



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD ZACATENCO
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**“DISEÑO Y MANUFACTURA DE UN EQUIPO FUNCIONAL PARA
SIMULAR EL CONTACTO RUEDA-RIEL EN LABORATORIO”**

T E S I S

PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

P R E S E N T A

ING. FERIA LÓPEZ HUGO CÉSAR

D I R E C T O R

DR. GALLARDO HERNÁNDEZ EZEQUIEL ALBERTO



Ciudad de México, Diciembre 2016

Resumen

El trabajo que aquí se presenta, muestra el proceso de diseño de un equipo funcional de configuración disco – disco o discos gemelos para simular algunos parámetros del contacto Rueda – Riel en laboratorio. Para ello, se utilizó la metodología de Despliegue de Funciones de Calidad (QFD) el cual consiste en identificar la necesidad del cliente, traducir los requerimientos en términos de ingeniería, generar conceptos de diseño, memorias de cálculos y planos de ingeniería. También, se describe como las piezas diseñadas fueron manufacturadas de acuerdo a las especificaciones de diseño y su integración con los equipos comerciales. Por último, se presenta el análisis de costo del equipo.

Abstract

The work presented here shows the process of designing a functional equipment twin disc configuration to simulate some parameters of the contact in the Wheel - Riel in laboratory. For this purpose, the Quality Function Deployment (QFD) methodology was used, which is identified in the client's need, translate the requirements engineering terms, and generate design concepts, calculation reports and engineering drawings. Also, they are described the pieces designed were manufactured according to the specifications of design and its integration with the commercial equipment. Finally, the analysis of cost of the equipment is presented.

Agradecimientos

A mis padres, Cornelio Feria Ortiz y Elvira López Ortiz, a quien sin estimar esfuerzo alguno han sacrificado gran parte de su vida para formarme y educarme. Por haberme ayudado en los momentos más difíciles y brindarme todo su apoyo. No hay palabras suficientes para agradecerles todo su tiempo y cariño. Les dedico este trabajo, la culminación de este proyecto es gracias a ellos. Gracias.

A mi compañera en este viaje, quien durante todo este tiempo me ha brindado su cariño y su comprensión. Gracias por tu amor y por tus palabras de aliento, por creer en mí y por la paciencia para conmigo. Gracias por estar conmigo y desvelarte en esos momentos. El resultado de este trabajo también te corresponde. Gracias budo.

A mis compañeros de cubículo con quienes he compartido todo este tiempo. A mi compañero y amigo de proyecto, Israel Ceballos Flores, quien trabajó conmigo hombro a hombro durante este tiempo. Gracias por el esfuerzo, por las experiencias y por la confianza. Aprendimos mucho de esto y de cada uno. Gracias, te deseo toda la suerte.

A mis asesores en este proyecto, el Dr. Ezequiel Gallardo y el Dr. Manuel Vite, por el apoyo y la orientación durante el tiempo que estuve en el grupo de Tribología. Por las enseñanzas, por los consejos y por las nuevas experiencias. Por la confianza y por la oportunidad. Al Dr. Alejandro Toro de la Universidad Nacional de Colombia por aceptarme como uno más en el grupo y brindarme su tiempo y facilidades. A todos ellos, Gracias.

De igual manera, agradezco a todas esas personas que intervinieron en la realización de este proyecto. A las personas que conocí en el camino y a aquellas personas que se toman el tiempo de leer este trabajo. Gracias.

Índice General

Índice de figuras	I
Índice de Tablas.....	III
Índice de ecuaciones.....	III
Resumen.....	V
Abstract.....	VI
Justificación.....	VII
Objetivos.....	VIII
Introducción.....	IX

Capítulo 1 Contacto Rueda – Riel	Pág.
1.1 Contacto mecánico.....	3
1.1.1 Regiones de Contacto.....	4
1.2 Mecanismos de daño superficial.....	6
1.2.1 Desgaste.....	6
1.2.1.1 Condiciones de desgaste.....	6
1.3 Deformación Plástica.....	7
1.4 Fatiga por Contacto de Rodadura.....	9
1.5 Condiciones de fricción en el contacto Rueda – riel.....	10
1.5.1 Fricción.....	10
1.5.1.1 Modificares de fricción.....	11
1.6 Adhesión.....	12
1.7 Lubricación.....	13
1.7.1 Métodos de aplicación del lubricante.....	14

Capítulo 2 Componentes y características de una maquina disco – disco

	Pág.
2.1 Máquinas tribológicas para el análisis de la interfaz Rueda – Riel.....	16
2.2 Máquina disco – disco.....	17

2.3 Sistemas y subsistemas principales.....	21
2.3.1 Estructura.....	21
2.3.2 Transmisión.....	22
2.3.2.1 Torque constante y velocidad variable.....	23
2.3.2.2 Sensores de medición.....	23
2.3.3 Aplicación de carga	24
2.3.3.2 Celda de carga.....	25
2.3.3.3 Precisión de aplicación.....	25
2.3.4 Control y automatización.....	26
2.4 Propuesta de diseño.....	27

Capítulo 3 Diseño conceptual de los sistemas principales	Pág.
3.1 Metodología del diseño.....	29
3.2 Estructura.....	31
3.2.1 Comprensión del problema.....	31
3.2.1.1 QFD.....	31
3.2.2 Diseño Conceptual.....	33
3.2.2.1 Realización de conceptos.....	34
3.2.2.2 Concepto de diseño.....	35
3.3 Sistema de Transmisión.....	37
3.3.1 Comprensión del problema.....	37
3.3.1.1 QFD.....	37
3.3.2 Diseño Conceptual.....	39
3.3.2.1 Realización de conceptos.....	42
3.3.2.2 Concepto de diseño.....	42
3.4 Sistema de aplicación de Carga.....	44
3.4.1 Comprensión del problema.....	44
3.4.1.1 QFD.....	44
3.4.2 Diseño Conceptual.....	46
3.4.2.1 Realización de conceptos.....	48

3.4.2.2 Concepto de diseño.....48

Capítulo 4 Diseño de detalle, ensamble de los elementos y análisis de costos

	Pág.
4.1 Calculo de los ejes principales.....	50
4.1.1 Selección de coples y cuñas.....	56
4.2 Compra y manufactura de los elementos principales.....	57
4.2.1 La estructura.....	57
4.2.1.1 Placa solida.....	57
4.2.2 Ensamble de la transmisión.....	58
4.2.2.1 Ejes de transmisión Tx10.....	58
4.2.3 Bearing housing.....	58
4.2.3 Ejes guías.....	59
4.2.4 Moto – reductores.....	60
4.2.5 Presentación de la maquina disco – disco	49
4.4 Análisis de costos.....	62
4.4.1 Por concepto de piezas y manufactura.....	63
4.4.2 Material Eléctrico.....	64
4.4.3 Adquisición de motores.....	64
4.4.4 Instalación de motor a pasos con reducción.....	64
4.4.5 Adquisición de Rodamientos.....	65
Conclusiones.....	66
Trabajos futuros.....	67
Referencias.....	68
Anexos.....	70

Índice de figuras

Figura 1. Categorías de estudio en el contacto Rueda- Riel	2
Figura 2. Zona de contacto y fuerzas que actúan en el contacto Rueda-Riel.....	3
Figura 3. Distintos fenómenos en el contacto Rueda-Riel.....	4
Figura 4. Regiones de contacto en el sistema Rueda – Riel.....	4
Figura 5. Desgaste severo en la Región B.....	7
Figura 6. Comportamiento del material a diferentes cargas.....	8
Figura 7. Plastic Ratchetting en el borde inferior del riel.....	9
Figura 8. Fases de desgaste en Fatiga por Contacto de Rodadura.....	9
Figura 9. Movimiento deslizante y movimiento rodante.....	10
Figura 10. Coeficientes de fricción ideales para el contacto Rueda – Riel.....	11
Figura 11. Relación entre la tracción y deslizamiento.....	13
Figura 12 y 13. TE 74S Standard Capacity y TE 74H High Capacity.....	18
Figura 14. Twin Disc SUROS Machine. The University of Sheffield.....	19
Figura 15. Maquina Disco – Disco 2.0. Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín.....	19
Figura 16. Korea Railroad Research Institute (KRRRI), Corea Del Sur.....	20
Figura 17. Twin-disc machine. Faculty of Mechanical Engineering, Republica Checa.....	20
Figura 18. Twin-disc rolling–sliding frictional machine. Tokyo Institute of Technology, Japan.....	20
Figura 19. Tipos de estructuras.....	22
Figura 20. Tipos de unión entre elementos.....	22
Figura 21. Diferentes tipos de motores.....	23
Figura 22. Variador de frecuencia.....	23
Figura 23. Sensor de RPM, de Torque y celda de carga tipo botón.....	24
Figura 24. a) Aplicación de carga neumática, b) hidráulica, c) electromecánica y d) manual.....	24
Figura 25. Celda de carga tipo botón.....	25
Figura 26. Precisión de la aplicación de carga.....	26

Figura 27. Esquema general de control y automatización.....	26
Figura 28 Visión Global del desarrollo de productos.....	29
Figura 29. QFD de la estructura.....	32
Figura 30. Bocetos a mano alzada de la estructura.....	35
Figura 31. Modelo en CAD de la estructura.....	36
Figura 32. QFD de la aplicación de la transmisión.....	38
Figura 33. Boceto de transmisión.....	42
Figura 34. Modelo en CAD de la transmisión.....	43
Figura 35. QFD de la Carga.....	45
Figura 36. Boceto a mano alzada de la carga.....	48
Figura 37. Modelo en CAD de la carga.....	48
Figura 38. Diagrama esfuerzo cortante y momento flector a 2GPa.....	50
Figura 39. Diagrama esfuerzo cortante y momento flexionante a 1.8 Gpa.....	51
Figura 40. Esquema de la maquina disco disco.....	56
Figura 41. Estructura soldada.....	57
Figura 42. Placas solidas.....	57
Figura 43. Ejes de transmisión maquinados.....	58
Figura 44. Maquinado interno de los Bearing housing y previo ensamble.....	58
Figura 45. Ensamble del eje, los rodamientos y el cople.....	59
Figura 46. Acoplamiento de los ejes guías.....	59
Figura 47. Moto – reductores con acoples.....	60
Figura 48. Ensamble del sistema de transmisión en la estructura.....	60
Figura 49. Aplicación de la pintura.....	61
Figura 53. Pintura aplicada y sistemas ensamblados.....	62

Índice de Tablas

Tabla 1. Morfología Estructura.....	33
Tabla 2. Matriz de decisión del material.....	33
Tabla 3 Matriz de decisión del método de unión de las partes.....	34
Tabla 4. Morfología de la Transmisión.....	39
Tabla 5. Matriz de decisión de los motores.....	40
Tabla 6. Matriz de decisión para transmitir un torque constante.....	40
Tabla 7. Matriz de decisión para transmitir potencia.....	41
Tabla 8. Morfología de la aplicación de la carga.....	46
Tabla 9. Matriz de decisión de la aplicación de carga.....	46
Tabla 10. Matriz de decisión del control de carga.....	47
Tabla 11. Matriz de decisión para medir la carga.....	47
Tabla 12. Características del material	52

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Presión máxima de contacto.....	5
Ecuación 2. Radio equivalente.....	5
Ecuación 3. ASME B106.....	52
Ecuación 3.1. ASME Elíptica.....	52
Ecuación 4. ASME B106.....	52
Ecuación 4.1 ASME Elíptica.....	52
Ecuación 5. Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a la flexión.....	53
Ecuación 6. Factor de concentración de esfuerzos a la torsión.....	53
Ecuación 7. Momento flexionaste alternante	53
Ecuación 8. Par de torsión medio.....	54
Ecuación 9. Limite de resistencia a la fatiga.....	54

Justificación

En la actualidad, los servicios de transporte masivo como son los sistemas férreos son sometidos a mayores jornadas de operación, a una mayor cantidad de pasajeros por metro cuadrado, y otros como un reducido mantenimiento en el sistema de vías y limpieza de instalaciones. Debido a lo anterior, numerosos problemas han surgido debido a la interacción de la rueda sobre el riel como son: fatiga, desgaste, corrugación, deformación plástica, ruido, grietas y otros como una deficiente lubricación entre las esquinas del riel y la pestaña de la rueda, la optimización de la fricción ya sea para frenado, aceleración o tracción en curvas.

Actualmente en México, el crecimiento de líneas férreas y el poco entendimiento de los fenómenos tribológicos en la interacción rueda – riel han generado la necesidad de identificar las causas de la prematura degradación de los materiales de rueda y riel, y posteriormente estudiarlas en laboratorio bajo parámetros más controlados donde sea posible determinar la influencia de dichos fenómenos.

Objetivos

General

- Diseñar y manufacturar un equipo funcional a escala que sea capaz de simular en laboratorio algunas condiciones típicas de la interacción entre materiales de rueda y riel.

Particulares

- Generar los dibujos de detalle y ensamble del equipo.
- Manufacturar las piezas conforme a especificaciones.
- Alineación y ensamble de los diferentes sistemas mecánicos e integración de los equipos comerciales.
- Realizar un análisis de costo de todo el proyecto.

Introducción

Por casi ya 200 años de existencia, el sistema de transporte ferroviario ha sido el método más efectivo para transportar pasajeros y/o mercancía entre dos puntos conectados por tierra. La tecnología y complejidad de este sistema tiene orígenes a finales del siglo XVIII y principios del siglo XIX en Europa y América del Norte. En México, fue durante la segunda mitad del siglo XIX cuando se le dio entrada al ferrocarril de vapor, seguido de la consolidación del tranvía, el tren eléctrico y por último, el Sistema de Transporte Colectivo Metro (STC Metro).[1]

Actualmente, el STC Metro está constituido de diversos sistemas y subsistemas, y cada uno cumple con una función en específico. Uno de los subsistemas más complejos y complicados en ingeniería es el contacto entre la rueda del tren y la pista de rodadura. La necesidad de conocer, analizar y evaluar algunos parámetros del contacto requiere de un equipo funcional de configuración disco –disco.

En el capítulo 1, se describen de manera breve, el contacto entre la rueda y el riel, así como los diferentes mecanismos de desgaste presentes en la interfaz.

En el capítulo 2 se presenta los equipos tribológicos que simulan el contacto rueda – riel, así como los componentes y características de una máquina disco – disco.

El capítulo 3 describe el proceso de diseño de los elementos mecánicos de los sistemas principales.

Finalmente, en el capítulo 4 se presenta el diseño de detalle, el ensamble de los elementos manufacturados y comerciales y el análisis de costos generado por compra y manufactura de dicho equipo.

CAPÍTULO 1

Contacto Rueda – Riel

El contacto Rueda – Riel es complejo e imperfecto debido a la forma cónica que presenta la rueda y el perfil curvo del riel, por lo que el contacto generado es comúnmente semi-elíptica. En un sistema rueda – riel dicho contacto se encuentra en contacto con el polvo, agua, arena, basura en general o incluso del propio balasto [2]. Por otro lado, la figura 1 muestra cinco categorías de estudio para el contacto Rueda-Riel.

- Costo de mantenimiento bajo
- Elevar la vida útil de la Rueda y del Riel
- Incremento en el rendimiento
- Reducir los costos de operación
- Mecanismos de daño

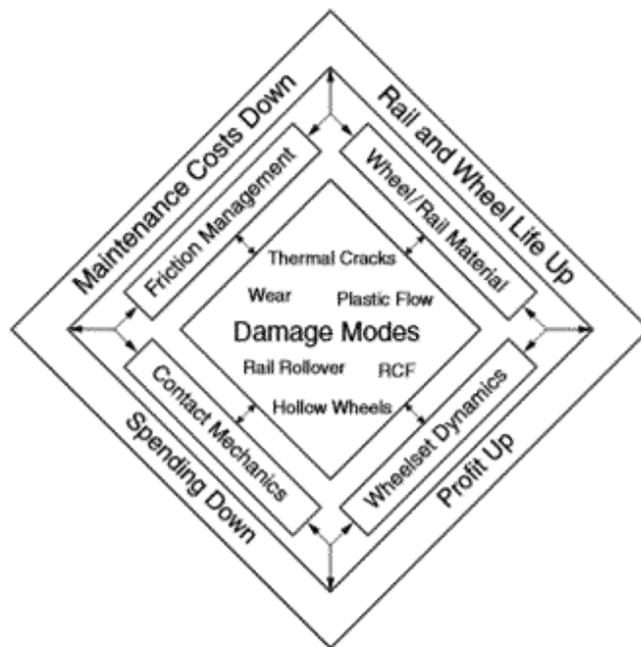


Figura 1. Categorías de estudio en el contacto Rueda- Riel [Kalousec, J. and Magel, E., 1997].

El área de contacto entre la Rueda y el Riel es de aproximadamente 1 cm² [4]. La Figura 6 muestra el área de contacto, así como las fuerzas que actúan en él.

