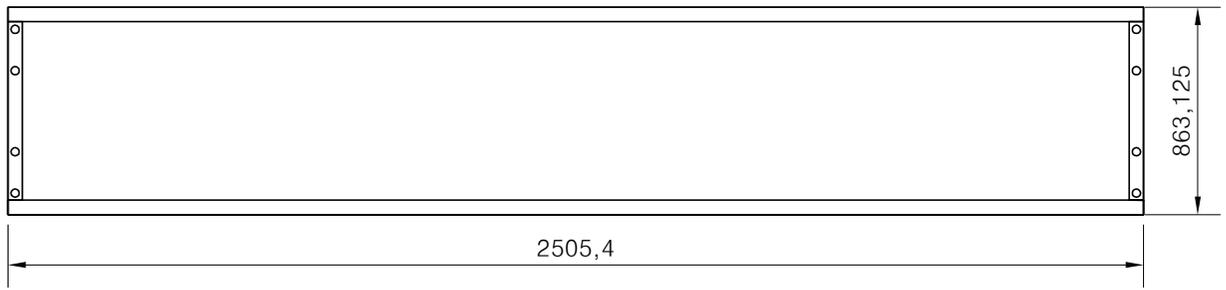


LISTA DE PIEZAS	
①	FOSA
②	ESTRUCTURA RIGIDA
③	RODILLO LOCO
④	RODILLO MAESTRO
⑤	CHAVETERO
⑥	CHAVETA
⑦	CHUMACERA Y RODAMIENTOS
⑧	ACOPLE FLEXIBLE

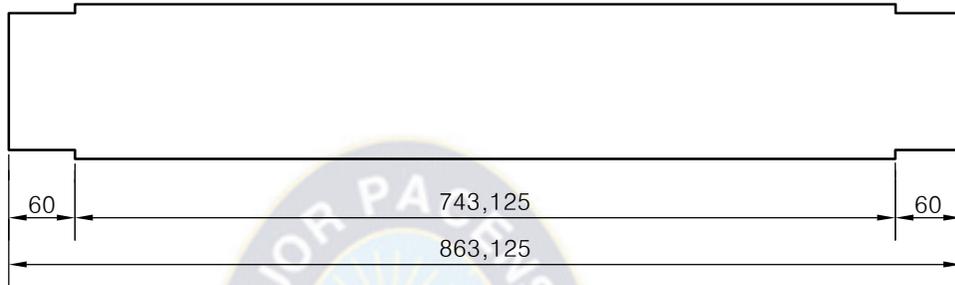
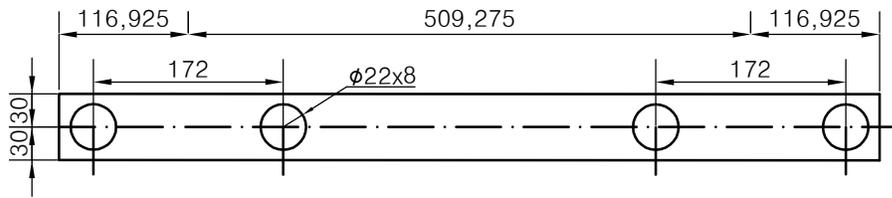
FECHA		NOMBRES		PROYECTO DE GRADO		U.M.S.A.	
DIBUJADO		ARMANDO BALTAZAR SOTO				FACULTAD DE TECNOLOGIA	
REVISADO		MSc. Ing. Ricardo T. Paz Zeballos				MECANICA AUTOMOTRIZ	
APROBADO		Ing. Juan Felix Quispe Mediano					
		Ing. Anibal Velarde Forest					
		Lic. Luis Andres Copal Yujia					
ESCALA 1:25	PLANO DE MONTAJE DEL DINAMOMETRO			PLANO	1		



