

ESCUELA POLITECNICA NACIONAL

ESCUELA DE INGENIERIA

DISEÑO DE UN DINAMOMETRO INERCIAL Y CONSTRUCCION DE UN MODELO A ESCALA

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCION DEL TITULO DE INGENIERO
MECANICO**

FRANKLIN GEOVANNY MONTALUISA MONTALUISA

DIRECTOR: ING. OSWALDO LANDAZURI

Quito, Enero 2007

DECLARACION

Yo, FRANKLIN GEOVANNY MONTALUISA MONTALUISA, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Franklin G. Montaluisa M.', with a large, stylized flourish on the left side.

Franklin G. Montaluisa M.

CERTIFICACION

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el señor; FRANKLIN GEOVANNY MONTALUISA MONTALUISA, bajo mi supervisión.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Oswaldo Landázuri', written in a cursive style. The signature is positioned above a horizontal line.

Ing. Oswaldo Landázuri

AGRADECIMIENTO

Expreso mi total gratitud a todo el personal docente de la carrera que han sido la base fundamental de mi desarrollo como profesional y como ser humano, en especial a los ingenieros Oswaldo Landazuri y Juan Antonio Serrano por su acertada guía y colaboración en la culminación de este proyecto.

Así también, al personal administrativo que gracias a su esmero ha sido posible concretar este anhelado sueño.

Agradezco a toda la gente de la empresa EGAR S .A por su colaboración en este trabajo, en especial al Ing. Arturo Nuñez que gracias a su apoyo ha sido posible llevar a la realidad este proyecto.

Franklin

DEDICATORIA

- ◆ A mi madre por su amor y cariño.
- ◆ A mi padre por su ejemplo.
- ◆ A mis hermanos por existir y llenar mi vida.
- ◆ En especial a mi esposa Yolanda que conocerte es lo mejor que me ha pasado.

Franklin

INDICE GENERAL

CAPITULO 1.....	1
GENERALIDADES.....	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 JUSTIFICACIÓN	2
1.3 INTRODUCCIÓN A LOS FRENOS AUTOMOTRICES.....	3
1.3.1 FRENOS AUTOMOTRICES.....	3
1.3.2 SISTEMA DE FRENOS MECÁNICOS.....	3
1.3.3 SISTEMAS DE FRENOS HIDRÁULICOS.....	4
1.3.4 SISTEMAS DE FRENOS NEUMÁTICOS.....	6
1.3.5 SISTEMAS DE FRENOS ABS (SISTEMA DE FRENOS ANTIBLOQUEO).....	7
1.4 PROCESOS DE FABRICACIÓN	8
1.4.1 PESAJE DE MATERIAS PRIMAS Y MEZCLADO.....	8
1.4.2 PRENSADO.....	9
1.4.3 CURADO.....	9
1.4.4 CORTE.....	10
1.4.5 RECTIFICADO DE INTERIORES.....	11
1.4.6 RECTIFICADO DE EXTERIORES.....	11
1.4.7 PERFORADO.....	12
1.4.8 DESPUNTADO.....	13
1.4.9 ETIQUETADO Y EMBALAJE.....	13
1.5 INTRODUCCIÓN A LOS ENSAYOS DE VALIDACIÓN.....	14
1.5.1 CHASE.....	14
1.5.2 FAST.....	16
1.5.3 DINAMÓMETRO DE INERCIA.....	17
1.6 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	18
1.6.1 OBJETIVO GENERAL.....	18
1.6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	18
CAPITULO 2	19
MARCO TEÓRICO.....	19
2.1 DINAMICA DEL VEHÍCULO.....	19
2.1.1 INTRODUCCIÓN.....	19
2.1.2 MASA APARENTE DEL VEHÍCULO.....	19
2.1.3 CENTRO DE GRAVEDAD.....	23
2.1.4 CINÉTICA PLANA DE LOS CUERPOS RÍGIDOS.....	24

2.1.4.1 Fuerza masa y aceleración.....	24
2.1.5 RELACIÓN DE PESO DE UN EJE (GAWR)	26
2.2 ELEMENTOS DE MAQUINA.....	26
2.2.1 ESFUERZO DEFORMACIÓN	26
2.2.1.1 Equilibrio Estático.....	26
2.2.1.2 Diagrama de cuerpo libre.....	28
2.2.1.3 Esfuerzo cortante y momento flexionante.....	28
2.2.1.4 Esfuerzo normal en flexión	30
2.2.1.5 Torsión	32
2.2.2 DISEÑO ESTÁTICO	34
2.2.2.1 Carga estática o cuasiestática en un eje	34
2.2.2.2 Carga estática o cuasiestática de un eje: flexión y torsión.	34
2.2.3 DISEÑO DINAMICO.....	35
2.2.3.1 Limite de resistencia a la fatiga.	35
2.2.3.2 Resistencia a la fatiga	37
2.2.3.3 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	38
2.2.3.3.1 Factores de superficie K_a	39
2.2.3.3.2 Factor de tamaño K_b	39
2.2.3.3.3 Factor de carga K_c	39
2.2.3.3.4 Factor de temperatura K_d	40
2.2.3.3.5 Factor de efectos diversos K_e	40
2.2.3.4 Concentración de esfuerzos y sensibilidad de la muesca	41
2.2.3.5 Cojinetes de contacto rodante	42
2.2.3.5.1 Tipos de cojinetes	42
2.2.3.6 Chavetas o Cuñas, Pasadores y Retenes	43
CAPITULO 3	45
FACTIBILIDAD	45
3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO	45
3.1.1 CALCULO DE LA ENERGÍA CINÉTICA	45
3.1.2 UBICACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD	46
3.1.3 CALCULO DE LA CAPACIDAD DINÁMICA DE CARGA POR EJE.....	47
3.2 DIMENSIONAMIENTO DE LOS DISCOS DE INERCIA	48
3.3 DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS	50
3.3.1 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR DEL DINAMOMETRO	50
3.3.2 CALCULO DEL PAR DE TORSION DEL MOTOR DEL DINAMOMETRO.....	50
3.3.3 DISEÑO DEL EJE CENTRAL DEL DINAMOMETRO.....	51
3.3.3.1 Diseño del eje central por resistencia	51
3.3.3.2 Diseño del eje central por fatiga	53

3.3.3.2.1 Factor de Superficie: Ka	54
3.3.3.2.2 Factor de tamaño: Kb	54
3.3.3.2.3 Factor de carga: Kc	54
3.3.3.2.4 Factor de temperatura: Kd	54
3.3.3.2.5 Factor de efectos diversos: Ke	54
3.3.3.2.6 Límite viga rotatoria: Sé	54
3.3.3.3 Factores De Concentraciones De Esfuerzo Sobre El Eje Central	54
3.3.3.3.1 Eje redondo con entalle en el hombro a flexión	54
3.3.3.3.2 Eje redondo con entalle en el hombro a torsión	55
3.3.3.4 Sensibilidad De La Muesca A Flexión Sobre El Eje Central	56
3.3.3.4.1 Esfuerzo a flexión en la muesca sobre el eje central	57
3.3.3.4.2 Esfuerzo a torsión en la muesca sobre el eje central	57
3.3.3.4.3 Esfuerzo combinado sobre el eje central	58
3.3.3.5 Factor De Seguridad Contra la Falla Por Fatiga (Eje Central)	58
3.3.3.6 Diseño del eje central a flexión	58
3.3.3.7 Diseño del eje central a torsión	59
3.3.3.8 Diseño del eje central por fallas resultantes de cargas estáticas (Von Mises)	59
3.3.4 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	60
3.3.5 CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA	61
3.3.6 CALCULO DE LA LONGITUD DE LA CUÑA ENTRE EL EJE Y EL TAMBOR	61
3.3.7 SELECCIÓN DEL TIPO DE BANDA	62
3.4 COSTOS DE FABRICACIÓN	63
3.4.1 ANÁLISIS DE COSTOS	63
3.4.1.1 Costos de Materiales	63
3.4.1.2 Costos de Maquinado	64
3.4.1.3 Costos de Mano de Obra	65
3.4.1.4 Costos de Diseño	65
3.4.1.5 Costo Total	65
CAPITULO 4	66
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	66
4.1 CONCLUSIONES	67
4.2 RECOMENDACIONES	67

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1	FRENOS MECANICOS	4
FIGURA 1.2	ELEVADOR DE POTENCIA	4
FIGURA 1.3	DISTRIBUCION DE PRESION	5
FIGURA 1.4	SISTEMA DE FRENOS HIDRAULICOS DE TAMBOR	5
FIGURA 1.5	SISTEMA DE FRENOS HIDRÁULICOS DE DISCO	5
FIGURA 1.6	SISTEMA DE FRENOS HIDRAULICOS, MORDAZAS DESPIECE	6
FIGURA 1.7	SISTEMA DE FRENOS NEUMATICOS	6
FIGURA 1.8	SISTEMA DE FRENOS NEUMATICOS DE TAMBOR	7
FIGURA 1.9	PROCESOS DE MEZCLADO	8
FIGURA 1.10	PROCESOS DE PRENSADO EN CALIENTE	9
FIGURA 1.11	PROCESOS DE CURADO EN EL HORNO	10
FIGURA 1.12	PROCESOS DE CORTE	10
FIGURA 1.13	PROCESOS DE RECTIFICADO INTERNO	11
FIGURA 1.14	PROCESOS DE RECTIFICADO EXTERNO	12
FIGURA 1.15	PROCESOS DE PERFORADO	12
FIGURA 1.16	PROCESOS DE DESPUNTADO	13
FIGURA 1.17	PROCESOS DE SELLADO Y ETIQUETADO	14
FIGURA 1.18	EQUIPO CHASE	16
FIGURA 1.19	EQUIPO FAST	16
FIGURA 1.20	EQUIPO DINAMÓMETRO	17
FIGURA 2.1	ELEMENTOS GIRATORIOS	20
FIGURA 2.2	CENTRO DE GRAVEDAD COMPONENTE HORIZONTAL	23
FIGURA 2.3	CENTRO DE GRAVEDAD VEHICULO INCLINADO	24
FIGURA 2.4	DIAGRAMA DE FUERZAS RESULTANTES	25
FIGURA 2.5	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE	28
FIGURA 2.6	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UNA VIGA SIMPLEMENTE APOYADA	29

FIGURA 2.7	DIAGRAMA DE CONVENCION DE SIGNOS EN FLEXION Y CORTE30
FIGURA 2.8	FLEXION31
FIGURA 2.9	MOMENTO FLEXIONANTE APLICADO EN UNA VIGA32
FIGURA 2.10	BARRA SÓLIDA SOMETIDA A TORSIÓN32
FIGURA 2.11	GRAFICA DE LIMITES DE RESISTENCIA36
FIGURA 2.12	DIAGRAMA S-N37
FIGURA 2.13	DIAGRAMA DE UN RODAMIENTO DE BOLAS43
FIGURA 2.14	TIPO DE CHAVETAS Y PASADORES43
FIGURA 2.15	FUERZAS ACTUANDO SOBRE LA CHAVETA44
FIGURA 3.1	CENTRO DE GRAVEDAD COMPONENTE HORIZONTAL46
FIGURA 3.2	CENTRO DE GRAVEDAD COMPONENTE VERTICAL47
FIGURA 3.3	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE47
FIGURA 3.4	ESQUEMA DEL DINAMÓMETRO50
FIGURA 3.5	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE CENTRAL DINAMÓMETRO51
FIGURA 3.6	DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR TRAMO 151
FIGURA 3.7	DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR TRAMO 252
FIGURA 3.8	DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR TRAMO 352
FIGURA 3.9	DIAGRAMA FUERZA CORTANTE EJE CENTRAL53
FIGURA 3.10	DIAGRAMA MOMENTO FLEXIONANTE53
FIGURA 3.11	DIAGRAMA DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS EJE CENTRAL55
FIGURA 3.12	DIAGRAMA DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS A TORSION55

INDICE DE TABLAS

TABLA 1.1 CODIGOS DE BORDE	15
TABLA 3.1 SHIGLEY TABLA E-15-9, INTERPOLANDO	55
TABLA 3.2 SHIGLEY TABLA E-15-8, INTERPOLANDO	56
TABLA 3.3 COSTOS DE MATERIALES	64
TABLA 3.4 COSTOS DE MAQUINADO	64
TABLA 3.5 COSTOS DE MANO DE OBRA	65
TABLA 3.6 COSTOS TOTALES.....	65

INDICE DE ANEXOS

- ANEXO 1** ENSAYOS Y PRUEBAS EXPERIMENTALES EN EL MODELO DEL DINAMOMETRO DE INERCIA
- ANEXO 1** FIGURAS PARA EL DISEÑO Y CALCULO DE TODOS LOS ELEMENTOS
- ANEXO 3** ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES EMPLEADOS DURANTE EL DISEÑO
- ANEXO 4** FOTOGRAFIAS DEL MODELO DEL DINAMOMETRO DE INERCIA
- ANEXO 5** PLANOS DEL EQUIPO

RESUMEN

EGAR S.A ha visto la necesidad de trabajar en conjunto con la universidad en un proyecto de diseño y construcción de un Dinamómetro Inercial para realizar pruebas en los materiales de fricción fabricados por la empresa. Por lo cual este proyecto se resume de la siguiente manera:

En el capítulo 1, se indica el proceso de manufactura de los frenos automotrices seguido de una explicación de los sistemas de frenos conocidos y sus aplicaciones sin antes mencionar los ensayos de validación y verificación del producto antes de su producción en serie.

En el capítulo 2, se estudiará la dinámica vehicular con el objeto de identificar la energía asociada a la detención vehicular y simular esta condición en el equipo a construir en el cual sus elementos como ejes, masas se diseñarán a través de las teorías de resistencia y de fatiga mecánica aprendidas durante la carrera.

En el capítulo 3, se emplea las relaciones obtenidas y se dimensionará el equipo para encontrar el mejor diseño en base a las teorías anteriormente analizadas.

En el capítulo 4 se analizan las conclusiones y recomendaciones de este trabajo.

En los anexos se planteará las alternativas encontradas y la mejor opción aceptada por EGAR y por el director de tesis en la construcción de un modelo a escala reducida del prototipo original, de la misma manera, el ensayo para este modelo así como también los resultados. Además se incluyen planos del prototipo original el cual debido a su alto costos se planteó como un objetivo a futuro de la empresa.

PRESENTACION

En la actualidad los procesos de manufactura de los frenos automotrices son un secreto guardado muy sigilosamente por las grandes empresa automotrices de fricción a nivel mundial por ello este trabajo esta enfocado a explicar desde como se fabrican los materiales de fricción hasta su validación en equipos de ensayos para su posterior utilización.

Dentro de estos equipos se encuentra el DINAMOMETRO DE INERCIA que se utiliza como un equipo de laboratorio para simular las condiciones de un vehículo de manera controlada y repetitiva.

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCION

El desarrollo tecnológico en el sector automotriz ha sido impresionante en las últimas décadas debido a la utilización de nuevos materiales más resistentes, más livianos y de menor costo que han hecho de los vehículos máquinas rápidas y veloces, a su vez debido a su potencia y velocidad se han diseñado de igual manera sistemas de detención vehicular que aseguran una parada en menor tiempo y a una corta distancia.

Esto ha dado lugar al desarrollo de sistemas de frenos más sensibles y precisos que han evolucionando desde el sistema mecánico hasta el más reciente, el sistema ABS.

También se han encontrado nuevos materiales de fricción que se han desarrollado a través de la historia partiendo de las fibras orgánicas, fibras de asbestos que se utilizan en países no industrializados, fibras de vidrio, fibras metálicas y cerámicas que se utilizan en la actualidad hasta llegar a las fibras de carbón y kevlar que se utiliza en automóviles de competición de Fórmula Uno, que han dejado el camino listo para el desarrollo de los Frenos Automotrices.

El día de hoy el desarrollo tecnológico de los materiales de fricción está normalizado y debe cumplir requisitos legales y reglamentarios como son los ensayos de medición del coeficiente de fricción (Chase), ensayo del comportamiento del coeficiente de fricción (FAST) y el ensayo del Dinamómetro de Inercia así como también de una Política de Control de Contaminación Ambiental declarado en un Sistema de Gestión de la Calidad.

1.2 JUSTIFICACION

La globalización es un reto al cual las empresas ecuatorianas deben enfrentarse aumentando su productividad y mejorando su competitividad en un mercado que se presenta con mayores oportunidades de hacer negocios pero con un mayor número de participantes. En este reto se halla EGAR S.A, compañía de responsabilidad limitada como fabricante y comercializadora de materiales de fricción.

EGAR S.A fue constituida como compañía el 19 de Marzo de 1978, con capital 100% nacional, adquirida a la Corporación Financiera Nacional y cuenta con instalaciones de sólida construcción, con áreas suficientes para almacenamiento de materia prima, materiales en proceso de fabricación, producto terminado, parqueaderos y áreas de recreo. Los productos de la empresa cumplen con la Norma Técnica Ecuatoriana (INEN 2185; 98) y el Estándar de Fabricación Internacional para Materiales de Fricción (FMSI) bajo un sistema de aseguramiento de la calidad ISO 9001 2000.

Los procesos de fabricación son de termo-compresión en el primario y conformado mecánico en el secundario de materiales provenientes desde Canadá, Brasil, Colombia los cuales antes de su utilización deben ser validados a través de tres ensayos; (FAST), (Chase) y el Dinamómetro de Inercia.

EGAR S.A dispone de un laboratorio de Calidad que cuenta con una máquina de ensayos (FAST), los ensayos del Dinamómetro y Chase son realizadas en EE.UU.

Por el costo elevado y el tiempo que se demoran los ensayos, EGAR S.A ha establecido como objetivo de Ingeniería de 2006 y como proceso de mejora continua la construcción de un "DINAMOMETRO INERCIAL "para materiales de fricción, para realizar ensayos de Validación del Diseño y Desarrollo de los Materiales de Fricción conforme a lo señalado en el literal 7.3.6 del Manual de Gestión de la Calidad de EGAR S.A.

La inexistencia de un “DINAMOMETRO INERCIAL” para la realización de ensayos de validación de los materiales de fricción, imposibilita a la empresa tomar decisiones relacionadas con:

Reducción del costo de fabricación mediante la adquisición de materiales de menor precio que se ajusten a los procesos de fabricación de la Empresa sin disminuir la calidad del producto terminado.

Validación de las formulaciones obtenidas en el laboratorio de calidad.

Investigación y desarrollo de nuevos materiales con tecnología libre de asbestos.

1.3 INTRODUCCION A LOS FRENOS AUTOMOTRICES

1.3.1 FRENOS AUTOMOTRICES

Los frenos automotrices son materiales de fricción formados por fibras, resina y un grupo de compuestos conocidos como rellenos, que tienen como finalidad proporcionar un coeficiente de fricción necesario para detener el movimiento de un vehículo.

El sistema más utilizado es el sistema hidráulico con discos adelante y tambores atrás para vehículo liviano y semipesado, también existen los sistemas de aire o neumáticos para vehículos de mayor capacidad de carga.

1.3.2 SISTEMA DE FRENOS MECANICOS

Los frenos mecánicos son aquellos en los cuales al momento de presionar el freno un cable transmite la fuerza desplazando las zapatas internas en contra del tambor del vehículo obteniéndose con esto la detención de las ruedas del

vehículo. Debido a las altas velocidades este sistema ha quedado obsoleto apareciendo otros sistemas.

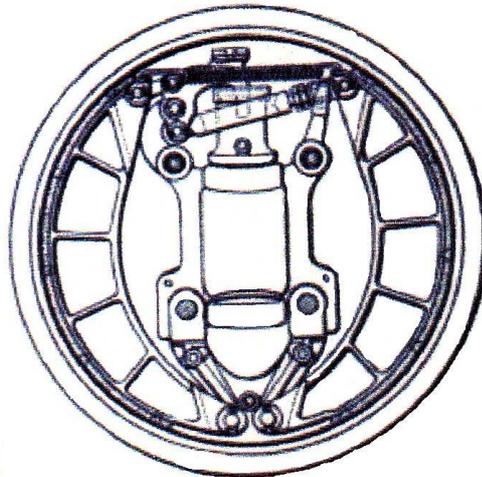


FIGURA 1.1: Frenos Mecánicos

1.3.3 SISTEMAS DE FRENOS HIDRAULICOS

Al empujar el pedal del freno el elevador de potencia incrementa la presión del líquido de frenos en el cilindro maestro el cual se encarga de impulsar hidráulicamente por toda la tubería hasta llegar al cilindro de rueda o mordaza en donde empuja las zapatas internas o pastillas en contra del tambor o disco respectivamente produciendo el frenado del automotor.

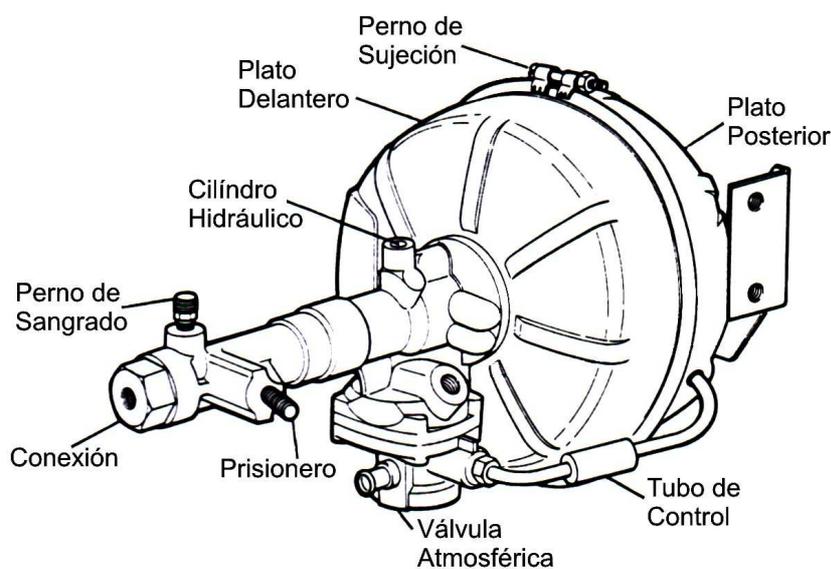


FIGURA 1.2: Elevador de Potencia

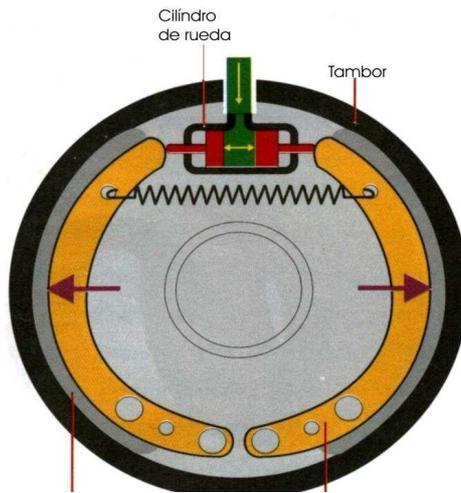


FIGURA 1.3: Distribución de Presión

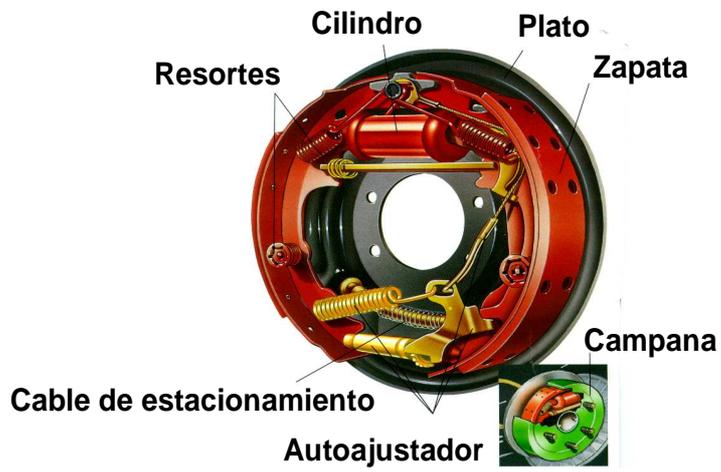


FIGURA 1.4: Sistema de Frenos Hidráulicos de Tambor

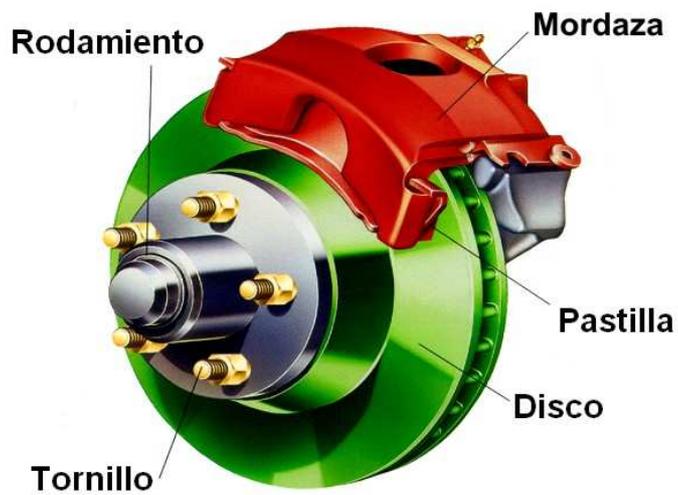


FIGURA 1.5: Sistema de Frenos Hidráulicos de Disco



FIGURA 1.6: Sistema de Frenos Hidráulicos; Mordaza Despiece

1.3.4 SISTEMAS DE FRENOS NEUMATICOS

En los grandes vehículos el mando hidráulico o mecánico de los frenos requiere gran fuerza de aplicación, inconveniente que se resuelve con aire comprimido aplicado al sistema de frenos.