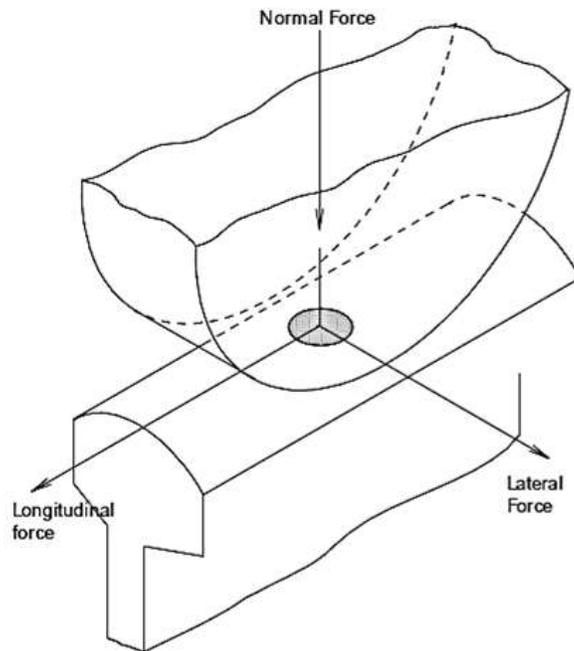


Figura 2. Zona de contacto y fuerzas que actúan en el contacto Rueda-Riel [Sinclair, 2004].

1.1 Contacto mecánico

El contacto mecánico involucra estudiar la geometría, el área de contacto, los niveles de esfuerzos que pueden causar fatiga y cendencia en el material, así como el deslizamiento que esté presenta [6].

Distintos fenómenos están presentes en el contacto rueda – riel tales como: desgaste, ruido, grietas y corrugación en la pista de rodadura [Figura 3].

Estos fenómenos pueden crear irregularidades y un prematuro deterioro en la geometría del material rodante y la pista de rodadura ocasionando un aumento en los esfuerzos en el área de contacto, mucho más vibraciones y por consecuencia, ruido. Esto se puede reflejar en el descontento de los pasajeros, un aumento en el costo de mantenimiento en la rueda y el riel, así como en otros componentes [7].

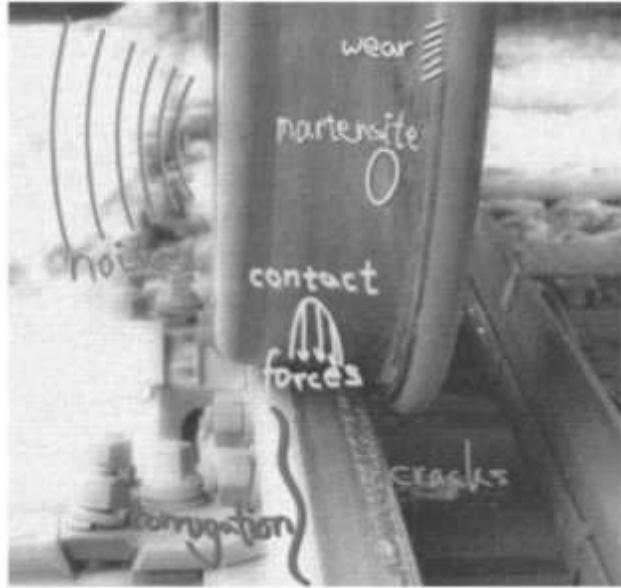


Figura 3. Distintos fenómenos en el contacto Rueda-Riel [Ekberg, 2003].

1.1.1 Regiones de contacto

Existen 3 posibles regiones de contacto en el sistema Rueda – Riel, los cuales se muestran en la Figura 4.

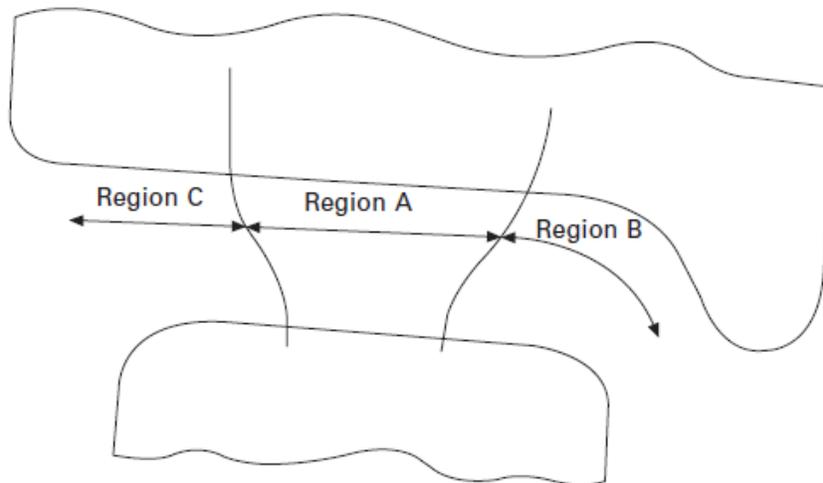


Figura 4. Regiones de contacto en el sistema Rueda – Riel [Tournay, 2001].

Región A: Corresponde al contacto entre la zona alta de la cabeza del riel y la pista de rodadura. El contacto Rueda – Riel se lleva a cabo en mayor medida en esta región y normalmente ocurre cuando el vehículo corre a lo largo de la pista o en curvas cuyo radio es muy amplio. En esta región, los esfuerzos laterales y el de contacto son los más bajos.

Región B: El contacto de la pestaña de la rueda y la esquina del ancho de vía tienen lugar en esta región. El contacto entre estas dos superficies es más pequeño en comparación con la región A. No obstante, el daño que éste ocasiona es mucho más severo debido a que los esfuerzos y la tasa de desgaste son demasiado altos.

Región C: Es poco probable que el contacto entre el lado opuesto de la pestaña y el extremo correspondiente al de la cabeza del riel llegue a suceder, si esto ocurriera, los esfuerzos en esta zona de contacto serían muy altos.

Para determinar de una manera simple los esfuerzos y la geometría del contacto en la interfaz rueda – riel es posible usar el análisis de Hertz. La cual expresa la máxima presión de contacto como:

$$P = \sqrt[3]{\frac{3PE^2}{2\pi^3 R^2 (1 - \nu^2)^2}} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde P es la carga normal, E y ν son el módulo de Young y la relación de Poisson, respectivamente (asumiendo que la rueda y de riel sean del mismo material) y R es el radio equivalente, el cual está dado por:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde R_1 y R_2 son el radio de contacto de la rueda y el riel.

1.2 Mecanismos de daño superficial

1.2.1 Desgaste

El desgaste es la pérdida o remoción de material de dos superficies en contacto. El material perdido suele presentarse en forma de hojuelas. El material removido puede transferirse de una superficie a otra, esto mediante adhesión o una deformación plástica focal [9]. La forma en que se presente el desgaste dependerá de la naturaleza de los materiales involucrados y de otros elementos externos del tribo-sistema los cuales incluyen diversas condiciones ambientales así como algunos contaminantes (hojas, polvo, basura, aceites, etc.)

Los diferentes tipos de desgaste, los cuales producen diferentes tasas de desgaste, pueden ser clasificados como: desgaste moderado y desgaste severo. El desgaste moderado deriva de una superficie lisa que a menudo es más lisa que la superficie original. Por otro lado, el desgaste severo es el resultado de una superficie rugosa que casi siempre es más rugosa que la superficie original [10].

1.2.1.1 Condiciones de desgaste

Es importante caracterizar las posibles condiciones de desgaste mucho antes de conocer los mecanismos que lo provocan. En el contacto Rueda – Riel existen dos condiciones interesantes: deslizamiento y rodadura.

Numerosos mecanismos de desgaste pueden ocurrir como resultado del deslizamiento. El desgaste de la oxidación de una superficie lisa se caracteriza por la remoción de la capa de óxido en la superficie. En este caso la temperatura de contacto y el nivel de asperezas influyen en la tasa de desgaste [11]. En condiciones más severas podemos encontrar adhesión o galling los cuales, podrían presentarse en la pestaña de la rueda y la esquina del ancho de vía como se muestra en la figura 5 [4]. El desgaste por abrasión puede ocurrir si en el contacto estuvieran presentes partículas como arena, polvo, entre otras.



Figura 5. Desgaste severo en la Región B, [Nilsson, 2003].

Durante la rodadura el desgaste por fatiga es más común en la superficie lo que involucra la formación y propagación de grietas. Estas grietas tienden a formarse por debajo de la superficie de contacto y propagarse hacia la superficie. Durante el contacto por rodadura el deslizamiento está presente. El deslizamiento es causado por el patinaje como un resultado de dos elementos moviéndose a diferentes velocidades [4]. El contacto Rueda – Riel es un claro ejemplo de ello. De igual forma, la temperatura en la superficie influye en la transición del desgaste moderado al severo [13].

1.3 Deformación Plástica

En línea recta, la rueda está siempre en contacto con la parte alta de la cabeza del riel pero en curvas es diferente debido a que la pestaña de la rueda en ocasiones llega a tener contacto con la esquina superficial de la pista de rodadura. La carga de la rueda es transmitida al riel mediante un área de contacto muy pequeño (1 cm^2) el cual está sometido a altos niveles de esfuerzos. La intensidad de la deformación plástica dependerá de la dureza de la pista de rodadura y de la severidad de la curva; lo cual puede llegar a ser de 15mm. [14].

A repetidas cargas, el material puede responder a diferentes fenómenos que dependerán de la relación entre el esfuerzo máximo y la cedencia del material. En la Figura 6 podemos apreciar cuatro fenómenos.

De izquierda a derecha, (a) la carga que se aplica sobre la pista de rodadura no excede el límite elástico y esto puede considerarse como perfectamente elástico. (b) Cuando la carga se incrementa por encima del límite elástico, los esfuerzos en el contacto exceden la cedencia y por lo tanto el material fluye plásticamente. Justo después de que la rueda haya pasado se generan esfuerzos residuales los cuales mezclándose con un endurecimiento por deformación del material hace posible que el material soporte esfuerzos mayores a los del límite elástico. Este proceso es conocido como *Elastic Shakedown*.

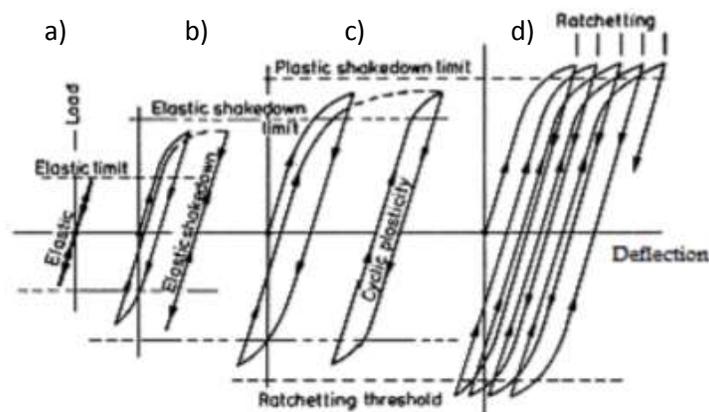


Figura 6. Comportamiento del material a diferentes cargas

[Kapoor, A. and Jhonson, K., 1995]

En la sección (c) podemos observar el *Plastic Shakedown*. Las cargas que se encuentran entre el *Elastic* y el *Plastic Shakedown limit* darán inicio a una plasticidad cíclica en el riel. Si se repite, la deformación plástica cíclica toma lugar y el material entra en un endurecimiento cíclico lo cual lleva a un incremento en el esfuerzo de cedencia y reduce la tendencia de la deformación plástica [16]. Plastic Ratchetting (d) es un fenómeno que ocurre cuando las cargas exceden el *Plastic Shakedown limit*. Este fenómeno se caracteriza por un pequeño incremento en la deformación plástica acumulada con cada pasar de la rueda sobre el riel y es

mayormente visible en curvas como un borde en la parte inferior de la esquina como se muestra en la Figura 7. Además, es causante de grietas en la superficie [17].

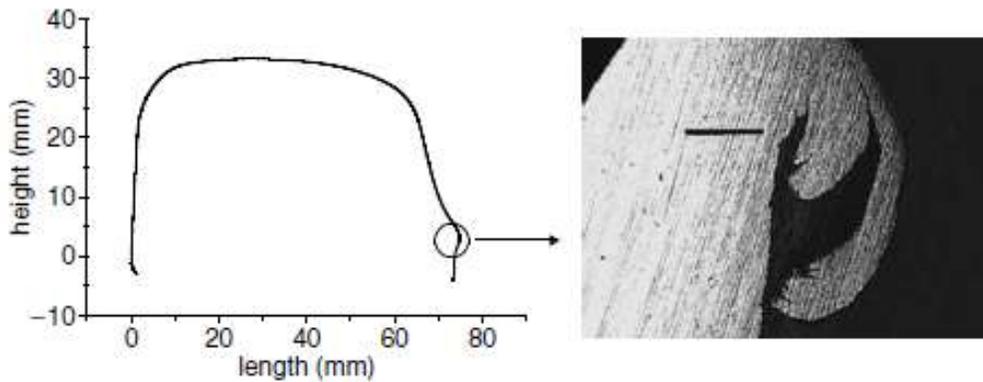


Figura 7. Plastic Ratchetting en el borde inferior del riel [Olofsson, U. and Telliskivi, T.].

1.4 Fatiga por contacto de rodadura

Otro problema que se presenta en el sistema ferroviario es el de fatiga por contacto de rodadura (Rolling Contact Fatigue o RCF) el cual se manifiesta con la formación de grietas y su propagación en el material.

Las grietas que se generan en el riel pueden ser categorizadas como daño sub-superficial y daño superficial. El daño sub-superficial es causado comúnmente por defectos internos del material. Por otro lado, las grietas en la superficie inician debido a una plastificación severa ocasionada por la carga aplicada. En la Figura 8, se muestran las fases de desgaste en fatiga por contacto de rodadura.

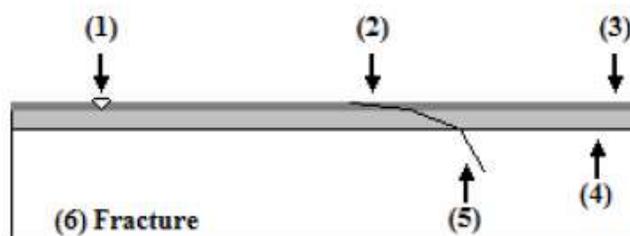


Figura 8. Fases de desgaste en Fatiga por Contacto de Rodadura [Kapoor, A., Fletcher]. D.].

- 1) El material sometido a RCF puede desprenderse en forma de hojuelas.
- 2) Pequeñas grietas tienden a aparecer en la superficie.
- 3) La propagación temprana de grietas podrían aparecer cerca de la superficie deformada plásticamente.
- 4) La propagación de la grieta puede aparecer debido al esfuerzo de contacto y el fluido presurizado en el fondo de la misma.
- 5) La propagación de la grieta puede ser consecuencia de esfuerzos de flexión en el Riel.
- 6) Eventualmente, la fatiga en el riel ocurre debido a una fractura repentina justo después de que la longitud de la grieta alcanza su longitud crítica.

1.5 Condiciones de fricción en el contacto Rueda – Riel

1.5.1 Fricción

La fricción se ha definido como la fuerza de resistencia tangencial; debido a la pérdida gradual de energía cinética, en la interface de dos cuerpos cuando están sometidos a la acción de una fuerza externa y uno de ellos se mueve o tiende a moverse sobre la superficie del otro. Este concepto abarca a cuerpos con movimiento deslizante y movimiento rodante [Ver Figura 9].

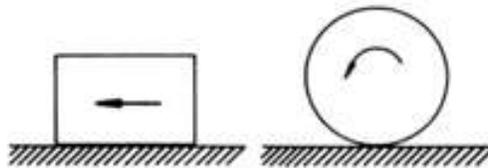


Figura 9. Movimiento deslizante y movimiento rodante

La fricción entre la rueda y la pista de rodadura desempeña un rol muy importante en los procesos de la interface rueda – riel como: adhesión, desgaste, RCF y la generación de ruido.

La aplicación adecuada de modificadores de fricción en el contacto rueda – riel tiene muchas ventajas si el proceso es aplicado cuidadosamente. El objetivo del tratamiento de la fricción es de mantener los niveles de fricción en el contacto rueda – riel para ofrecer [19]:

- Baja fricción en la pestaña de la rueda y la esquina superior de la pista de rodadura.
- Fricción intermedia en la zona alta de la pista de rodadura y la rueda.
- Alta fricción en el contacto de la rueda y la pista de rodadura para locomotoras (especialmente donde la pérdida de adhesión ocurre).
-

La condición ideal de los coeficientes de fricción en estas regiones de contacto para rieles de alta y de baja se muestra en la Figura 10.

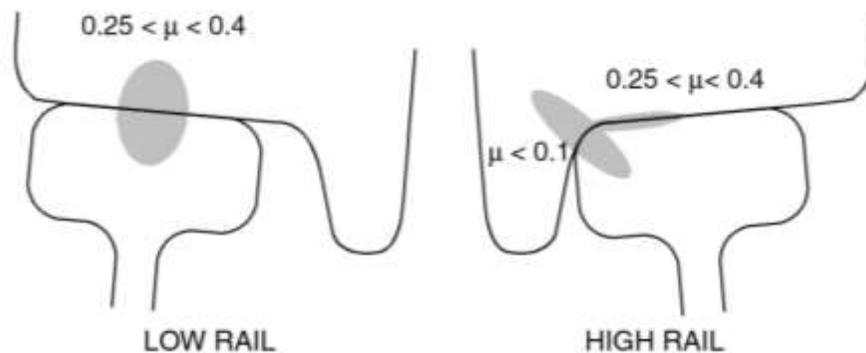


Figura 10. Coeficientes de fricción ideales para el contacto Rueda – Riel [Sinclair, J., 2004].