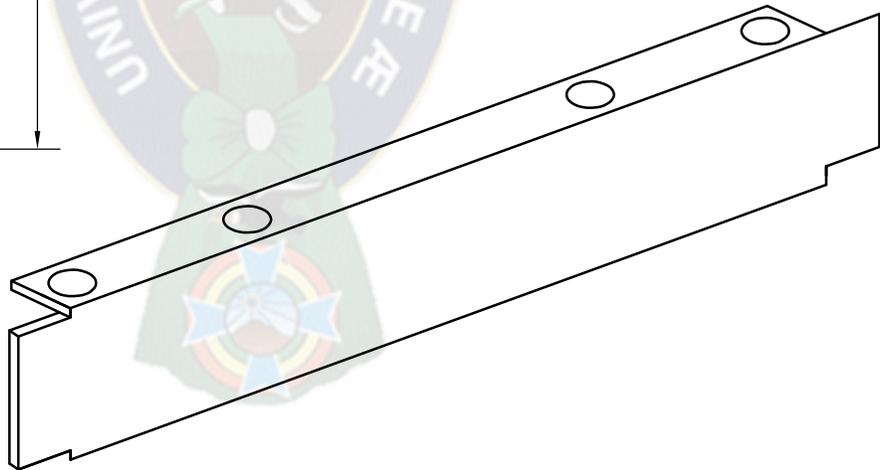
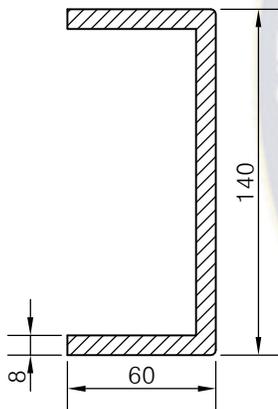
	FECHA	NOMBRES	PROYECTO DE GRADO	U.M.S.A.	
DIBUJADO		ARMANDO BALTAZAR SOTO		FACULTAD DE TECNOLOGIA	
REVISADO		MSC. Ing. Ricardo T. Paz Zeballos	MECANICA AUTOMOTRIZ		
APROBADO		Ing. Juan Felix Quijpe Medrano			
		Ing. Aniceto Velarde Forest			
		Lic. Luis Andres Copayujra			
ESCALA 1:25	RODILLOS DEL DINAMOMETRO		PLANO	2	



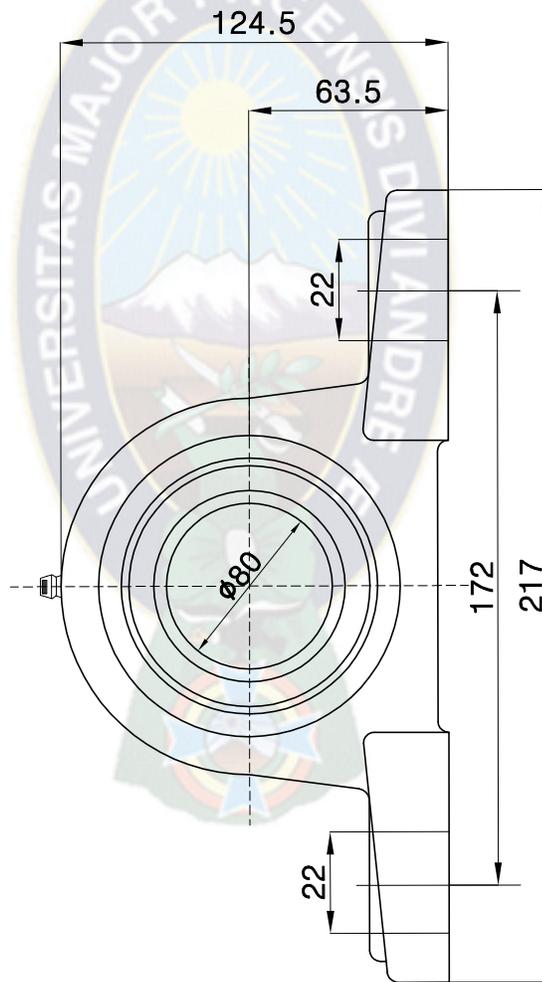
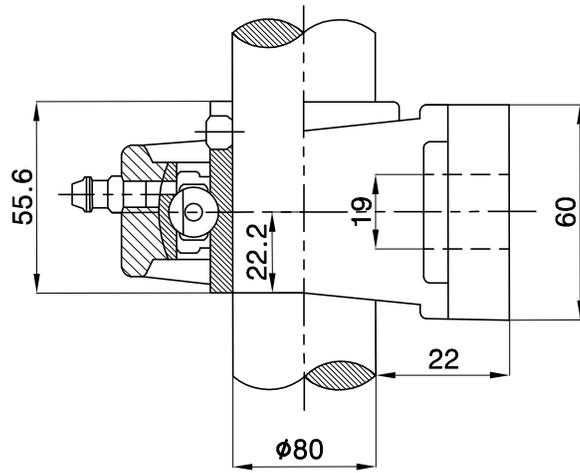
	FECHA	NOMBRES	PROYECTO DE GRADO	U.M.S.A.
DIBUJADO		ARMANDO BALTAZAR SOTO		FACULTAD DE TECNOLOGIA
REVISADO		MSC. Ing. Ricardo T. Paz Zeballos	MECANICA AUTOMOTRIZ	
APROBADO		Ing. Juan Felix Quipe Medrano		
		Ing. Aniceto Velarde Forest		
		Lic. Luis Andres Copayujra		
ESCALA 1:25	ESTRUCTURA RIGIDA DE LOS RODILLOS		PLANO	3