Su sistema es un compresor accionado por el motor del vehículo que aspira el aire, lo comprime y lo envía a uno o dos depósitos donde queda almacenado a una presión elevada. Una válvula reguladora de presión permite la salida de aire al exterior cuando la presión sobrepasa los 5 kgf. / cm².

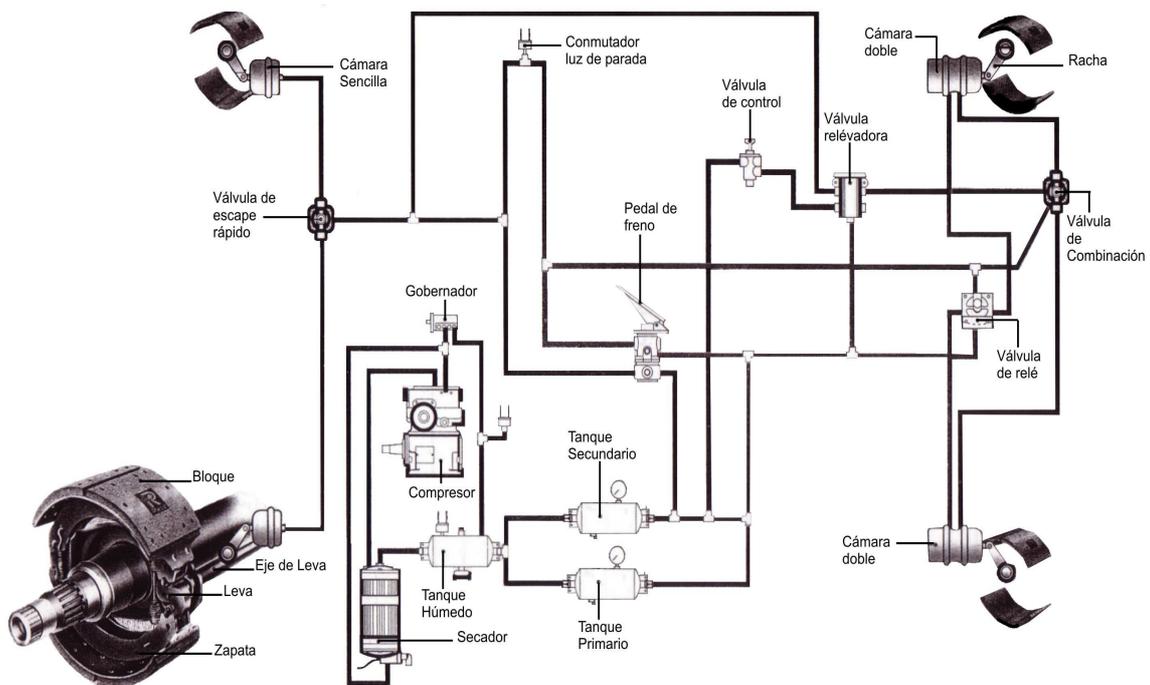


FIGURA 1.7: Sistema de Frenos Neumáticos

Los depósitos van unidos por una tubería a una válvula de corredera movida por el pedal, de cuya válvula parten unas canalizaciones a los cilindros de freno y a un pistón unido a la leva que empuja las zapatas.



FIGURA 1.8: Sistema de Frenos Neumáticos Tambor

Su funcionamiento consiste en que al pisar el pedal se desplaza la corredera de la válvula, poniendo en comunicación las canalizaciones del depósito con la de los cilindros, dejando pasar el aire a presión haciendo girar a las levas separadoras de las zapatas, produciéndose las frenadas, al cesar la acción el pedal hace salir el aire comprimido al exterior recuperándose la posición inicial. Este sistema se caracteriza por el poco esfuerzo que se requiere para su accionamiento y de fácil aplicación.

1.3.5 SISTEMAS DE FRENOS ABS (SISTEMA DE FRENOS ANTIBLOQUEO)

Este tipo de frenos se utilizan en coches que llevan un sensor en cada rueda, que compara permanentemente el régimen de velocidad de giro de cada una de ellas con el de las restantes. Dicho régimen puede ser diferente en cada rueda por que en curvas, terrenos deslizantes o frenadas, cada rueda tiene diferente velocidad.

Los cuatro sensores están comunicados con una computadora la cual cuando se reduce el régimen de una sola rueda la computadora de aviso del riesgo de bloqueo lo que ocasiona que se reduzca de inmediato la presión hidráulica en

esa rueda, para aumentar a continuación hasta el límite de bloqueo. Este ciclo se desarrolla varias veces por segundo, sujeto a vigilancia y regulaciones electrónicas durante toda la operación de frenado. El resultado obtenido es que el vehículo sigue estable al frenar indistintamente del agarre o patinaje que ofrezca el pavimento, pero no acorta el recorrido del frenado necesariamente.

1.4 PROCESOS DE FABRICACION DE LOS FRENOS AUTOMOTRICES

1.4.1 PESAJE DE MATERIAS PRIMAS Y MEZCLADO

El Personal asignado en el área de trabajo es equipado con las protecciones necesarias de acuerdo al instructivo de seguridad e higiene industrial de la empresa.

Las materias primas usadas para la fabricación de los materiales de fricción son inspeccionadas antes de su uso de acuerdo a las especificaciones de aceptación determinadas por Control de Calidad.

Las materias primas para cada formulación son pesadas en balanzas electrónicas de acuerdo al estándar de formulación, para después ser colocadas en un mezclador cerrado el cual durante 15 minutos mezcla todos los componentes de la fórmula.



FIGURA 1.9: Procesos de Mezclado

1.4.2 PRENSADO

Los materiales mezclados son transportados por coches hasta su respectiva prensa premoldeadora en donde son premoldeados a temperatura ambiente y a presiones de 750 psi (5.17 Mpa) de acuerdo al material de fricción solicitado

Estos premoldes son introducidos en las prensas moldeadoras en donde son sometidos a temperaturas de 180 ° C y presiones de 2500 psi (17.26 Mpa) obteniendo un semielaborado denominado teja, detallado en las especificaciones de prensas en cada estación de trabajo.



FIGURA 1.10: Procesos de Prensado en Caliente

1.4.3 CURADO

Las tejas prensadas son almacenadas en coches, los mismos que son introducidos en el horno, en el cual se establecen tiempos de permanencia que van de uno a ocho horas a temperaturas de curado de 25 °C hasta 180 °C a través de un programa de control dependiendo del material solicitado, obteniéndose tejas curadas.



FIGURA 1.11: Procesos de Curado en el Horno

1.4.4 CORTE

Las tejas obtenidas en el prensado son cortadas a lo largo de su longitud mediante una máquina de corte obteniendo una gran cantidad de pequeños bloques de acuerdo a las especificaciones detalladas para cada material de fricción solicitado.



FIGURA 1.12: Procesos de Corte

1.4.5 RECTIFICADO DE INTERIORES

Los elementos son rectificados interiormente mediante el accionamiento de un pistón hidráulico que presiona el material de fricción hacia un tambor de rectificado que está recubierto por una lija, la cual proporciona la geometría del diámetro interno del material de fricción necesario para su asentamiento en los porta-zapatillas de los vehículos.

Estos diámetros varían de acuerdo a las especificaciones de cada material de fricción.



FIGURA 1.13: Procesos de Rectificado Interno

1.4.6 RECTIFICADO DE EXTERIORES

Los bloques rectificados interiormente son transportados hasta la máquina de rectificado externo, en la cual gracias a una mascarilla de rectificado se obtiene el espesor adecuado. Este espesor está en función de la especificación de producto terminado.



FIGURA 1.14: Procesos de Rectificado Externo

1.4.7 PERFORADO

Los bloques son transportados hasta las máquinas de perforados, en la cual mediante la utilización de matrices de perforados se realizan los agujeros de acuerdo al estándar de perforado.



FIGURA 1.15: Procesos de Perforado

1.4.8 DESPUNTADO

El proceso de despuntado consiste en realizar un chaflán en cada arista de los materiales de fricción perforados con el objeto desalojar el material ya utilizado después del frenado.



FIGURA 1.16: Procesos de Despuntado

1.4.9 ETIQUETADO Y EMBALAJE

Los bloques son etiquetados en la máquina selladora, donde se imprime la rotulación o identificación de las diferentes referencias de bloques de acuerdo a la Norma Técnica Ecuatoriana (INEN 2 185: 98).

Posteriormente se agrupan en juegos de ocho para el caso de bloques y de cuatro para el de pastillas, se los junta con cinta para luego ser colocados en coches y despachados a la Bodega de Productos Terminados.



FIGURA 1.17: Procesos de Sellado y Etiquetado

1.5 INTRODUCCION A LOS ENSAYOS DE VALIDACION

Los procesos de fabricación de los materiales de fricción así como de sus aplicaciones han sido documentadas en este capítulo, a continuación se presenta los tres ensayos mediante los cuales se valida el producto para una producción en serie, estos son:

1.5.1 CHASE (ENSAYO DE MEDICION DEL COEFICIENTE DE FRICCION)

En los últimos treinta años, la norma SAE J-866a ha especificado como deben ser identificados los materiales de fricción en cuanto al nivel de fricción. La norma SAE J-866a está basada en el procedimiento de prueba SAE J-661. En la actualidad la mayoría de gente en la industria está familiarizada con la norma SAE J-866a, la cual ha sido adoptada abiertamente por otros países. El estándar británico BS AU-142 es un ejemplo típico.

El coeficiente de fricción está identificado por el código de borde que consiste de dos letras: una que indica el coeficiente de fricción normal a temperatura menor a 400° F (204.4 °C) y otro que indica el coeficiente de fricción en caliente hasta 650 ° F (343.3 °C).

Código de letra	Coefficiente de fricción
C	Inferior a 0.15
D	Superior a 0.15 pero inferior a 0.25
E	Superior a 0.25 pero inferior a 0.35
F	Superior a 0.35 pero inferior a 0.45
G	Superior a 0.45 pero inferior a 0.55
H	Superior a 0.55
Z	No clasificado

TABLA # 1: Códigos de Borde

Un código de borde FF significa que tanto el nivel de fricción normal como el caliente se encuentran entre 0.35 y 0.45. Un código de borde EF significa que el nivel de fricción normal está entre 0.25 y 0.35, mientras que el nivel de fricción caliente está entre 0.35 y 0.45.

La máquina (Chase) está establecida como un medio para determinar los niveles de fricción basados en una muestra de 1"x1"x1" (25.4 mm x 25.4 mm x 25.4 mm) y los códigos de borde de la Asociación Americana para la Administración de Vehículos Automotores (AAMVA) indican los valores de fricción a temperaturas normales y calientes

El procedimiento de prueba es acorde al estándar de la Sociedad Americana de Ingenieros (SAE J661a), empieza con un asentamiento de 20 aplicaciones, 10 segundos activos, 20 segundos en descanso, con lecturas cada quinta aplicación.

A continuación está una prueba de arrastre donde se permite que la temperatura del tambor de prueba alcance los 550°F (287.7 °C). Las lecturas de fricción son tomadas a intervalos de 50°F (10 °C).

Durante el episodio de recuperación de la prueba se permite que el tambor se enfríe, y el freno es aplicado, y las lecturas de fricción son tomadas en intervalos de 100°F (37.7 °C). El episodio de desgaste de la prueba consiste en 100 aplicaciones a 400°F (204.4 °C), 20 segundos activos, 10 segundos en descanso.

A continuación hay una segunda prueba de desvanecimiento y recuperación. Es similar a la primera, pero con temperaturas que alcanzan los 650° F (343.3 °C). Finalmente hay una línea de fondo como en el principio. Las muestras son pesadas y el grosor es medido antes y después de la prueba para tener una idea del desgaste.

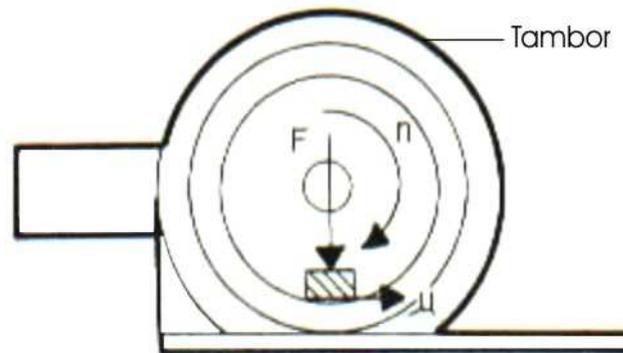


FIGURA 1.18: EQUIPO DE MEDICION DEL COEFICIENTE DE FRICCION

1.5.2 FAST (ENSAYO DEL COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE FRICCION)

La FAST es un equipo de control de calidad que verifica el comportamiento del coeficiente de fricción en función de la temperatura debido al contacto entre el material de fricción de $\frac{1}{2}$ pulgada cuadrada de área (12.7 mm^2) y un disco de fundición gris que gira a 850 rpm con una presión constante de aplicación de 70 PSI (0.483 Mpa).



FIGURA 1.19: EQUIPO FAST

1.5.3 DINAMOMETRO DE INERCIA

Los Dinamómetros de Inercia en esencia son máquinas capaces de reproducir las fuerzas que se generan en un vehículo durante el proceso de frenado. Esto implica que se consiguen simular las condiciones de trabajo del sistema de frenos, especialmente del material de fricción durante su vida de servicio.

El fundamento teórico es la conversión de la energía cinética de traslación del vehículo en energía cinética de rotación en el dinamómetro. Cuando se producen frenadas se transforma la energía cinética de rotación en energía calórica en el sistema de frenos, con lo cual se reproducen las condiciones energéticas que el vehículo lleva asociadas al dinamómetro.

Al poder igualar las dos expresiones de energía (ya que se miden en las mismas unidades) se puede calcular la inercia necesaria en el dinamómetro para simular cualquier tipo de vehículo, así como cualquier tipo de situación en carretera.

El dinamómetro está compuesto por un motor eléctrico que es el encargado de dar velocidad y potencia a las inercias que son discos de diferentes diámetros que determinan la característica dimensionales del vehículo a ensayar, es decir un vehículo con una determinada masa cuando se encuentra en movimiento lleva asociada consigo una energía que hay que disipar al frenar, con lo cual las inercias acumulan la energía del vehículo que se desea simular.



FIGURA 1.20: EQUIPO DINAMÓMETRO

Lógicamente las inercias están unidas al motor eléctrico mediante un eje. En el extremo de dicho eje se encuentra una brida donde va colocado el sistema de freno.

Los ensayos que se pueden realizar en un dinamómetro son muy variados ya que existen una serie de ensayos reconocidos a escala internacional que a las diferentes compañías les sirve como niveles de estándar de ensayo, en este trabajo se tomará como norma el ensayo Estándar Federal de Seguridad para Vehículos Automotores (FMVSS 121 D).

1.6 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION

1.6.1 OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir un modelo del Dinamómetro Inercial para materiales de fricción.

1.6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Estudiar el comportamiento de los materiales de fricción bajo condiciones controladas y repetitivas.
- Estudiar los Dinamómetros de Inercia y sus aplicaciones en la industria automotriz.
- Diseñar un ensayo de validación de materiales de fricción para el Laboratorio de Calidad de EGAR S.A utilizando el Dinamómetro.

CAPITULO 2

MARCO TEORICO

2.1 DINAMICA DEL VEHICULO

2.1.1 INTRODUCCION

En este capítulo se consideran conceptos básicos de la dinámica vehicular los cuales serán necesarios para establecer una relación entre la energía producida por un vehículo en movimiento y la energía que debe ser reproducida en el dinamómetro, esto permitirá dimensionar el equipo mediante la utilización de teorías apropiadas para el diseño de máquinas.

2.1.2 MASA APARENTE DEL VEHICULO

Durante el movimiento del vehículo los elementos que giran entorno a un eje participan en el movimiento de traslación del vehículo, estos son las ruedas, el cigüeñal y la transmisión.

Si el movimiento de vehículo es uniformemente variado se tiene que:

$$V = V(t) \quad \text{Ec (2. 1)}$$

La velocidad angular W_i de cada uno de los elementos roto – traslacionales en función del tiempo t están dados por:

$$W_i = W_i(V(t)) \quad \text{Ec (2. 2)}$$

$$W_i = K_i.V \quad \text{Ec (2. 3)}$$

Donde:

V: Velocidad del vehículo (m/s)

W_i: Velocidad angular de los elementos roto - traslacionales. (rad /s)

K_i: Constante de proporcionalidad.

Para determinar el coeficiente K_i se observa la figura 2.1 en el cual se representa los elementos giratorios siendo:

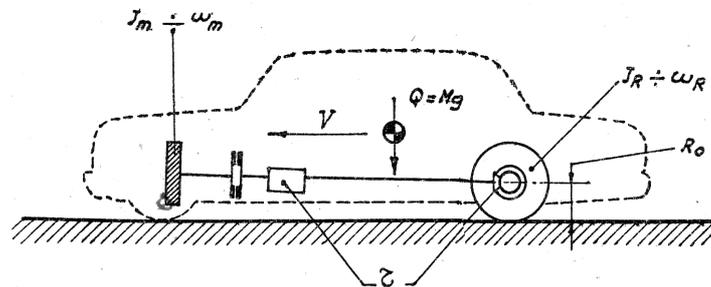


FIGURA 2.1: Elementos giratorios

Donde:

J_m : El momento de inercia de un volante representado el giro del cigüeñal en el motor. (kg m^2)

J_R : Representa el momento de inercial de las cuatro ruedas (kg m^2)

z : Representa la relación de transmisión entre la velocidad angular de las ruedas (W_R) y la velocidad angular del motor (W_m)

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

M : Peso del vehículo (Kg)

R_o : Radio del neumático (m)

$$\tau = \frac{W_R}{W_m} \quad \text{Ec (2. 4)}$$

$$\tau = \frac{V}{W_m \cdot R_o} \quad \text{Ec (2. 5)}$$

$$W_i = K_i \cdot V \quad \text{Ec (2. 6)}$$

$$K_i = \frac{W_i}{V} \quad \text{Ec (2. 7)}$$

$$K_R = \frac{W_R}{V} = \frac{1}{R_o} \quad \text{Ec (2. 8)}$$

$$K_m = \frac{W_m}{V} = \frac{1}{\tau R_o}$$

Ec (2. 9)

La energía cinética del sistema es igual a la energía cinética de traslación del vehículo mas la sumatoria de la energía cinética rotacional de los elementos giratorios J_i rotando con velocidad angular W_i .

$$E_c = \frac{1}{2} M V^2 + \frac{1}{2} \sum_i J_i W_i^2$$

Ec (2.10)

Donde:

J_i : El momento de inercia del i ésimo elemento giratorio respecto a su eje de rotación. (kg m²)

W_i : La velocidad angular del i ésimo elemento giratorio respecto a su eje de rotación. (kg m²).

Remplazando la ecuación (2.3) en la ecuación (2.10) se tiene:

$$E_c = \frac{1}{2} (M + \sum_i J_i K_i^2) x V^2$$

Ec (2.11)

$$E_c = \frac{1}{2} Mat \cdot V^2$$

Ec (2.12)

Donde:

Mat: Masa aparente de traslación del vehículo. (Kg)

Remplazando (2.8) y (2.9) en (2.11) se tiene que:

$$E_c = \frac{1}{2} (M + J_R K_i^2 + J_m K_i^2) x V^2$$

Ec (2.13)

$$V = \tau.R_o.W_M \quad \text{Ec (2.14)}$$

$$Ec = \frac{1}{2} \left(M + J_R \left(\frac{1}{R_o} \right)^2 + J_m \left(\frac{1}{\tau.R_o} \right)^2 \right) x V^2 \quad \text{Ec (2.15)}$$

Remplazando (2.14) en (2.15) se tiene:

$$Ec = \frac{1}{2} \left(M + J_R \left(\frac{1}{R_o} \right)^2 + J_m \left(\frac{1}{\tau.R_o} \right)^2 \right) x (\tau x R_o^2 x W_M^2) \quad \text{Ec (2.16)}$$

$$Ec = \frac{1}{2} (M \tau^2 R_o^2 W_M^2 + J_R \tau^2 W_M^2 + J_m W_M^2) \quad \text{Ec (2.17)}$$

$$Ec = \frac{1}{2} (M x \tau^2 x R_o^2 + J_R \tau^2 + J_m) x W_M^2 \quad \text{Ec (2.18)}$$

$$Ec = \frac{1}{2} (Mar) x W_M^2 \quad \text{Ec (2.19)}$$

Donde:

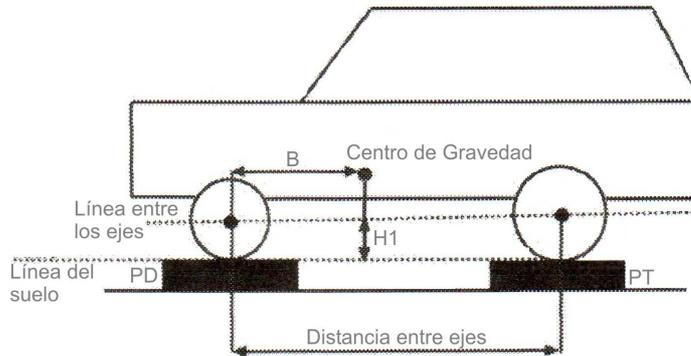
Mar: Masa Aparente de Rotación (Inercias). (Kgm²)

W_M: Velocidad angular de las inercias solidarias al eje de rotación en el dinamómetro. (rad /s)

Con esta transformación, un vehículo que se está desplazando a una velocidad V es equivalente a un volante de inercia (Mar) girando con velocidad angular W_M.

2.1.3 CENTRO DE GRAVEDAD

El centro de gravedad es el punto en el que se podría poner toda la masa de un vehículo sin que cambiara su comportamiento.



FIRA 2.2: Centro de gravedad componente horizontal

Se distinguen la ordenada horizontal (B) y la coordenada vertical (H1). La ordenada horizontal se mide utilizando una báscula por cada rueda, o pesando rueda por rueda pero sin perder la horizontalidad.

El peso total M es igual:

$$M = PD + PT \quad \text{Ec (2.20)}$$

Donde:

PD: Suma de pesos del eje delantero

PT: Suma de pesos del eje posterior

Para hallar la distancia B del eje delantero al centro de gravedad:

$$B = \frac{\text{Distancia entre ejes} \times PT}{M} \quad \text{Ec (2.21)}$$

Si B es muy pequeño en relación a la distancia entre ejes, el peso estará más cargado en el eje delantero, si B es muy grande en relación a la distancia entre ejes, estará más cargado al eje posterior.

La distancia entre la línea que une los ejes y la línea del suelo encima de las básculas a la altura del centro de gravedad se la llama H1 que es equivalente al radio de la rueda.

La coordenada vertical se mide con el vehículo inclinado, para calcular se repite el pesaje anterior pero se eleva las básculas posteriores mínimo 20 centímetros y se mide el peso del eje delantero.

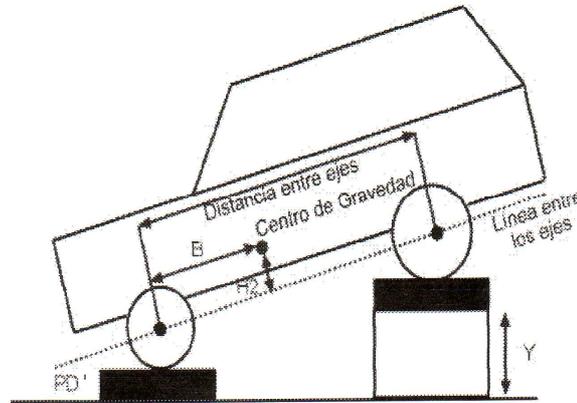


FIGURA 2.3: Centro de gravedad vehículo inclinado

La altura del centro de gravedad respecto al eje de las ruedas H₂ es:

$$H_2 = \left(\frac{\text{Distancia entre ejes} * (PD - PD')}{M \left(\frac{Y}{\sqrt{(\text{Distancia entre ejes})^2 - Y^2}} \right)} \right) \quad \text{Ec (2.22)}$$

cc. (zonagravedad.com)

Donde:

PD' : Peso del eje delantero en posición inclinada

Y : Altura de elevación del eje posterior

Con lo cual la altura del centro de gravedad es.

$$H = H_1 + H_2 \quad \text{Ec (2.23)}$$

2.1.4 CINÉTICA PLANA DE LOS CUERPOS RÍGIDOS

La cinética de los cuerpos rígidos trata de las relaciones existentes entre las fuerzas que sobre ellos ejercen agentes exteriores y los correspondientes movimientos de traslación y rotación de dichos cuerpos.

2.1.4.1 Fuerza masa y aceleración

La posición de un cuerpo rígido en el plano del movimiento exige se especifiquen tres coordenadas escalares. Así pues, las dos coordenadas del

centro de masa, o de otro punto conveniente, y la posición angular del cuerpo respecto al punto elegido determinarán unívocamente la posición de cada punto del cuerpo. Por tanto, el movimiento plano exige para su descripción tres ecuaciones escalares independientes, dos de ellas, las componentes x e y , para el movimiento en el plano x - y . La tercera ecuación aplicada al eje z que pasa por el centro de masa.