1.5.1.1 Modificadores de fricción

Los modificadores de fricción pueden ser aplicados al contacto rueda – riel para generar el coeficiente de fricción requerido. Estos pueden ser clasificados en tres categorías [21]:

- Los modificadores de bajo coeficiente de fricción (lubricantes) son usados para ofrecer coeficientes de fricción menores a 0.2 en la interfaz de la pestaña de la rueda y la esquina del ancho de vía.
- Los modificadores de fricción altos con un coeficiente de fricción de entre 0.2 – 0.4 son usados para el contacto entre la zona alta de la cabeza del riel y la pista de rodadura para reducir los requerimientos de energía y también para reducir el ruido, formación de corrugación y vibración.
- Los modificadores de fricción muy altos (potenciadores de fricción como arena o Sandita) son usados para incrementar la adhesión para tracción y frenado.

1.6 Adhesión

En el sistema ferroviario, la adhesión es definida como el coeficiente máximo de tracción alcanzado [22].

Como se muestra en la Figura 11, el área de contacto entre la rueda y el riel pueden dividirse en adherencia y deslizamiento. Cuando las fuerzas de tracción aumentan, la región del deslizamiento aumenta y la región de adherencia disminuye, obteniendo un contacto rodante y deslizante. Cuando las fuerzas de tracción alcanzan su valor de saturación, la región de adherencia desaparece por completo y toda el área de contacto entra en un estado de deslizamiento puro [4]. Normalmente, la tracción en rueda – riel alcanza un máximo en los niveles de deslizamiento de 0.01 a 0.02.

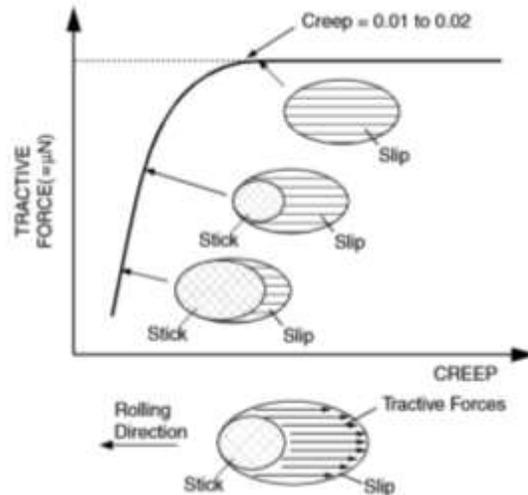


Figura 11. Relación entre la tracción y deslizamiento [Tournay, H., 2001].

El mantener una buena adhesión entre la rueda y el riel es indispensable para la seguridad y eficiencia de operación del sistema ferroviario. En el mantenimiento de frenado del tren, una buena adhesión es claramente un tema de seguridad.

1.7 Lubricación

Los niveles más altos en el coeficiente de fricción prevalecen en la región de contacto B, particularmente en curvas. De igual forma, la carga y el deslizamiento aumentan lo cual significa que el desgaste y la fatiga por contacto de rodadura son más probables a ocurrir en esta región. La aplicación de un lubricante no solo reducirá los problemas de desgaste al reducir la fricción, también ayudara resolver otros problemas.

Los beneficios de la lubricación se han documentado [23] y se han centrado en la reducción de:

- El desgaste en el contacto de la pestaña de la rueda y la esquina del ancho de vía
- Consumo de energía
- Generación de ruido

1.7.1 Métodos de aplicación del lubricante

Existen diferentes métodos de aplicación del lubricante en la interfaz ruda riel:

- Lubricadores móviles: el sistema ferroviario está diseñado para aplicar el lubricante en la región de contacto B.
- Lubricadores en el borde: estos son montados a un costado de la pista y aplica el lubricante en la esquina superior de la pista de rodadura y pueden ser de tipo: mecánico, hidráulica y electrónica.
- Lubricadores a bordo: consiste en la aplicación de grasa, un lubricante solido o aceite en espray en la pestaña de la rueda que migrara a la esquina superior de la pista de rodadura. La aplicación está bajo procesos muy complejos para evitar errores durante el procedimiento [24].

Capítulo 2

Componentes y características de una maquina disco – disco

2.1 Maquinas tribológicas para el análisis de la interfaz Rueda – Riel

Existen distintos métodos para poder simular el contacto de la interfaz rueda – riel. El uso de softwares capaces de replicar las condiciones de contacto y los posibles sucesos que se pudiesen generar, es uno de los métodos analíticos más convencionales. De igual forma, el uso de máquinas tribológicas que repliquen el contacto de la interfaz rueda – riel han ayudado al desarrollo de la experimentación.

Algunas de las maquinas tribológicas capaces de generar el contacto en la interfaz Rueda – Riel son:

- Pin-on-disc (Perno sobre Disco)
- Disc-on-flat (Disco sobre Plano)
- Twin disc testing (Prueba de disco – disco)
- Twin disc scale wheel and rail profiles (Prueba de disco – disco con material de ruda y riel a escala)
- Full-scale testing and field Measurements (Pruebas a escala real)

La máquina tribológica Pin on Disc y la Disc on Flat son equipos que nos ayudan a obtener desgaste y coeficientes de fricción en los materiales de rueda y riel, sin embargo, estos equipos difícilmente pueden variar la velocidad, la presión de contacto y el porcentaje de deslizamiento con precisión.

Las pruebas a escala y en campo a tamaño real, son pruebas que nos arrojan datos más cercanos a la realidad; coeficientes de fricción, presión de contacto, desgaste, velocidad de operación y porcentajes de deslizamiento son datos que podríamos obtener de estas pruebas. Lamentablemente, costear una ensayo de estas características involucran una inversión mucho mayor.

Es por tal motivo que se opta por realizar pruebas en una máquina de configuración disco –disco ya que cuenta con las características necesarias para poder simular el contacto de la interfaz rueda –riel. Las probetas para la realización de la prueba son de menor tamaño y por lo tanto menos costoso a la fabricación. Además, poder

variar los porcentajes de deslizamiento y la presión de contacto, así como la velocidad de operación, son parámetros que se pueden manipular para la obtención de resultados.

Por otro lado, se han desarrollado estudios con diferentes tipos de lubricantes, tales como grasas, aceite y agua. En algunos casos, las grasas son usadas como lubricantes con el propósito de estudiar el fenómeno del coeficiente de tracción y desgaste en curvas [25]. Además, se realizaron estudios con agua a distintas temperaturas. Lo anterior, con el objetivo de observar y analizar el fenómeno de la adhesión sobre superficies rugosas [26]. También, se han estudiado los efectos de diversos contaminantes (aceite, polvo, hojas húmedas y arena) que afectan la pérdida de adhesión en el contacto rueda – riel [27].

2.2 Maquinas disco – disco

En el mercado mundial, existen diversos equipos comerciales capaces de generar el contacto disco – disco. Dentro de esta gran gama de opciones se encuentran productos desarrollados por *PLINT Tribology Products*.

En la Figura 12 y 13 podemos apreciar los modelos TE 74S Standard Capacity y el TE 74H High Capacity respectivamente (Anexos).

Estos equipos tienen un costo elevado debido al proceso de diseño y los procesos de manufactura empleados en su fabricación. No obstante, distintas universidades y áreas de investigación que se dedican al estudio y análisis del sistema Rueda – Riel cuentan con un equipo capaz de simular dicho contacto

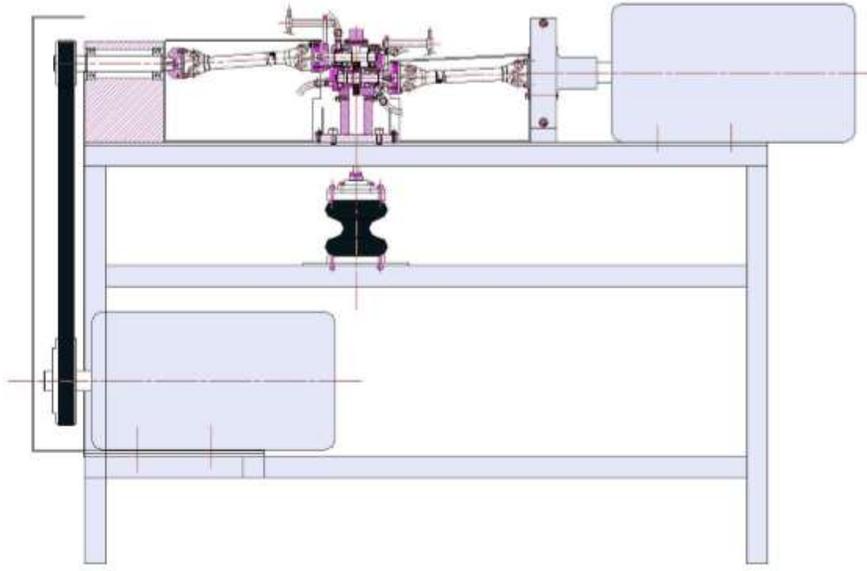


Figura 12. TE 74S Standard Capacity

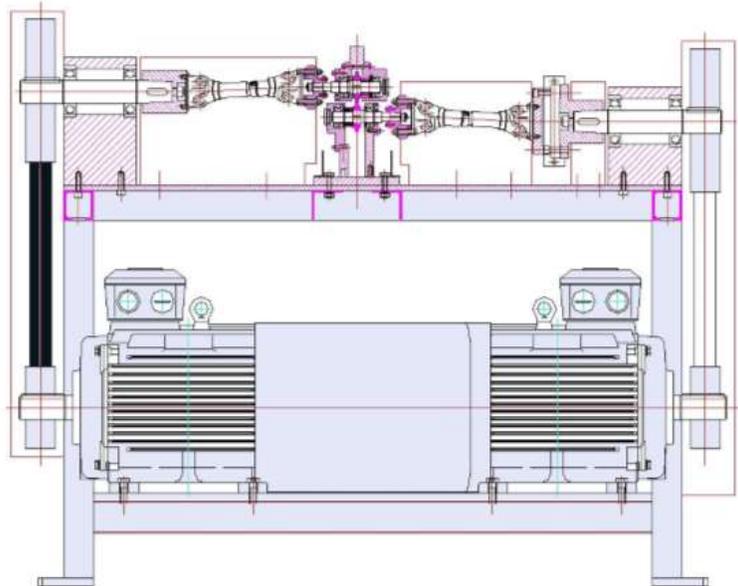


Figura 13. TE 74H High Capacity

A continuación, se enlistan solo algunas de las máquinas existentes en diferentes universidades e instituciones que simulan el contacto Rueda – Riel en laboratorio.

- Twin Disc SUROS Machine. The University of Sheffield [Figura 14].
- Máquina Disco – Disco 2.0. Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín [Figura 15].
- Korea Railroad Research Institute (KRRRI), Corea Del Sur [Figura 16].
- Twin-disc machine. Faculty of Mechanical Engineering, Republica Checa [Figura 17].
- Twin-disc rolling–sliding frictional machine. Tokyo Institute of Technology, Japan [Figura 18].

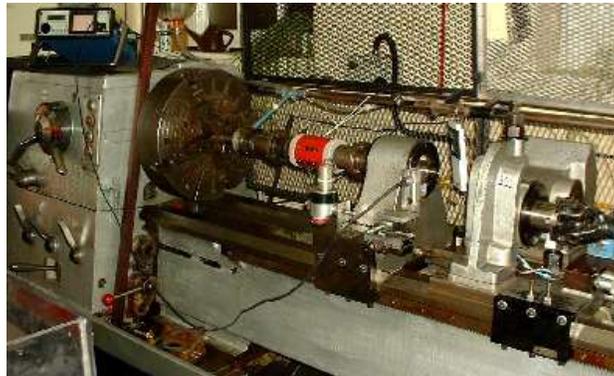


Figura 14. Twin Disk Suros Machine. The University of Sheffield



Figura 15. Máquina Disco-Disco versión 2.0. Universidad Nacional de Colombia

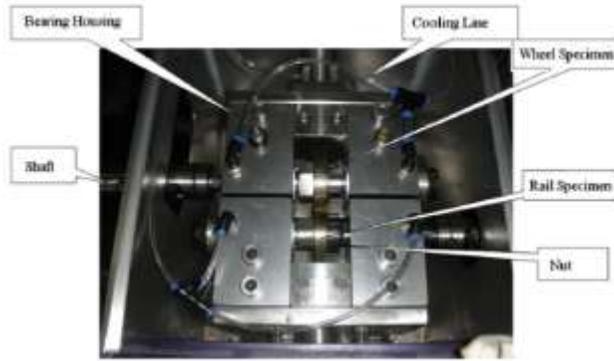


Figura 16. Korea Railroad Research Institute. South Korea

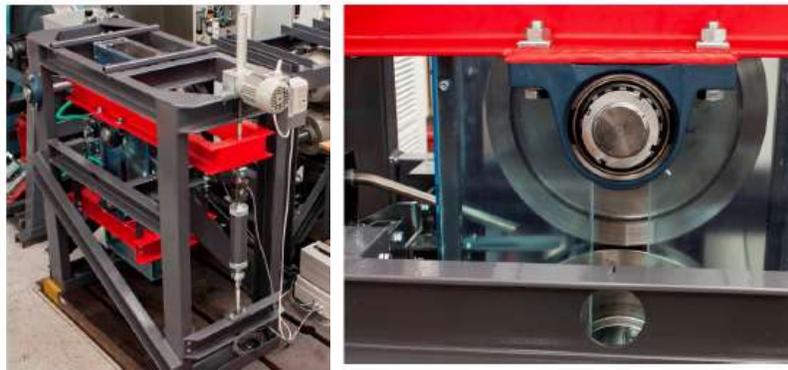


Figura 17. Twin-disc machine, Faculty of Mechanical Engineering, Republica Checa.

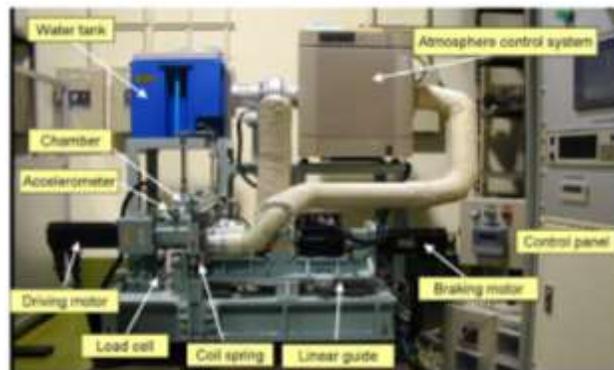


Figura 18. Twin-disc rolling-sliding frictional machine. Tokyo Institute of Technology, Japan.

Cada uno de los equipos cuenta con una configuración distinta a la otra y están equipadas con distintos aditamentos que ayudan a simular distintas condiciones típicas de la interacción rueda – riel.

En general y comparando cada uno de los equipos, los parámetros más importantes son los siguientes:

- Velocidades de rotación de entre 0 y 400 RPM
- Cargas de 0 a 200 N
- Presiones máximas de contacto de 0 a 1500 MPa
- Porcentajes de deslizamiento de entre 0 y 5 %
- Diámetros de probetas de 45 mm hasta 320 mm

2.3 Sistemas y subsistemas principales

Como pudimos apreciar, una máquina de configuración disco – disco cuenta con diversos sistemas y subsistemas principales dependiendo sus características y especificaciones. Dentro de los sistemas principales podemos destacar 4, los cuales son: estructural, transmisión, aplicación de la carga y el control y automatización, los cuales se describirán a continuación de manera breve.

2.3.1 Estructura

La estructura, es uno de los elementos principales y el cual es el encargado de soportar el peso de las demás piezas del ensamble. Resistir esfuerzos, ser capaz de unir diferentes elementos en un mismo lugar y soportar vibraciones, son las sub-funciones que debe de cumplir para un óptimo desempeño.

Una estructura que sea capaz de soportar esfuerzos puede ser construida por medio de armaduras, perfil estructural (PTR), columnas de concreto, puntales y/o vigas [Figura 19]. La unión de los elementos dependerá del tipo de construcción y comúnmente están hechas con: soldadura, tornillería y/o remaches [Figura 20].

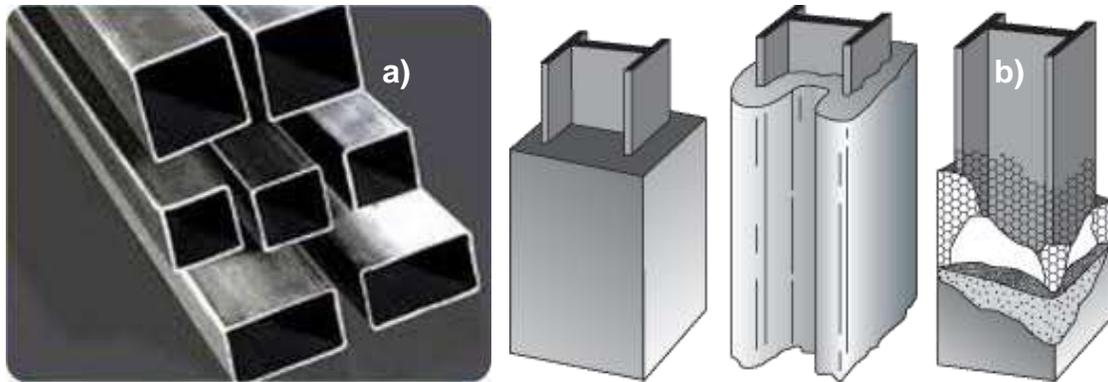


Figura 19. Tipos de estructuras. a) Perfil estructural, b) Columnas de concreto con vigas.