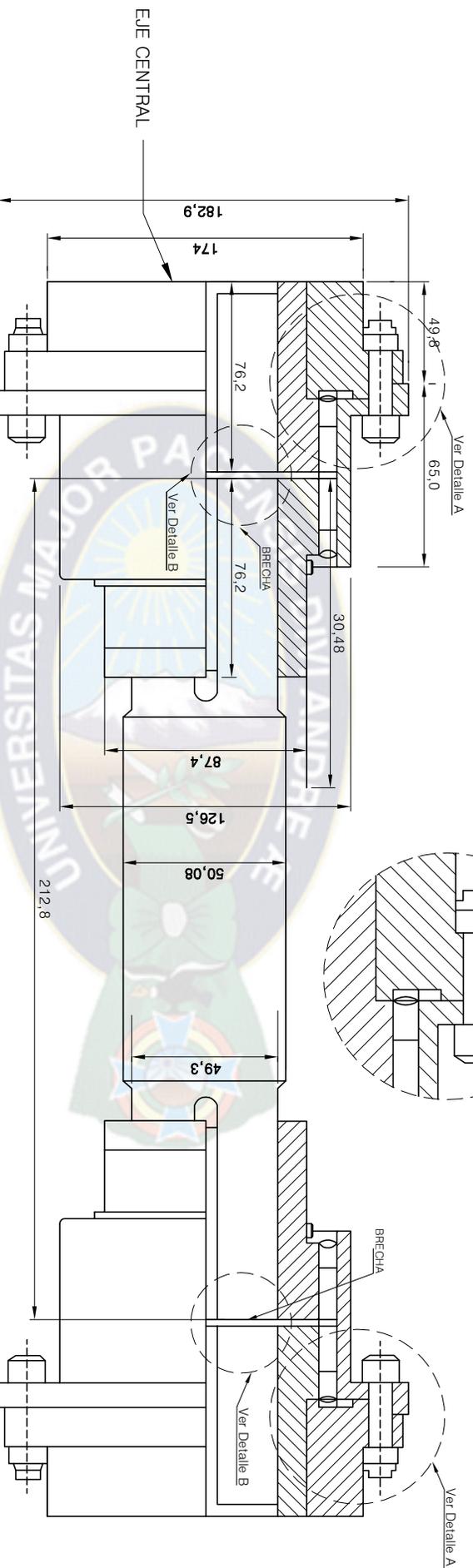
SECCION TRANSVERSAL



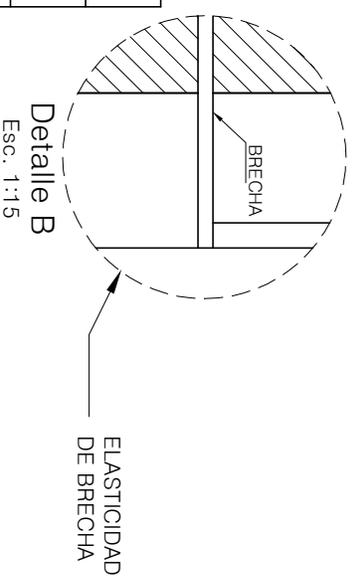
	FECHA	NOMBRES	PROYECTO DE GRADO	U.M.S.A.
DIBUJADO		ARMANDO BALTAZAR SOTO		FACULTAD DE TECNOLOGIA
REVISADO		MSC. Ing. Ricardo T. Paz Zabalos	MECANICA AUTOMOTRIZ	
APROBADO		Ing. Juan Felix Quispe Medrano		
		Ing. Aniceto Velarde Forest		
		Lic. Luis Andres Copayujra		