La suma resultante de momentos respecto al centro de masa debido a todas las fuerzas que se ejercen sobre todos los puntos será:

$$\sum M = I\alpha \quad \text{Ec (2.24)}$$

La figura presenta las resultantes equivalentes del sistema de fuerzas aplicadas, las cuales son una fuerza $m\bar{a}$ que pasa por el centro de masa en la dirección y sentido de \bar{a} y un par resultante de momento $I\alpha$ del sentido de α .

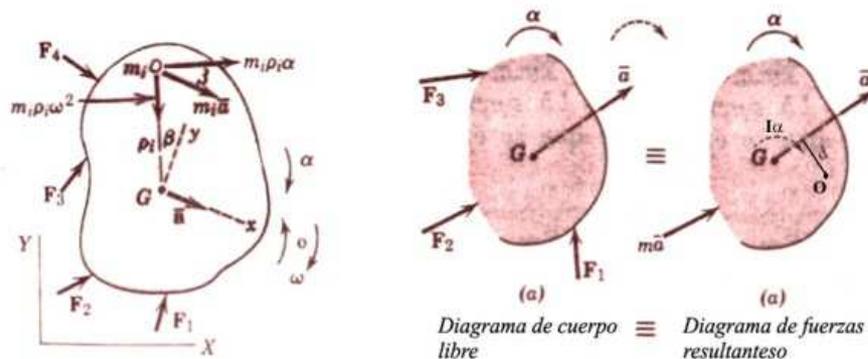


FIGURA 2.4: Diagrama de fuerza resultante

Esta equivalencia entre el sistema de fuerzas exteriores que originan el movimiento plano de un cuerpo rígido y las resultantes de este sistema hace posible plantear las ecuaciones necesarias que establecen las relaciones instantáneas entre las fuerzas y la aceleración en un problema dado cualquiera.

La representación de $m\bar{a}$ e $I\alpha$ para todo problema de movimiento plano asegura que la suma de fuerzas y de momentos revelados por el diagrama para sólido libre sea iguales a sus resultantes adecuadas. Esta representación permite una libertad total en la elección del centro de momentos conveniente.

Si el punto O de la figura 2.4 es dicho punto conveniente, la suma de momentos de las fuerzas exteriores respecto O daría:

$$\sum M_o = I\alpha + mad \quad \text{Ec (2.25)}$$

La ecuación (2.25) dice que la suma de los momentos respecto a un cierto punto O de todas las fuerzas exteriores que se ejercen sobre el cuerpo en el plano de movimiento es igual al momento de su resultante.

2.1.5 RELACION DE PESO DE UN EJE (GAWR)

Es el valor especificado por el fabricante del vehículo, tanto para la capacidad de transporte de carga de un sistema de eje individual como la medida para las interfaces neumático-suelo.

2.2 ELEMENTOS DE MAQUINAS

2.2.1 ESFUERZO DEFORMACION

Existen muchas técnicas experimentales que se emplean para medir la deformación. Por lo que si se conoce la relación entre el esfuerzo y la deformación, es posible calcular el estado de esfuerzo en un punto, después de que se haya medido el estado de deformación. Las deformaciones principales se definen como las deformaciones en la dirección de los esfuerzos principales

2.2.1.1 Equilibrio Estático

La ley del movimiento de partículas estipula que cualquier fuerza F que actúe sobre una partícula de masa producirá una aceleración de la partícula. Si se supone, que todos los elementos que se estudian están en reposos, o que al menos tienen una velocidad constante, entonces cada partícula tiene una aceleración igual a cero. Aplicando la ley de la partícula se tiene:

$$F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_i = \sum F = 0 \quad \text{Ec (2.26)}$$

Donde:

$\sum F$: Es la suma vectorial de todas las fuerzas que actúan sobre la partícula.

Cuando la ecuación (2.26) resulta válida, se dice que las fuerzas que actúan en la partícula están balanceadas y se dice que la partícula está en equilibrio. La frase equilibrio estático también se emplea para implicar que la partícula está en reposo. La palabra sistema se empleará para denotar cualquier parte de una máquina o estructura.

Una fuerza interna o momento interno es una acción de una parte de un sistema sobre otra parte del mismo sistema. Una fuerza externa o un momento externo es una acción que se aplica al sistema desde el exterior.

La tercera ley de Newton, llamada ley de acción y reacción, estipula que cuando dos partículas reaccionan, se genera un par de fuerzas en interacción, y que dichas fuerzas tienen la misma magnitud y sentidos opuestos y actúan a lo largo de la línea recta común que conectan a las dos partículas. Significa que el sistema bajo estudio, todas las fuerzas internas que actúan entre las partículas ocurren en pares. Cada fuerza de par, de acuerdo con la tercera ley, es igual en magnitud y opuesta en dirección a su compañera. Por lo tanto, el segundo término en la ecuación (2.26) es igual a cero y se tiene que:

$$\sum_1^n F_e = 0 \quad \text{Ec (2.27)}$$

En donde se establece que la suma de todos los vectores fuerzas externas que actúan en un sistema en equilibrio son igual a cero.

Un procedimiento similar se emplea para demostrar que la suma de todos los momentos externos que actúan en un sistema en equilibrio son igual a cero. En forma matemática.

$$\sum_1^n M_e = 0$$

Ec (2.28)

2.2.1.2 Diagrama de cuerpo libre

Una de las técnicas más poderosas de la mecánica consiste en aislar o liberar una parte de un sistema en la imaginación, con el objetivo de estudiar el comportamiento de uno de sus segmentos. Cuando el segmento se aísla, el efecto original del sistema en el segmento se reemplaza por las fuerzas y momentos interactuantes.

Aunque dichas fuerzas pueden ser efectos internos en todo el sistema, resultan efectos externos cuando se aplican a los segmentos. Las fuerzas en la interfaz se presentan de manera simbólica mediante los vectores fuerza F_1 , F_2 , F_3 y F_i .

El subsistema aislado obtenido, junto con todas las fuerzas y momentos debido a cualquier efecto externo y a las reacciones con el sistema principal, se llama diagrama de cuerpo libre.

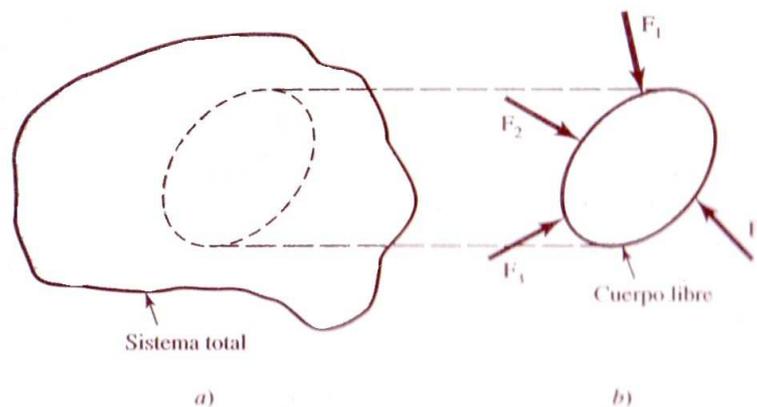


FIGURA 2.5: Diagrama de Cuerpo Libre

2.2.1.3 Esfuerzo cortante y momento flexionante

En la figura 2.6a, se muestra una viga que está apoyada en las reacciones R_1 y R_2 , y está cargada con las fuerzas concentradas F_1 , F_2 y F_3 . La dirección elegida para el eje "y" es la clave para la convención de signos de fuerzas. F_1 , F_2 y F_3 son negativas porque actúan en la dirección "y" negativa; R_1 y R_2 son positivas.

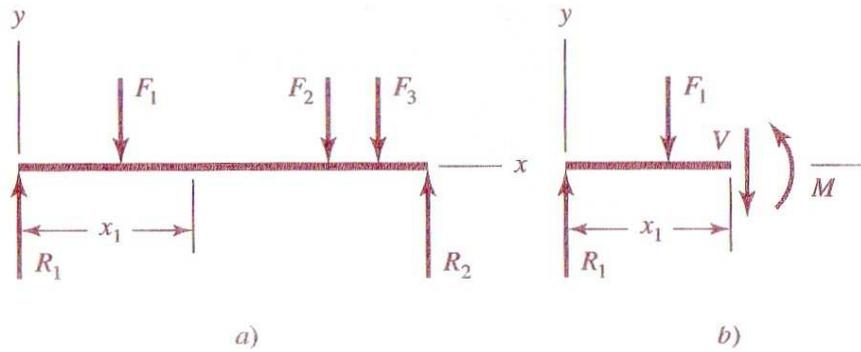


FIGURA 2.6: Diagrama de Cuerpo Libre de una viga simplemente apoyada con V y M mostrados en la dirección positiva

Si la viga se corta en alguna sección localizada en $x = x_1$ y se aísla la parte izquierda como un cuerpo libre, deben actuar una fuerza cortante interna V y un momento flexionante M sobre la superficie cortada para asegurar el equilibrio.

La fuerza cortante se obtiene sumando las fuerzas a la izquierda de la sección cortada. El momento flexionante es la suma de los momentos de las fuerzas a la izquierda de la sección tomada respecto a un eje a través de la sección. La fuerza cortante y el momento flexionante se relacionan mediante la ecuación:

$$V = \frac{dM}{dx} \quad \text{Ec (2.29)}$$

Algunas veces la causa de la flexión es una carga distribuida. Entonces, la relación entre la fuerza cortante y el momento flexionante se escribe.

$$\frac{dv}{dx} = \frac{d^2M}{dx^2} = -w \quad \text{Ec (2.30)}$$

Donde:

W : Es la ecuación de la distribución de una carga que actúa hacia abajo con unidades de fuerza por unidad de longitud.

La convención de signos que se utilizó para el momento flexionante y la fuerza cortante en este trabajo es el siguiente:

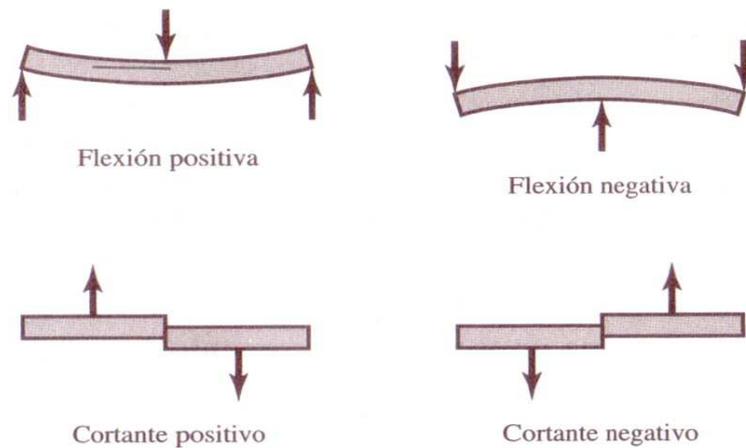


FIGURA 2.7: Diagrama de convención de signos en flexión y corte

2.2.1.4 Esfuerzo normal en flexión

A fin de deducir las relaciones para los esfuerzos normales en flexión en vigas, se hacen las siguientes suposiciones:

- La viga se somete a flexión pura, significa que la fuerza cortante es nula y que no hay cargas de torsión o axiales presentes.
- El material es isotrópico y homogéneo.
- El material cumple con la ley de Hooke.
- Inicialmente la viga es recta con una sección transversal constante en toda su longitud.
- La viga tiene un eje de simetría en el plano de flexión.
- Las proporciones de la viga son tales que fallaría en flexión, en vez de fallar por aplastamiento, corrugación o alabeo lateral.
- Las secciones transversales de la viga permanecen planas durante la flexión.

En la figura 2.8a se presenta una porción de una viga sometida al momento flexionante positivo M . El eje “ y ” representa el eje de simetría. El eje “ x ” coincide con el eje neutro de la sección, y el plano “ xz ”, que contiene los ejes neutros de todas las secciones transversales, se llama plano neutro. Los

elementos de la viga que coinciden con este plano tienen una deformación nula. La localización del eje neutro con respecto a la sección transversal aún no se ha definido.

La aplicación del momento positivo causará que la superficie superior de la viga se doble hacia abajo; entonces el eje neutro estará curvo, como en la figura 2.8b. Debido a A'B', puesto que la viga era recta. Como AB Y A'B' son líneas rectas, se ha empleado la suposición de que las secciones planas permanecen planas durante la flexión.

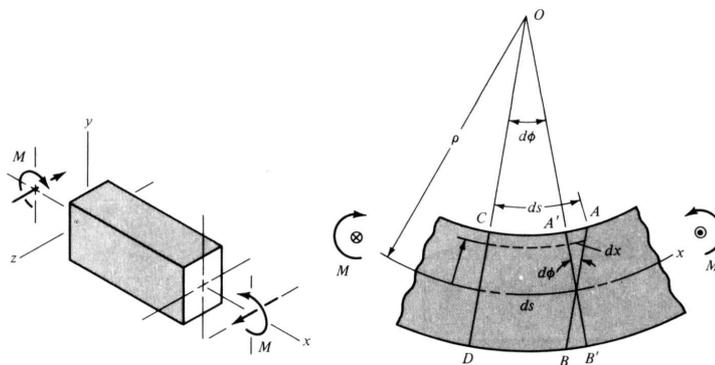


FIGURA 2.8: Flexión a) Momento flexionante actuando en una viga, b) Flexión sobre un elemento diferencial de la viga

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad \text{Ec (2.31)}$$

La ecuación (2.31) establece que el esfuerzo flexionante σ es directamente proporcional a la distancia “y” desde el eje neutro y al momento flexionante M , como se exhibe en la figura 2.9 Se acostumbra a designar $c = “y”$ máxima para omitir el signo y escribir:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec (2.32)}$$

Donde:

I : Momento de inercia respecto al punto “o” en la figura 2.8

Se entiende que la ecuación (2.32), proporciona el esfuerzo máximo. Cuando se conoce el sentido del momento, se determinan los esfuerzos máximos de compresión o tensión mediante inspección.

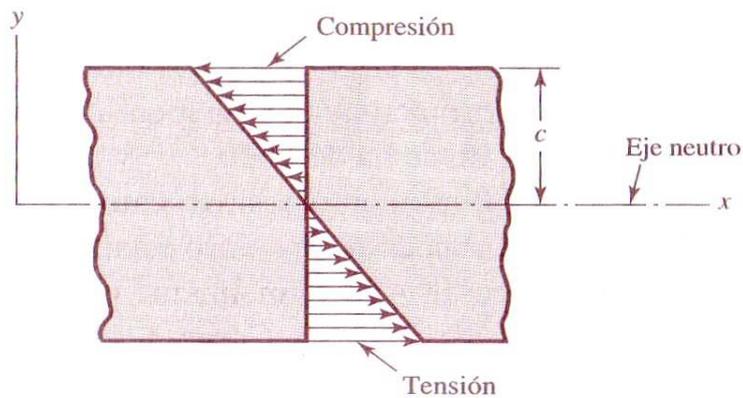


FIGURA 2.9: Momento flexionante aplicado en una viga

2.2.1.5 Torsión

Cualquier vector momento que sea colineal con un eje de un elemento mecánico se llama vector de par torsión, porque el momento causa que el elemento se tuerza respecto a ese eje. Una barra sometida a un momento de ese tipo se dice que está sometida a torsión.

Como se observa en la figura 2.10, el par de torsión T que se aplica a una barra se designa dibujando flechas en la superficie de la barra para indicar su dirección o dibujando flechas de vector momento a lo largo de los ejes de torsión de la barra. Los vectores momentos son flechas huecas que se muestran en el eje "x" de la figura 2.10. Note que se sigue la regla de la mano derecha.

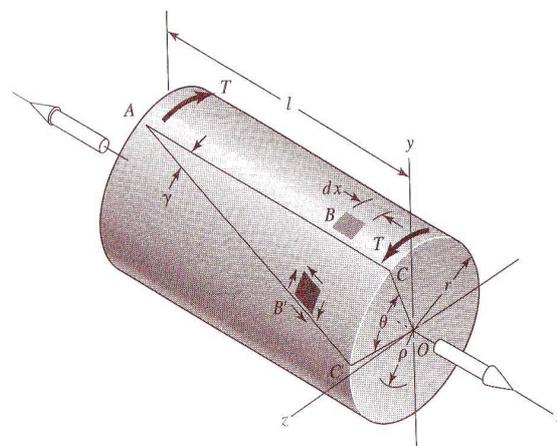


FIGURA 2.10: Barra sólida sometida a torsión

El ángulo de torsión de una barra sólida de sección circular se calcula por:

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad \text{Ec (2.33)}$$

Donde:

T: Par de Torsión

L: Longitud

G: Módulo de rigidez

J: Segundo momento de área polar.

Para una barra sólida de sección circular, el esfuerzo cortante es cero en el centro y máximo en la superficie. La distribución es proporcional al radio ρ y corresponde a:

$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad \text{Ec (2.34)}$$

Si se designa a r como el radio de la superficie exterior se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{Tr}{J} \quad \text{Ec (2.35)}$$

Las suposiciones que se aplicaron fueron:

- Sobre la barra actúa un par de torsión puro y las secciones bajo consideración se encuentran alejadas del punto de aplicación de la carga y un cambio de diámetro.
- Las secciones transversales originalmente planas y paralelas permanecen planas y paralelas después de la torsión y cualquier línea radial permanecerá recta.
- El material obedece a la ley de Hooke.

La ecuación 2.31 solo se aplica a secciones transversales circulares. Para una sección circular sólida se tiene:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{Ec (2.36)}$$

Donde:

d: es el diámetro de la barra.

2.2.2 DISEÑO ESTÁTICO

2.2.2.1 Carga estática o cuasiestática en un eje

La construcción cinemática fundamental de nuestro universo mecánico es la rueda y el eje. Una parte esencial de esta junta de revolución es el eje.

El esfuerzo en un elemento ubicado en la superficie de un eje redondo sólido de diámetro “ d ” sometido a flexión, carga axial y a torsión es:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{Ec (2.37)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec (2.38)}$$

Donde:

La componente axial del esfuerzo normal σ_x puede ser aditiva a o sustractiva

Se observa que las tres cargas M , F y T ocurren en una sección que contiene el elemento superficial específico bajo estudio.

Usando el círculo de Mohr se puede demostrar que los dos esfuerzos principales diferentes de cero σ_A σ_B son

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_x}{2} \pm \left[\left(\frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec (2.39)}$$

2.2.2.2 Carga estática o cuasiestática de un eje: flexión y torsión.

Bajo muchas condiciones, la fuerza axial F en la ecuación (2.37) es cero, o tan pequeño que sus efectos se pueden ignorar. Con $F = 0$ reemplazando la ecuación (2.37) y (2.38) en la ecuación (2.39) y aplicando el concepto de esfuerzo Von Mises se tiene:

$$\sigma' = \frac{16}{\pi d^3} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \quad \text{Ec (2.40)}$$

$$\tau_{MAX} = \frac{16}{\pi d^3} (M^2 + T^2)^{1/2} \quad \text{Ec (2.41)}$$

Para un factor de diseño de n_d la energía de la distorsión de falla dúctil proporciona el esfuerzo permisible de:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n_d} \quad \text{Ec (2.42)}$$

Para un factor de diseño de n_d , la hipótesis del cortante máximo de falla dúctil proporciona un esfuerzo cortante permisible de:

$$d = \left[\frac{16.n}{\pi S_y} (4M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec (2.43)}$$

2.2.3 DISEÑO DINAMICO

A menudo, se determina que los elementos de máquinas han fallado bajo la acción de esfuerzos repetitivos o fluctuantes; no obstante el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso del límite elástico. La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por lo tanto la falla se llama falla por fatiga.

2.2.3.1 Límite de resistencia a la fatiga.

Para diseños preliminares y de prototipos, así como para algunos análisis de falla, se requiere un método rápido para estimar los límites de fatiga. Existen grandes cantidades de datos en la literatura técnica sobre los resultados de ensayos en viga rotatoria y de ensayos a tensión simple de probetas tomadas de la misma barra o lingote. Graficando estos datos, como en la figura 2.11, se verá si hay una alguna correlación entre los dos conjuntos de resultados. La gráfica parece sugerir que el límite de fatiga varía desde aproximadamente 40% hasta 60 % de la resistencia a la tensión para aceros, y hasta casi 200

kpsi (1380 Mpa). Comenzando en alrededor de $S_{ut} = 200$ kpsi (1380 Mpa), la dispersión parece incrementarse, pero la tendencia parece nivelarse, como se sugiere por la línea horizontal discontinua en $S_e = 100$ kpsi (690 Mpa).

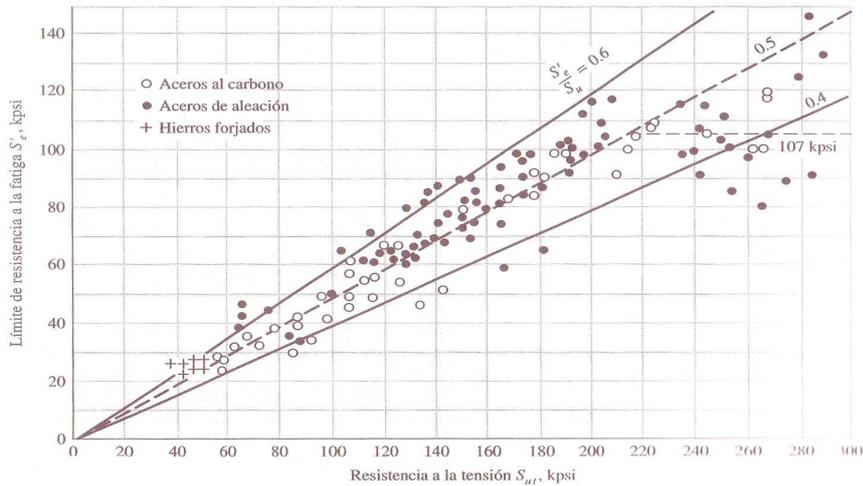


FIGURA 2.11: Gráfica de límites de fatiga

Es importante observar que la dispersión del límite de resistencia a la fatiga no se debe a la dispersión en las resistencias a la tensión de la probeta, sino más bien a que la dispersión ocurre aún cuando las resistencias a la tensión de un gran número de probetas permanecen exactamente iguales.

Utilizando los métodos de correlación de la resistencia a la tensión se tiene que la relación Φ se llama relación de fatiga:

$$\Phi = \frac{S_e}{S_{ut}} \quad \text{Ec (2.44)}$$

Donde:

S_e : Muestra sometida a tensión con viga rotatoria.

S_{ut} : representa la resistencia última media a la tensión.

$$S_e = \begin{cases} 0.504 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} & (1380 \text{ Mpa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi} & (1380 \text{ Mpa}) \end{cases} \quad \text{Ec (2.45)}$$

La mayor parte de los metales ferrosos presentan un límite de resistencia a la fatiga y éste se utiliza como numerador. Para materiales que no tienen un límite

de resistencia a la fatiga, se usa y se anota una resistencia a la fatiga en un número específico de ciclos de falla.

En ausencia de ensayos, los ingenieros emplean la correlación que representa Φ para estimar el límite de resistencia a la fatiga “Sé” a partir de la resistencia última media S_{ut} .

2.2.3.2 Resistencia a la fatiga

Como se muestra en la figura 2.12 la región de fatiga de ciclo bajo se extiende de $N = 1$ hasta casi 10^3 ciclos. En esta región la resistencia a la fatiga S_f es un poco menor que la resistencia a la tensión S_{ut} .

En la figura 2.12 se indica que el dominio de la fatiga de alto ciclaje se extiende desde 10^3 ciclos para los aceros hasta la vida de resistencia a la fatiga límite N_e , que es aproximadamente de 1×10^6 a 1×10^7 ciclos.

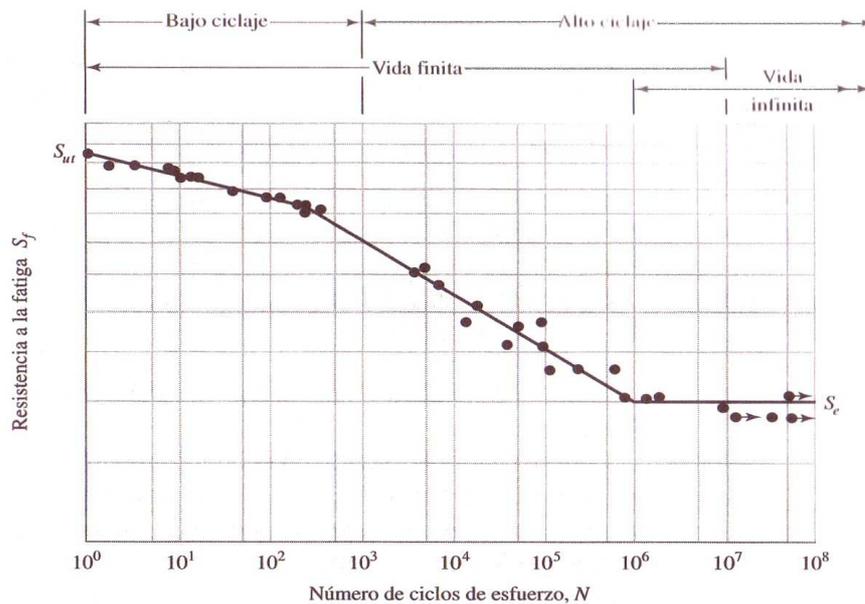


FIGURA 2.12: Diagrama S-N

En forma empírica el ajuste de la curvatura está dado por.

$$S_f = aN^b \quad \text{Ec (2.46)}$$

Donde:

N: Ciclos a la falla

a: constante definida por los puntos 10^3 .

b: constante definida por los puntos 10^3 .