Una geometría estructural adecuada, resistencia, rigidez, durabilidad, estabilidad y un bajo costo, son aspectos importantes que la mayoría de las máquinas de configuración disco – disco deben cumplir.



Figura 20. Tipos de unión entre elementos. a) Soldadura de arco eléctrico, b) Unión por tornillos

2.3.2 Transmisión

Para poder proveer movimiento y generar el torque necesario es obligatorio contar con alguno de los siguientes elementos: motor eléctrico de corriente alterna, un motor hidráulico, un motor eléctrico de corriente directa o un servomotor [Figura 21]. La selección de ellos dependerá del uso y de las condiciones de trabajo.



Figura 21. Diferentes tipos de motores.

2.3.2.1 Torque constante y velocidad variable

Transmitir un torque constante y variar la velocidad de operación sin que haya cambios bruscos, son parámetros necesarios para obtener resultados óptimos. Un variador de frecuencia (escalar o vectorial) es un sistema para controlar la velocidad rotacional de un motor [Figura 22].



Figura 22. Variador de frecuencia.

2.3.2.2 Sensores de medición

Para automatizar un proceso, es necesario integrar los elementos mediante algún dispositivo lógico programable que sea amigable con el usuario. El uso de una tarjeta de adquisición de datos y un software capaz de procesar los datos obtenidos en el proceso de prueba son vitales para el análisis de resultados.

Diversos tipos de sensores se conectan a esta interfaz, tales como: sensores de RPM, Sensores de Torque y celdas de carga [Figura 23].

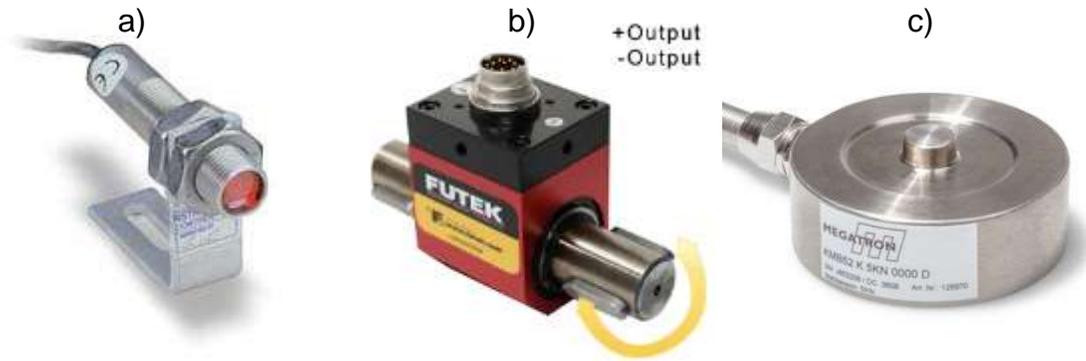


Figura 23. a) Sensor de RPM, b) Sensor de torque, c) Celda de carga tipo botón.

2.3.3 Aplicación de la carga

Poder inducir la carga necesaria para generar una presión de contacto lo suficientemente grande es un aspecto importante en el desarrollo de una maquina disco – disco. La aplicación de la carga puede ser a través de diferentes medios como lo son: sistema neumático, sistema hidráulico, electromecánico y/o manual [Figura 24].



Figura 24. Aplicación de carga a) Electromecánica, b) hidráulica y c) neumática.

2.3.3.2 Celda de carga

Para censar la fuerza aplicada es necesario hacer uso de una celda de carga. Una celda de carga es un transductor utilizado para convertir una fuerza en una señal eléctrica. Dentro de los diferentes tipos y modelos de celdas de carga, el de tipo botón [Figura 25] es el más adecuado debido a que es ideal para trabajos a compresión.



Figura 25. Celda de carga tipo botón.

2.3.3.3 Precisión de la aplicación

Para controlar de la manera más precisa la aplicación de la carga se es necesario el uso de válvulas reguladoras; en el caso de usar una planta neumática o hidráulica, de forma manual por medio de una manivela o con dispositivos mecánicos como resortes calibrados y/o tornillo de bolas [Figura 26].

Tener una velocidad de aplicación controlada y que sea capaz de brindarnos la fuerza necesaria para generar la presión de contacto requerida con un bajo porcentaje de error es fundamental.



Figura 26. Precisión de la aplicación de carga. a) Válvula reguladora, b) Tornillo de bolas.

2.3.4 Control y automatización

El sistema de control y automatización, se definen con el objetivo de desarrollar una simulación mediante la adquisición de datos cada uno de los sistemas que lo componen [Figura 27]. Estas son:

- Carga
- Torque
- Velocidad
- Movimiento

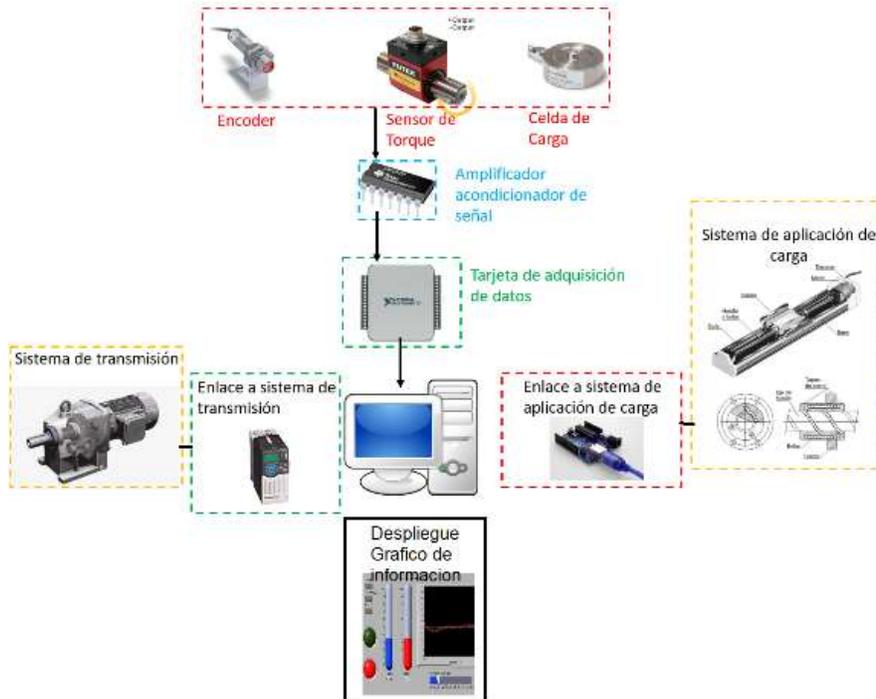


Figura 27. Esquema general de control y automatización

Propuesta de diseño

Considerando los parámetros de las diferentes máquinas de simulación Rueda – Riel y tomando como referencias las características de cada una de ellas, se ha optado por proponer los siguientes parámetros para el diseño del equipo funcional de configuración disco –disco.

- Presión máxima de contacto de 1.8 GPa
- Ancho de contacto variable
- Diámetro de probetas con un mínimo de 40mm y un máximo de 60 mm
- Generar una carga máxima de 2000 Kg
- Deslizamiento a partir de 0% y hasta el 20%

Basándose en estos parámetros, se procederá al diseño conceptual de los elementos principales utilizando una metodología de diseño.

Capítulo 3

Diseño conceptual de los sistemas principales

3.1 Metodología del diseño

La metodología es la ciencia del método, es el conjunto de métodos en sus diferentes etapas. La metodología del diseño es entonces, el conjunto de métodos que plantea una serie de actividades a realizar para lograr un propósito [28].

El proceso de diseño implica distintas etapas tales como: detección de la necesidad, comprensión del problema, propuesta y evaluación de las posibles soluciones y por último, el refinamiento de la propuesta óptima. Al concluir, el producto deberá de satisfacer la necesidad del cliente.

Para diseñar un producto se requieren conocimientos amplios de distintas áreas de estudio. Contar con una serie de habilidades no es suficiente, el ingeniero debe de ser capaz de trabajar en equipo, organizar y analizar la información para una toma de decisiones, comprender y manejar herramientas de optimización, economía, planificación, entre otras, son habilidades que se deben de conjuntar para un óptimo desempeño. Como podemos ver en la figura 28, el conjunto de etapas mediante las cuales es posible que la información derivada de la detección de la necesidad, evolucione desde su estado de idea hasta la consecución y distribución del objeto físico mediante el cual se satisface la necesidad, es denominado desarrollo del producto [29].

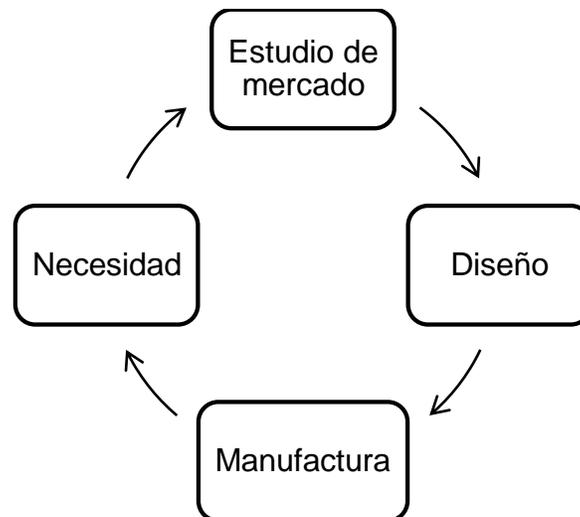


Figura 28. Visión global del desarrollo de productos.

Uno de los métodos más efectivos que nos permitirá identificar los requerimientos de calidad en el desarrollo del equipo funcional disco – disco es el despliegue de funciones de calidad (QFD). El QFD (Quality Function Deployment) es una metodología que puede aplicarse a productos que ya se encuentran funcionando en el mercado y/o a nuevos productos.

La metodología de diseño se puede estructurar en tres etapas:

1. Comprensión del problema
2. Diseño conceptual
3. Diseño de detalle

En la primera etapa; comprensión del problema, se hará uso de la metodología del QFD para determinar los requerimientos del cliente y se definirán las características que deberá tener el producto expresadas como una serie de metas de diseño.

En la etapa del diseño conceptual, identificar el “que” y el “como” es el principal objetivo de esta etapa. Tomando como base las metas de diseño de la etapa anterior, se definen las posibles soluciones a cada función. Mediante matrices de decisión se analizan cada una de las opciones y se les da seguimiento para su compra y/o elaboración.

Finalmente, el diseño de detalle consiste en darle forma al concepto de diseño, es decir, se debe definir el modelo de manufactura del producto tomando como base los requerimientos del cliente, las metas de diseño, el modelo funcional y el concepto de diseño [28].

3.2 Estructura

3.2.1 Comprensión del problema

La función principal de la estructura es la de alojar y mantener a los sistemas y subsistemas del equipo en una posición fija y/o en movimiento restringido.

3.2.1.1 QFD

Para la elaboración del QFD [Figura 29] se identificaron los siguientes requerimientos.

- Resistente
- Barata
- Durable
- Compacta
- Estable
- Atractiva
- Ligera

Una vez aplicada la metodología, las metas de diseño obtenidas fueron:

- ✓ Geometría adecuada
- ✓ Materiales resistentes
- ✓ Rigidez
- ✓ Peso mínimo
- ✓ Relación Costo – Presupuesto

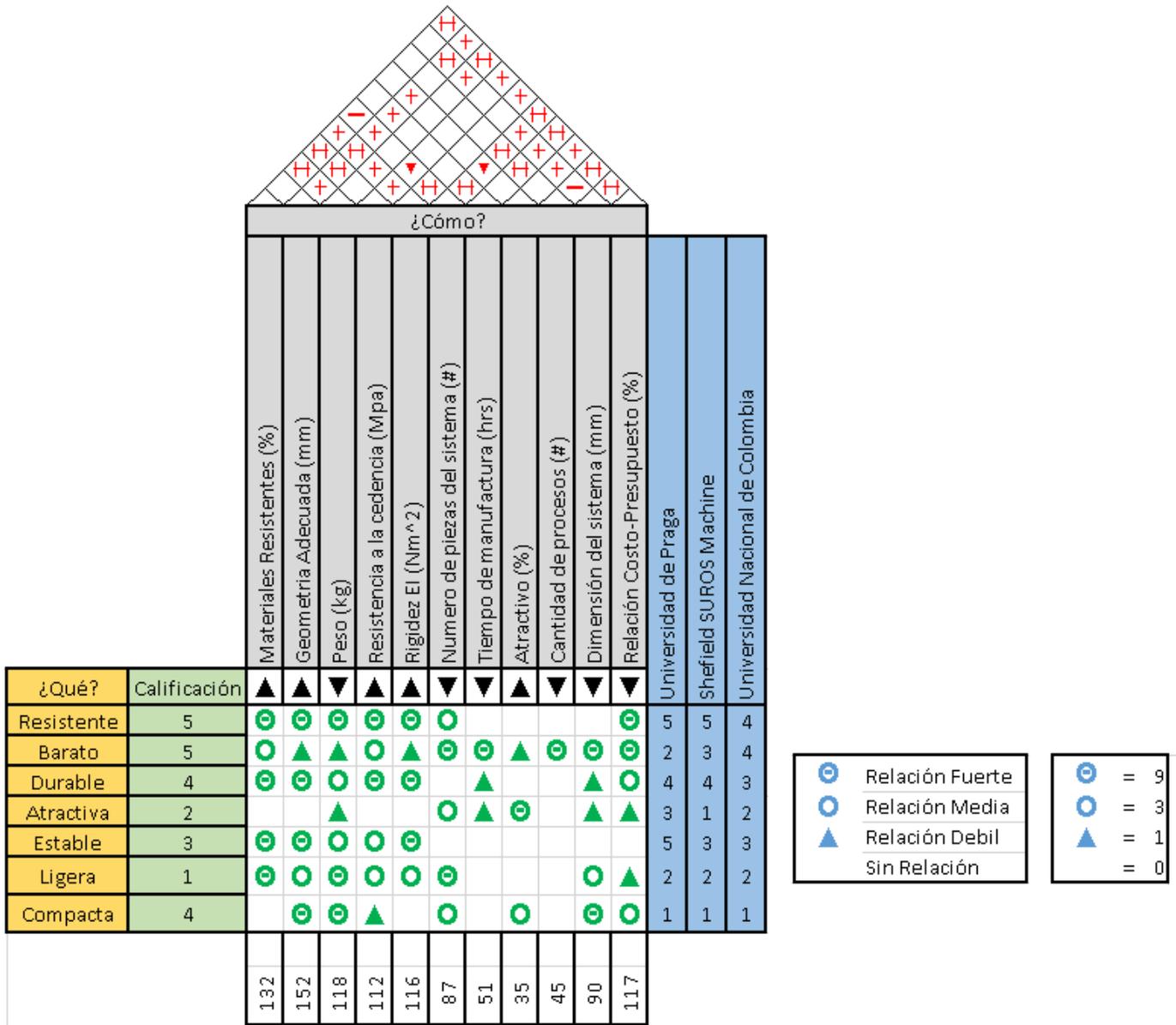


Figura 29. QFD de la estructura.

3.2.2 Diseño conceptual

En esta parte se desarrollaron las ideas fundamentales del producto para que fueran más fácil de elaborar. Se estableció una morfología de la estructura [Tabla 1] que nos ayudó a delimitar las posibles combinaciones que se tienen y mediante una matriz de decisión [Tabla 2 y 3] se eligió una opción de entre varias disponibles.

Tabla 1

Sub-función	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3	Concepto 4
Soportar esfuerzos	Armadura	columnas	puntales	concreto
unirse con otros elementos	soldadura	Tornillos	Remaches	Varilla-cemento
soportar vibración	Almohadillas	resortes	Elastómero	

Morfología Estructura

La matriz de decisión nos da una idea clara de que queremos en cada uno de los materiales ponderados y qué ventajas tiene una con respecto a otra.

Tabla 2

Asunto: Seleccionar un tipo de material adecuado		PTR (Perfil en ángulo)		
		Perfil estructural	Concreto	Solera de acero
Resistencia	30	1	0	-1
Costo	25	-1	0	-1
Durabilidad	20	0	0	0
Tamaño compacto	15	-1	-1	-1
Estabilidad	5	0	0	0
Peso	5	-1	0	0
Total		-2	-1	-3
TOTAL		-15	-15	-70

Matriz de decisión del material

Tabla 3.