ESCALA 1:25	ESTRUCTURA RIGIDA DE LOS RODILLOS		PLANO	4



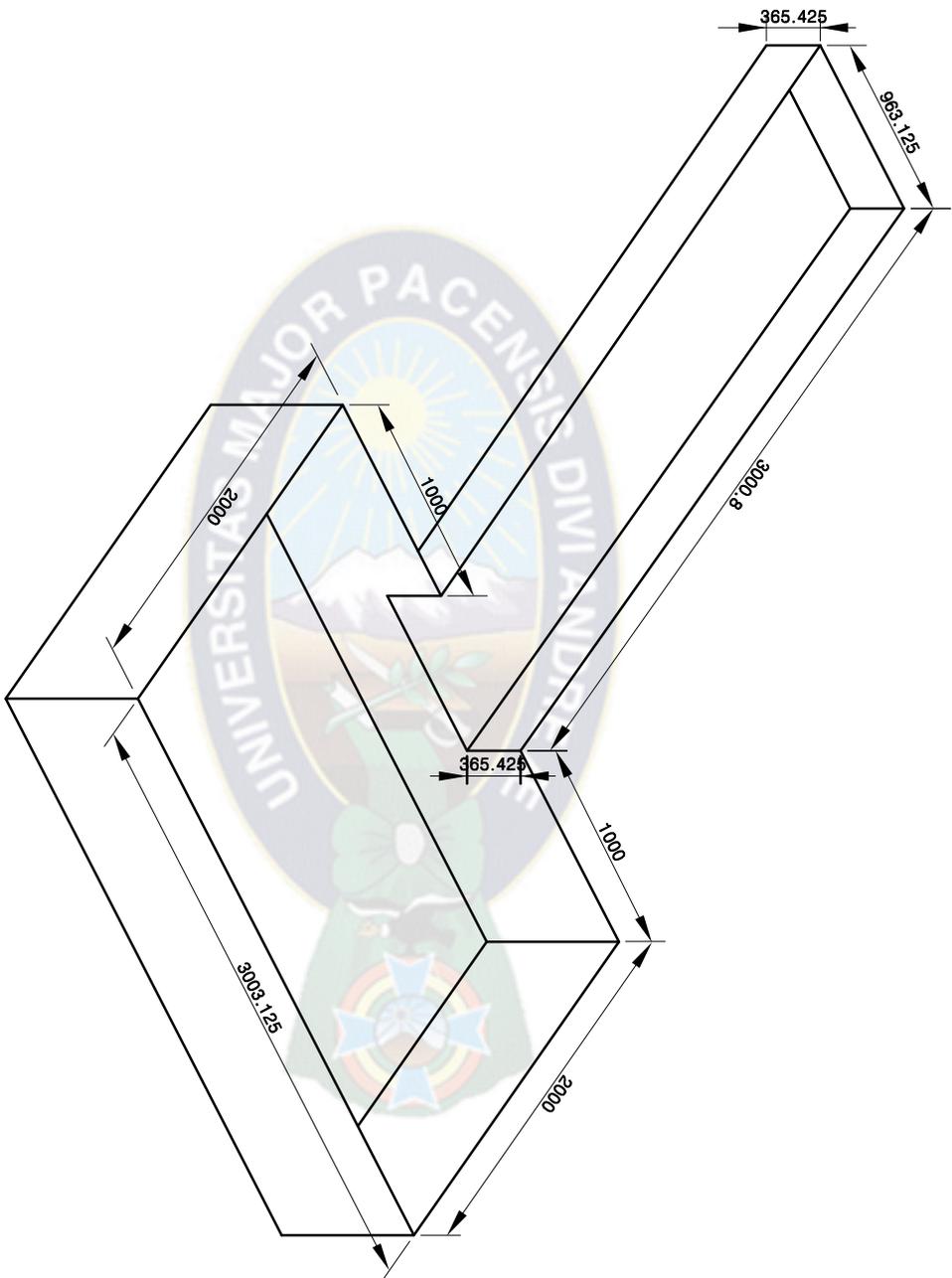
	FECHA	NOMBRES	PROYECTO DE GRADO	U.M.S.A.
DIBUJADO		ARMANDO BALTAZAR SOTO		
REVISADO		MSC. Ing. Ricardo T. Paz Zeballos	FACULTAD DE TECNOLOGIA	MECANICA AUTOMOTRIZ
APROBADO		Ing. Juan Felix Quispe Medrano		
		Ing. Aniceto Velarde Forest		
		Lic. Luis Andres Copayujra		
ESCALA 1:25	RODAMIENTO Y CHUMACERAS		PLANO	5



