



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MECÁNICA Y ELECTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACION
UNIDAD ZACATENCO

CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE UN EQUIPO FUNCIONAL PARA SIMULAR EL CONTACTO RUEDA-RIEL EN LABORATORIO

TESIS

Que para obtener el grado de:
Maestro en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Presenta:

Ing. Israel Ceballos Flores

Director:

Dr. Ezequiel Alberto Gallardo Hernández



Ciudad de México, Diciembre 2016

AGRADECIMIENTOS

A dios, por haberme dado la fortaleza y el valor para salir adelante durante las adversidades y por mantenerme firme en mi camino y en mis convicciones.

A mi madre Ernestina Flores Valencia quien en todo momento me ha brindado su amor y su apoyo para cada reto que eh enfrentado. Sé que no hay modo de poder recompensar todo ese apoyo, pero espero que mi logro la reconforte y la llene de dicha y felicidad. Gracias madre por tu amor incondicional y por apoyarme siempre en alcanzar mis metas y sueños.

A mi padre José Ceballos Mejía quien me enseñó las bases para desarrollarme en mi carrera, quien me enseno a trabajar y que en todo momento me apoya para realizar mis proyectos. Este logro lo comparto contigo papa ya que fuiste piedra angular y parte esencial en la construcción de esta máquina. Las enseñanzas que llevo de ti perduraran por siempre.

A mi novia, Jazmín Aguilar Castañeda quien nunca dejo de preocuparse y apoyarme por realizar exitosamente este proyecto. Gracias por tus palabras de motivación y principalmente por ser un motivo para buscar siempre la superación y lo mejor de mí. Estos logros los comparto contigo por que el esfuerzo fue de los dos. Te amo mucho.

A mis hermanos Ruth Ceballos Flores y José Ceballos Flores, quienes me han apoyado en todo momento, les agradezco no solo por estar presentes aportando buenas cosas a mi vida, sino por los grandes momentos de felicidad y de diversas emociones que siempre me han causado.

A mis asesores, el Dr. Ezequiel Alberto Gallardo Hernández y el Dr. Manuel Vite Torres, por haberme apoyado y orientado tan acertadamente durante mi estancia en el grupo de Tribología. Y en especial, por abrirme las puertas y confiar en mi trabajo para la realización de este proyecto.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS	I
ÍNDICE DE TABLAS	IV
RESUMEN	V
ABSTRACT	VI
INTRODUCCIÓN	VII
JUSTIFICACION	IX
OBJETIVO GENERAL	X
OBJETIVOS ESPECIFICOS	X
CAPITULO I MARCO TEORICO	
1.1 Generalidad del contacto rueda-riel	2
1.2.1 Contacto conformable	4
1.2.2 Contacto no conformable	4
1.3 Contacto mecánico de cuerpos elásticos	4
1.4 Análisis Hertziano del contacto rueda-riel	4
1.5 Adhesión, tracción y fricción	6
1.5.1 El efecto de la rodadura en el contacto	6
1.5.2 Resistencia a la rodadura	7
1.5.3 El concepto de zona de creepage	8
1.6 Desgaste	10
1.6.1 Mecanismos de desgaste	10
1.6.1.1 Desgaste adhesivo	10
1.6.1.2 Desgaste abrasivo	11
1.6.1.3 Desgaste por fatiga	13
1.6.1.4 Reacciones triboquímicas	15
1.7 Regímenes de desgaste	16
Referencias	18
CAPITULO II EQUIPOS FUNCIONALES DE SIMULACIÓN RUEDA RIEL	
2.1 Técnicas experimentales para medir desgaste en el contacto-rueda	21

2.2	Parametros que influyen en el desgaste	23
2.3	Maquina de discos encontrados	26
2.3.1	Aplicaciones	27
2.3.2	Descripción funcional	27
2.3.4	Carga y presión Hertziana de contacto	28
2.3.5	Revoluciones	29
2.4	Casas fabricantes de máquinas de discos encontrados	29
2.5	Máquinas de discos encontrados diseñadas y manufacturadas en universidades y centros de investigación	31
2.5.1	Máquina de discos encontrados SUROS (Sheffield University Rolling Sliding)	31
2.5.2	Máquina disco-disco v2.0 de la Universidad Nacional de Colombia, Facultad de Minas, Medellín.	32
2.5.3	Máquina de discos encontrados de la Universidad Técnica de Lulea	33
	Referencias	34
CAPITULO III METODOLOGIA DE DISEÑO DEL CONTROL Y LA AUTOMATIZACION DE UNA MÁQUINA DE DISCOS ENCONTRADOS		
3.1	Comprensión del problema	37
3.1.1	Identificación del cliente	37
3.1.2	Determinación de los requerimientos y expectativas de los clientes	38
3.1.3	Determinar la importancia relativa de los requerimientos y expectativas de los clientes	38
3.1.4	Traducción de los requerimientos del cliente en términos medibles de ingeniería	40
3.1.5	Establecer metas de diseño	41
3.1.6	Metas de diseño para sistema de aplicación de carga	42
3.2	Diseño conceptual	44
3.2.1	Función global de la máquina de discos encontrados	45
3.3	Sistema de Transmisión	47
3.3.1	Comprensión del problema	47
3.3.1.1	Metas de diseño QFD	47