2.2.3.3 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructura iguale los valores obtenidos en el laboratorio. Algunas diferencias incluyen.

Material; composición, base de falla, variabilidad

Manufactura; Método, tratamiento térmico, corrosión por frotamiento, condición superficial, concentración de esfuerzo.

Entorno; corrosión, temperatura, estado de esfuerzo, tiempos de relajación.

Diseño: forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzos, velocidad, rozamiento, ludimiento.

Los factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos y se escribe.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e \quad \text{Ec (2.47)}$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

K_a : Factor de modificación de la condición superficial.

K_b : Factor de modificación de tamaño.

K_c : Factor de modificación de la carga.

K_d : Factor de modificación de la temperatura.

K_e : Factor de modificación de efectos varios.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga rotatoria.

2.2.3.3.1 Factores de superficie K_a

La superficie de una probeta de viga rotatoria es muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad de acabado de la superficie y de la resistencia a la tensión. A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de parte de máquinas (esmeriladas, maquinada, estirada en frío, laminada en caliente y forjada), la coordenada de los puntos de datos se volvieron a recopilar de una gráfica de resistencia a la fatiga contra la resistencia última a la tensión obteniéndose la siguiente relación:

$$K_a = a(Sut)^b \quad \text{Ec (2.48)}$$

Donde:

a y b se encuentran tabuladas.

Sut: Límite de resistencia última a la tracción.

2.2.3.3.2 Factor de tamaño K_b

Los resultados para flexión y torsión se expresan como:

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} & \text{pulgadas} \quad 0.107 \leq d \leq 2 \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} & \text{milímetros} \quad 2.79 \leq d \leq 51.0 \end{cases} \quad \text{Ec (2.49)}$$

Donde:

d: es el diámetro del eje.

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por tanto: $K_b = 1$

2.2.3.3.3 Factor de carga K_c

Cuando se realizan ensayos de fatiga con carga de flexión rotativa, axial y torsional, los límites de la resistencia a la fatiga difieren como se muestra a continuación:

$$K_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial } S_{ut} \leq 200\text{kpsi} \quad (1380 \text{ Mpa}) \\ 1 & \text{carga axial } S_{ut} \leq 200\text{kpsi} \quad (1380 \text{ Mpa}) \\ 1 & \text{flexión} \\ 0.577 & \text{torsión y cor tante} \end{cases} \quad \text{Ec (2.50)}$$

2.2.3.3.4 Factor de temperatura K_d

Si se conoce el límite de resistencia a la fatiga de una viga rotatoria a la temperatura del lugar de trabajo entonces se emplea:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad \text{Ec (2.51)}$$

La relación S_T / S_{RT} , viene tabulada en tabla.

2.2.3.3.5 Factor de efectos diversos K_e

Aunque el factor tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a K_e la fatiga debida a los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, por que los K_e valores de no siempre están disponibles.

Los esfuerzos residuales mejoran el límite de resistencia a la fatiga o afectan de manera negativa. En general si el esfuerzo residual en la superficie de la parte es de compresión, el límite de resistencia a la fatiga mejora. Las fallas por fatiga son fallas a tensión, o al menos las provoca un esfuerzo de tensión, por

tanto, cualquier cosa que reduzca el esfuerzo de tensión también reducirá la posibilidad de una falla por fatiga.

Además se ha considerado otros factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga como la corrosión de los elementos en una atmósfera corrosiva , el recubrimiento electrolítico que reduce hasta un 50% el límite de resistencia a la fatiga, el metalizado por aspersion puede iniciar grietas y reducir en un 14 % el límite de resistencia a la fatiga, la frecuencia cíclica a menor frecuencia y mayor temperatura incrementa las grietas por fatiga y por último la corrosión por frotamiento que produce en las uniones atornilladas, pistas de cojinetes la decoloración superficial, picadura, y a la larga la fatiga.

2.2.3.4 Concentración de esfuerzos y sensibilidad de la muesca

La sensibilidad de la muesca se define por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ec (2.52)}$$

Donde:

K_t : Factor teórico o geométrico de concentración de esfuerzos.

K_f : Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga.

q : Sensibilidad de la muesca

El factor concentración de esfuerzo a la fatiga K_f se aplica a esfuerzo nominal σ_o como $K_f \sigma_o$, como un aumento del esfuerzo (se prefiere el trabajo porque en situaciones de esfuerzos combinados, el valor de K_f varía para cada componente) o como un factor de reducción a la resistencia

$$K_e = 1 / K_f \quad \text{Ec (2.53)}$$

En el diseño de resistencia limitada, un esfuerzo inducido por una carga se relaciona con resistencia a la fatiga. Cuando el problema implica tensión axial o

flexión en una barra redonda con muesca, el esfuerzo σ inducido por la carga se expresa como:

$$\sigma = K_f \sigma_o$$

Ec (2.54)

2.2.3.5 Cojinetes de contacto rodante

Los términos cojinetes de rodamiento se emplean para describir la clase de cojinetes en la cual se transfiere la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante. En un cojinete de rodamiento, la fricción inicial es aproximadamente el doble de la fricción de operación, pero aún es despreciable en comparación con la fricción inicial de un cojinete de manguito. La carga, la velocidad y la viscosidad de operación del lubricante afectan las características de fricción de un cojinete de rodamiento.

Desde el punto de vista del diseñador, el estudio del cojinete antifricción difiere en varios aspectos cuando se compara con el estudio de otros elementos, por que los cojinetes especificados ya existen.

2.2.3.5.1 Tipos de cojinetes

Los cojinetes se fabrican para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ella: la nomenclatura de un cojinete de bolas se ilustra en la figura 2.13, en la que también se muestran las cuatro partes esenciales de un cojinete. Dichas partes son: el anillo exterior, el anillo interno, las esferas o elementos rodantes y el separador. En los cojinetes baratos, algunas veces se omite el separador, a pesar de que se realiza la importante función de aislar los elementos de manera que no ocurra contacto de rozamiento entre ellos.

La mayoría de los fabricantes de cojinetes proporciona manuales de ingeniería y folletos que contienen descripción abundante de los varios tipos de cojinetes disponibles.

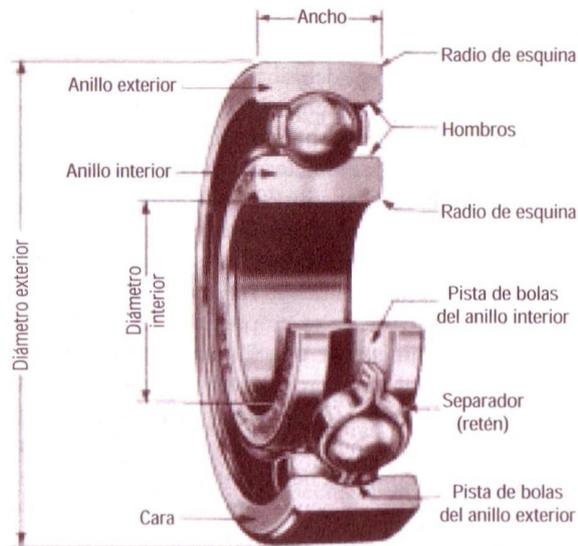


FIGURA 2.13: Diagrama de un rodamiento de bolas

2.2.3.6 Chavetas o Cuñas, Pasadores y Retenes

Estos elementos se usan normalmente para fijar piezas como engranes o poleas a sus ejes, de modo que se pueda transmitir momento de torsión. En la figura 2.14, se ilustran diversos dispositivos de este tipo y los métodos para emplearlos.

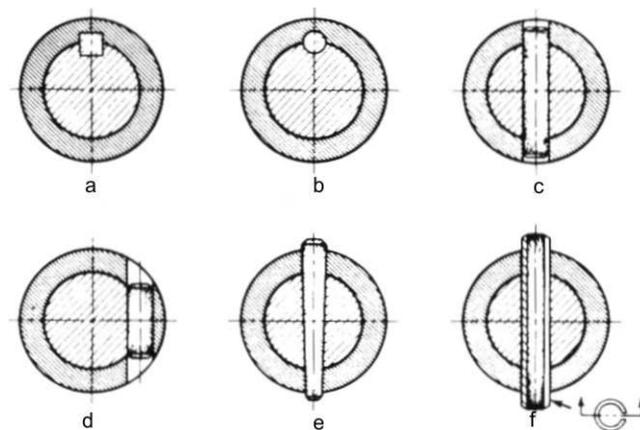


FIGURA 2.14: Tipo de Chavetas y Pasadores: a) chaveta cuadrada, b) chaveta redonda, c) y d) pasadores redondos, e) pasador cónico ó ahusado, f) pasador elástico tubular partido

Para determinar la resistencia de una cuña o chaveta se considera que las fuerzas se distribuyen de manera uniforme a todo lo largo de la pieza.

Probablemente esta hipótesis no se verifica puesto que la rigidez torsional del eje por lo general será menor que la del cubo, produciendo fuerzas de gran magnitud en un extremo de la cuña y fuerzas pequeñas en el otro.

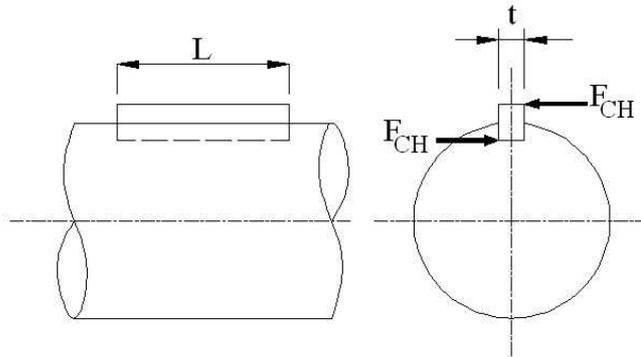


FIGURA 2.15: Fuerzas actuando sobre la Chaveta

Cuando se ha supuesto una distribución de fuerzas, se acostumbra basar la resistencia de una cuña o chaveta en la falla por compresión o por cortante.

CAPITULO 3

FACTIBILIDAD

3.1 PARAMETROS DE DISEÑO

En esta sección se lleva a cabo la obtención de los parámetros necesarios para el dimensionamiento del equipo, el cual servirá para realizar ensayos en vehículos de máximo doce toneladas con un sistema de frenos hidráulico.

3.1.1 CALCULO DE LA ENERGIA CINETICA

Datos de entrada:

Vehículo en estudio: Bus HINO GD 2001

Peso del Vehículo con pasajeros: 11920 kg cc. (Fabricante)

Velocidad de prueba: 64.4 km. /h; 17.8 m/s

Cálculo de la inercia de un volante representando el giro de las ruedas (J_R):

$$J_R = mr^2$$

$$J_R = (\text{masa de la rueda} \times \text{radio del neumático al cuadrado})$$

$$J_R = (200(\text{kg}) + 0.5^2(\text{m}^2))$$

$$J_R = 50\text{kgm}^2$$

Cálculo de la inercia de un volante (J_m) representando el giro del cigüeñal en el motor y el volante.

$$\text{Potencia} = T \times \text{rpm}$$

$$\text{Potencia} = 240\text{HP}$$

$$\text{Potencia} = 180\text{kW}$$

$$\text{rpm} = 2500$$

$$W = 261 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T = \frac{\text{Potencia}}{\text{rpm}}$$

$$T = \frac{180 \text{ kW}}{261 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$T = 0.68 \text{ KNm}$$

$$\text{Inercia} = \frac{\text{Torque}}{\alpha}$$

$$\text{Inercia} = J_m$$

$$J_m = \frac{T}{\frac{\omega_f - \omega_o}{2t}}$$

$$J_m = 0.026 \text{ kg.m}^2$$

Cálculo de la energía cinética del vehículo a su máxima capacidad de carga utilizando la ecuación (2.15):

$$E_c = \frac{1}{2} (11920 \text{ kg} + 50 \text{ kgm}^2 (\frac{1}{0.5 \text{ m}})^2 + 0.026 \text{ kgm}^2 (\frac{1}{5.125 \times 0.5 \text{ m}})^2) \times (17.8 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2$$

$$E_c = 1920051 \text{ kg} \cdot (\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2})$$

$$E_c = 1920051 \text{ kJ}$$

3.1.2 UBICACION DEL CENTRO DE GRAVEDAD

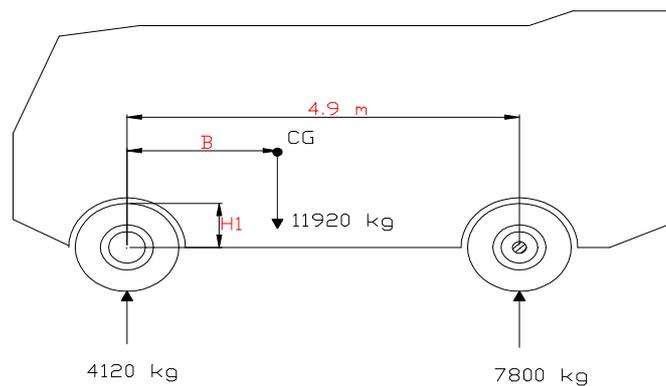


FIGURA 3.1: Centro de gravedad, ordenada horizontal del vehículo en estudio

Utilizando la ecuación (2.21).

$$B = 3.20 \text{ m.}$$

$$H1 = 0.459 \text{ m}$$

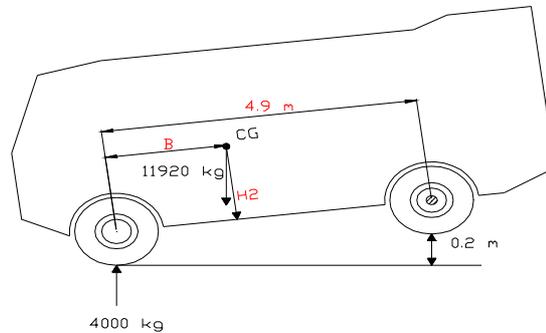


FIGURA 3.2: Centro de gravedad, coordenada vertical del vehículo en estudio

Utilizando la ecuación (2.22) con $PD' = 4000 \text{ Kg}$ se tiene.

$$H2 = 1.20 \text{ m}$$

Utilizando la ecuación (2.23)

$$HT = 0.459 + 1.20 \text{ m}$$

$$HT = 1.659 \text{ m}$$

3.1.3 CALCULO DE LA CAPACIDAD DINAMICA DE CARGA POR EJE

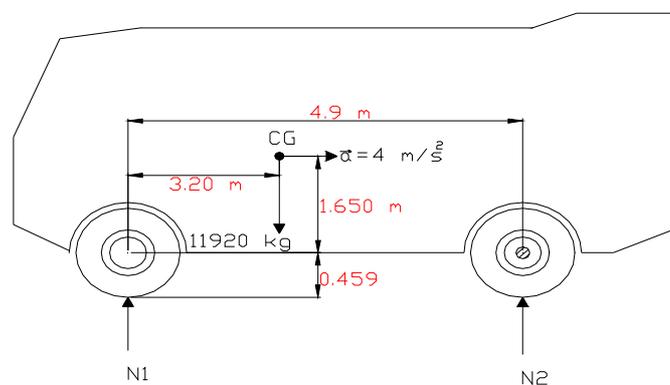


FIGURA 3.3: Diagrama de cuerpo libre del vehículo en estudio

Utilizando la ecuación (2.25) se tiene:

$$\sum M = I\alpha + mad$$

$$N1(4.9m) - 11920kg(4.9 - 3.2)m = 0 + \frac{11920kg}{9.8 \frac{m}{s^2}} \times 4 \frac{m}{s^2} \times 1.7m$$

$$N1 = 5823.kg$$

$$N2 = 6096.kg$$

La consideración que se hizo, es que la aceleración angular del centro de gravedad es cero, lo cual no es necesariamente cierto, ya que el centro de gravedad tiene desplazamiento y movimiento giratorio alrededor de sus ejes.

El GAWR es igual:

$$GWAR_1 = N1$$

$$GWAR_2 = N2$$

El porcentaje de peso correspondiente al eje posterior del vehículo es igual:

$$\%GWAR_2 = \frac{GWAR_2}{P}$$

$$\%GWAR_2 = \frac{6096kg}{11920kg}$$

$$\%GWAR_2 = 51\%$$

El porcentaje de energía cinética correspondiente al eje posterior del vehículo es igual:

$$\%Ec_2 = 0.51 \times Ec$$

$$\%Ec_2 = 979226 KJ$$

El porcentaje de energía cinética correspondiente a la mitad del eje posterior del vehículo es igual:

$$\frac{\%Ec_2}{2} = 489613 kJ$$

Este valor es el buscado para el dimensionamiento del equipo.

3.2 DIMENSIONAMIENTO DE LOS DISCOS DE INERCIA

Especificaciones Técnicas:

- Velocidad angular de la máquina de ensayo: 346 rpm
- Radio del aro circular externo: 0.56 m

- Radio del aro circular interno: 0.430 m

Cálculo de la inercia de los discos del dinamómetro en forma de aro circular mediante la ecuación (2.19)

$$Ec = \frac{1}{2} Mar.W_M^2$$

$$\% \frac{Ec_2}{2} = \frac{1}{2} I * W_M^2$$

$$I = 746 \text{ kg.m}^2$$

Cálculo de la masa de los discos del dinamómetro en forma de aro circular.

$$I = mr^2$$

$$m = \frac{I}{r^2}$$

$$m = \frac{746 \text{ kg.m}^2}{0.56^2 \text{ m}^2}$$

$$m = 2400 \text{ kg}$$

Cálculo de la longitud de los aros circulares para una masa de 2500 Kg

$$\delta = \frac{m}{v}$$

$$v = \frac{m}{\delta} = \frac{2500 \text{ kg}}{7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.320 \text{ m}^3$$

$$v = B \times L$$

$$L = \frac{v}{B} = \frac{v}{\pi(re^2 - ri^2)}$$

$$L = \frac{0.320 \text{ m}^3}{\pi(0.556^2 - 0.430^2)}$$

$$L = 0.830 \text{ m}$$

La longitud de los aros circulares es de 900 mm.

3.3 DISEÑO DE ELEMENTOS MECANICOS

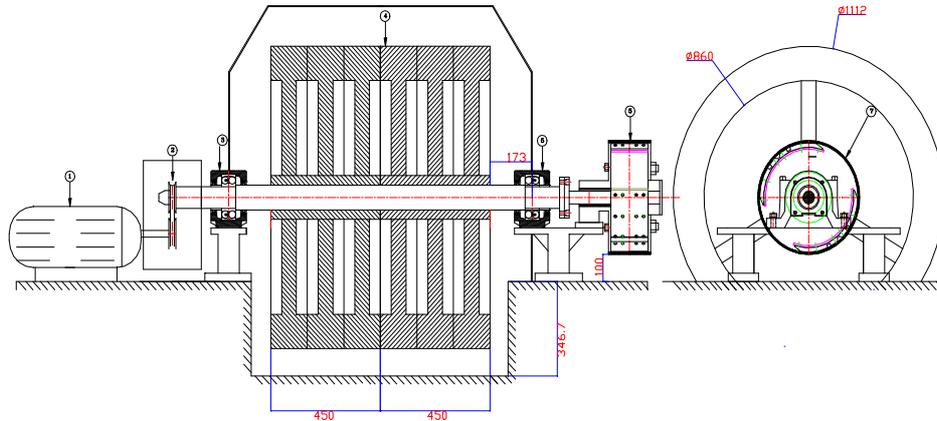


FIGURA 3.4: Esquema del Dinamómetro para la mitad de un eje posterior vehículo Hino GD

3.3.1 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR DEL DINAMOMETRO

Datos:

$W = 346 \text{ rpm}$

$W = 36.3 \text{ rad / s}$

$I = 746 \text{ Kg m}^2$

(t)= Tiempo de
arranque (s)

$$Ec = \frac{1}{2} IW^2$$

$$Ec = \frac{1}{2} \times 746 \times 36^2$$

$$Ec = 483408 \text{ J}$$

$$P = \frac{Ec}{t}$$

$$P = \frac{483408}{5} \text{ W} \times \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ W}}$$

$$P = 130 \text{ HP Potencia de arranque}$$

$$P_{\text{no minimal}} = 110 \text{ HP}$$

3.3.2 CALCULO DEL PAR DE TORSION DEL MOTOR DEL DINAMOMETRO

$$T = \frac{\text{Potencia (W)}}{\text{Velocidad Angular (rad / s)}}$$

$$T = \frac{96681.6 \text{ (W)}}{36.3 \text{ (rad / s)}}$$

$$T = 2663.4 \text{ N m}$$

$$T = 27166.68 \text{ Kgf cm}$$

3.3.3 DISEÑO DEL EJE CENTRAL DEL DINAMOMETRO

3.3.3.1 Diseño del eje central por resistencia

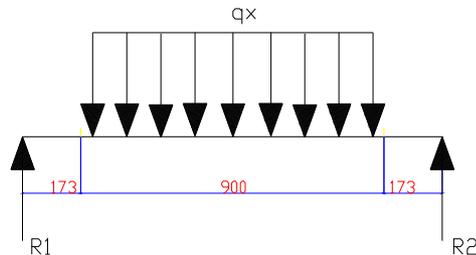


FIGURA 3.5: Diagrama de cuerpo libre del eje central del dinamómetro

Cálculo de reacciones R1 y R2, ecuaciones (2.27) y (2.28)

$$q \times = 3000 \text{kgf}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 + R2 = 3000 \text{kgf}$$

$$R1 = 3000 - R2$$

$$\sum M_o = 0$$

$$124.6R2 = 3000x(17.3 + 45)$$

$$124.6R2 = 186900$$

$$R2 = 1500 \text{kgf} \quad R2 = 14700 \text{ N}$$

$$R1 = 1500 \text{kgf} \quad R1 = 14700 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza cortante y el momento flector ecuación (2.29) y (2.30)

- Eje central tramo 1

$$V = R1$$

$$V = 1500 \text{ kgf}$$

$$V = 14700 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$M_B = R1X$$

$$M_B = 1500 \times 17.3$$

$$M_B = 25950 \text{ kgf.cm}$$

$$M_B = 2543.1 \text{ Nm}$$

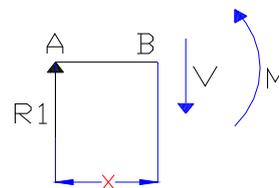


FIGURA 3.6: Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje tramo 1

- Eje central tramo 2

$$V = R1 - q(X - 17.3)$$

$$V = 1500 - 33.3(62.3 - 17.3)$$

$$V = 0 \text{ kgf}$$

$$V = 0 \text{ N}$$

$$M = R1X - \frac{q}{2}(X - 17.3)^2$$

$$M = 1500 \times 62.3 - \frac{33.3}{2}(62.3 - 17.3)^2$$

$$M = 59733.75 \text{ kgf cm}$$

$$M = 5856.25 \text{ Nm}$$

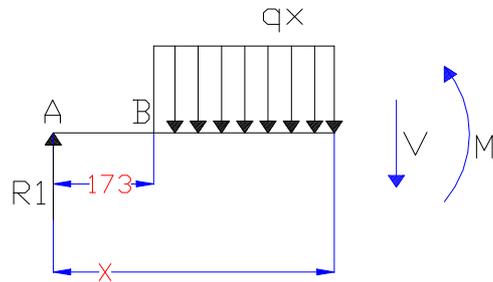


FIGURA 3.7: Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante del eje central tramo 2

- Eje central tramo 3

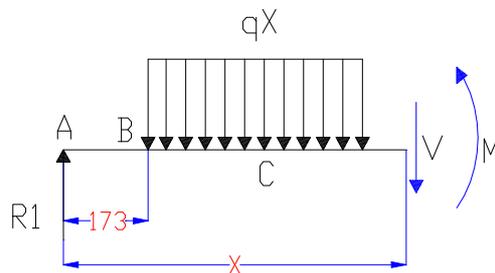


FIGURA 3.8: Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante del eje central tramo 3

$$V = R1 - 3000$$

$$V = 1500 - 3000$$

$$V = -1500 \text{ kgf}$$

$$V = -14700 \text{ N}$$

$$M = R1X - q_x(X - 17.3)$$

$$M = 1500 \times 107.3 - 3000 \times (107.3 - 45 - 17.3)$$

$$M = 25950 \text{ kgf cm}$$

$$M = 2543.1 \text{ Nm}$$

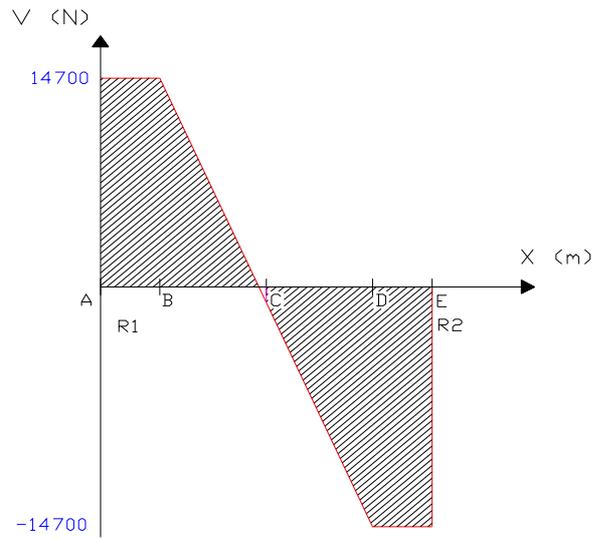


FIGURA 3.9: Diagrama de fuerza cortante en el eje central

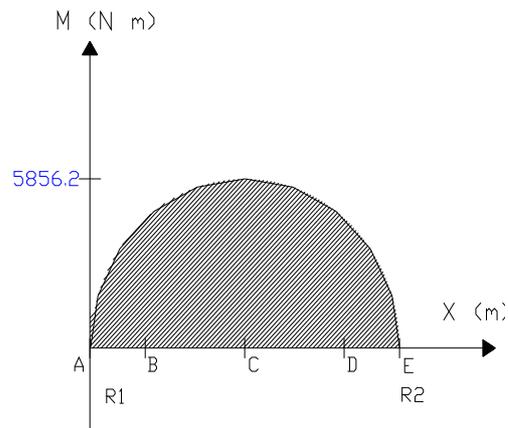


FIGURA 3.10: Diagrama de momento flexionante en el eje central

3.3.3.2 Diseño del eje central por fatiga

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e$$

3.3.3.2.1 Factor de Superficie: K_a

$$K_a = a S_{ut}^b$$

$$K_a = 4.45(1380 \text{ Mpa})^{(-0.265)}$$

$$K_a = 0.655$$

3.3.3.2.2 Factor de tamaño: K_b .

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$K_b = \left(\frac{91}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.766$$