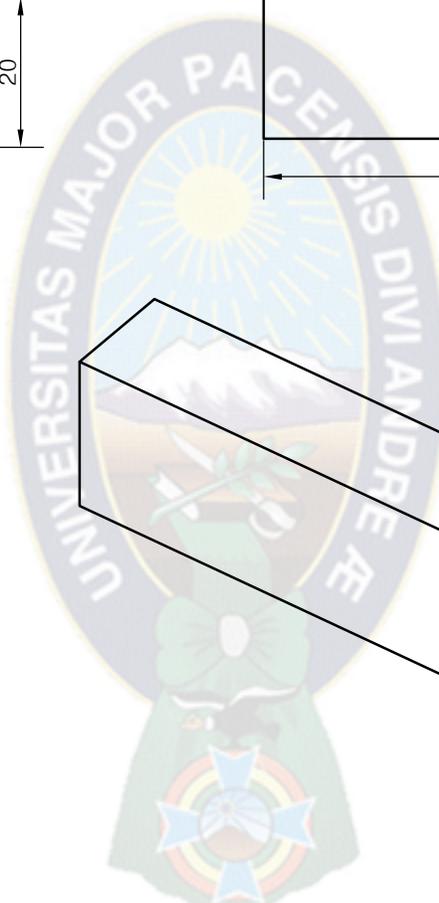
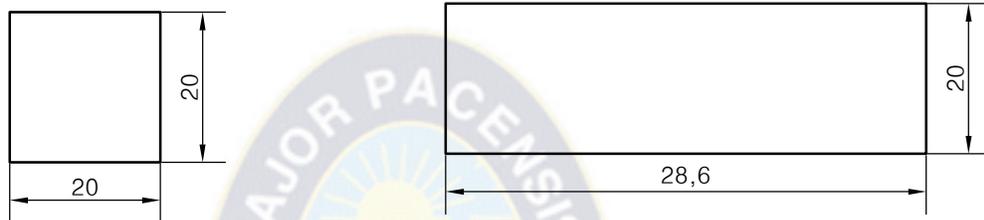
Detalle A
Esc. 1:15