3.3.2	Diseño conceptual	47
3.3.2.1	Definición del modelo funcional del sistema de transmisión	48
3.3.2.2	Modelo funcional del sistema de transmisión	49
3.3.2.3	Generación de conceptos	50
3.3.2.4	Evaluación de conceptos	51
3.4	Sistema de aplicación de carga	52
3.4.1	Comprensión del problema	53
3.4.1.1	Metas de diseño QFD	53
3.4.2	Diseño conceptual	53
3.4.2.1	Definición del modelo funcional del sistema de aplicación de carga	54
3.4.2.2	Modelo funcional del sistema de aplicación de carga	55
3.4.2.3	Generación de conceptos	55
3.4.2.4	Evaluación de conceptos	56
3.5	Sistema de control y adquisición de datos	58
3.5.1	Comprensión del problema	58
3.5.1.1	Metas de diseño QFD	58
3.5.2	Diseño conceptual	59
3.5.2.1	Definición del modelo funcional del sistema de control y adquisición de datos	59
3.5.2.2	Modelo funcional del sistema de control y adquisición de datos	60
3.5.2.3	Generación de conceptos	61
3.5.2.4	Evaluación de conceptos	61
	Referencias	64

CAPITULO IV DISEÑO DE DETALLE Y ENSAMBLE

4.1	Diseño de detalle y ensamble del sistema de transmisión	66
4.1.1	Selección de variador de frecuencia	66
4.1.1.1	Tipo de torque	66
4.1.1.2	Tipo de control	67
4.1.1.3	Características del motor a controlar	67
4.1.1.4	Modos de operación	67

4.1.1.5	Parametros de selección de variador de frecuencia	68
4.1.2	Selección de sensor de torque	69
4.1.3	Ensamble y conexión del sistema de transmisión	70
4.1.3.1	Ensamble del sensor de torque con los discos	70
4.1.3.2	Ensamble del gabinete de control	71
4.2	Diseño de detalle y ensamble del sistema de aplicación de carga	74
4.2.1	Banco de resortes	74
4.2.2	Cálculo de tornillo de bolas	75
4.2.3	Selección de celda de carga	76
4.2.4	Ensamble del sistema de aplicación de carga	78
4.3	Diseño de detalle del sistema de control y adquisición de datos	79
4.3.1	Selección de tarjeta de adquisición de datos	79
4.3.2	Acondicionamiento de señal	81
4.3.3	Fuente de alimentación	82
4.4	Presentación del equipo	84
4.5	Manual de operación	87
	CONCLUSIONES	90
	TRABAJOS FUTUROS	91
	ANEXOS: Hojas de especificaciones	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Juego de ruedas entrando a una curva, variación de zonas de esfuerzo	2
Figura 1.2	Regiones de contacto en el contacto rueda-riel	2
Figura 1.3	Idealización del contacto rueda-riel	4
Figura 1.4	Fuerza tangencial y contacto deslizante	5
Figura 1.5	Curva de “creep” mostrando la relación entre adhesión y creep.	7
Figura 1.6	Mecanismos de desgaste adhesivo	9
Figura 1.7	Scratching abrasivo	9
Figura 1.8	Mecanismos de desgaste abrasivo, abrasión de dos cuerpos, abrasión de tres cuerpos y abrasión de tres cuerpos con partículas embebidas	10
Figura 1.9	Micrografía mostrando la formación de debris y la aparición de grietas.	10
Figura 1.10	Estados críticos en el desgaste y fatiga por contacto de rodadura	11
Figura 1.11	Respuesta del material bajo carga cíclica durante el contacto de rodadura-deslizamiento.	11
Figura 1.12	Apariencia de las partículas por reacciones triboquímicas.	13
Figura 1.13	Modelo del desgaste por oxidación	13
Figura 1.14	Regímenes de desgaste para acero de rueda R8T contra acero para riel UIC60 900A	14
Figura 2.1	Configuración perno sobre disco	18
Figura 2.2	Diagrama esquemático del banco de pruebas de discos encontrados SUROS.	19
Figura 2.3	Diagrama esquemático del BU300, un banco de pruebas a escala real montado sobre bogíes.	19
Figura 2.4	Principales parámetros de control categorizados dentro de seis condiciones.	20
Figura 2.5	Esquema de los experimentos tribológicos	21
Figura 2.6	Geometrías posibles de especímenes	22