Asunto: Seleccionar un medio de unión entre materiales		DATUM		
		Soldadura	Tornillos	Remaches
Resistencia	30		-1	-1
Costo	25		1	1
Durabilidad	20		0	0
Ligero	15		0	1
Estabilidad	5		-1	-1
Peso	5		0	0
Total			-1	0
TOTAL			-10	5

Matriz de decisión del método de unión de las partes

Al final, el perfil en ángulo con unión de soldadura se mantuvo como el principal para la elaboración de la estructura. Con base en este resultado, se comenzaron a realizar bocetos con el fin de seleccionar la geometría más adecuada.

3.2.2.1 Realización de conceptos

En la figura 30, se muestran algunos de los bocetos que se realizaron a mano alzada.

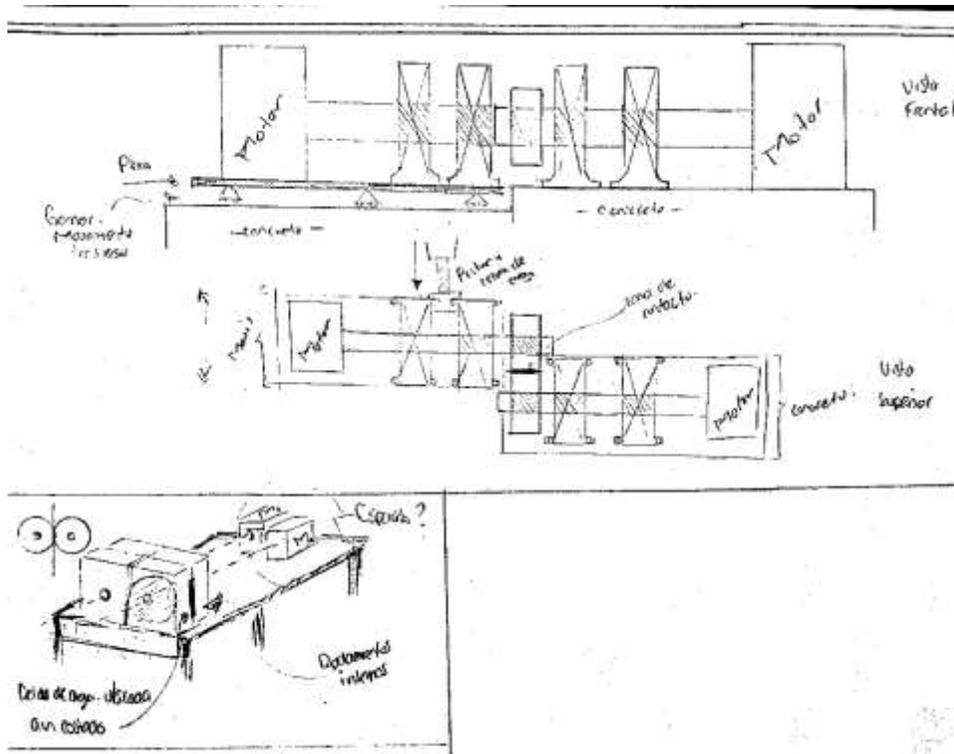


Figura 30. Bocetos a mano alzada de la estructura.

3.2.2.2 Concepto de diseño

El concepto realizado consiste de una estructura de 3 pulgadas de lado por 3/8 de espesor, dimensiones necesarias para soportar los sistemas de manera que ninguno quede fuera de lugar y/o desalineado. Debido al peso de la estructura, se optó por mantenerla fija en un solo lugar. Mover de manera brusca el equipo haría que los sistemas de calibración se desalinearan, lo cual tendría repercusiones en los resultados de las pruebas y algún fallo en alguno de los componentes. También, se incluyeron puertas corredizas en la parte frontal del equipo con el propósito de guardar material y/o herramienta necesaria, de igual forma, dar mantenimiento y ajuste al sistema.

En la Figura 31 se muestra el diseño de la estructura del equipo tal cual se ve manufacturado.



Figura 31. Modelo en CAD de la estructura.

3.3 Sistema de Transmisión

3.3.1 Comprensión del problema

Para poder transmitir el torque necesario es fundamental seleccionar un tipo de motor que se adecue a las necesidades de la máquina. De igual forma, la selección de la unión entre motor – eje es un factor a considerar.

3.3.1.1 QFD

Para la elaboración del QFD [Figura 32] se identificaron los siguientes requerimientos.

- Resistir altos ciclos de trabajo
- Velocidad estable
- Velocidad Variable
- Barato
- Bajas perdidas de potencia
- Alta eficiencia
- Resistente
- Compacta

Una vez aplicada la metodología, las metas de diseño obtenidas fueron:

- ✓ Potencia
- ✓ Relación de transmisión
- ✓ Torque transmitido
- ✓ Flujo de corriente
- ✓ Porcentaje de deslizamiento
- ✓ Relación Costo - Presupuesto

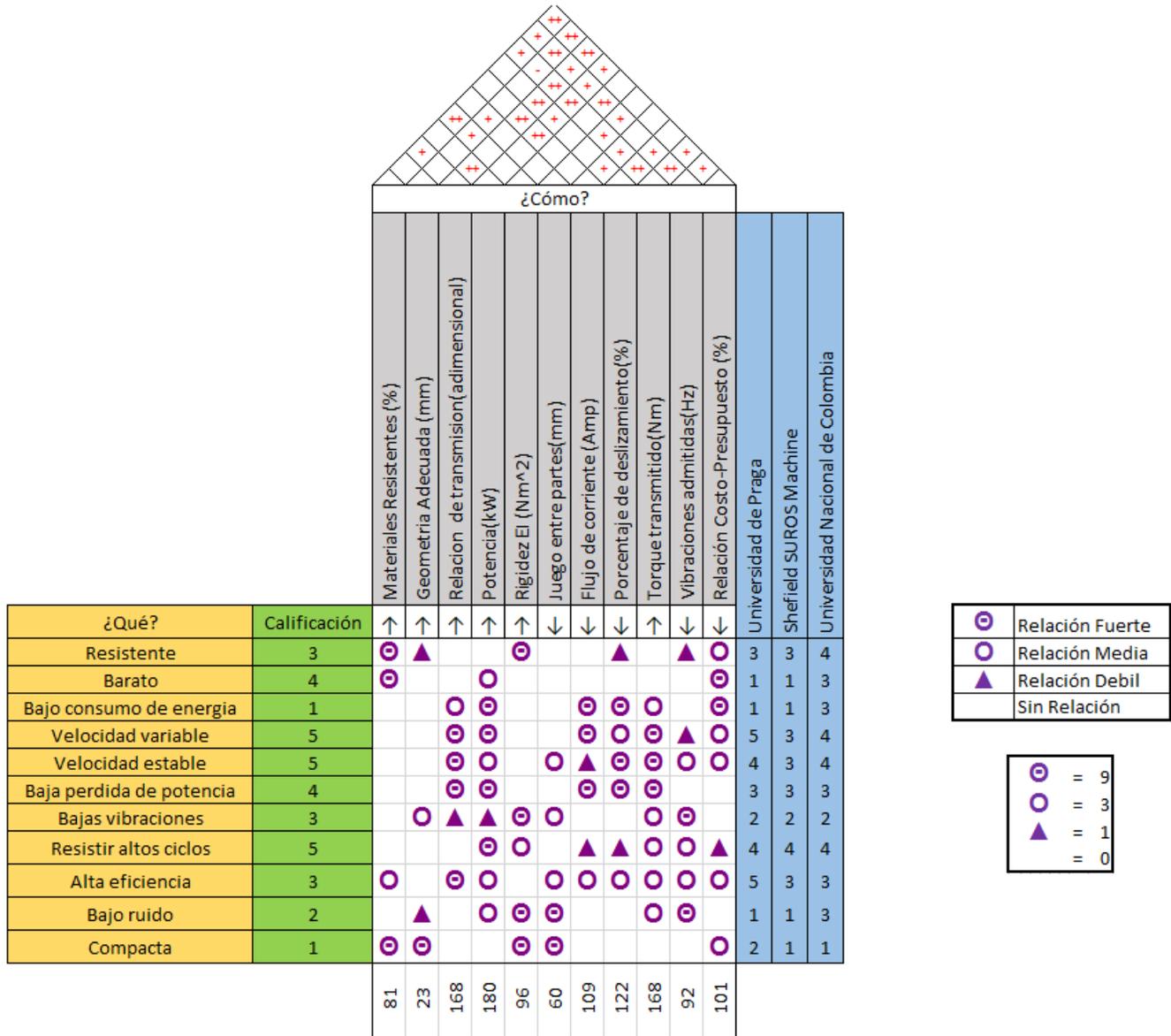


Figura 32. QFD de la transmisión.

3.3.2 Diseño conceptual

En esta parte, al igual que en el diseño de la estructura, se desarrollaron las ideas fundamentales del producto para que fueran más fácil de elaborar. Se estableció una morfología de la estructura [Tabla 4] y las matrices de decisión en donde se eligió una opción de entre varias disponibles.

Tabla 4.

Sub-función	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3	Concepto 4
Proveer movimiento rotativo	Motor eléctrico CA	Moto reductor	Motor eléctrico CD	Servomotor
Deslizarse o moverse mientras se transmite la potencia	Mesa deslizante	Junta Cardan		
Transmitir máximo torque constante	Variador de frecuencia vectorial	Variador de frecuencia escalar	Control Electrónico	
Variar velocidad	Resistor	Variador de frecuencia	Servo driver	

Morfología de la Transmisión

Se seleccionó un moto – reductor como el equipo más viable y se comparó con otros para evaluar su eficiencia [Tabla 5]. El torque, la potencia y el costo son factores importantes a considerar. En el anexo, se muestra el motor seleccionado.

Tabla 5.

Asunto: Proveer movimiento rotativo		Motor - Reductor	Motor eléctrico CA	Motor eléctrico CD	Servomotor
Eficiencia energética	10	DATUM	-1	0	1
Torque	25		1	-1	0
Costo	24		0	-1	-1
Mantenimiento (costo, periodo)	8		-1	0	-1
Complejidad de control	18		-1	-1	0
Velocidad	15		0	0	1
Total			-2	-3	0
TOTAL			-11	-67	-7

Matriz de decisión de los motores.

El método más viable para poder transmitir un torque constante es mediante un Variador vectorial debido a la compensación del torque [Tabla 6].

Tabla 6

Asunto: Transmitir torque constante		Variador vectorial	Control electrónico	Variador escalar
Torque constante	26	DATUM	-1	-1
Compensación de torque	24		-1	0
Perdidas regenerativas	10		0	-1
Costo	22		0	1
Consumo de energía	8		1	0
Perturbación al medio(eléctrico)	10		0	1
Total			-1	0
TOTAL			-34	-17

Matriz de decisión para transmitir un torque constante

La meza deslizante se moverá de forma transversal para aplicar la carga. El medio de operación y la velocidad con la que se mueva, dependerá del control y automatización [Tabla 7].

Tabla 7

Asunto: Seleccionar un medio de transmisión adecuado		Mesa deslizante	Junta Cardan
Perdidas por fricción	20	DATUM	0
Rigidez	24		0
Costo	25		0
Mantenimiento (costo, periodo)	18		0
Tamaño	10		-1
Eficiencia	3		0
	Total		-1
	TOTAL		-10

Matriz de decisión para transmitir potencia.

3.3.2.1 Realización de conceptos

En la figura 33, se muestran los bocetos que se realizaron a mano alzada.

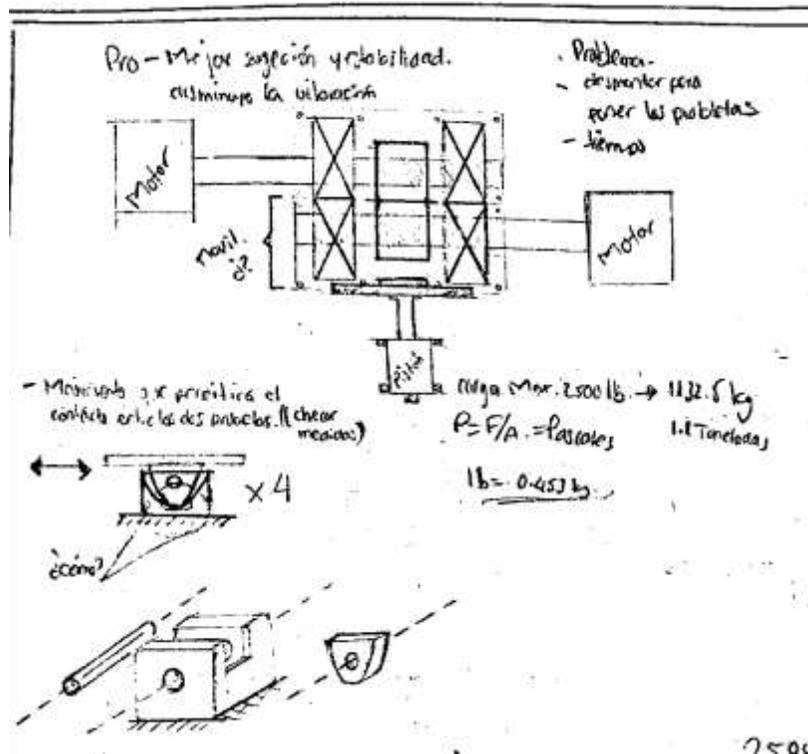


Figura 33. Boceto de transmisión

3.3.2.2 Concepto del diseño

El concepto realizado consiste en una transmisión conformada por un moto – reductor 4.43:1 de 5HP conectado a un encoder incremental. En un extremo de la máquina, el eje del motor transmite el torque al eje de la maquina mediante un cople seguido de una chumacera. Este ensamble, está sujeto a una mesa deslizante que recorre unas guías lineales. Del otro extremo de la máquina, el eje del motor se conectara a un sensor que medirá el torque transmitido, seguido del segundo eje de la maquina el cual se acoplara con una chumacera.

En la Figura 34, se muestra el diseño de la transmisión tal cual esta manufacturada y ensamblada.

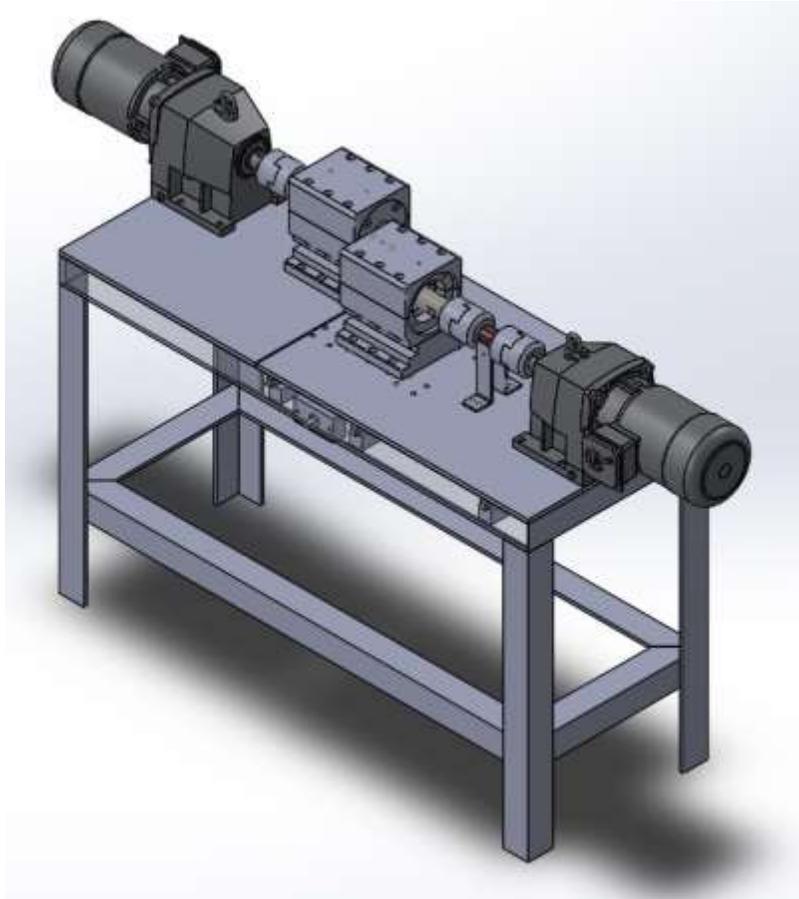


Figura 34. Modelo en CAD de la transmisión.

3.4 Sistema de aplicación de Carga

3.4.1 Comprensión del problema

La función principal de la aplicación de carga es la de transmitir una carga lineal y controlable. Existen distintos métodos de aplicación y cada uno de ellos nos ofrece ventajas y desventajas dependiendo el uso. Seleccionar un medio adecuado nos proporcionara una mayor estabilidad.

3.4.1.1 QFD

Para la elaboración del QFD [Figura 35] se identificaron los siguientes requerimientos.