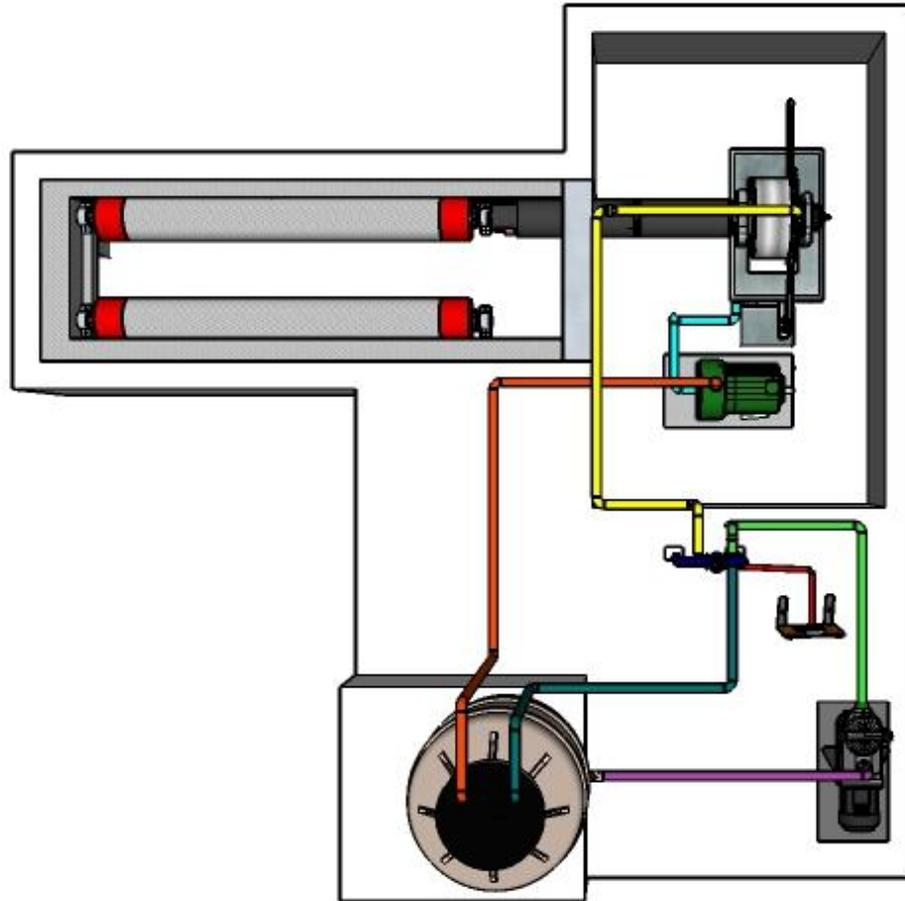
FECHA		NOMBRES	
DIBUJADO		ARIANDO BALTAZAR SOTO	
REVISADO		MSc. Ing. Ricardo Paz Delailla	
APROBADO		Ing. Juan Felix Quijse Medrano	
		Ing. Anibal Vasquez	
		Lic. Luis Andres Copas Yujra	
ACOPLE FLEXIBLE		PROYECTO DE GRADO	
PLANO 6		U.M.S.A.	
		FACULTAD DE TECNOLOGIA	
		MECANICA AUTOMOTRIZ	
ESCALA: 1:25			