Figura 2.7	Especímenes de rueda y riel	22
Figura 2.8	Principio de funcionamiento de la máquina de discos encontrados.	23
Figura 2.9	Modelo de discos encontrados TE74 producido por Phoenix Tribology	25
Figura 2.10	Modelo de discos encontrados TE72 producido por Phoenix Tribology.	25
Figura 2.11	“Amsler Twin disc machine” producido por la empresa Amsler	26
Figura 2.12	Máquina de discos encontrados SUROS (Sheffield University Rolling Sliding)	26
Figura 2.13	Máquina disco-disco V2.0 desarrollada por la Universidad Nacional de Colombia-Sede Medellín, Facultad de minas.	27
Figura 2.14	Máquina de discos encontrados UTM 2000 de la Universidad Técnica de Lulea, Suecia.	27
Figura 3.1	Despliegue de funciones de calidad QFD para el sistema de automatización del sistema de adquisición de datos y la interfaz gráfica del usuario.	36
Figura 3.2	Despliegue de funciones de calidad QFD para el sistema de automatización de la carga y velocidad.	37
Figura 3.3	Función del equipo como flujo de energía	39
Figura 3.4	Función del equipo como flujo de información	39
Figura 3.5	Función global del control y la automatización de la máquina de discos encontrados	40
Figura 3.6	Entorno del sistema de transmisión	41
Figura 3.7	Funciones técnicas del sistema de transmisión.	42
Figura 3.8	Modelo funcional del sistema de transmisión Nivel A1	42
Figura 3.9	Matrices de decisión para el sistema de transmisión	43
Figura 3.10	Concepto para el funcionamiento global del sistema de transmisión	45
Figura 3.11	Entorno del sistema de aplicación de carga	46
Figura 3.12	Funciones técnicas del sistema de aplicación de carga	46
Figura 3.13	Modelo funcional del sistema de aplicación de carga Nivel A1	47
Figura 3.14	Matrices de decisión para el sistema de aplicación de carga	48

Figura 3.15	Concepto para el funcionamiento global del sistema de aplicación de carga	49
Figura 3.16	Entorno del sistema de control y adquisición de datos.	50
Figura 3.17	Funciones técnicas del sistema de control y adquisición de datos	51
Figura 3.18	Modelo funcional del sistema de control y adquisición de datos	51
Figura 3.19	Matrices de decisión para el sistema de control y adquisición de datos	53
Figura 3.20	Concepto para el funcionamiento global del sistema de control y adquisición de datos.	54
Figura 4.1	Variador de frecuencia PowerFlex 525	59
Figura 4.2	Ensamble del sensor de torque en línea con motorreductor y chumaceras	61
Figura 4.3	Ensamble del sensor de torque entre coples	61
Figura 4.4	Material empleado para el ensamble del gabinete de control	62
Figura 4.5	Perforado y armado de gabinete de control	62
Figura 4.6	Ensamble de encoder con motorreductor	63
Figura 4.7	Fijación del gabinete de control con la estructura	63
Figura 4.8	Celda de carga tipo botón	66
Figura 4.9	Ensamble de tornillo de bolas y tuerca.	67
Figura 4.10	Ensamble del sistema de aplicación de carga sobre mesa deslizante	67
Figura 4.11	Ensamble del conjunto tornillo de bolas-tuerca-banco de resortes	68
Figura 4.12	Tarjeta de adquisición de datos	70
Figura 4.13	Circuito de acondicionamiento de señal	71
Figura 4.14	Fuente simétrica	72

INDICE DE TABLAS

Tabla 2-1	Capacidades del modelo TE74	25
Tabla 2-2	Capacidades de “Amsler Twin disc machine”	26
Tabla 2-3	Comparativa de las principales características operativas de máquinas de discos encontrados.	28
Tabla 3-1	Identificación del cliente	32
Tabla 3-2	Requerimientos y expectativas de los clientes	33
Tabla 3-3	Lista de requerimientos deseables y obligatorios	33
Tabla 3-4	Asignación de literales a los requerimientos deseables	34
Tabla 3-5	Ponderación de requerimientos	34
Tabla 3-6	Traducción de los requerimientos del cliente a términos medibles	35
Tabla 3-7	Lista de metas de diseño.	38
Tabla 3-8	Matriz morfológica del sistema de transmisión	43
Tabla 3-10	Matriz morfológica del sistema de aplicación de carga	47
Tabla 3-11	Matriz morfológica de sistema de control y adquisición de datos	52
Tabla 4-1	Tipos de torque en función de la carga	57
Tabla 4-2	Características del motor a controlar	58
Tabla 4-3	Parametros de selección de variador de frecuencia	58
Tabla 4-4	Capacidades del sensor de torque modelo TRS300	60
Tabla 4-5	Características de los resortes seleccionados	64
Tabla 4-6	Características del tornillo de bolas	65
Tabla 4-7	Capacidades de celda de carga tipo botón	66