3.3.3.2.3 Factor de carga: K_c .

$$K_c = 1$$

3.3.3.2.4 Factor de temperatura: K_d .

$$K_d = 1$$

3.3.3.2.5 Factor de efectos diversos: K_e

$$K_e = 1$$

3.3.3.2.6 Límite viga rotatoria: S_e

$$S_e = 0.506(s_{ut})$$

$$S_e = 0.506(1380 \text{ Mpa})$$

$$S_e = 698.28 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 0.655 \times 0.7669 \times 1 \times 1 \times 1 \times 698.28$$

$$S_e = 3577.8 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_e = 350.77 \text{ Mpa}$$

3.3.3.3 Factores De Concentraciones De Esfuerzo Sobre El Eje Central

3.3.3.3.1 Eje redondo con entalle en el hombro a flexión

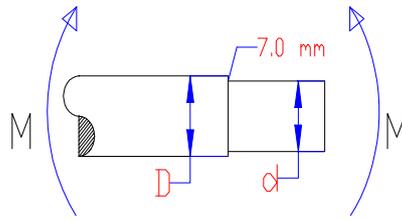


FIGURA 3.11: Diagrama de la concentraciones de esfuerzos a flexión sobre el hombro en el eje central

$$\frac{D}{d} = \frac{9.1}{8} = 1.137$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0.7}{8} = 0.09$$

D/d	r/d (0.1)
1.10	0.1
1.137	1.515
1.50	1.664

TABLA 3.1: SHIGLEY Tabla E-15-9, Interpolando

Ecuación tabla E-15-9 ver **ANEXO 2**

$$K_t = 0.622 + 0.38\left(\frac{D}{d}\right)^{-4.3} + \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.5} * \left(\frac{0.322 - 0.277\left(\frac{D}{d}\right) + 0.599\left(\frac{D}{d}\right)^4}{1 - 2.55\left(\frac{D}{d}\right) + 5.27\left(\frac{D}{d}\right)^4}\right)^{1/2}$$

$$K_t = 1.04$$

3.3.3.3.2 Eje redondo con entalle en el hombro a torsión

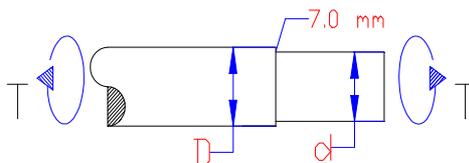


FIGURA 3.12: Diagrama de la concentraciones de esfuerzos a torsión sobre el hombro en el eje central

$$\frac{D}{d} = \frac{9.1}{8} = 1.137$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0.7}{8} = 0.09$$

D/d	r/d (0.1)
1.10	1.284
1.137	1.294
1.50	1.392

TABLA 3.2: SHIGLEY Tabla E-15-8, Interpolando

Ecuación Tabla E-15-8 ver **ANEXO 2**

$$K_t = 0.78 + 0.2\left(\frac{D}{d}\right)^{-10} + \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.46} * \left(\frac{0.002 - 0.125\left(\frac{D}{d}\right) + 0.123\left(\frac{D}{d}\right)^4}{1 - 2.75\left(\frac{D}{d}\right) + 2.55\left(\frac{D}{d}\right)^4}\right)^{1/2}$$

$$K_t = 0.974$$

3.3.3.4 Sensibilidad De La Muesca a Flexión Sobre El Eje Central

$$S_{ut} = 1.4 \text{ Gpa}$$

$$r = 0.27 \text{ in}$$

$$q = 0.9636 \text{ Figura 5-16 ver ANEXO 2}$$

Cálculo de la sensibilidad de la muesca sobre el eje central ecuación: (2.52)

$$K_f = 1 + q(kt - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.9636(1.04 - 1)$$

$$k_f = 1.038$$

3.3.3.4.1 Esfuerzo a flexión en la muesca sobre el eje central

El cálculo se lo realiza mediante la ecuación (2.54)

$$M = R1 \times X$$

$$M = 1500 \times 8.70$$

$$M = 13050 \text{ kgf.cm}$$

$$M = 1278.9 \text{ Nm}$$

$$\sigma_a = \frac{32 \times 13050}{\pi \times 8^3}$$

$$\sigma_a = 259.62 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_a = 25.45 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{max}} = k_f \times \sigma_a$$

$$\sigma_{\text{max}} = 1.038 \times 259.62$$

$$\sigma_{\text{max}} = 269.48 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 26.40 \text{ Mpa}$$

3.3.3.4.2 Esfuerzo a torsión en la muesca sobre el eje central

q cortante = 0.99 Figura 5-17 ver **ANEXO 2**

$$K_{ts} = 1 + q \text{cor tante}(kt - 1)$$

$$K_{ts} = 1 + 0.99(0.974 - 1)$$

$$k_{ts} = 0.974$$

Cálculo de la sensibilidad de la muesca sobre el eje central:

$$\tau_a = \frac{16 \times T}{\pi \times D^3}$$

$$\tau_a = \frac{16 \times 27166.7}{\pi \times 8^3}$$

$$\tau_a = 270 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{3} \times k_{ts} \times \tau_a$$

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{3} \times 0.974 \times 270$$

$$\tau_{\text{max}} = 455.9 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{max}} = 44.67 \text{ Mpa}$$

3.3.3.4.3 Esfuerzo combinado sobre el eje central ecuación

$$\sigma_a = (\sigma_{xA}^2 + 3\tau_{xya}^2)^{1/2}$$
$$\sigma_a = ((269.48)^2 + 3(455.9)^2)^{1/2}$$
$$\sigma_a = 834.35 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$
$$\sigma_a = 81.76 \text{ Mpa}$$

3.3.3.5 Factor De Seguridad Contra Falla Por Fatiga (Eje Central)

Como $S_a = S_e$, el factor de seguridad contra falla por fatiga "nf" se determina como sigue:

$$S_e = S_a$$
$$nf = \frac{S_a}{\sigma_a}$$
$$nf = \frac{3577.8 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{834.35 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}$$
$$nf = 4.28$$

3.3.3.6 Diseño del eje central a flexión

(n f): Factor de seguridad

(n f) = 4.28

$$M_{\text{máx}} = 5856.2 \text{ N m}$$

$$M_{\text{máx}} = 59733.24 \text{ Kgf cm}$$

$$S_y = 10356.8 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M}{\frac{I}{C}} = \frac{32M}{\pi D^3}$$

$$\sigma_x = \frac{S_y}{F(S)}$$

$$\sigma_x = \frac{10356.8}{4.28} = 2419.6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

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

$$D^3 = \frac{32(59733.24)}{\pi * 2419.6}$$

$$D = 0.0631 \text{ m}$$

3.3.3.7 Diseño del eje central a torsión

(n f): Factor de seguridad

(n f) = 4.28

$$S_y = 10356 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{yc} = 0.75 \times 10356.8 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{yc} = 7767 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau = \frac{S_{yc}}{F(s)}$$

(nf) = 4.28

$$\tau = \frac{7737 \text{ kgf}}{4 \text{ cm}^2}$$

$$\tau = 1807.7 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$D^3 = \frac{16 \times T}{\pi \times \tau}$$

$$D^3 = \frac{16 \times 27166.6}{\pi \times 194.7}$$

$$D = 0.0424 \text{ m}$$

3.3.3.8 Diseño del eje central por fallas resultantes de cargas estáticas (Von Mises)

$$D = \left(\frac{16 F(s)}{\pi \times S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right)^{1/3}$$

$$D = \left(\frac{16 \times 4.28}{\pi \times 10356.8} (4 \times 59733.28^2 + 3 \times 27166.6^2)^{1/2} \right)^{1/3}$$

$$D = 0.064 \text{ m}$$

El diámetro mínimo para el eje del dinamómetro será de 0.064 m.

3.3.4 SELECCION DE LOS RODAMIENTOS

Datos:

El rodamiento a escoger es el rodamiento de bolas:

Diámetro Nominal: 80 mm

Revoluciones: 350 rpm

$F_r = 14700 \text{ N}$

$F_a = 0$

$T = 150^\circ \text{ C}$

Factores:

Para camiones pesados: $FL = (2.0 - 2.6)$

$FL = 3.0$ (CC; FAG; Página 27)

$F_n = 0.457$ (CC, FAG; Página 28)

$F_t = 0.75$ (CC, FAG; Página 25)

$$\frac{C}{P} (\text{factores}) = \frac{FL}{F_n * F_t} = \frac{3.0}{(0.457 * 0.75)} = 8.75$$

Condición de selección de rodamiento de bolas a rótula

Pag. 628 manual de rodamiento SKF ver **ANEXO 3**

$$P = F_r + Y_1 F_a; \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 0.65 F_r + Y_2 F_a; \frac{F_a}{F_r} \geq e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0$$

$$\frac{F_r}{C_o} = 0$$

$$\text{Entonces} = 0.025$$

$$e = 0.22$$

$$x = 0.56$$

$$y = 2$$

como.....0es ≤ 0.22 ...entonces

$$P = F_r + Y_1 * F_a$$

$$P = F_r$$

$$P = 14700 \text{ N}$$

$$\frac{C}{P} = \frac{135000}{14700} = 9.18$$

$$\frac{C}{P}(\text{calculado}) \geq \frac{C}{P}(\text{factores})$$

La selección es el rodamiento: 2316

El pie de soporte es: SNH 316TG + Anillos de fijación (Página 804 SKF) ver

Anexo 3

3.3.5 CALCULO DE LA LONGITUD (L) DE LA CUÑA CUADRADA ENTRE EL EJE CENTRAL Y EL TAMBOR DE FRENO

$$T = \frac{63025 (150) \text{HP}}{350 \text{rpm}}$$

$$T = 27000 \text{ lb in}$$

$$T = 3054 \text{ N m}$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{27000 \text{ lb.in}}{1.57 \text{ in}}$$

$$F = 17197.45 \text{ lbf}$$

$$F = 76 \text{ KN}$$

Acero...1018

$$S_y = 56.7 \text{ kpsi}$$

$$S_{xy} = 0.577 S_y$$

$$S_{xy} = 0.577 * 56.7 \text{ kpsi}$$

$$S_{xy} = 32.75 \text{ kpsi}$$

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{t * l}$$

$$\frac{32.758 \text{ lb}}{4} = \frac{17197.45 \text{ lb}}{0.75 \text{ in} * L}$$

$$L = \frac{17197.45 * 4}{32758 * 0.75}$$

$$L = 2.80 \text{ in}$$

$$L = 0.07 \text{ m}$$

3.3.6 SELECCIÓN DEL TIPO DE BANDA

El tipo de banda seleccionado es tipo C marca DAYCO

Factor de servicio: 1.2

Diseño para la potencia aplicada: $100 \times 1.2 = 120 \text{ hp}$

Banda tipo C, Ver anexo tabla #5

Diámetro mínimo de polea transportadora 10 in, ver anexo tabla #6

Selección de la banda

Ver anexo (ubicar página)

Velocidad del conductor 1750 rpm.

Velocidad del conducido 350 rpm, 18.7 HP por banda

Diámetro de la polea conductora 254 mm

Diámetro de la polea conducida 1270 mm

El número de bandas

$$\text{Potencia} / \text{Bandas} = 18.37 * 0.95$$

$$\text{Potencia} / \text{Bandas} = 17.45$$

$$\frac{\text{Potencia.de.diseño}}{\frac{\text{Potencia}}{\text{Banda}}} = \# \text{ Bandas}$$

$$\# \text{ Bandas} = \frac{120}{17.45}$$

$$\# \text{ Bandas} = 6.87$$

Se utilizarán 7 bandas tipo C ver **ANEXO 3**

3.4 COSTOS DE FABRICACION

3.4.1 ANALISIS DE COSTOS

En esta sección se determinaran los valores asociados a la construcción del equipo tomando en cuenta:

- Costos de materiales
- Costos de maquinado
- Costos de mano de obra
- Costos por Diseño

3.4.1.1 COSTOS DE MATERIALES

Los materiales fueron cotizados por proveedores externos en el mes de Julio de 2006 y se muestra en la tabla:

DESCRIPCION	ESPECIFICACION	PRECIO UNITARIO (USD)	CANTIDAD	SUBTOTAL (USD)
Discos de inercia	Fundición Grado 2 Diámetro 1112 mm	2500	6	15000
Eje	AISI4340 Diámetro 91 mm	308	1	308
Chumaceras de piso y rodamientos	SNL-519-616 rodamientos 2316K	496	2	992
Poleas de 7 canales	Fundición Aluminio Diámetro 254 mm	100	1	100
Poleas de 7 canales	Fundición Aluminio Diámetro 1270 mm	400	1	400
Bridas	AISI:1018 Diámetro 101 mm	100	1	100

Tambor de Freno	AISI:1018 Diámetro 400 mm	180	1	180
Sistema de frenos	Pistón Diámetro 32 mm	30	1	30
Pernos	13 UNC ½ in x 5	0.20	8	1.60
Pernos de anclaje	½ x 3	1.0	12	12.0
Motor	SIEMENS150HP 1800 rpm, 220 V	10000	1	10000
Protección Motor	Contactador para motor de 150 HP	1000	1	1000
Tablero de control	50 x 50 x 30	150	1	150
Sensor de Temperatura	Termocupla tipo J	25	1	25
Cable aislante	Material con recubrimiento en fibra de vidrio (m)	10	2	20

TABLA 3.3: Costos de Materiales

3.4.1.2 COSTO DE MAQUINADO

El costo de operación por el maquinado está en función del tiempo de fabricación.

MAQUINA	TIEMPO APROXIMADO (HORAS)	COSTO (USD/h)	SUBTOTAL (USD)
Torno	40	6.5	260
Fresadora	15	8	120
Taladrado	1	4	4
Esmerilado	2	2	4
Total			388

TABLA 3.4: Costos de Maquinado

3.4.1.3 COSTO DE MANO DE OBRA

El costo por mano de obra está en función del tiempo de fabricación.

MAQUINA	TIEMPO APROXIMADO (HORAS)	COSTO (USD)	SUBTOTAL (USD)
Torno	40	3	120
Fresadora	15	3	45
Taladrado	1	2	2
Esmerilado	2	2	4
Total			171

TABLA 3.5: Costos de Mano de Obra

3.4.1.4 COSTO POR DISEÑO

El costo ha sido calculado basándose en las horas empleadas en la investigación y diseño del equipo

Un total de 200 horas, a un costo de 10 USD/h, total 2000USD.

3.4.1.5 COSTO TOTAL

La suma de los costos parciales de materiales, maquinaria, mano de obra y diseño dan como resultado el costo final del proyecto.

COSTOS PARCIALES	COSTO TOTAL (USD)
Costo de materiales	28318
Costo de maquinado	388
Costo de mano de obra	171
Costo de diseño	2000
Varios (imprevistos)	1122
Total	32000

TABLA 3.6: Costos Totales

CAPITULO 4

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- El presente trabajo concluye con la elaboración de un modelo a escala reducida de un Dinamómetro de inercia el cual simula las condiciones de frenado de un vehículo Chevrolet Isuzu 2300, de la misma manera se desarrolla un ensayo para la empresa EGAR S.A que ayudará en las investigaciones de nuevos materiales y a tomar mejor decisiones en cuanto a nuevas materia primas y proveedores, de esta manera con esta máquina se quiere contribuir al desarrollo del país en un trabajo en conjunto entre la universidad y la empresa privada.
- La construcción del modelo ha permitido adelantarse a los problemas de construcción futura de un prototipo, en el cual se ha verificado que el problema principal es la factibilidad económica, debido a la gran cantidad de energía que se debe representar en la máquina, las inercias asociadas al motor representan un 80% sobre la inversión de 32000 USD, lo cual no es aceptable para una industria como EGAR S.A que no se dedica a la producción en serie de estas máquinas y tampoco se dedica a la realización de estos ensayos como una empresa de servicios. Por lo cual se aprobó exclusivamente como un modelo de exposición, explicación y para uso particular de la empresa en ensayos más pequeños que los tratados en el objetivo principal.
- La adquisición de datos en primera instancia será manual, pero con el tiempo se podrá realizar en forma automática la adquisición y registros de datos, esto debido a que lo primordial fue asegurar la parte mecánica y sobre esta base trabajar a futuro en la parte eléctrica y de control.

- Los primeros ensayos han dado a conocer la eficiencia y eficacia del sistema de frenos en especial del material de fricción que es el elemento en estudio y el propósito de este ensayo.
- Se pudo verificar que conforme se incrementa la temperatura de ensayo el material de fricción disminuye su coeficiente de fricción hasta llegar a estabilizarse o desvanecerse, esto se pudo constatar con la capacidad de frenado que fue disminuyendo conforme aumentaba la temperatura.

4.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda cambiar el control del equipo a un control por PLC's en lugar de control por contactores.
- Se recomienda realizar un mecanismo que permita desconectar las rpm del motor con las rpm del eje una vez apagado el motor, el freno debe ser el único elemento capaz de detener a los discos de masa que dan la inercia.
- Se recomienda ubicar una lámina de acrílico alrededor de todas las partes móviles con objeto de precautelar la integridad de los operarios.
- Se recomienda no superar los 600 ciclos de pruebas ya que el motor podría sobrecalentarse sobre su límite de funcionamiento.
- Se recomienda utilizar un registrador automático de temperaturas con el objeto de medir a intervalos de tiempo más cortos y obtener curvas mas precisas del comportamiento de un freno en una aplicación real.

BIBLIOGRAFIA

- ◆ MARKS L., Manual del Ingeniero Mecánico, Hispanoamericana, México, 1979, V1.
- ◆ SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; México; 1983.
- ◆ SHIGLEY, J.; Teoría de Máquinas y Mecanismos; McGraw-Hill; México; 1983.
- ◆ Norma INEN; Código de Dibujo Técnico-Mecánico; Quito; 1989.

ANEXOS

ANEXO 1

ENSAYOS Y PRUEBAS EXPERIMENTALES EN EL MODELO DEL DINAMOMETRO DE INERCIA

PROCEDIMIENTO DE PRUEBA DE LABORATORIO SEGUN LA NORMA ESTANDAR DE SEGURIDAD FEDERAL PARA VEHICULOS (FMVSS 121D)

DEFINICIONES

Este estándar establece el funcionamiento y los requerimientos del equipo para sistemas de frenado en camiones, autobuses, y remolques equipados con frenos de aire/hidráulico. Aprobar el estándar requiere pruebas en vehículo y dinamómetro. Un procedimiento de prueba ha sido desarrollado para cada categoría. Este procedimiento de prueba es con ensamblajes de freno sobre un dinamómetro.

TEMPERATURA INICIAL DE FRENADO

Temperatura promedio del material de fricción del freno, 18 segundos antes de la aplicación del freno.

TEMPERATURA FINAL DE FRENADO

Temperatura 0.1 segundos después de liberar el freno.

PRESION

Es la fuerza por unidad de área ejercida por el aire comprimido en la aplicación del freno o la liberación del mecanismo.

SNUB

Disminución de frenado en rpm, pero no a 0 rpm.

RADIO EFECTIVO DEL NEUMÁTICO (SLR)

Radio efectivo del neumático es el radio ponderado que se da a un neumático cuando está cargado a su capacidad máxima (GAWR), obteniendo su valor del fabricante.

MATERIAL DE PRUEBA

Es el material de fricción de un sistema freno de tambor o disco.

REQUERIMIENTOS PARA LA PRUEBA PRELIMINAR

ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO DE PRUEBAS

El dinamómetro deberá tener provisión para lo siguiente:

- Dinamómetro completo para inercia de frenado con una consola electrónica, con un rango de inercia entre 250 y 1500 slug-ft², en incrementos mínimos para obtener cualquier inercia requerida con +0%, -2%.
- Control de presión constante, con ± 1 psi desde 20 a 80 psi.
- Control de torque constante, dentro de ± 100 pie-lb, para tasas de presión en que los cambios no exceden de 20 psi.
- Control de temperatura dentro de $\pm 10^{\circ}$ F.
- Control de tiempo dentro de ± 1 segundo para ciclos repetitivos.
- Control de velocidad dentro de 1 mph.
- Tiempo de respuesta a la presión, capaz de alcanzar 60 psi desde una presión de suministro de 100 psi en no más de 0.25 segundos con una prueba de reserva de 50 in³.

Registro permanente.

- Dirección simultánea de aire uniforme y continuamente sobre el tambor o disco de freno a una velocidad de 2200 ± 200 ft/min.
- Resistencia a la inercia del eje de menos de 30 ft-lb.

PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN DE LA PRUEBA

Antes de empezar el programa de pruebas, el contratista proveerá un procedimiento de operación de pruebas escrito el cual incluye una descripción paso por paso de la metodología de la prueba usada en el programa. Donde sea apropiado, el procedimiento de prueba incluirá artículos tal como, listas de chequeo y hojas de cálculo para cada fase de prueba. El procedimiento de operación de la prueba necesitará la aceptación antes que la prueba comience.

CONDICIONES DEL DINAMOMETRO DE PRUEBA

La temperatura del aire ambiente estará entre 75 ° F y 100 ° F. El aire a la temperatura ambiente estará dirigido uniformemente sobre el tambor o disco de freno a una velocidad de 2200 ft/min \pm 200 ft/min. Incrementar la temperatura del freno a un nivel especificado para realizar una o mas paradas desde 40 mph a una desaceleración de 10 ft/s². Disminuir la temperatura del freno a un nivel especificado para rotar el tambor o disco a una velocidad constante de 30 mph (equivalente en rpm).

PREPARACION DE LA PRUEBA

Verificar la exactitud de la instrumentación usada para indicar y registrar rpm, torque, presión de aire aplicada y temperatura del freno.

Instalar una termocupla en el centro de la zapata. La termocupla estará instalada de 0.5 pulgadas a 1 pulgadas desde cualquier borde o cualquier centro de ranura de un segmento recubierto. Una segunda termocupla estará instalada a 0.5 pulgadas de la primera, a una profundidad de 0.060 pulgadas, para ser usada si la primera tiene un mal funcionamiento.

Obtener los siguientes componentes intactos del sistema de frenos del vehículo para la prueba:

- Tambor o disco y el ensamblaje central de la rueda.
- Cojinetes
- Ensamblaje del freno, incluyendo ajustadores y cámara de aire.

Antes de remover el ensamblaje del freno, medir la distancia (\pm 0.001 pulgadas) de la superficie del material de fricción para la línea central del eje, en 4 puntos, a lo largo de la circunferencia de la zapata, 0.05 pulgadas a 1 pulgadas desde cada borde, con las zapatas aseguradas, para prevenir el movimiento y la rayadura del material con metal. Tener cuidado mientras el rayado no dañe el recubrimiento o distorsione las zapatas por apretado fuerte.

Reemplazar todos los componentes del freno y eje, partes dañadas durante la prueba. Use solamente partes idénticas de reemplazo con los números de partes exactas como el especificado por el fabricante de los vehículos.

Adjuntar el material de fricción y el tambor al dinamómetro usando componentes fijos y/o ejes para simular apropiadamente tan cercano a la práctica la configuración del montaje actual sobre el vehículo. El tambor y la rueda deberán estar instalados sobre los cojinetes removidos del vehículo. La medición del recubrimiento del freno deberá estar dentro de ± 0.005 pulgadas de los tomados sobre el vehículo.

El equivalente en rpm es calculado con la fórmula:

$$R = \frac{(168.07 * V)}{SLR}$$

Donde:

R = relación de rotación del tambor o disco sobre el dinamómetro en rpm

168.07 = constante de proporcionalidad

V = velocidad equivalente del vehículo en mph

SLR = Radio efectivo del neumático usado sobre vehículos en pulgadas.

Control de ajuste del dinamómetro para las correctas rpm(s)

Determine la inercia equivalente del dinamómetro para el GAWR para el eje del vehículo aplicable. La inercia es calculada de la fórmula:

$$I = \frac{(W * SLR^2)}{2G}$$

Donde:

I = momento de inercia del volante del dinamómetro en slug-ft².

W = relación GAWR en lb

SLR = Radio efectivo del neumático en ft

G = gravedad (32.2 ft/s²)

Seleccione una prueba de inercia (It) que está dentro de -0% y -2% del valor calculado (I). Adjunte los volantes apropiados al eje de inercia del dinamómetro.