- Precisa
- Carga variable
- Resistente
- Carga uniforme
- Barata
- Precias
- Fácil de controlar

Una vez aplicada la metodología, las metas de diseño obtenidas fueron:

- ✓ Velocidad de aplicación de carga
- ✓ Fuerza
- ✓ Potencia
- ✓ Porcentaje de error de carga
- ✓ Relación Costo – Presupuesto

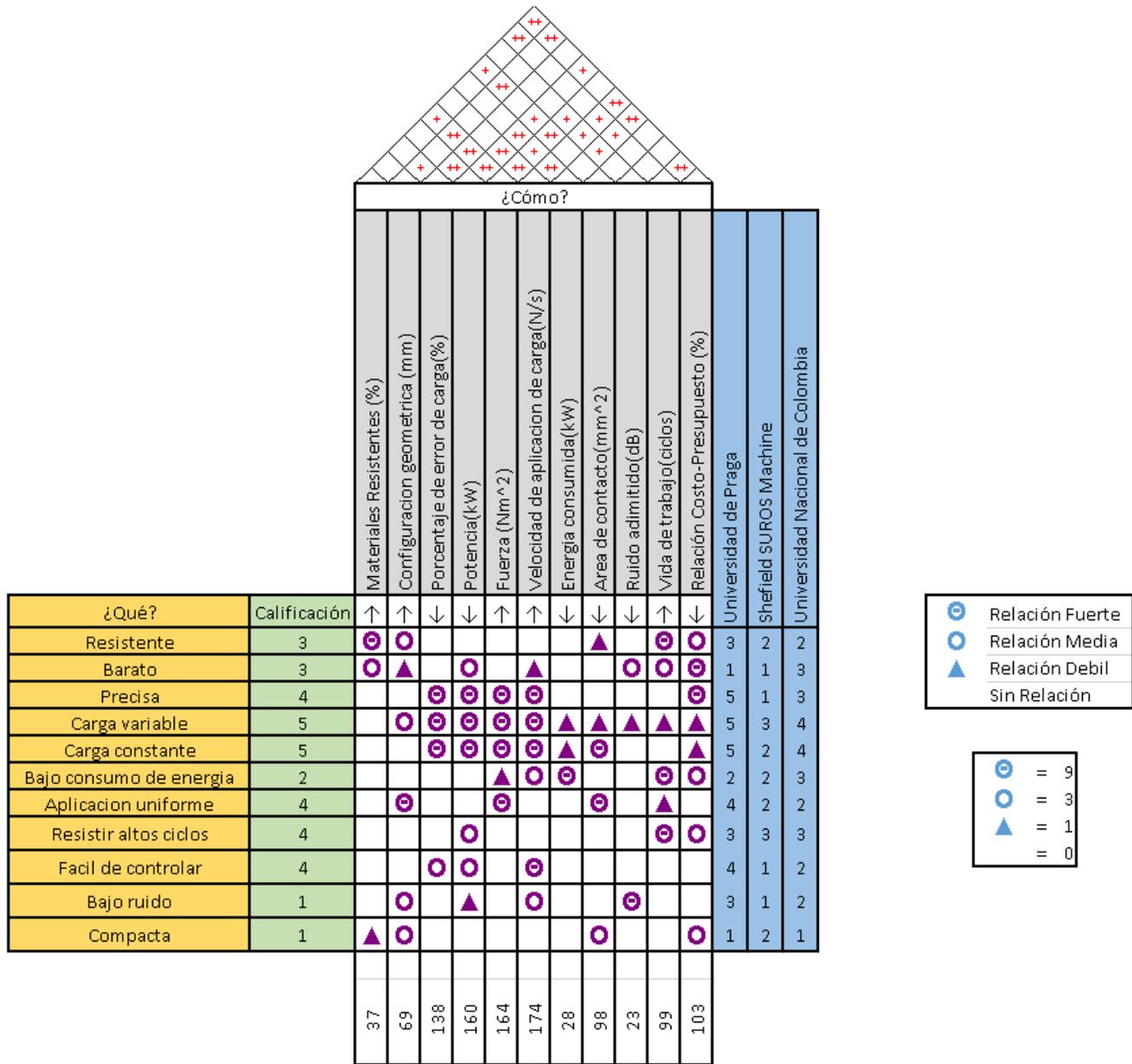


Figura 35- QFD de la Carga

3.4.2 Diseño conceptual

Se estableció una morfología de la estructura [Tabla 8] y las matrices de decisión en donde se eligió una opción de entre varias disponibles.

Tabla 8

Subsunción	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3	Concepto 4
Inducir la carga	Sistema Neumático	Sistema Hidráulico	Electromecánico	Manual
Medición de la carga (compresión)	Celda de carga (botón)	Tipo anillo	tipo bloque	
Control de la precisión	Válvulas reguladoras	Manivela (manual)	Amortiguadores calibrados	

Morfología de la aplicación de la carga

Para el equipo funcional, se optó por usar un sistema electromecánico (Tabla 9) en conjunto con amortiguadores calibrados tipo troquel para la aplicación de la carga (Tabla 10). La precisión y la fácil operación de un motor a pasos serán clave para lograr manipular la presión de contacto deseada.

Tabla 9

Asunto: Seleccionar un medio adecuado de aplicación de carga		Electromecánico	Sistema Hidráulico	Sistema Neumático	Manual
Preciso	30	0	0	0	-1
Carga variable	25	0	0	0	0
Carga constante	15	-1	-1	-1	0
Aplicación uniforme	10	0	-1	-1	-1
Fácil de controlar	20	0	1	1	0
	Total		-1	-1	-2
	TOTAL		-15	-5	-40

Matriz de decisión de la aplicación de carga.

Tabla 10

Asunto: Seleccionar un medio adecuado para controlar la precisión		Amortiguadores calibrados	Manivela (manual)	Válvulas reguladoras	Botones (pulsadores)
Preciso	25	DATUM	-1	0	-1
rapidez de aplicación	23		1	-1	-1
Manipular cargas precisas	24		-1	0	-1
Estable	11		1	0	0
Fácil de usar	9		1	0	0
Costo	8		1	-1	1
Total			2	-2	-2
TOTAL			10	-25	-70

Matriz de decisión del control de carga

Para poder cuantificar la presión máxima de contacto, lo más recomendable es usar una celda de carga tipo botón. En la tabla 11 se muestra la matriz de decisión.

Tabla 11

Asunto: Seleccionar un medio adecuado para medir la carga		Celda de carga tipo botón	Celda de carga tipo anillo	Celda de carga tipo bloque
Preciso	27	DATUM	0	0
Medir carga variable	25		0	0
Medir Carga constante	17		0	0
Aplicación uniforme	13		-1	-1
Fácil de controlar	10		0	0
Compacto	8		-1	-1
Total			-2	-2
TOTAL			-10	-10

Matriz de decisión para medir la carga.

3.4.2.1 Realización de conceptos

En la figura 36 se muestran algunos bocetos que se realizaron a mano alzada.

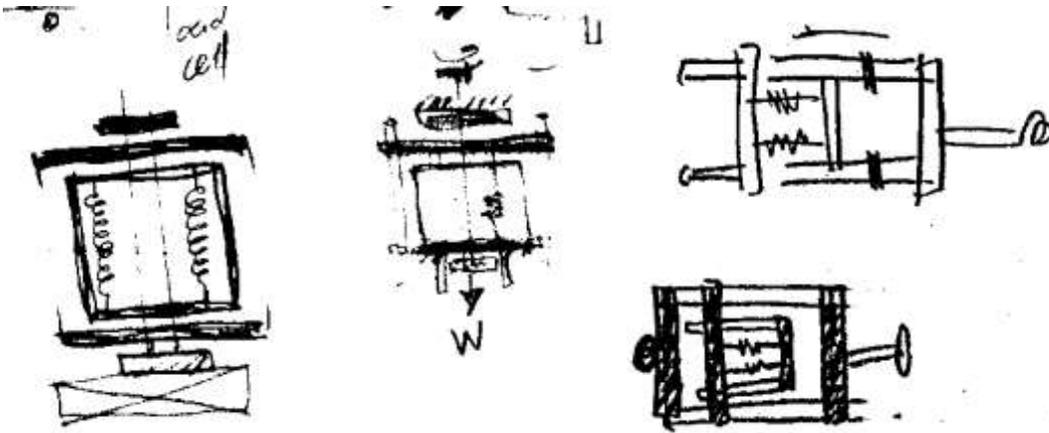


Figura 36. Bocetos a mano alzada de la aplicación de carga

3.4.2.2 Concepto de diseño

Consiste en 4 resortes calibrados tipo troquel en conjunto con un mecanismo tipo prensa el cual se moverá con ayuda de un motor a pasos en posición horizontal. El mecanismo está compuesto de un par de ejes guías el cual, ayudara al desplazamiento del sistema. Para la medición de la misma, se optara por el uso de una celda de carga tipo botn. En la Figura 37, se muestra tal cual el mecanismo de aplicación de carga fue elaborada.

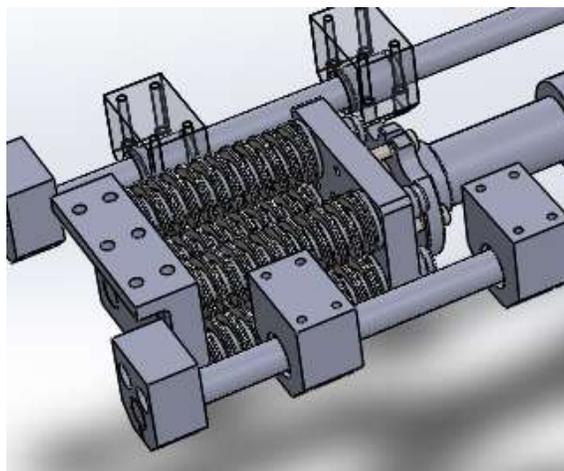


Figura 37. Modelo en CAD de la aplicación de carga

Capítulo 4

Diseño de detalle, ensamble de los elementos y análisis de costos

Se presentan las memorias de cálculo basado en el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (8va edición) y los procesos de manufactura desarrollados para la elaboración de los elementos más críticos que componen al prototipo funcional.

4.1 Cálculo del diámetro de los ejes principales

Para el cálculo del eje no es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente crítica. Para general el diagrama de fuerza cortante y momento flexionante, se utilizó el software MDsolids (Philpot, 1997-2009). Los resultados obtenidos se presentan en la figura 38.

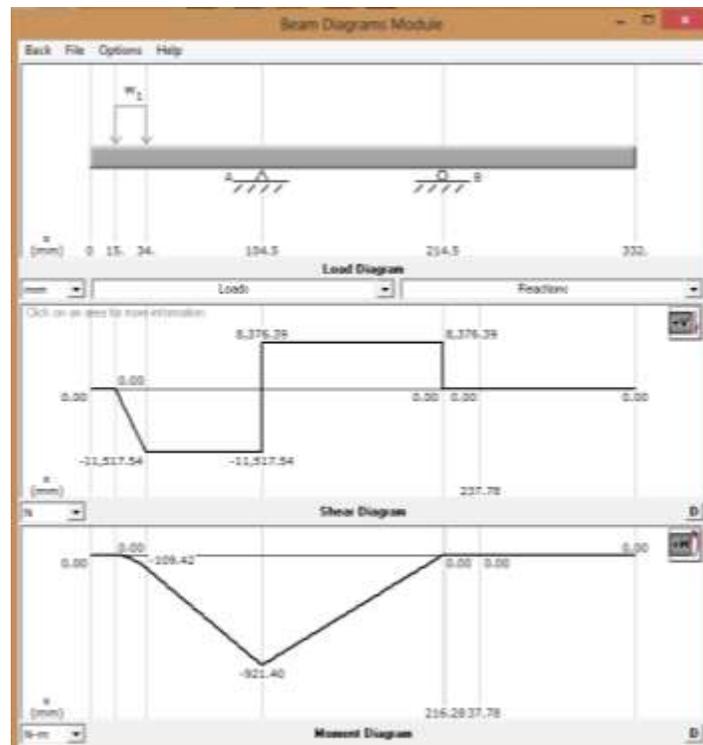


Figura 38. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante a 2GPa.

Los cálculos para una carga distribuida normal (W_n) se realizó en el caso extremo de presión de contacto (2 Gpa):

$$W_n = \frac{\text{Fuerza Normal}}{\text{Ancho total de la probeta}}$$

$$W_n = 606186.28 \text{ N.m}$$

De la Figura 38, se obtuvo un momento máximo de:

$$M_{max} = 921.40 \text{ N.m}$$

Se realizó otro diagrama de fuerza cortante y momento flexionante a una presión de contacto de 1.8 Gpa, que es la máxima presión de contacto con la que se va a trabajar bajo condiciones húmedas. En condiciones secas, la máxima presión de contacto es de 1.5 GPa

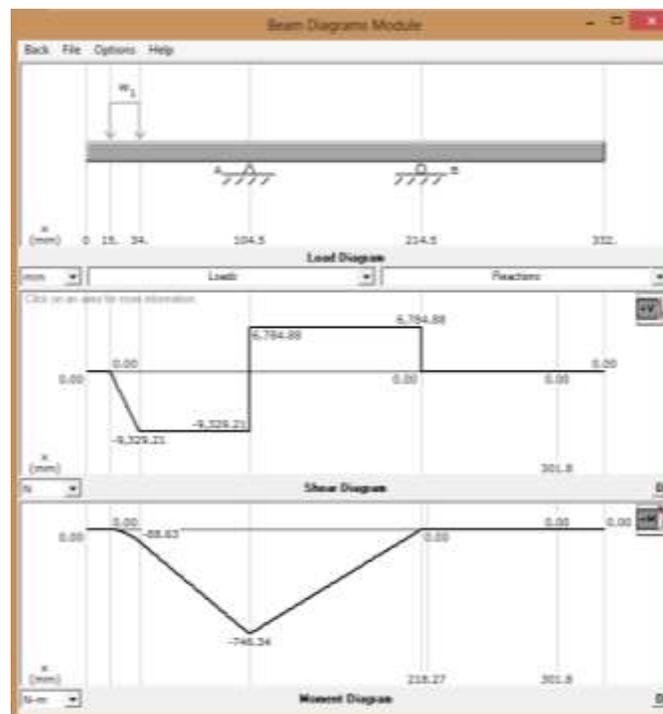


Figura 39. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante a 1.8 Gpa

De la Figura 39, se obtuvo un momento máximo de: $M_{max} = 746.34 \text{ N.m}$

La selección del material se hizo basándonos en cálculos, catálogos de aceros y con base experiencias. El material propuesto para este procedimiento fue un Acero TX10T o AISI 9840 (Anexo), el cual tiene las siguientes características:

Tabla 12

Densidad $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3}\right)$	7.854
Esfuerzo de cedencia S_y (Mpa)	637.432E+06
Resistencia ultima a la tensión S_{ut} (Mpa)	931.631E+06

Tabla 7. Características del material TX10T.

Para su diseño se usó la Ecuación según ASME B106 Elíptica (Ecuación 3 y 4) para calcular el diámetro (d) y el factor de seguridad (n).

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 4}$$

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante y pueden simplificarse al igualar M_m y T_a a 0, lo cual simplemente elimina algunos de los términos. Por lo tanto, la ecuación 3 y 4 quedan como:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Donde:

d = Diametro del eje

n = Factor de seguridad

π = PI = 3.141516

S_y = Esfuerzo de cendencia = Procedente del material

K_f = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a la flexion

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

Ecuación 5

$$q = 0.84 \text{ y } k_t = 1.72$$

Tabla 6-20 Shigley

$$K_f = 1.16108$$

K_{fs} = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a la torsión

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

Ecuación 6

$$q = 0.84 \text{ y } k_{ts} = 1.4$$

Tabla 5-20 Shigley

$$K_{fs} = 1.336$$

M_a = Momemto Flexionante alternante

$$M_a = (\sigma_{x \max}^2 + \sigma_{y \max}^2)^{0.5}$$

Ecuación 7

$$(\sigma_{x \max})^2 = 599 \text{ N.m}$$

$$(\sigma_{y \max})^2 = 921.4 \text{ N.m}$$

$$M_a = 1098.654 \text{ N.m}$$

T_m = Par de torsion medio

$$T_m = (F_f) \left(\frac{D_p}{2} \right) \quad \text{Ecuación 8}$$

F_f = Fuerza de fricción

F_f = COF dinamico * Fuerza Normal

$$F_f = 7486.40 \text{ N}$$

D_p = Diametro de la probeta

$$D_p = 0.0235 \text{ m}$$

$$T_m = 175.93 \text{ N.m}$$

S_e = Limite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Ecuación 9

k_a = Factor de modificación de la condición superficial

Tabla 6-2 Shigley

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

$$a = 1.58 \text{ y } b = -0.085$$

$$k_a = 883$$

k_b = Factor de modificación del tamaño

$$k_b = 1.24 d^{-0.107}$$

$$d = 22$$

$$k_b = 890$$

k_c = Factor de modificación de la carga

$$k_c = 1$$

k_d = Factor de modificación de la temperatura

$$k_d = 1$$

k_e = Factor de confiabilidad

Tabla 6-5 Shigley

Con un porcentaje de confiabilidad de 99.9 %

$$k_e = 0.753$$

k_f = Factor de modificación de efectos varios

$$k_f = 1$$

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$$S_e' = 0.5S_{ut}$$

$$S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}$$

$$S_{ut} = 931.631 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 465.815 \text{ MPa}$$

De acuerdo con los factores de diseño y los parámetros establecidos, sustituimos en la ecuación 8

$$S_e = (883)(890)(1)(1)(0.753)(1)(465.815 \text{ MPa})$$

$$S_e = 275.807 \text{ MPa}$$

Ahora, sustituyendo y resolviendo la ecuación 3.2 con los valores obtenidos tenemos que el factor de seguridad n es:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(0.050)^3} \left[4 \left(\frac{1.16108 * 1098.654}{275.807} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.336 * 175.93}{637.432} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$n = 1.9101$$

De la ecuación 3.1, sustituimos los valores previamente obtenidos y calculamos el diámetro requerido con un factor de seguridad 2

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.16108 * 1098.654}{275.807} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.336 * 175.93}{637.432} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.0507 \text{ m}$$

4.1.1 Selección de coples y cuñas

Para acoplar la flecha del motor a el eje de la máquina, se requiere de un cople que soporte el torque generado por el motor (175.93 N.m a 2 Gpa). Por medio de tablas proporcionadas por el proveedor, se seleccionó un cople con capacidad de torque máximo de: 256 Nm

En cuanto a la selección de la cuña y de acuerdo a la tabla 7-6 de Shigley, para diámetros que se encuentran en un rango de $1\frac{3}{4}$ a $2\frac{1}{4}$ se recomienda una cuña cuadrada de $\frac{1}{2}$.