RESUMEN

La interacción de la rueda y el riel genera fenómenos de fatiga por contacto de rodadura y desgaste tanto en la rueda como en el riel.

En el presente trabajo, se muestra el desarrollo del sistema de control y automatización de un equipo de laboratorio para simular algunas características del contacto rueda-riel. Básicamente consiste de la fase conceptual hasta la generación de la información necesaria para su automatización, implementación y operación de acuerdo a los requerimientos.

Para desarrollar las metas de diseño se utilizó la metodología del despliegue de funciones de calidad para alcanzar la mejor solución conforme a las expectativas del cliente. El diseño propuesto busca encontrar la mejor solución para el desarrollo de tareas que se requieren en el equipo tribológico.

Finalmente se muestra la integración del ensamble del sistema de control y automatización, así como el sistema de adquisición de datos e interfaz de grafica de usuario para realizar las funciones básicas de la máquina el tipo de variables a controlar y los parámetros de entrada y salida necesaria para su operación.

ABSTRACT

The interaction of the wheel and the rail generates fatigue phenomena due to rolling contact and wear on both the wheel and the rail.

In the present work, it shows the development of the control system and the automation of a laboratory equipment to simulate some characteristics of the wheel-rail contact. Basically it consists of the conceptual phase until the generation of the necessary information for the automation, the implementation and the operation according to the requirements.

To develop the design goals use the methodology of deployment of quality functions to achieve the best solution for customer expectations. The proposed design seeks to find the best solution for the development of tasks required by the tribological team.

Finally, the integration of the control and automation system assembly, as well as the data acquisition system and the graphical user interface are shown to perform the basic functions of the machine, the type of variables to be controlled and the input and output parameters Necessary For your operation

INTRODUCCIÓN

Desde la invención del ferrocarril alrededor del siglo XVIII como medio de transporte se ha evolucionado en la mejora de los sistemas y componentes que lo integran. En realidad desde el origen de los sistemas ferroviarios ha sido necesario realizar cambios y mejoras en los sistemas que lo componen con el objetivo de ofrecer un servicio más eficiente y de calidad. Como ejemplo se ha investigado las causas y el origen de fenómenos como RFC, desgaste y fractura térmica para la mejora de los materiales de rueda y de riel, en cuanto a el confort y la calidad del servicio se ha buscado mejorar la forma y la aplicación de los lubricantes así como la optimización de la fricción en puntos de baja o alta adhesión.

Un aspecto que se ha venido estudiando continuamente es la interacción de la rueda sobre el riel y los fenómenos que como consecuencia se generan. Fenómenos producto del contacto rueda riel como fatiga por contacto de rodadura, desgaste y fractura térmica afectan a los materiales, mientras que aspectos de lubricación y manejo de fricción tienen que ver

Es por ello que el desarrollo de máquinas y equipos para emular algunas condiciones similares presentes en el contacto rueda riel es necesario, puesto que es importante entender en un ambiente mucho más controlado el origen y solución de los fenómenos presentes en este contacto.

Por otro lado el desarrollo o adquisición de estos equipos tribológicos representa una inversión considerable para las universidades y centros de investigación. Obviamente el desarrollo de estos equipos dentro de las universidades es mucho más económico pero no deja de ser alta su inversión y un reto ingenieril en replicar algunas condiciones de operación de los sistemas ferroviarios.

El desarrollo de este trabajo está constituido por los siguientes temas:

En el capítulo 1 se muestra de manera breve la teoría relacionada a la comprensión del contacto rueda riel. En particular los fenómenos tribológicos generados tanto en la rueda como en el riel. Así también en el capítulo 2 se observan las técnicas y métodos experimentales que también son utilizadas para simular el contacto rueda riel en

laboratorio, ya sea desarrollados por empresas y universidades. Por otro lado en el capítulo 3 se aborda la metodología de diseño con base a los requerimientos del cliente con el fin de generar los conceptos que nos lleven a un diseño de detalle del control y la automatización. Finalmente En el capítulo 4 se mostrará la incorporación de la automatización y el software de operación e interfaz gráfica. En cuanto a los anexos se incluyen las hojas técnicas de los elementos eléctricos, como sensores variadores, así como los diagramas de fuerza y de control. También se documentan más evidencias fotográficas de la integración del control y automatización con los sistemas mecánicos.