Determine el torque requerido para lograr la relación de desaceleración apropiada. El torque es calculado de la fórmula:

$$T = \frac{(I_a \times D)}{SLR}$$

Donde:

T = torque en ft-lb

Ia = inercia actual usada

D = relación de desaceleración ft/s².

SLR = Radio efectivo del neumático en ft

Ajuste el control del dinamómetro para el torque(s) calculado(s).

Hacer los ajustes finales para proveer una desaceleración apropiada. Si la cámara de aire incorpora un mecanismo de aplicación de freno de resorte totalmente cerrado, retirar el resorte con la herramienta provista de acuerdo a las instrucciones del fabricante.

Alternativa: suministrar mínimo 90 psi de aire al puerto del freno de resorte.

Registrar los ajustes iniciales de control de rpm, torque, presión de aire, temperatura, tiempo, relación de rampa y cualquier otro parámetro que afecte la prueba. Indicar los cambios hechos durante la prueba sobre la hoja de datos apropiados.

Completar los parámetros de prueba sobre la hoja de especificación de datos.

EJECUCION DE LA PRUEBA

PULIDO

Los frenos son pulidos de la siguiente manera:

Ubicar el conjunto del freno sobre el dinamómetro de inercia y ajustar los frenos como recomienda el fabricante. Hacer 200 paradas desde 40 mph, para una desaceleración de 10 ft/s², con una temperatura inicial del freno sobre cada

parada de no menos de 315° F y no más de 385° F. Hacer 200 paradas adicionales desde 40 mph para una desaceleración de 10 ft/s², con una temperatura inicial del freno sobre cada parada de no menos de 450° F y no más de 550° F. Los frenos pueden ser ajustados hasta 3 veces durante el procedimiento de asentamiento a intervalos especificados por el fabricante del vehículo, y pueden ser ajustados al final del asentamiento de acuerdo con las recomendaciones del fabricante del vehículo.

Procedimiento

a) Ajustar los frenos de acuerdo a las instrucciones del fabricante de frenos. Adjuntar una copia del manual de instrucción del fabricante.

b) Calentar el freno entre (315° F a 385 ° F), haciendo paradas equivalentes a 40 mph a una tasa de desaceleración de 10 ft/s² ±0.15 ft/s² para un intervalo de tiempo no menos de 90 segundos, a menos que sea necesario conseguir la temperatura de prueba.

c) Hacer 200 paradas desde 40 mph, rpm equivalentes a 10 ft/s², desde una temperatura inicial del freno de entre 315° F a 385° F. Para cada parada, registrar rpm, temperatura inicial del freno, presión de aire, torque, y tiempo de parada para la primera y cada veinte paradas.

d) Enfriar el freno, rotando el tambor a 30 mph, rpm equivalentes, hasta que el freno se enfríe de 90° F a 100° F; antes, ajustar los frenos si es necesario.

Repetir el punto (b) para conseguir la temperatura de prueba de 450° F a 550 ° F, con un intervalo no menos de 60 segundos, a menos que sea necesario conseguir la temperatura.

Repetir el punto (c) para una temperatura inicial del freno de 450°F a 550° F

Repetir el punto (d)

Observar el relleno de los frenos y registrar el porcentaje de contacto del recubrimiento.

NOTA: Los frenos con ajuste automático no necesitarán ajuste.

FUERZA DE RETARDACIÓN DEL FRENO

Párrafo 1

La suma de las fuerzas de retardación ejercidas por los frenos sobre un vehículo diseñado para ser remolcado por otro vehículo equipado con frenos de aire será tal que el cociente:

(Suma de las fuerzas de retardación del freno) / (Suma de GAWR's)

Relativa a la presión de aire en la cámara del freno, tendrá valores no menos que los presentados en la columna 1 de la tabla I. La fuerza de retardación será determinada como sigue:

Fuerza de retardación del freno/GAWR	Presión en la cámara del freno (psi)
Columna 1	Columna 2
0.05	20
0.12	30
0.18	40
0.25	50
0.31	60
0.37	70
0.41	80

TABLA I: Fuerza de retardación del frenos

Párrafo 2

Después de asentar o pulir el freno, conservar el ensamblaje del freno sobre el dinamómetro de inercia. Con una temperatura inicial del freno entre 125 ° F y

200 ° F, realizar una parada de 50 mph manteniendo la presión de aire en la cámara del freno a una constante de 20 psi. Medir el torque promedio ejercida por el freno desde el tiempo en que la presión de aire especificada es alcanzada, hasta que el freno se detiene, y dividir por el radio efectivo del neumático, para determinar la fuerza de retardación. Repetir el procedimiento 6 veces, incrementando la presión del aire en la cámara del freno en 10 psi.

Después de cada parada rotar el tambor o disco de freno hasta que la temperatura del freno caiga entre 125° F y 200° F.

Procedimiento

a) Calentar el freno entre 125° F y 200° F, ó enfriar el freno por rotación del tambor o disco a 30 mph (rpm equivalentes) hasta enfriarlo entre 200° F y 125° F.

b)Con una temperatura inicial del freno entre 125° F y 200° F, hacer una parada desde 50 mph (rpm equivalentes) con una presión de aire constante de 20 psi. Medir el torque promedio desde el tiempo en que la presión de aire ha alcanzado 20 psi hasta que el tambor o disco pare. Dividir este valor por el radio efectivo del neumático para obtener la fuerza de retardación del freno, y para la carga (GAWR)/2 para obtener la relación F/ GVAR. Registrar las rpm, temperatura inicial del freno, presión de aire, torque y tiempo de parada.

Después enfriar a 30 mph a rpm equivalentes, repetir el punto b para incrementos de 10 psi, hasta 80 psi incluido.

Enfriar el freno por rotación del tambor o disco a 30 mph (rpm equivalentes)

POTENCIA DEL FRENO

Párrafo 3

Montado sobre un dinamómetro de inercia, cada freno deberá ser capaz de hacer 10 desaceleraciones consecutivas a una tasa promedio de 9 ft/s² de 50

mph a 15 mph, para intervalos iguales de 72 segundos; y deberá ser capaz de desacelerar para detenerse de 20 mph a una tasa de desaceleración promedio de 14 ft/s², un minuto después de la décima desaceleración. Las series de desaceleración estarán dirigidas como sigue:

Párrafo 4

Con una temperatura inicial del freno entre 150° F y 200° F para la primera aplicación del freno, y la rotación del tambor o disco a una velocidad equivalente de 50 mph, aplicar el freno y desacelerar a una tasa de desaceleración promedio de 9 ft/s² a 15 mph. Al alcanzar 15 mph, acelerar a 50 mph y aplicar el freno por segunda vez 72 segundos después del inicio de la primera aplicación. Repetir el ciclo hasta que las 10 desaceleraciones hayan sido hechas. La presión de aire en la línea de servicio no excederá de 100 psi durante cualquier desaceleración.

Párrafo 5

Un minuto después del fin de la última desaceleración requerida por el párrafo 4 y con el tambor o disco girando a una velocidad de 20 mph, desacelerar para una parada a una tasa de desaceleración promedio de 14 ft/s².

RECUPERACION DEL FRENO

Empezando 2 minutos después de completar la prueba requerida por el párrafo 1 (el freno de un vehículo al igual que el freno del eje frontal de un camión tractor), deberá ser capaz de hacer 20 paradas consecutivas de 30 mph a una tasa de desaceleración promedio de 12 ft/s², a intervalos iguales de 1 minuto, medido desde el comienzo de cada aplicación del freno. La presión de aire en la línea de servicio necesaria para obtener una tasa de 12 ft/s² no deberá ser más que 85 psi, y no menos que 20 psi, para un freno que no está sujeto al control de un sistema de freno antibloqueo, ó 85 psi y no menos 12 psi para un freno que está sujeto al control de un sistema antibloqueo.

NOTA: los frenos del eje frontal de un camión-tractor no están sujetos a los requerimientos establecidos más adelante. Los frenos del eje frontal de un bus o camión no están sujetos a los requerimientos de presión mínima.

TASA PROMEDIO DE DESACELERACIÓN

El cambio en velocidad dividido por la desaceleración medida desde el inicio de la desaceleración para propósitos de los requerimientos del párrafo 3.

NOTA: la secuencia medida deberá ser seguida exactamente. Tolerancia en los intervalos de tiempo: -0 a +1 segundo. La tolerancia sobre la tasa de desaceleración es como sigue:

+0 a -1 ft/s², excepto para 12 ft/s²: ±0.5 ft/s².

Establecer la presión máxima de suministro a 100 psi.

a) Calentar los frenos como en el procedimiento de asentamiento (pulido) a una temperatura entre 150° F y 200° F, o enfriar el freno por rotación del tambor o disco a 30 mph, rpm equivalente.

b) Someter el freno a 10 desaceleraciones consecutivas a una tasa promedio de 9 ft/s², de 50 mph, rpm equivalentes a 15 mph, rpm equivalentes, a intervalos de 72 segundos, con una temperatura inicial del freno entre 150° F y 200° F solamente para la primera desaceleración. Registrar rpm, temperatura del freno, presión de aire, torque y tiempo de parada.

c) Un minuto después de la última desaceleración en la parte b, dar energía al freno mientras rota a una velocidad equivalente de 20 mph (rpm equivalentes) y frenar a una tasa de desaceleración de 14 ft/s². Registrar rpm, temperatura del freno, presión de aire y torque.

d) Dos minutos después de la desaceleración de la parte c, someter el freno a una serie de 20 paradas consecutivas de 30 mph (rpm equivalentes) a 12 ft/s²,

en intervalos de 1 minuto, medidos desde el comienzo de cada parada. Registrar rpm, temperatura del freno, presión de aire y torque.

Enfriar el freno por rotación del tambor o disco a 30 mph (rpm equivalentes) hasta que el freno se enfríe a 90° F ó a 100° F. Retirar el freno, los elementos y componentes del dinamómetro y examinar el freno para demostrar los defectos visuales.

REQUERIMIENTOS POST-PRUEBA

Retirar elementos y ensamblaje del freno desde el dinamómetro. Señalar los componentes del ensamblaje del freno con el número de identificación.

REPORTES

Tablas de contenidos

La tabla de contenidos del reporte de prueba final incluirá lo siguiente:

Sección 1 – propósito del cumplimiento de la prueba

Sección 2 – sumario de los datos de prueba

Sección 3 – datos de prueba

Sección 4 – lista de los equipos de prueba e información de la calibración

Sección 5 – fotografías

Sección 6 – noticia del error de prueba (si es aplicable)

ANEXO 2

**FIGURAS PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TODOS LOS
ELEMENTOS MECÁNICOS.**

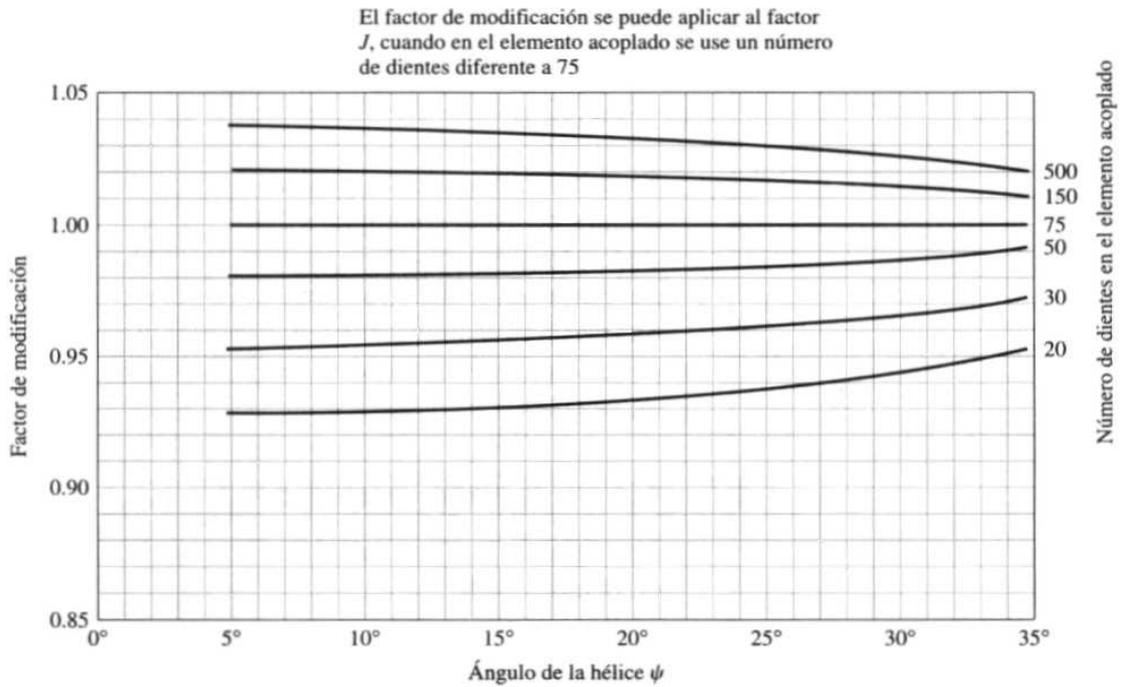


FIGURA 1: Multiplicadores de Factores J .

FUENTE: SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; México; 1983.

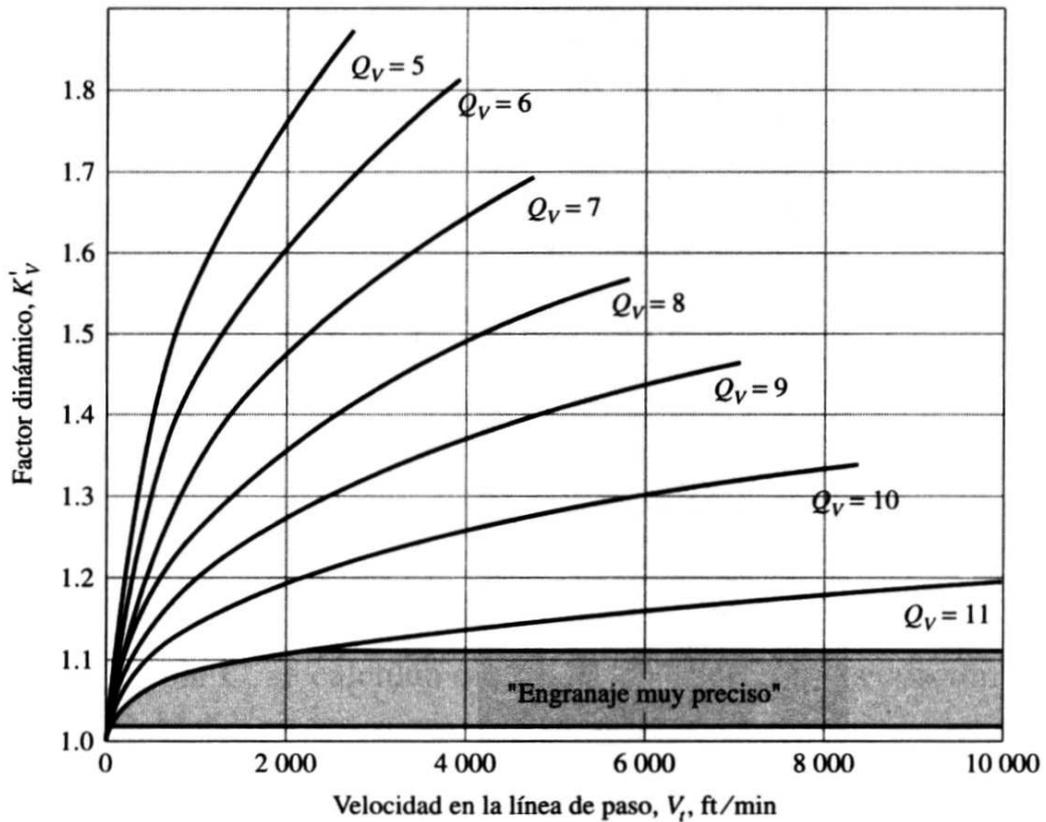


FIGURA 2: Factores Dinámicos C_v y K_v .

FUENTE: SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; México; 1983.

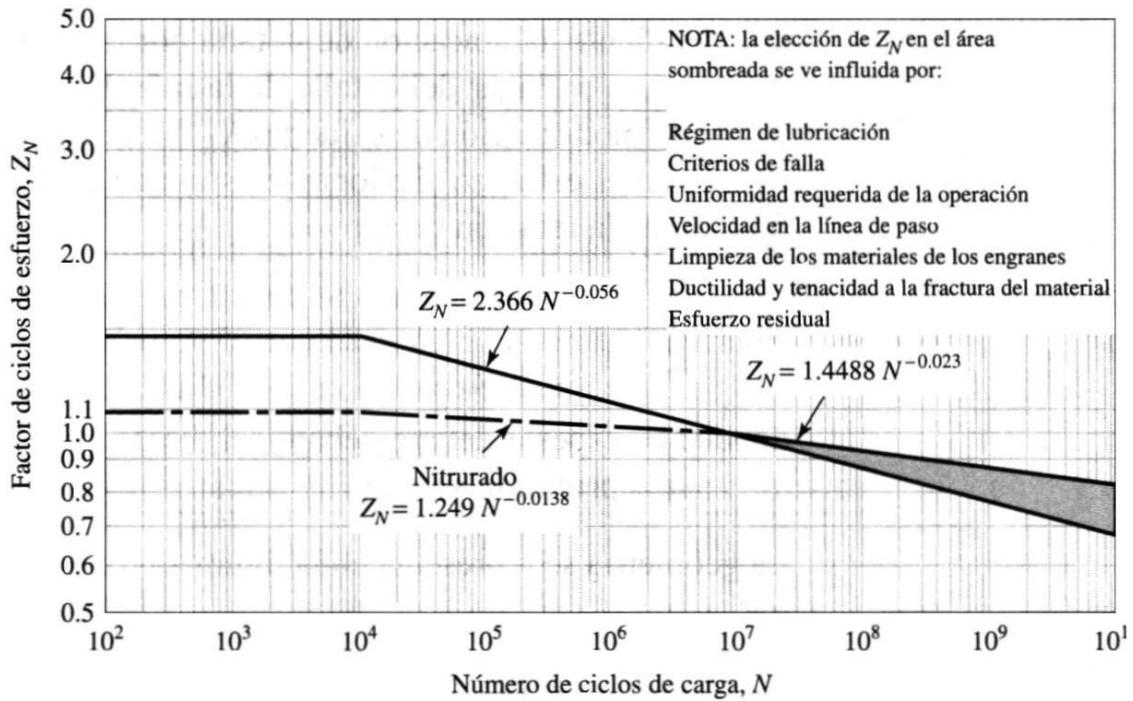


FIGURA 3: Factor de Duración de Resistencia a la Picadura C_L para Engranes de Acero.
FUENTE: SHIGI EY .I · Diseño en Ingeniería Mecánica: McGraw-Hill: México: 1983

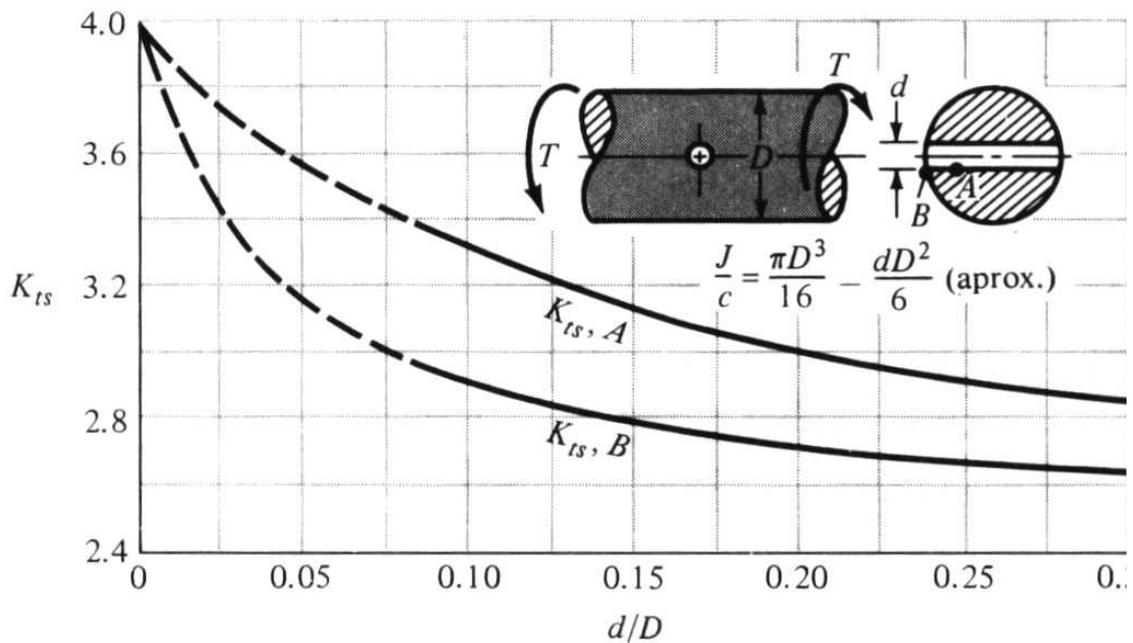


FIGURA 5: Diagrama de factores de concentración de Esfuerzo en Torsión K_{ts} .
FUENTE: SHIGI EY .I · Diseño en Ingeniería Mecánica: McGraw-Hill: México: 1983

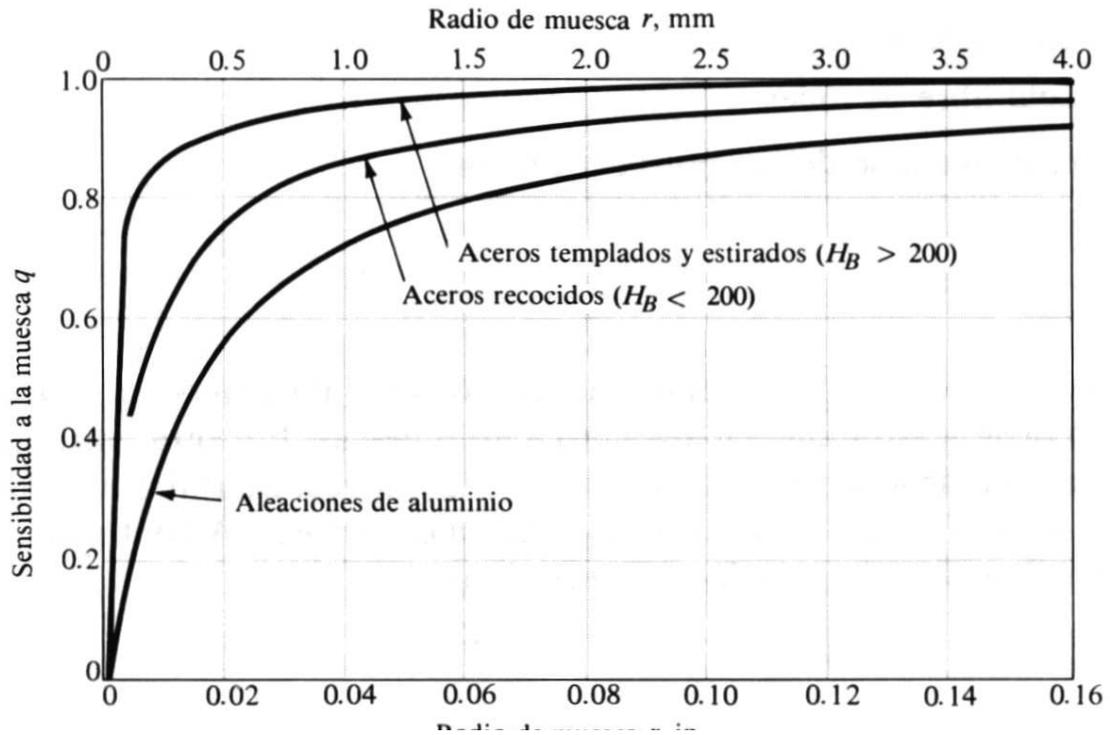


FIGURA 6: Curvas de Sensibilidad a la Muesca para Materiales en Torsión.
 FUENTE: SHIGLEY, J.: Diseño en Ingeniería Mecánica: McGraw-Hill: México: 1983

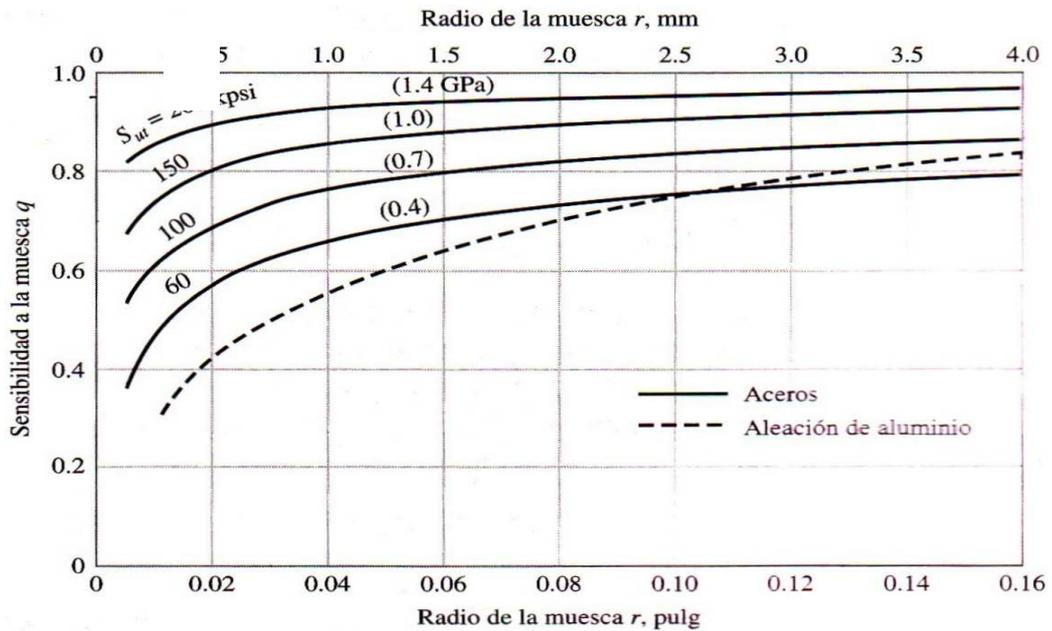
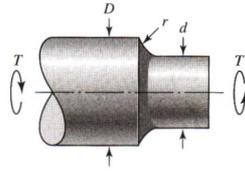


FIGURA 7: Curvas de Sensibilidad a la Muesca para Materiales en Flexión.
 FUENTE: SHIGLEY, J.: Diseño en Ingeniería Mecánica: McGraw-Hill: México: 1983

Eje redondo con entalle en el hombro en torsión, $\tau_0 = Tc/J$ donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.*



El factor de concentración de esfuerzo K_{ts} está relacionado con el esfuerzo principal máximo ordenado $(\sigma_1)_{\max} = K_{ts} \tau_0$ o bien con el esfuerzo von Mises $(\sigma')_{\max} = K_{ts} \sigma_0 = \sqrt{3} K_{ts} \tau_0$,

$$K_{ts} = 0.78 + 0.2 \left(\frac{D}{d}\right)^{-10} + \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.46} \sqrt{\frac{0.002 - 0.125(D/d)^2 + 0.123(D/d)^4}{1 - 2.75(D/d)^2 + 2.55(D/d)^4}}$$

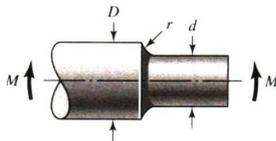
D/d	r/d						
	0.02	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.288	1.176	1.117	1.091	1.074	1.063	1.055
1.05	1.588	1.352	1.229	1.174	1.140	1.117	1.100
1.10	1.753	1.445	1.284	1.212	1.168	1.137	1.115
1.50	2.059	1.620	1.392	1.288	1.226	1.183	1.150
2.00	2.101	1.647	1.410	1.303	1.238	1.194	1.160
6.00	2.109	1.652	1.414	1.306	1.241	1.196	1.162

* R. D. Rolovic, S. M. Tipton y J. R. Sorem, Jr., "Multiaxial Stress Concentration in Filleted Shafts", enviado a ASME Journal of Mechanical Design, marzo del 2000 (en revisión).