4.2 Evidencia de manufactura de los sistemas principales

El diagrama esquemático de la maquina se muestra en la Figura 40.

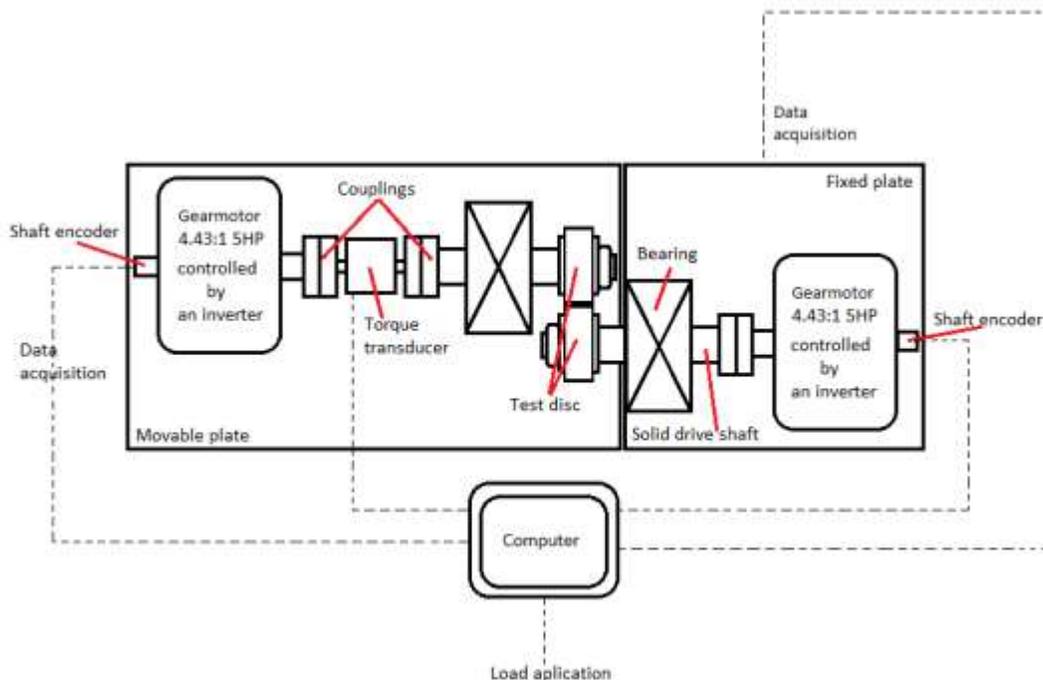


Figura 40. Esquema de la maquina disco – disco.

Los procesos de manufactura para la realización de los sistemas principales y los elementos necesarios para la construcción de la maquina disco – disco, se muestran en las figuras siguientes.

4.2 Compra y manufactura de los elementos principales

4.2.1 La estructura



Figura 41. Estructura soldada

4.2.1.1 Placa solida

La placa solida de aproximadamente 1 cm de grosor servirá de base para el sistema de transmisión.



Figura 42. Placas solidas

4.2.2 Ensamble de la transmisión

Los elementos que conforman el sistema se presentan en las imágenes siguientes.

4.2.2.2 Ejes de transmisión Tx10



Figura 43. Ejes de transmisión maquinados.

4.2.3 Bearing housing



Figura 44. Maquinado interno de los Bearing housing y previo ensamble.



Figura 45. Ensamble del eje, los rodamientos y el cople

4.2.3 Ejes guías

El acoplamiento de los ejes guías (Figura 48) nos proporcionaran movimiento en la aplicación de la carga. Estas están ubicadas en la parte inferior de la placa.



Figura 46. Acoplamiento de los ejes guías

4.2.4 Moto – reductores



Figura 47. Moto – reductores con acoples

4.2.5 Presentación de la maquina disco – disco



Figura 48. Ensamble del sistema de transmisión en la estructura



Figura 49. Aplicación de la pintura





Figura 53. Pintura aplicada y sistemas ensamblados

4.4 Análisis de costo de los materiales

El análisis de costos se basa únicamente en la adquisición de los materiales, equipos y procesos de manufactura sin tomar en cuenta el costo de la identificación de las necesidades, conceptualización de soluciones, diseño de los componentes, el cálculo, modelado y dimensionamiento en un programa de CAD, así como la elaboración de planos de diseño.

El costo total por concepto de diseño es de:

\$ 103, 951.56

Esta cantidad incrementara con la adquisición de componentes eléctricos para el control y la automatización.

4.4.1 Por concepto de piezas y manufactura

Cantidad	Descripción	Precio unitario	Importe
4	Redondo 6.5in*1.5in Acero 1018	672.00	2688.00
6	Rectangular 3.5in*7in*8in A36	560.00	3360.00
1	Solera 5/8in*22in*18in A36	2620.80	2620.80
2	Cuadrado 1.5in*1.5in Acero 1018	2240.00	4480.00
2	Redondo 2in*14in Acero TX10T	672.00	1344.00
1	Redondo 4in*4 Acero 1018	280.00	280.00
1	PTR 2in*1/8 PTR	1120.00	1120.00
5	Cortes	28	140
1	Maquinado placa q.5m*550mm	3500	3500
1	Soldado de estructura PTR 2"*1/8	3000	3000
1	Maquinado tapas housing Acero 1018	8000	8000
		Total incluyendo IVA	\$ 35,418.05

4.4.2 Material eléctrico

CANTIDAD	UNIDAD DE MEDIDA	NÚMERO DE IDENTIFICACIÓN	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
2	PZA		INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO 30A	262.00	524.00
2	PZA		CONTACTOR ALLEN BRADLEY 23A	652.38	1304.76
2	PZA		INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO 10	65.50	131.00
10	PZA		CABLE 10 AWG BLINDADO	196.50	1965.00
25	PZA		CABLE 18 AWG BLINDADO	78.60	1965.00
1	PZA		BOTON PARO DE EMERGENCIA	393.00	393.00
1	PZA		GABINETE RITAL 700X500X250	1899.50	1899.50
5	PZA		PRENSAESTOPA ISO20	32.75	163.75
1	PZA		RIEL OMEGA DIN EN60715	196.50	196.50
2	PZA		VENTILADORES 170/240 M3/H 230V	816.13	1632.26
1	PZA		INTERRUPTOR ROTATIVO 63A	497.80	497.80
2	PZA		PULSADOR NA COLOR VERDE	196.50	393.00
2	PZA		PULSADOR NA COLOR ROJO	196.50	393.00
1	PZA		PARO EMERGENCIA NC	393.00	393.00
2	PZA		SELECTOR DE CIRCUITO	275.10	550.20
2	PZA		LED PILOTOS	65.50	131.00
10	PZA		CLEMA FASE CABLE AWG10	10.48	104.80
25	PZA		CLEMA FASE CONTROL AWG18	10.48	262.00
5	PZA		CLEMA TIERRA	10.48	52.40
1	PZA		CANAleta 60X40MM	235.80	235.80
2	PZA		POTENCIOMETRO 10KOHMS	235.80	471.60
1	PZA		FUENTE DE PODER 10V	3275.00	3275.00
1	PZA		CONTROLADOR ARDUINO DUO	1441.00	1441.00
2	PZA		SENSOR OPTICO LASER	117.90	235.80
Total incluyendo IVA				\$ 21,588.96	

4.4.3 Por adquisición de motores

Cantidad	Unidad	Concepto / Descripción	Valor Unitario	Importe
1.00	PIEZA	MOTORREDUCTOR MARCA NORD Cónico Tipo: SK32-100LA/4, Potencia del Motor: 5 HP Velocidad de Salida: 1725/389 rpm Par de Salida 814 lb-in Reducción: 4.43	18,122.57	18,122.57
Total incluyendo IVA			\$ 21,022.18	

4.4.4 Por concepto de instalación de motor a pasos con reducción.

Cantidad	Unidad	Num. de Parte	Descripción	P Unitario	Importe
1.00	NA	ANTICIPO	ANTICIPO 100.00% del pedido 37312 Instalación de Motor a pasos con reducción, configuración, conexión de drive y fuente de poder.	16215.57	16,215.57
Total incluyendo IVA				\$18,810	

4.4.5 Adquisición de Rodamientos

4 Rodamientos TIMKEN 22211-KEJW33	\$3,718.28
Total incluyendo IVA	\$7,112.42

Conclusiones

- Se lograron generar los dibujos de detalle de la máquina disco – disco.
- Se concibieron los planos de detalle de las piezas fundamentales en donde se muestran las dimensiones y tolerancias de cada una.
- Se consolido de manera exitosa la manufactura de las piezas según los requerimientos.
- Se desarrolló la unión de los elementos y se consolido de manera exitosa el equipo funcional de configuración disco – disco.

Trabajos futuros

- Buscar un lugar apropiado con buena cimentación para la instalación y fijación del equipo.
- Acondicionar el cableado eléctrico para la conexión de los sistemas.
- Realizar pruebas de arranque y calibración.
- Acondicionar la máquina para realizar pruebas con lubricantes y/o basura.

Referencias

- [1] Página Web, Última visita el 05-Oct-2016 <http://www.metro.cdmx.gob.mx/>
- [2] *Jean-Bernard Ayasse and Hugues Chollet*, Wheel - Rail Contact. Handbook of Railway Vehicle Dynamics by Taylor and Francis Group, LLC. 2006.
- [3] *Kalousek, J. and Magel, E.*, Optimising the wheel rail system, Rail. Track Struct. January 1997.
- [4] *R. Lewis*, University of Sheffield, UK; *U. Olofsson*, Royal Institute of Technology (KTH) Sweden
- [5] *Sinclair, J.*, "Friction Modifiers", in "Vehicle Track Interaction: Identifying and Implementing Solutions", IMechE Seminar, February 17th, 2004.
- [6] *R. Lundén and B. Paulsson*, Wheel – rail interface handbook "Introduction to wheel – rail interface research", Banverket Sweden, 2009.
- [7] *Ekberg A, Kabo E, Nielsen and Ringsberg J. W.*, "Researchers on the track of wheel-rail interaction", Railway Gazette International, 2003.
- [8] *Tournay, H.*, "Supporting Technologies Vehicle Track Interaction", in Guidelines to Best Practice for Heavy Haul Railway Operations: Wheel and Rail Interface Issues, International Heavy Haul Association, Virginia, USA, 2001.
- [9] *Olofsson and Roger Lewis*, Tribology of the Wheel-Rail Contact. Handbook of Railway Vehicle Dynamics, 2006.
- [10] *William, J. A.*, Wear modelling analytical computing and mapping a continuum mechanics approach. Wear. 1999
- [11] *Sullivan. J. L.*, Boundary lubrication and oxidational wear. I. Phys. Appl. Phys. 1999 - 2011. 1986.
- [12] *Nilsson, R.*, Wheel/Rail Wear and Surface Cracks, Licentiate Thesis, KTH, Stockholm 2003.
- [13] *Lewis, R. and Dwyer-Joyce, R.* Wear mechanisms and transition in railway wheel steel, J. Eng. Tribol. Proceedings of the IMechE. 2004
- [14] *Johnson, K. L.*, The Mechanism of Plastic Deformation of Surface and Subsurface Layers in Rolling and Sliding Contact, Material Science Forum: The Role of Subsurface Zone in Wear of Materials, Trans Tech Publications, Switzerland, 1988.
- [15] *Kapoor, A. and Jhonson, K. L.*, Plastic ratchetting as a mechanism of metallic wear, Proc. R. Soc. (Lond.), 1995.
- [16] *Schleinzer, G., Resudual*, Stress Formation During the Roller Straightening of Rail. Ph.D. thesis, Montanuni versität Leoben ,Austria, 2000.

- [17] *Olofsson, U. and Telliskivi, T.*, Wear, friction and plastic deformation of two rail steels — full scale test and laboratory study, *Wear*, 2003.
- [18] *Kapoor, A., Fletcher, D. I., Franklin, F. J.*, “The Role of Wear in Enhancing Rail Life”, *Tribological Research and Design for Engineering Systems*, D. Dowson et al, (editors). Elsevier B. V., 2003.
- [19] *Zakharov, S.*, Wheel/Rail Performance, Guidelines to Best Practice for Heavy Haul Railway Operations: Wheel and Rail Interface Issues, International Heavy Haul Association, Virginia, USA, 2001.
- [20] *Sinclair, J.*, Friction Modifiers, in “Vehicle Track Interaction: Identifying and Implementing Solutions”, IMechE Seminar, February 17th, 2004.
- [21] *Kalousek, J. and Magel, E.*, Modifying and managing friction, *Rail. Track Struct.* May, 1999.
- [22] *Ohyama, T.*, “Tribological Studies on Adhesion Phenomena between Wheel and Rail at High Speeds”, *Wear*, Vol. 144, pp263-275. 1991.
- [23] *Marich, S., Makie, S., and Fogary, R.*, The Optimisation of Rail/Wheel Lubrication Practice in the Hunter Valley, Proceedings of the RTSA Technical Conference, Adelaide, 2000.
- [24] *Olofsson and Roger Lewis*, Tribology of the Wheel - Rail contact, Handbook of Railway Vehicle Dynamics, 2006.
- [25] *R. Lewis and G. Evans.*, Assessment of railway curve lubricant performance using a twin- disc tester, Department of Mechanical Engineering, The University of Sheffield. November 2013.
- [26] *H. Chen, T. Ban, M. Ishida and T. Nakahara.* Experimental investigation of influential factors n adhesion between wheel and rail under wet conditions. Railway Technical Research Institute and Tokyo Institute of Technology, Tokyo, Japan. 2008.
- [27] *E.A. GallardoHernandez and R. Lewis.* Twin disc assessment of wheel/rail adhesion, Department of Mechanical Engineering, The University of Sheffield, 2008.
- [28] *Ramos Watanave, Jorge.*, Curso de diseño mecánico. Programa de maestría en ingeniería mecánica. ESIME, IPN. México, 2000.
- [29] *Ramos Watanave, Jorge.* Diseño de un soporte hidraulico para sostener techso de minas de carbon con capacidad de 25 Toneladas. Mexico 1996.54p, Tesis de grado (maestria en ciencias en ingenieria Mecánica) ESIME, IPN.
- [30] *Jones, C. P., Tyfor, W. R., Beynon, J. H., and Kapoor, A.*, The effect of strain hardening on shakedown limits of a pearlitic rail steel, *J. Rail Rapid Transit*, 1997

Anexos

Tabla 7-6

Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar

[Fuente: Joseph E. Shigley, "Unthreaded Fasteners", capítulo 24, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown Jr. (eds.), Standard Handbook of Machine Design, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004.]

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Tabla 6-4

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.*
 (S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación; S_{RT} = resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$)

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

*Fuente de datos: figura 2-9.