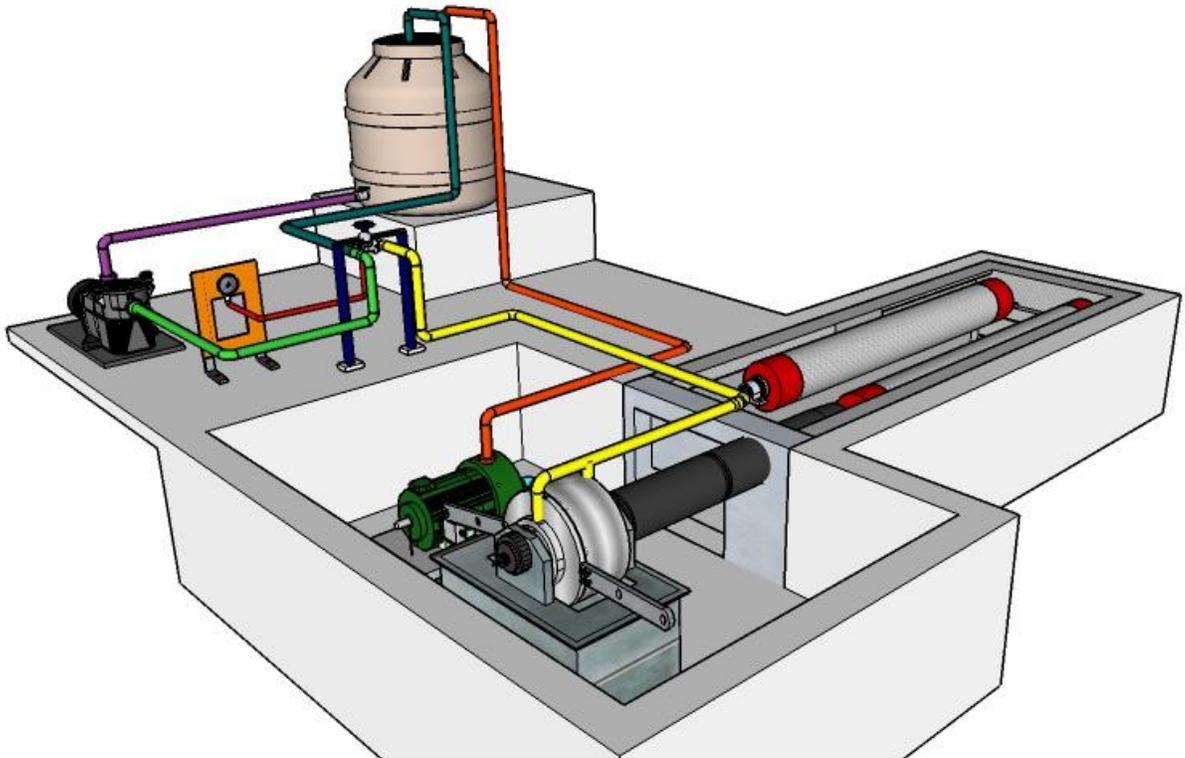
	FECHA	NOMBRES	PROYECTO DE GRADO	U.M.S.A.
DIBUJADO		ARIANDO BALTAZAR SOTO		FACULTAD DE TECNOLOGIA
REVISADO		MSc. Ing. Ricardo Paz Zaldívar		MECANICA AUTOMOTRIZ
APROBADO		Ing. Juan Felix Quijse Medrano		
		Ing. Anibal Vlasar Forest		
		Ing. Luis Andres Copas Yujra		
ESCALA: 1/25		FOSA DEL DINAMOMETRO		PLANO 7



	FECHA	NOMBRES	PROYECTO DE GRADO	U.M.S.A.
DIBUJADO		ARMANDO BALTAZAR SOTO		FACULTAD DE TECNOLOGIA
REVISADO		MSC. Ing. Ricardo T. Paz Zeballos	MECANICA AUTOMOTRIZ	
APROBADO		Ing. Juan Felix Quispe Medrano		
		Ing. Aniceto Velarde Forest		
		Lic. Luis Andres Copayujra		
ESCALA 1:25	CHAVETA		PLANO	8



	FECHA	NOMBRES	PROYECTO DE GRADO	U.M.S.A.
DIBUJADO		ARMANDO BALTAZAR SOTO		FACULTAD DE TECNOLOGIA
REVISADO		MSC. Ing. Ricardo T. Paz Zeballos	MECANICA AUTOMOTRIZ	
APROBADO		Ing. Juan Felix Quispe Medrano		
		Ing. Aniceto Velarde Forest		
		Lic. Luis Andres Copa Yujra		
ESCALA 1:25	PLANO FINAL		N DE DIBUJO	9



	FECHA	NOMBRES	PROYECTO DE GRADO	U.M.S.A.
DIBUJADO		ARMANDO BALTAZAR SOTO		
REVISADO		MSC. Ing. Ricardo T. Paz Zeballos	FACULTAD DE TECNOLOGIA	
APROBADO		Ing. Juan Felix Quispe Medrano		
		Ing. Anicelo Velarde Forest		
		Lic. Luis Andres Copa Yujra	MECANICA AUTOMOTRIZ	
ESCALA 1:25	PLANO FINAL			N DE DIBUJO