FIGURA 8: Factor de Concentración a la Muesca para Materiales en Torsión.

FUENTE: SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; México; 1983.

Eje redondo con entalle en el hombro en flexión $\sigma_0 = Mc/I$ donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.*



El factor de concentración de esfuerzo K_t está relacionado con el esfuerzo von Mises máximo $(\sigma')_{\max} = K_t \sigma_0$,

$$K_t = 0.622 + 0.38 \left(\frac{D}{d}\right)^{-4.3} + \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.5} \sqrt{\frac{-0.322 - 0.277(D/d)^2 + 0.599(D/d)^4}{1 - 2.55(D/d)^2 + 5.27(D/d)^4}}$$

D/d	r/d						
	0.01	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.681	1.297	1.206	1.166	1.141	1.125	1.113
1.05	2.411	1.592	1.398	1.313	1.261	1.226	1.200
1.10	2.850	1.758	1.499	1.384	1.316	1.269	1.235
1.50	3.773	2.068	1.664	1.485	1.378	1.305	1.252
2.00	3.936	2.115	1.683	1.492	1.378	1.300	1.243
6.00	3.994	2.130	1.688	1.493	1.376	1.296	1.238

*S. M. Tipton, J. R. Sorem y R. D. Rolovic, "Updated Stress-Concentration Factors for Filleted Shafts in Bending and Tension", trad. de ASME Journal of Mechanical Design, vol. 118, núm.3 (septiembre de 1996), pp. 321-327.

FIGURA 9: Factor de Concentración a la Muesca para Materiales en Flexión.

FUENTE: SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; México; 1983.

ANEXO 3

ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES EMPLEADOS DURANTE EL DISEÑO.

SAE 1018
Eje de transmisión-Tolerancias h9-h11

GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono.

ANALISIS TIPICO %

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15-0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS

Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2) o torneado (medidas hasta 6")- Las medidas 7",8",9" y 10" son suministradas laminadas en caliente.

Propiedad: Laminado en Frío	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	min. 31
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	51-71
Elongación, A5	20%
Reducción de área, Z	57%
Dureza	163 HB

APLICACIONES

Donde se requiera aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ej.: pernos y tuercas, piezas de máquinas pequeñas, ejes bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

PULGADAS	PESO APROX. kg/m
1/4	0.28
3/8	0.6
1/2	1.0
5/8	1.6
3/4	2.2
7/8	3.0
1	4.0
1 1/8	5.0
1 1/4	6.2
1 3/8	7.5
1 1/2	8.9
1 3/4	12.2
2	15.9
2 1/4	20.1
2 1/2	24.8
2 3/4	30.0
3	35.8
3 1/4	42.0
3 1/2	48.7
3 3/4	55.9
4	63.6
4 1/2	80.5
5	99.4
5 1/2	120.2
6	143.1
7	197.0
8	255.0
9	328.5
10	397.0

STOCK DRIVE SELECTION

To select the best Conventional V-drive for your application, simply follow the step by step instructions below:

BEFORE SELECTING A DRIVE, YOU NEED TO KNOW ONLY FOUR FACTS:

1. Horsepower requirement of the drive.
2. The rpm of the DriveR.
3. The rpm of the DriveN machine.
4. The approximate center distance for the drive.

STEP 1—FIND THE DESIGN HORSEPOWER

- a Determine proper service, intermittent, normal or continuous from Table 4. Then look over the driven machines shown in the first column and find the one most similar to yours. To the right of this machine, find the column which contains the driver you will use and find the service factor in the column under your proper service selection.
- b Multiply the horsepower requirement by the Service Factor you have selected. This gives the Design Horsepower (the horsepower for which you are going to select the drive).

TABLE 4—SERVICE FACTORS															
<p>THE CORRECT SERVICE FACTOR IS DETERMINED BY:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. The extent and frequency of peak loads. 2. The number of operating hours per year, broken down into average hours per day of continuous service. 3. The proper service category, (intermittent, normal or continuous). Select the one that most closely approximates your application conditions. 		<p>INTERMITTENT SERVICE—SERVICE FACTOR 1.0 TO 1.5</p> <ol style="list-style-type: none"> a Light Duty—Not more than 6 hours per day. b Never exceeding rated load. <p>NORMAL SERVICE—SERVICE FACTOR 1.1 TO 1.6</p> <ol style="list-style-type: none"> a Daily service 6 to 16 hours per day. b Where occasional starting or peak load does not exceed 200% of the full load. <p>CONTINUOUS SERVICE—SERVICE FACTOR 1.2 TO 1.8</p> <ol style="list-style-type: none"> a Where starting or peak load is in excess of 200% of the full load or where starting or peak loads and overloads occur frequently. b Continuous service 16 to 24 hours per day. 													
TYPICAL SERVICE FACTORS															
DRIVEN MACHINE TYPES		DRIVER TYPES													
<p>Driven Machine Types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below.</p> <p>IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR.</p> <table border="0"> <tr> <td>Idler on slack side (inside)</td> <td>None</td> </tr> <tr> <td>Idler on slack side (outside)</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td>Idler on tight side (inside)</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td>Idler on tight side (outside)</td> <td>0.2</td> </tr> </table>		Idler on slack side (inside)	None	Idler on slack side (outside)	0.1	Idler on tight side (inside)	0.1	Idler on tight side (outside)	0.2	<p>ELECTRIC MOTORS: AC Normal Torque Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound Internal Combustion Engines</p>			<p>ELECTRIC MOTORS: AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Repulsion-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound</p>		
		Idler on slack side (inside)	None												
Idler on slack side (outside)	0.1														
Idler on tight side (inside)	0.1														
Idler on tight side (outside)	0.2														
INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE										
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors		1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3								
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens		1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4								
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery		1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6								
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills		1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8								
Chokable Equipment		2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0								

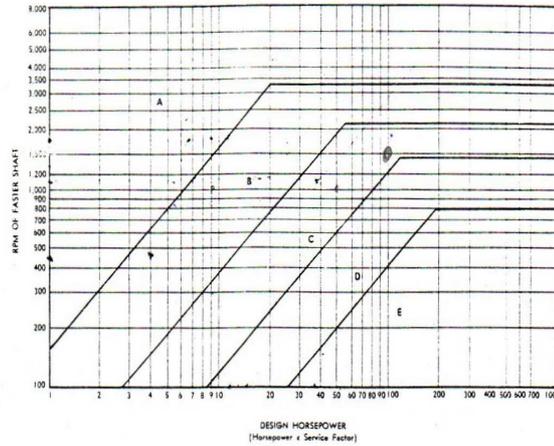
FOR A GOOD COMMERCIAL DRIVE SELECTION, USE CONTINUOUS SERVICE FACTOR

STOCK DRIVE SELECTION

STEP 2—CHOOSE THE BELT CROSS SECTION

- a On the bottom line of Table 5, locate the Design Horsepower; then read up to the rpm of the **faster** shaft. The point at which the lines intersect indicates the recommended belt section and most economical sheave diameter range.
- b If the DriveR is an electric motor, check horsepower and rpm against the minimum recommended sheave diameter in Table 6. Be sure to use a motor sheave that will conform to the National Electric Manufacturers Association standard for minimum sheave diameter. (If it would not, choose a larger diameter range, or a larger cross section, or turn to Page 43 and design a non-stock drive with sufficiently large motor sheave.

TABLE 5—SELECTION OF V-BELT CROSS SECTION



STEP 3—SELECT THE DRIVE

- a Turn to the Drive Selection Table for the belt cross section selected. From Table 5.
- b Find the RPM of your DriveR. Speeds shown are standard **Full Load** motor ratings.
- c Read down the DriveN Speed Column until you come to the speed nearest your desired speed. Under the same column heading, you will find the horsepower per belt.
- d Read across to the left for the required DriveR and DriveN sheaves. (Recheck your DriveR diameter against Table 6—do not go below minimums recommended for electric motors.)
- e Read across to the Right for shaft centers nearest to that required. The belt size is shown at the top of the Center Distance Column.
- f To determine the number of belts required, multiply the horsepower per belt found under Step 3c, by the arc and length correction factor found in the Center Distance column below the center distance selected. This gives you the corrected or actual horsepower per belt.
- g Divide the Design horsepower found under Step 1b by the corrected horsepower found under 3f to determine the number of belts required.

TABLE 6—MINIMUM RECOMMENDED SHEAVE DIAMETERS FOR ELECTRIC MOTORS

MOTOR HORSE-POWER	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
*30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	15.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

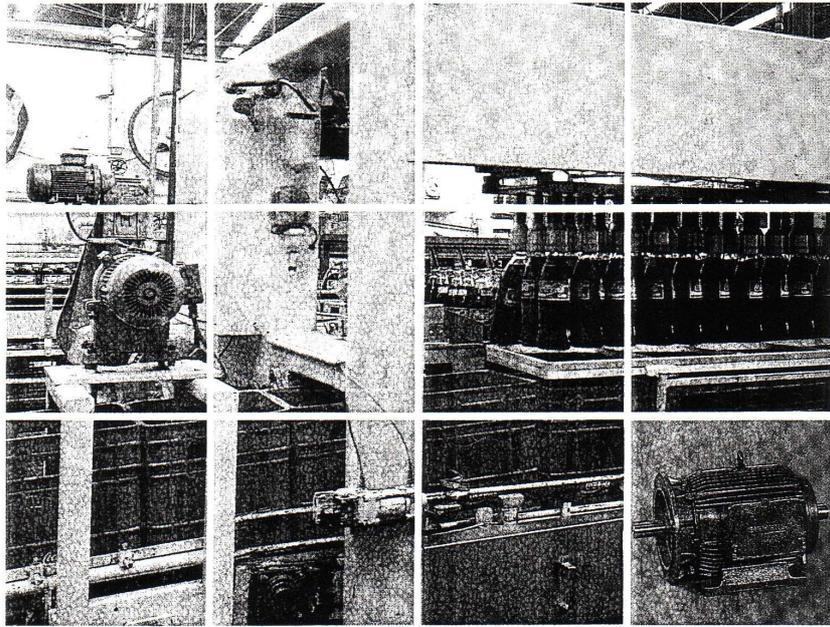
*Note: Data above the line are from National Electrical Manufacturers Association Standard MG1-3.15 and MG1-3.16a. Data below the line are a composite of Electrical Motor Manufacturers data. They are generally conservative, and specific motors and bearings may permit the use of a smaller motor sheave. Consult the motor manufacturer.

STOCK DRIVE SELECTIONS

Speed Ratio	Sheave Pitch Diameters (Inches)		DriveN Speeds and HP Per Belt at 1.0 Service Factor (Including Allowance for Speed Ratio)												Multiple V-Belt Number and Center Distance (Inches) MULTIPLY HORSEPOWER PER BELT BY COMBINED ARC AND LENGTH CORRECTION FACTOR SHOWN BELOW CENTER DISTANCE SELECTED																							
			1750 RPM Driver						1160 RPM Driver						870 RPM Driver						C105 to C420																	
			Driver RPM	DriveN RPM	EC	CVS	HY-T	TF	Driver RPM	DriveN RPM	EC	CVS	HY-T	TF	Driver RPM	DriveN RPM	EC	CVS	HY-T	TF	C300	C330	C360	C390	C420													
3.00	8.0	24.0	563	13.42	14.19	15.78	21.98	387	10.42	10.98	12.42	16.40	290	8.42	8.87	10.17	13.15	22.9	27.7	31.3	35.4	39.5	47.8	54.8	62.3	65.9	73.4	80.9	95.0	110.0	125.1	140.1	155.1	170.2	185.2			
3.00	3.00	30.0	583	18.35	19.21	21.59	27.19	387	14.58	15.25	17.25	20.64	290	11.83	12.36	14.12	16.61	28.3	32.5	40.8	48.0	55.7	66.8	74.4	83.0	97.0	112.1	127.2	142.3	157.3	172.4	187.4	202.5	217.5	232.5	247.5		
3.00	12.0	36.0	583	22.20	23.10	26.24	31.54	387	18.38	19.13	21.67	24.55	278	15.05	15.65	17.85	19.88	29.0	33.6	41.0	48.8	52.4	60.1	67.7	71.9	81.9	97.2	112.4	127.5	142.6	157.7	172.8	187.9	203.0	218.1	233.2	248.3	
3.13	16.0	50.0	583	19.43	20.30	22.87	28.38	379	11.50	12.09	13.67	17.50	246	9.30	9.76	11.18	14.04	27.7	31.6	38.5	46.4	49.9	53.5	61.2	68.8	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2	
3.14	14.0	44.0	583	17.22	18.06	20.24	25.97	369	11.78	12.60	14.55	18.12	244	10.09	11.40	13.15	15.77	27.7	31.6	38.5	46.4	49.9	53.5	61.2	68.8	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2	
3.16	9.0	30.0	554	17.22	18.06	20.24	25.97	367	11.58	12.42	14.68	18.62	275	10.99	11.50	13.15	15.77	27.2	31.6	38.5	46.4	49.9	53.5	61.2	68.8	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2	
3.20	7.5	24.0	547	12.04	12.78	14.18	20.56	362	9.33	9.87	11.16	15.29	272	7.55	7.97	9.15	12.26	23.3	28.0	31.6	35.8	39.9	48.0	55.1	62.7	73.8	81.3	95.4	110.4	125.4	140.5	155.5	170.5	185.5	200.5	215.5		
3.27	11.0	36.0	535	20.42	21.31	24.07	29.49	355	16.54	17.24	19.52	22.64	266	13.46	14.03	16.02	18.28	82	86	88	89	91	95	97	100	101	102	104	107	111	115	118	120	122	124	126	128	
ARC & LENGTH CORRECTION FACTOR																																						
3.33	9.0	30.0	526	16.02	16.84	18.83	24.70	348	12.55	13.17	14.89	18.57	261	10.15	10.64	12.17	14.91	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
3.38	13.0	44.0	518	23.67	24.57	28.10	33.36	333	20.14	20.92	23.73	28.38	257	16.59	17.23	19.64	21.46	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
3.43	7.0	24.0	510	10.61	11.31	12.51	19.08	338	8.22	8.73	9.87	14.16	254	6.66	7.06	8.11	11.35	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
3.43	10.5	36.0	510	19.43	20.30	22.87	28.38	338	15.58	16.26	18.40	21.66	254	12.65	13.20	15.08	17.46	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
3.53	8.5	30.0	496	14.76	15.55	17.34	23.37	329	11.50	12.09	13.67	17.50	246	9.30	9.76	11.18	14.04	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
3.57	14.0	50.0	486	18.36	19.22	21.60	27.21	325	14.78	15.60	17.86	22.12	244	12.07	12.75	14.37	17.98	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
3.60	10.0	36.0	477	12.21	12.91	14.68	20.56	316	10.39	10.94	12.68	16.56	242	11.83	12.36	14.12	16.61	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
3.67	12.0	44.0	467	13.43	14.20	15.80	21.99	309	10.43	10.99	12.43	16.41	232	8.43	8.87	10.17	13.15	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
3.75	8.0	30.0	462	17.43	18.07	20.25	25.98	306	13.58	14.23	16.09	19.62	230	11.00	11.51	13.16	15.77	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
3.85	13.0	50.0	455	23.67	24.58	28.11	33.36	301	20.14	20.93	23.73	28.39	276	16.59	17.24	19.64	21.46	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
4.00	7.5	30.0	437	12.05	12.79	14.19	20.57	290	9.34	9.87	11.16	15.80	217	7.55	7.97	9.15	12.26	23.6	28.3	32.0	36.1	40.2	48.4	55.5	63.0	71.0	83.0	98.2	113.3	128.4	143.5	158.6	173.7	188.8	203.9	219.0	234.1	249.2
ARC & LENGTH CORRECTION FACTOR																																						
4.00	9.0	36.0	437	16.03	16.85	18.83	24.71	290	12.55	13.17	14.90	18.57	217	10.16	10.64	12.18	14.91	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.00	11.0	44.0	437	20.43	21.32	24.08	29.50	290	16.54	17.25	19.53	22.65	217	13.47	14.04	16.02	18.28	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.17	12.0	50.0	420	12.21	12.91	14.68	20.56	278	10.39	10.94	12.68	16.56	209	10.55	11.06	12.81	16.16	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.19	10.5	44.0	418	19.44	20.31	22.88	28.38	277	15.58	16.27	18.41	21.66	208	12.66	13.21	15.08	17.46	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.24	8.5	36.0	413	14.76	15.56	17.35	23.38	274	11.51	12.10	13.68	17.50	205	9.30	9.77	11.18	14.04	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.29	7.0	30.0	408	10.62	11.32	12.52	19.09	270	8.22	8.73	9.87	14.17	203	6.67	7.06	8.12	11.35	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.40	10.0	44.0	398	18.37	19.23	21.60	27.21	264	14.60	15.26	17.26	20.65	198	11.84	12.37	14.13	16.62	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.50	8.0	36.0	389	13.44	14.21	15.80	21.99	258	10.43	11.00	12.43	16.41	193	8.43	8.88	10.18	13.16	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.55	11.0	50.0	385	20.44	21.33	24.09	29.50	255	16.54	17.25	19.53	22.65	193	13.47	14.04	16.02	18.28	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.63	9.5	44.0	378	17.23	18.07	20.26	25.99	250	13.59	14.23	16.09	19.63	188	11.00	11.51	13.16	15.78	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
ARC & LENGTH CORRECTION FACTOR																																						
4.76	10.5	50.0	368	19.44	20.31	22.88	28.39	244	15.58	16.27	18.41	21.66	183	12.66	13.21	15.08	17.46	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.80	7.5	36.0	365	12.06	12.80	14.19	20.57	242	9.34	9.88	11.17	15.30	178	7.56	7.98	9.15	12.26	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
4.89	9.0	44.0	358	16.03	16.85	18.84	24.71	237	12.56	13.18	14.90	18.58	174	10.16	10.65	12.18	14.92	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
5.00	10.0	50.0	350	18.37	19.23	21.61	27.22	232	14.60	15.26	17.27	20.66	174	11.84	12.37	14.13	16.63	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105	108	111	115	118	120	122	124	126	128	
5.14	7.0	36.0	340	10.62	11.33	12.52	19.09	226	8.23	8.74	9.87	14.17	169	6.67	7.07	8.12	11.36	82	84	86	88	90	94	97	100	101	102	105										

Amplia gama de motores

Disponibilidad, servicio oportuno y calidad en todos sus componentes constituyen excelentes argumentos para su selección.



Tipos: 1LA3...; 1LA4...; 1LA6...

Tensiones: 220/440V*

Frecuencia: 60 Hz

Protección:

Totalmente cerrado

TEFC (tipo 1LA3... = IP44;

tipo 1LA4 y 1LA6 = IP54)

Tipo	Tamaño Constructivo IEC	2 polos			4 polos			6 polos			8 polos						
		HP	Amperaje 220V 440V		HP	Amperaje 220V 440V		HP	Amperaje 220V 440V		HP	Amperaje 220V 440V					
1LA3	070	71				0.4	1.7	0.85									
	073	71	0.9	3.1	1.55	0.6	2.3	1.15	0.4	1.9	0.95						
	080	80	1.2	4.2	2.1	0.9	3.1	1.55	0.6	2.4	1.2						
	083	80	1.8	5.6	2.8	1.2	4.0	2.0	0.9	3.6	1.8						
	095	90 L	2.4	7.0	3.5	1.8	5.9	2.95	1.2	5.2	2.6	0.6	2.6	1.3			
	096	90 L	3.6	10.5	5.25	2.4	7.8	3.9	1.8	6.6	3.3	0.9	3.6	1.8			
	106	100 L	5.0	14.0	7.0	3.6	11.0	5.5	2.4	8.5	4.25	1.2	4.6	2.3			
	107	100 L				5.0	14.6	7.3				1.8	6.0	3.0			
	113	112 M	6.6	17.5	8.75	6.6	19.0	9.5	3.6	12.2	6.1	2.4	8.6	4.3			
	130	132 S	9	24.0	12.0	9	24.4	12.2	5.0	16.2	8.1	3.6	11.6	5.8			
	131	132 S	12	32.0	16.0				6.6	21.2	10.6						
	133	132 M				12	31.8	15.9				4.8	15.0	7.5			
	1LA4	134	132 M							9	28.6	14.3					
163		160 M	18	46.0	23.0	18	47.0	23.5	12	38.0	19.0	6.6	20.8	10.4			
164		160 M	24	61.0	30.5							9	26.2	13.1			
166		160 L	28	75.0	37.5	24	62.0	31.0	18	52.0	26.0	9	26.2	13.1			
183		180 M	34	86.0	43.0	30	78.0	39.0				12	36.0	18.0			
186		180 L				36	93.0	46.5	25	67.5	33.75	15	50.0	25.0			
1LA6	206	200 L	48	120.0	60.0				30	79.0	39.5						
	207	200 L	60	148.0	74.0	48	124.0	62.0	36	95.0	47.5	20	62.0	31.0			
	220	225 S				60	142.0	71.0				30	92.0	46.0			
	223	225 M	70	164.0	82.0	70	170.0	85.0	48	120	60	36	110.0	55.0			
	253	250 M				90	-	107.0									
	280	280 S				125	-	151.0									
	283	280 M				150	-	179.0									
	Velocidad sincrónica a 60 Hz			3.600 rpm				1.800 rpm				1.200 rpm				900 rpm	

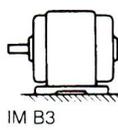
*Otras tensiones son posibles bajo pedido

Diseñados según normas internacionales

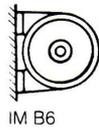
Medidas para montaje (dimensiones en mm.)

Motor tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)						Medidas de la forma constructiva IM B3										Medidas de la forma constructiva IM B5					
	l	d	t	u	g	g ₁	p/p ₂	k	a	b	h	w ₁	s	e	f	a ₁	b ₁	c ₁	e ₁	f ₁	s ₁	k
071	30	14	16.1	5	142	—	142	231	90	112	71	46	7	110	138	160	110	16	130	3,5	10.5	231
080	40	19	21.5	6	157	—	159	283	100	125	80	50	9	124	153	200	130	12	165	3,5	13	283
090L	50	24	26.9	8	181	—	224	324	125	140	90	56	10	150	168	200	130	12	165	3,5	13	324
100L	60	28	34	8	202	259	201	364	140	160	100	63	13	176	200	250	180	16	215	4	15	364
112M	60	28	34	8	227	284	226	383	140	190	112	70	13	176	230	250	180	16	215	4	15	383
132S	80	38	45	10	266	357	306	445	140	216	132	89	13	180	256	300	230	20	265	4	15	445
132M								483	178					218								483
160M	110	42	50	12	320	405	355	585	210	254	160	109	16	256	306	350	250	20	300	5	18	585
160L								629	254					300								629
180M	110	48	51.5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	250	13	300	5	18	653
180L								691	279					339								691
200L	110	55	59	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743
225S	*140	*60	*64	18	447	—	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
225M									311													311
250M	140	*65	*69	18	520	—	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17.5	930
280S	140	*75	*79.5	*20	575	—	735	1005	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
280M								419	419													1005

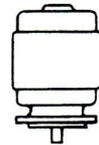
* Para motores de dos polos cambian las siguientes medidas:
 Tamaño constructivo 225/M: l = 110; d = 55; t = 59; u = 16mm. k = 800
 Tamaño constructivo 250M: d = 60; t = 64
 Tamaño constructivo 280S: d = 65; t = 69; u = 18 mm.