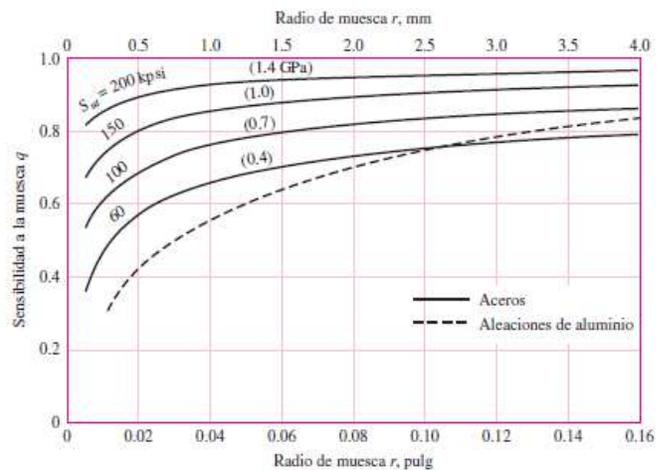
Tabla 6-5

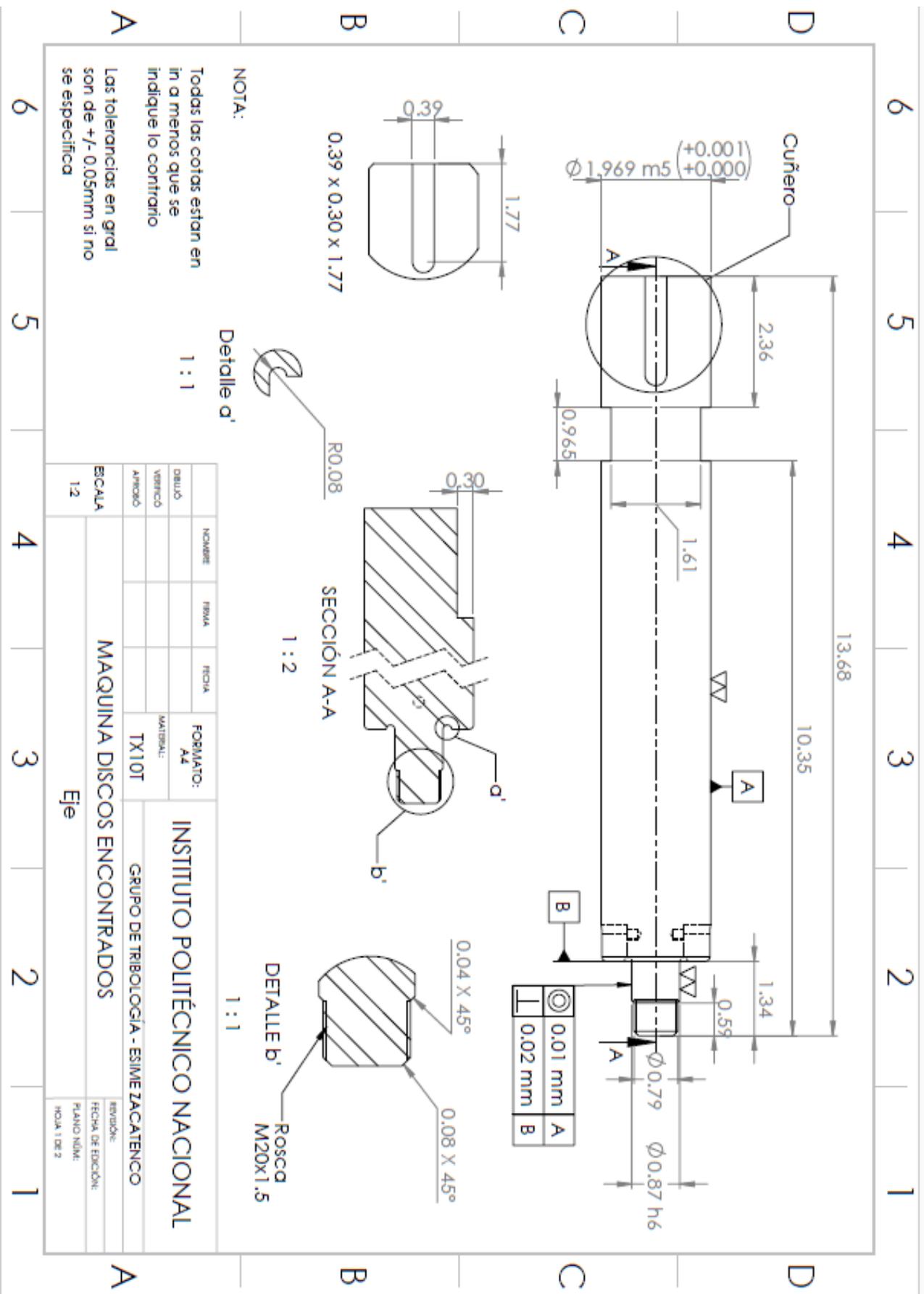
Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_e	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

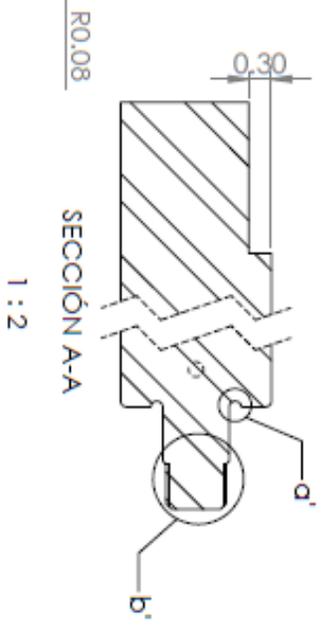




NOTA:
 Todas las cotas estan en
 in a menos que se
 indique lo contrario
 Las tolerancias en gral
 son de +/- 0.05mm si no
 se especifica

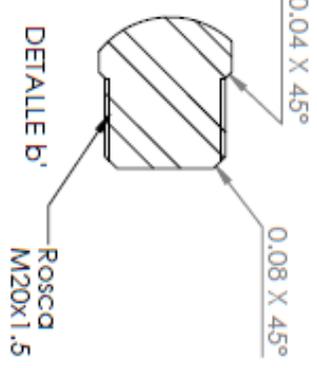
Detalle a'

1 : 1



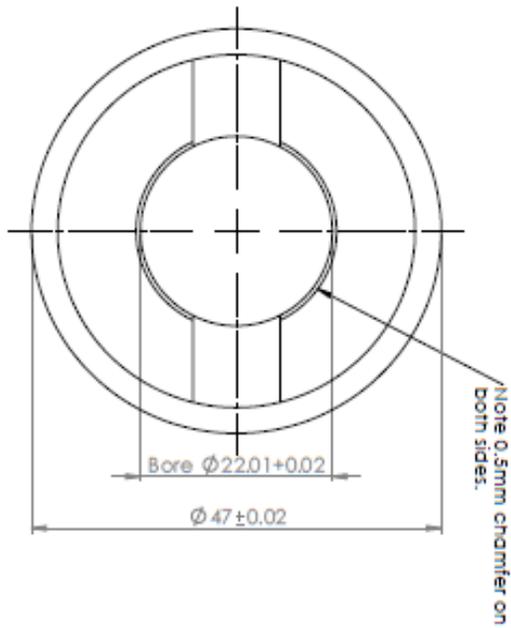
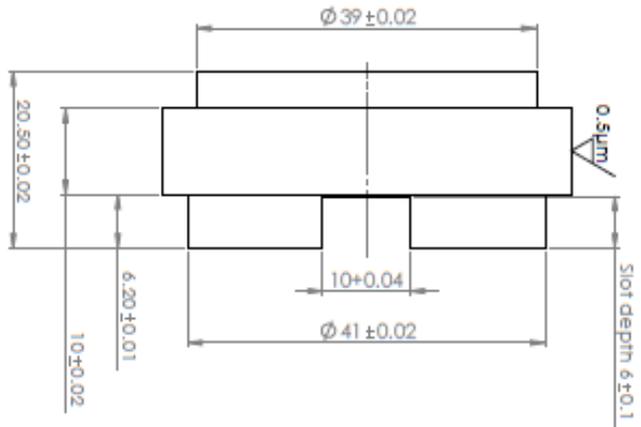
1 : 2

1 : 1



DESENHO	NOME	TIPO	FECHA	FORMATO:	INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL	
VERIFICADO				A4		
APROBADO				MATERIAL:	GRUPO DE TRIBOLOGIA - ESIME ZACATENCO	
				TX10T		
ESCALA				MAQUINA DISCOS ENCONTRADOS		
1:2				Eje		
revisión:				FECHA DE EDICIÓN:		
PLANO NÚM:				NOVA 1 DE 2		

⊙	0.01 mm	A
L	0.02 mm	B



- Notes
1. Outer surface of disc to be concentric with bore.
 2. Faces of disc to be perpendicular to bore.
 3. Faces of disc to be parallel to each other.
 4. Do not scale from this drawing.
 5. If the disc is to be heat treated, sufficient material (0.25mm) must be left in the bore and on the end face and outer surface. This is to ensure that final dimensions can be obtained during final machining.

All dimensions are in mm.
Surface finish unless otherwise stated 1.6μm.

**SolidWorks Student Edition.
For Academic Use Only.**

TITLE: CONCENTRICITY OF BORE DRAWING NUMBER: 1111111111 AUTHOR: [] DATE: []		PART NUMBER: [] REVISION: []		DRAWING SCALE: [] SHEET NO.: []	
DESIGNER: [] CHECKED: [] APPROVED: [] DATE: []	MATERIAL: [] FINISH: []	QUANTITY: [] SCALE: []	WEIGHT: [] SCALE: []	SHEET NO.: [] TOTAL SHEETS: []	A3

ACERO GRADO MAQUINARIA		TX10 (SIMILAR SAE TIPO 9840)	
ANÁLISIS QUÍMICO TÍPICO	Carbono 0.40 Manganeso 0.80 Fósforo 0.035 máx. Azufre 0.040 máx.	Silicio 0.28 Cromo 0.80 Níquel 1.00 Molibdeno 0.25	
DESCRIPCIÓN	Acero de baja aleación y medio carbono, su alta templeabilidad permite obtener buenas propiedades en secciones grandes es considerado como una buena opción en donde se requiere de buena dureza y alta tenacidad.		
APLICACIONES	Industria automotriz: Cigüeñales, flecha para eje trasero, bielas, motores, propelas, engranes, flechas de dirección, semiejes para remolques, flechas de transmisión y potencia.		
PROPIEDADES FÍSICAS	Densidad 0.2834 lb/in ³ 7.845 Kg/cm ³ Temperaturas críticas Ac ₁ = 738 °C Ac ₃ = 775 °C		
	Su forjabilidad es muy buena, tiene buena maquinabilidad pero la soldabilidad es pobre, debido a la susceptibilidad de agrietarse.		
	Brocas de perforación, barrenas, cuerpos fresadores, colares de perforación.		

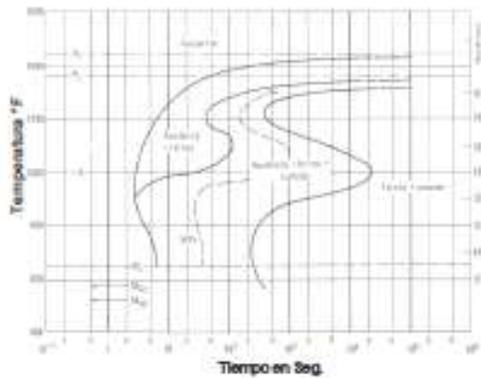


Fig. 1 Diagrama de transformación isotérmica.
Temperatura de austenización 645 °C (1550°F)

Los datos indicados son típicos y una referencia básica, para detalles particulares dirigirse al departamento técnico de Aceros Fortuna al Tel. (0155) 5010-0996

TRATAMIENTO TERMICO

Normalizado: Calentar a 870 °C (1600 °F) y enfriar al aire.

Recocido: Para obtener una estructura predominantemente ferrítica, calentar a 845 °C (1550 °F), enfriar rápidamente hasta 675 °C (1250 °F) y mantener por 5 hrs. Para obtener una estructura esferoidizada calentar a 750 °C (1380 °F) enfriar a 665 °C (1230 °F) a una velocidad de 5 °C por hora.

Endurecido: Austenizar a 855 °C (1575 °F) y enfriar rápidamente en aceite.

Revenido: Calentar despues del temple a la temperatura deseada para obtener la dureza requerida. La figura 2 indica el efecto de la temperatura de revenido sobre la dureza.

PROPIEDADES MECANICAS.



Fig. 2 Dureza vs Temperatura de revenido

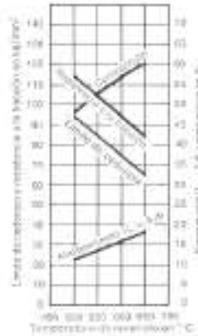


Fig. 3 Propiedades Mecanicas VS Temperatura de revenido.

CONDICION Y FORMAS DISPONIBLES

Redondo.
Solera.
Placa.

Sin tratamiento termico.
Recocido.
Tratado.

Los datos Indicados son tipicos y una referencia básica, para detalles particulares dirigirse al departamento técnico de Aceros Fortuna al Tel. (0155) 5010-0998

- El conjunto SNW está compuesto por un manguito, una tuerca de fijación y una arandela de retención.
- El conjunto SNP está compuesto por un manguito, una tuerca de fijación y una placa de sujeción.

Número de rodamiento ⁽¹⁾	Números de los accesorios				Dimensiones del eje		Dimensiones del adaptador			Peso del conjunto SNW/SNP
	Conjunto	Manguito	Tuerca de fijación	Arandela de retención Placa de sujeción	Diámetro	Tolerancia ⁽²⁾	B ₇	S	D ₅	
					d					
					in	in	in	in	in	lb
SERIE 222K										
22207K	SNW-07 x 1 3/16	S-07	N-07	W-07	1 3/16	-0,003	1 25/64	25/64	2 1/16	0,32
22208K	SNW-08 x 1 1/8	S-08	N-08	W-08	1 1/8	-0,003	1 25/64	25/64	2 1/4	0,42
	SNW-09 x 1 3/8	S-09 x 1 3/8			1 3/8					
22209K	SNW-09 x 1 1/8	S-09	N-09	W-09	1 1/8	-0,003	1 25/64	1/2	2 11/32	0,6
	SNW-09 x 1 1/2	S-09 x 1 1/2			1 1/2					
22210K	SNW-10 x 1 1/4	S-10 x 1 1/4			1 1/4					0,7
	SNW-10 x 1 11/16	S-10	N-10	W-10	1 11/16	-0,003	1 49/64	3/8	2 11/16	
	SNW-10 x 1 3/4	S-10 x 1 3/4			1 3/4					
22211K	SNW-11 x 1 1/4	S-11 x 1 1/4			1 1/4					0,8
	SNW-11 x 1 15/16	S-11	N-11	W-11	1 15/16	-0,003	1 27/32	5/8	2 27/32	
22212K	SNW-11 x 2	S-11 x 2			2					1,1
	SNW-12 x 2 1/16	S-12	N-12	W-12	2 1/16	-0,004	1 49/64	11/32	3 1/32	
22213K	SNW-13 x 2 1/8	S-13 x 2 1/8			2 1/8					1,4
	SNW-13 x 2 3/8	S-13	N-13	W-13	2 3/8	-0,004	2 1/32	1/2	3 1/8	
22214K	SNW-14 x 2 1/4	S-14 x 2 1/4			2 1/4					1,8
	SNW-14 x 2 5/8	S-14	N-14	W-14	2 5/8	-0,004	2 11/64	5/8	3 3/8	
22215K	SNW-15 x 2 3/8	S-15 x 2 3/8			2 3/8					2
	SNW-15 x 2 1/2	S-15	AN-15	W-15	2 1/2	-0,004	2 15/64	9/16	3 1/8	
22216K	SNW-16 x 2 3/4	S-16 x 2 3/4			2 3/4					2,4
	SNW-16 x 2 11/16	S-16	AN-16	W-16	2 11/16	-0,004	2 1/2	5/8	4 1/32	
	SNW-16 x 2 3/4	S-16 x 2 3/4			2 3/4					
22217K	SNW-17 x 2 13/16	S-17 x 2 13/16			2 13/16					3,0
	SNW-17 x 2 1/2	S-17 x 2 1/2			2 1/2					
	SNW-17 x 2 11/8	S-17	AN-17	W-17	2 11/8	-0,004	2 25/64	5/8	4 1/32	
22218K	SNW-17 x 3	S-17 x 3			3					3,0
	SNW-18 x 3 1/16	S-18 x 3 1/16			3 1/16					
22219K	SNW-18 x 3 1/4	S-18 x 3 1/4			3 1/4					3,3
	SNW-18 x 3 3/8	S-18	AN-18	W-18	3 3/8	-0,004	2 49/64	25/32	4 25/32	
	SNW-18 x 3 1/2	S-18 x 3 1/2			3 1/2					

⁽¹⁾ Los tamaños de los ejes en negrita son estándar. Cuando haga un pedido de accesorios no estándar, debe especificar el tamaño del eje.

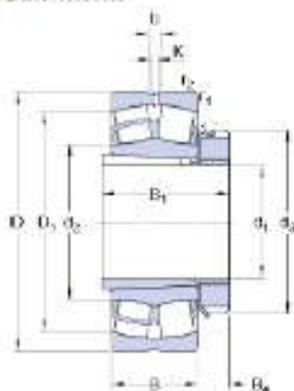
Continúa en la página siguiente.

⁽²⁾ El rango de tolerancia va de +0 al valor de la lista.

22211 EK + H 311

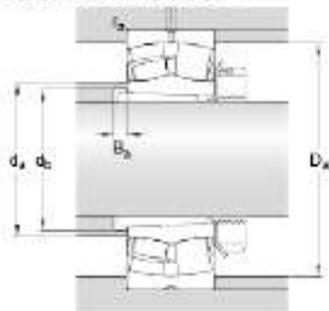
SKF Explorer

Dimensions



d_1	50	mm
D	100	mm
B	25	mm
d_2	≈ 65.3	mm
d_3	75	mm
D_1	≈ 88	mm
B_1	45	mm
B_4	12.5	mm
b	6	mm
K	3	mm
$r_{1,2}$	min. 1.5	mm

Abutment dimensions



d_a	max. 65	mm
d_b	min. 60	mm
D_a	max. 91	mm
B_a	min. 10	mm
r_a	max. 1.5	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	129	kN
Basic static load rating	C_0	127	kN
Fatigue load limit	P_u	14	kN
Reference speed		6300	r/min