IM B3



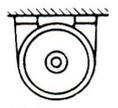
IM B6



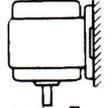
IM V1



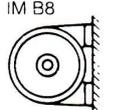
IM V3



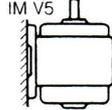
IM B8



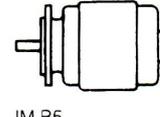
IM V5



IM B7



IM V6



IM B5

Forma constructiva con patas, según IEC

Forma constructiva con brida, según IEC

Rodamientos FAG oscilantes de bolas

Eje	Dimensiones										Capacidades de carga · Factores					Núm. límite de revoluciones		Denominación abreviada		Peso ≈ Manquillo montaje FAG kg
	d	d ₁	D	B	r	B ₁	D ₁	D _m	I	c	C _d	C _e	C ₀	C ₀	Grasa	Aceite	Rodamiento	FAG		
40	35	35	80	31	2,5						0,47	1,3	2,1	12,7	1,4	7500	9000	2307K	FAG	0,742
	40	40	80	31	2,5						0,47	1,3	2,1	12,7	1,4	7000	9000	2307K.C3	FAG	0,742
	40	35	90	33	2,5	58	46	10			0,43	1,5	2,3	15,6	1,5	6700	8000	2308K	H2308	1,23
	40	35	90	33	2,5	58	46	10			0,43	1,5	2,3	15,6	1,5	6700	8000	2308K.C3	H2308	1,23
	40	40	80	18	2						0,22	2,9	4,4	8,5	3	8500	10000	1208K		0,436
	40	40	80	18	2						0,22	2,9	4,4	8,5	3	8500	10000	1208K.C3		0,436
	40	40	80	18	2						0,22	2,9	4,4	8,5	3	8500	10000	1208K.C3		0,436
	40	40	80	18	2						0,21	3	4,6	9,65	3,1	7500	9000	1209K	H209	0,491
	40	40	80	18	2						0,21	3	4,6	9,65	3,1	7500	9000	1209K.C3	H209	0,491
	40	40	80	18	2	56	54				0,22	2,9	4,4	8,5	3	5300	6700	11208		0,745
	40	40	80	23	2						0,34	1,9	2,9	9,5	1,9	8000	9500	2208K		0,54
	40	40	80	23	2						0,34	1,9	2,9	9,5	1,9	8000	9500	2208K.C3		0,54
	40	40	80	23	2						0,31	2	3,1	10,6	2,1	7500	9000	2209K	H309	0,516
	40	40	80	23	2						0,31	2	3,1	10,6	2,1	7500	9000	2209K.C3	H309	0,516
	40	40	90	23	2,5						0,25	2,5	3,9	12,2	2,6	7000	8500	1308K		0,748
	40	40	90	23	2,5						0,25	2,5	3,9	12,2	2,6	7000	8500	1308K.C3		0,748
	40	40	90	23	2,5						0,25	2,5	3,9	12,2	2,6	7000	8500	1308K.C3		0,748
	40	40	100	25	2,5						0,25	2,5	3,9	16	2,6	6300	7800	1309K	H309	1,24
40	40	100	25	2,5						0,25	2,5	3,9	16	2,6	6300	7800	1309K.C3	H309	1,24	
40	40	90	23	2,5	58	57,7				0,25	2,5	3,9	12,2	2,6	4500	5600	11308		1,12	
40	40	90	23	2,5						0,43	1,5	2,3	15,6	1,5	6700	8000	2308K		1,64	
40	40	90	23	2,5						0,43	1,5	2,3	15,6	1,5	6700	8000	2308K.C3		1,64	
40	40	90	23	2,5						0,43	1,5	2,3	15,6	1,5	6700	8000	2308K.C3		1,64	
40	40	90	23	2,5						0,43	1,5	2,3	15,6	1,5	6700	8000	2308K.C3		1,64	
40	40	100	36	2,5						0,43	1,5	2,3	19,3	1,5	6000	7000	2309K	H2309	1,61	
40	40	100	36	2,5						0,43	1,5	2,3	19,3	1,5	6000	7000	2309K.C3	H2309	1,61	
45	45	45	85	19	2					0,21	3	4,6	9,65	3,1	7500	9000	1209K		0,491	
	45	45	85	19	2					0,21	3	4,6	9,65	3,1	7500	9000	1209K.C3		0,491	
	45	45	90	20	2						0,21	3	4,6	9,65	3,1	7500	9000	1209K.C3		0,491
	45	45	90	20	2						0,2	3,1	4,9	10,8	3,3	7000	8500	1210K	H210	0,831
	45	45	90	20	2						0,2	3,1	4,9	10,8	3,3	7000	8500	1210K.C3	H210	0,831
	45	45	85	19	2	58	57,7				0,21	3	4,6	9,65	3,1	4800	6000	11209		0,804
	45	45	85	23	2						0,31	2	3,1	10,6	2,1	7500	9000	2209K		0,589
	45	45	85	23	2						0,31	2	3,1	10,6	2,1	7500	9000	2209K.C3		0,589
	45	45	90	23	2						0,29	2,2	3,4	11,2	2,3	7000	8500	2210K	H310	0,93
	45	45	90	23	2						0,29	2,2	3,4	11,2	2,3	7000	8500	2210K.C3	H310	0,93
	45	45	100	25	2,5						0,25	2,5	3,9	16	2,6	6300	7500	1309K		0,99
	45	45	100	25	2,5						0,25	2,5	3,9	16	2,6	6300	7500	1309K.C3		0,99
	45	45	110	27	3						0,24	2,8	4,1	18	2,7	5600	6700	1310K	H310	1,6
	45	45	110	27	3						0,24	2,8	4,1	18	2,7	5600	6700	1310K.C3	H310	1,6
	45	45	100	25	2,5	60	63,9				0,25	2,5	3,9	16	2,6	3800	4800	11309		1,43
	45	45	100	25	2,5						0,43	1,5	2,3	19,3	1,5	6000	7000	2308K		1,33
	45	45	100	25	2,5						0,43	1,5	2,3	19,3	1,5	6000	7000	2308K.C3		1,33
	45	45	100	25	2,5						0,43	1,5	2,3	19,3	1,5	6000	7000	2308K.C3		1,33
45	45	100	25	2,5						0,43	1,5	2,3	19,3	1,5	6000	7000	2308K.C3		1,33	
45	45	110	40	3						0,43	1,5	2,3	23,6	1,5	5300	6300	2310K	H2310	2,14	
45	45	110	40	3						0,43	1,5	2,3	23,6	1,5	5300	6300	2310K.C3	H2310	2,14	
50	50	50	90	20	2					0,2	3,1	4,9	10,8	3,3	7000	8500	1210K		0,557	
	50	50	90	20	2					0,2	3,1	4,9	10,8	3,3	7000	8500	1210K		0,557	

Recomendamos usar preferentemente los tipos impresos en azul.
 Para mayor información sobre los tipos de rodamientos FAG,
 también podemos suministrar otras ejecuciones; consultenos por favor.

Soportes FAG

partidos - Series SN2, SN3
para rodamientos con agujero cilíndrico

Eje	Dimensiones										Peso kg
	d ₂	a	b	c	g	h	h ₁	m	w ₁	s	
d	mm										kg
20	25	165	46	19	70	40	75	130	15	M12	1,4
	25	165	46	19	70	40	75	130	18	M12	1,4
25	30	165	46	19	67	40	75	130	16	M12	1,3
	30	185	52	22	80	50	90	150	17	M12	1,3
	30	185	52	22	80	50	90	150	21	M12	1,9
30	35	185	52	22	77	50	90	150	17	M12	1,8
	35	185	52	22	82	50	95	150	19	M12	2,1
	35	185	52	22	82	50	95	150	23	M12	2,1
35	45	185	52	22	82	50	95	150	19	M12	2,1
	45	185	52	22	82	50	95	150	22	M12	2,1
	45	205	60	25	90	60	110	170	21	M12	3
40	50	205	60	25	85	60	110	170	20	M12	3
	50	205	60	25	95	60	115	170	23	M12	3,3
	50	205	60	25	95	60	115	170	28	M12	3,3
45	55	205	60	25	85	60	110	170	22	M12	2,8
	55	255	70	28	105	70	130	210	25	M16	4,6
	55	255	70	28	105	70	130	210	30	M16	4,6
50	60	205	60	25	90	60	115	170	23	M12	3,1
	60	205	60	25	90	60	115	170	25	M12	3,1
	60	255	70	30	115	70	135	210	33	M16	5,1
55	65	255	70	28	95	70	130	210	24	M16	4,3
	65	275	80	30	120	80	150	230	28	M16	6,5
	65	275	80	30	120	80	150	230	35	M16	6,5
60	70	255	70	30	105	70	135	210	25	M16	5
	70	255	70	30	105	70	135	210	28	M16	5
	70	280	80	30	125	80	155	230	37	M16	7,2
65	75	275	80	30	110	80	150	230	27	M16	6,3
	75	315	90	32	130	95	175	260	32	M20	9,7
	75	315	90	32	130	95	175	260	39	M20	9,7
70	80	275	80	30	115	80	155	230	27	M16	6,5
	80	275	80	30	115	80	155	230	31	M16	6,5
	80	320	90	32	130	95	185	260	33	M20	10,5
	80	320	90	32	130	95	185	260	41	M20	10,5

Los tipos impresos en negrita pertenecen al programa estándar de FAG. También pueden suministrarse otras ejecuciones, consúltenos por favor.

ANEXO 4

FOTOGRAFIAS DEL MODELO DEL DINAMOMETRO DE INERCIA

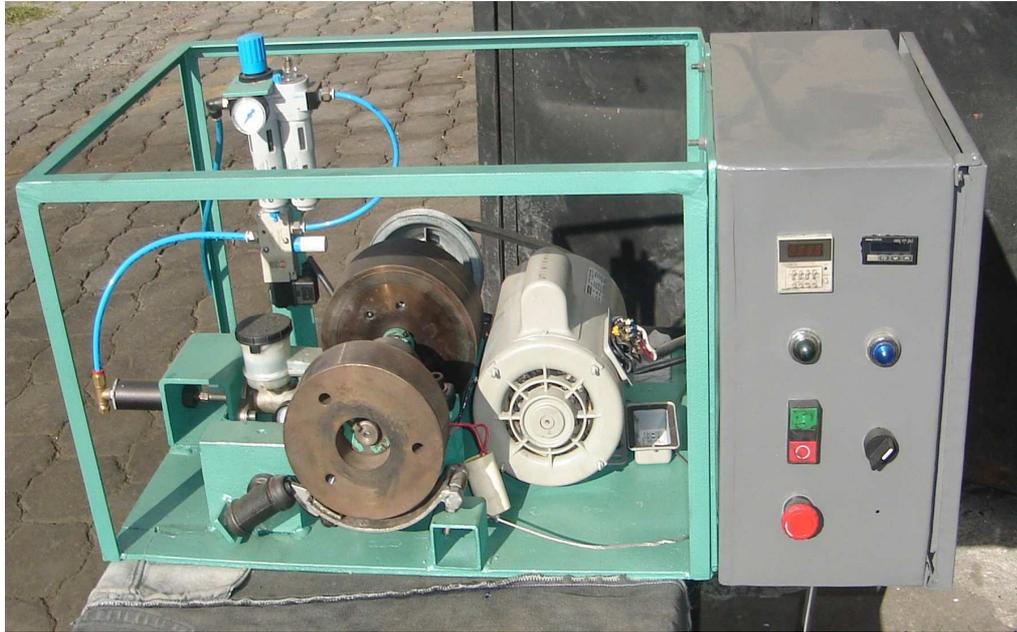


FIGURA 1: Modelo de Dinamómetro de Inercia (Vista Frontal).

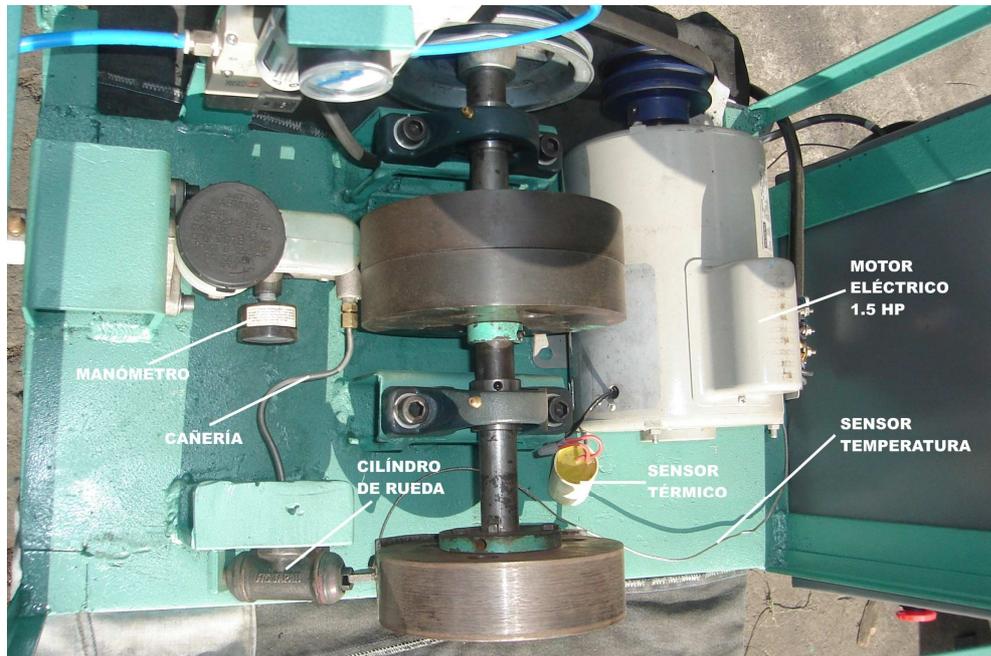


FIGURA 2: Modelo de Dinamómetro de Inercia (Vista Superior).

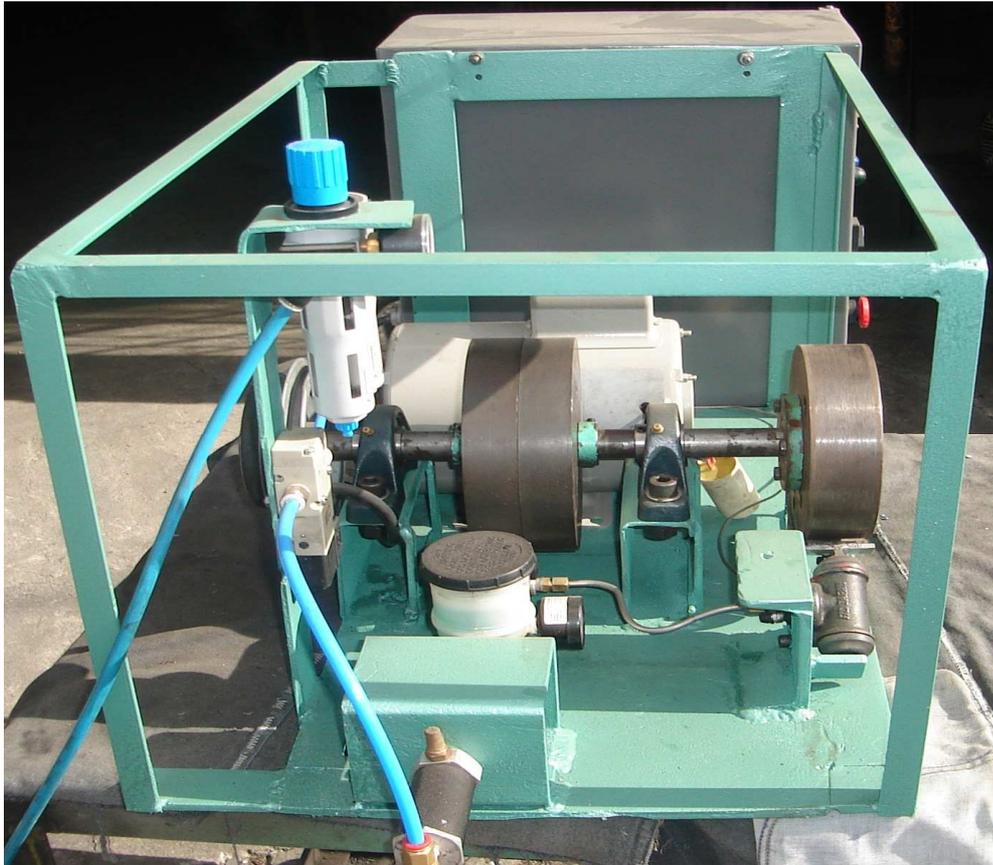


FIGURA 3: Modelo de Dinamómetro de Inercia (Vista Lateral).

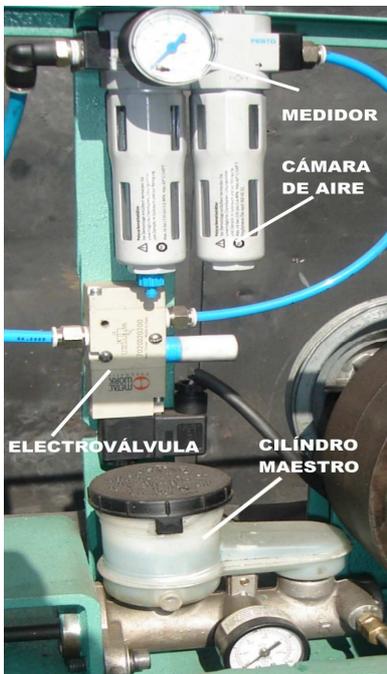


FIGURA 4: Sistema Hidráulico de Frenado.



FIGURA 5: Tablero de Control.

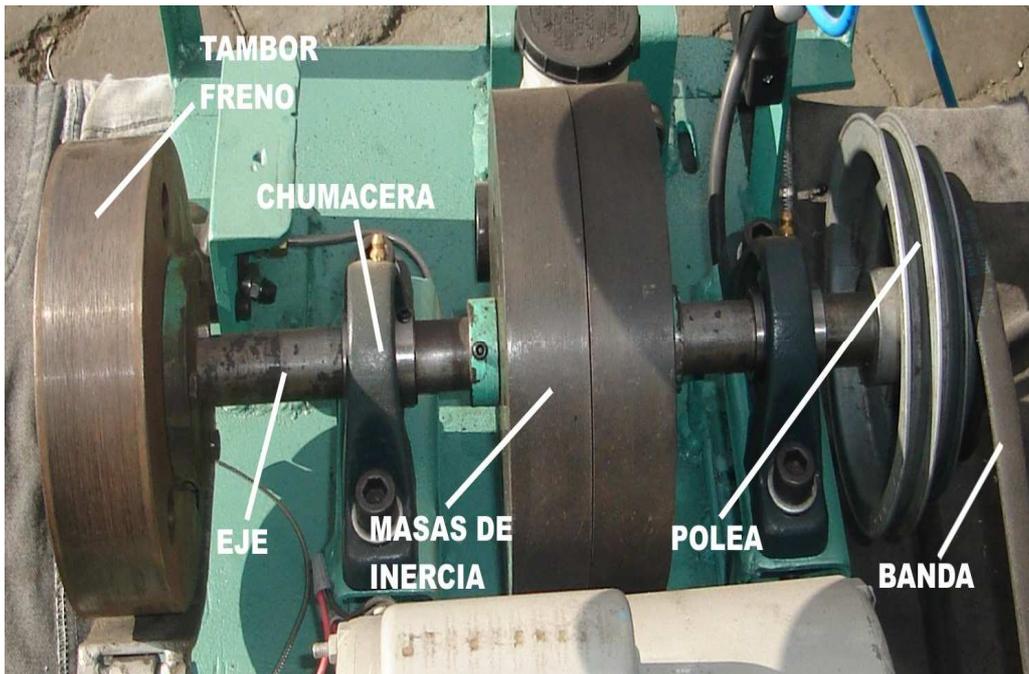


FIGURA 6: Sistema de Discos de Inercia y Tambor de

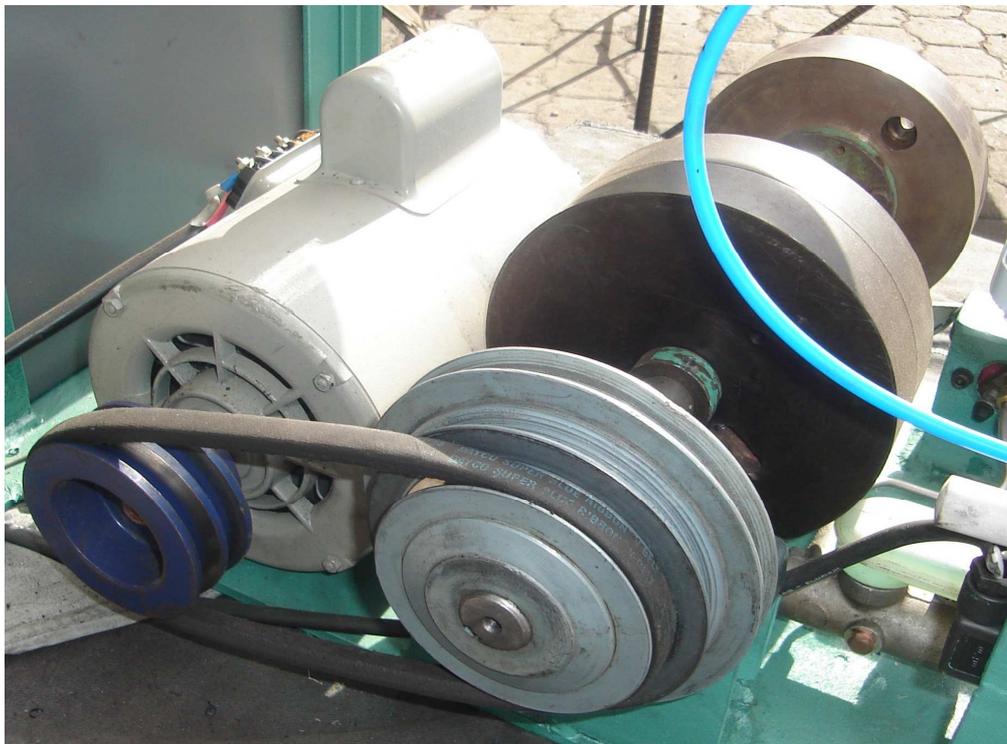


FIGURA 7: Sistema de Transmisión mediante Poleas y Bandas.

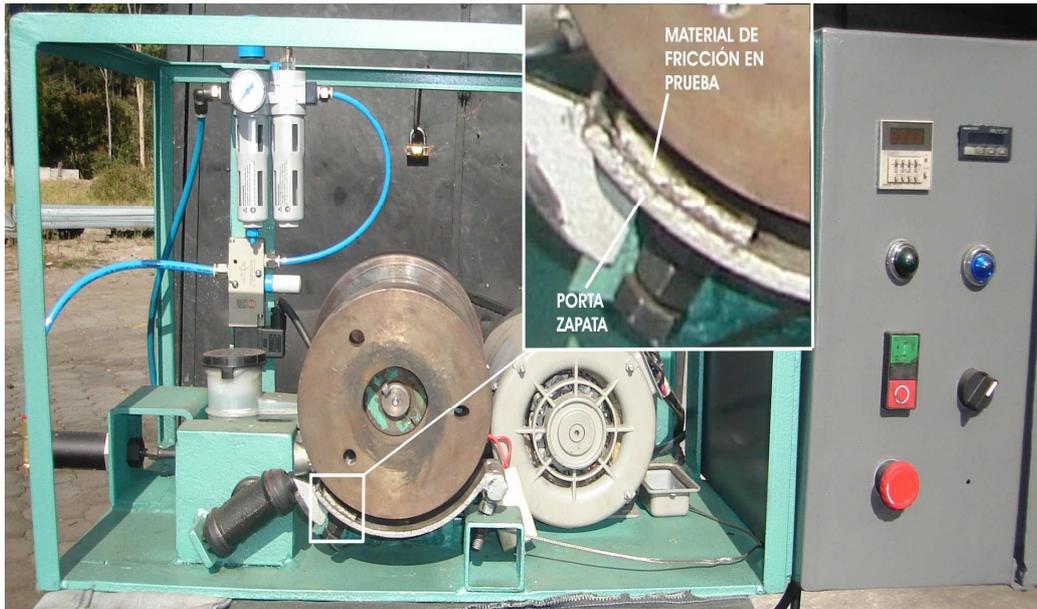


FIGURA 8: Detalle de la Zapata de Fricción durante la Prueba.

ANEXO 5

PLANOS DEL EQUIPO