JUSTIFICACIÓN

Una de las causas principales de retrasos en los itinerarios de operación y accidentes en los sistemas ferroviarios son relacionadas al desempeño del contacto rueda-riel. Por ejemplo, fenómenos de alta o baja adhesión, fatiga por contacto de rodadura, ondulaciones y en general desgaste hacen que la predicción y evaluación de sus efectos sea de gran importancia en la investigación. Con motivo de investigar y predecir los fenómenos de desgaste es que surge la necesidad de replicar algunas de las características del contacto rueda-riel en laboratorio haciéndolo más sencillo de evaluar, así como de controlar los parámetros de entrada y salida.

Dado que los equipos comercializados con esas características son de un alto costo y que además solamente son empresas extranjeras es como el diseño propio vuelve a presentar una alternativa para cumplir con las necesidades de investigación.

Una de las ventajas de construir una maquina con tecnología y mano de obra mexicana es reducir su precio notablemente respecto a equipos comerciales.

OBJETIVO

OBJETIVO GENERAL:

- ❖ Aplicar tecnología e ingeniería para el control y la automatización de un equipo funcional para simular el contacto rueda-riel.

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- ❖ Automatizar las tareas del equipo como: aplicación de fuerza, variación de velocidad, variación de deslizamiento y coeficiente de fricción.
- ❖ Diseñar el sistema electrónico para aplicar carga normal.
- ❖ Crear un software capaz de adquirir y procesar datos para mostrarlos gráficamente al usuario.
- ❖ Generar un manual de operación y calibración del equipo.



CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Generalidad del contacto rueda-riel

El área de la huella del contacto rueda-riel es típicamente de 1 cm^2 y puede llegar a variar según los perfiles de rueda y de riel además de la carga [1]. La posición exacta del contacto dependerá de la geometría de los perfiles de la rueda y riel, además del radio de curvatura e inclinación de la vía, entre otros factores como velocidad.

En la Figura 1.1 se muestra como la posición del contacto y los esfuerzos generados varían según la posición del par de ruedas sobre la vía [1].

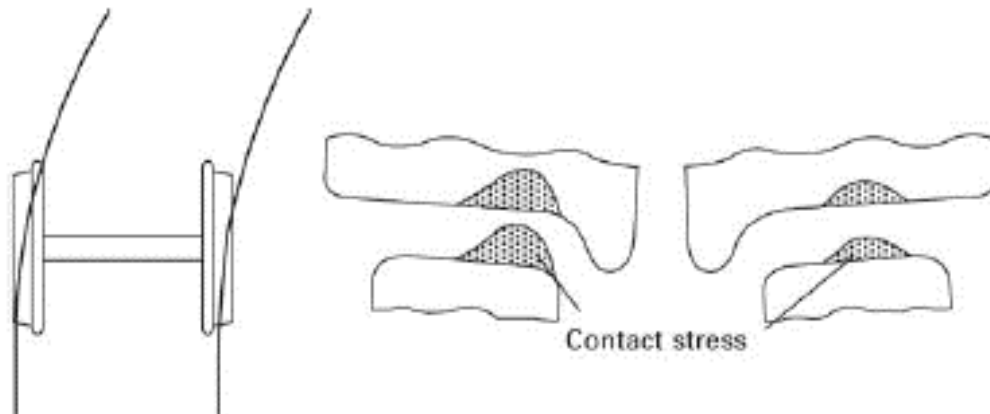


Figura 1.1 Par de ruedas entrando a una curva y variación de zonas de esfuerzo.

Las posibles regiones de contacto de una rueda a lo largo de un riel pueden ser clasificadas por tres zonas. En ellas distintas presiones de contacto ocurren, ver Figura 1.2 [2]. El contacto en la región es ideal y característico de secciones de vía recta, A la parte central de la banda de rodadura de la rueda hace contacto con la cabeza del riel y su tamaño es de aproximadamente un 1 cm^2 . La región B es donde la pestaña de la rueda hace contacto con el flanco del riel, y aunque es de menor tamaño que la región A, el desgaste es más severo. Cuando el tren toma la curva existen dos contactos en la región A y en la región B. En la región C es donde los extremos tanto de la rueda y riel hacen contacto, cabe precisar que en esta región es muy posible que ocurra un descarrilamiento.

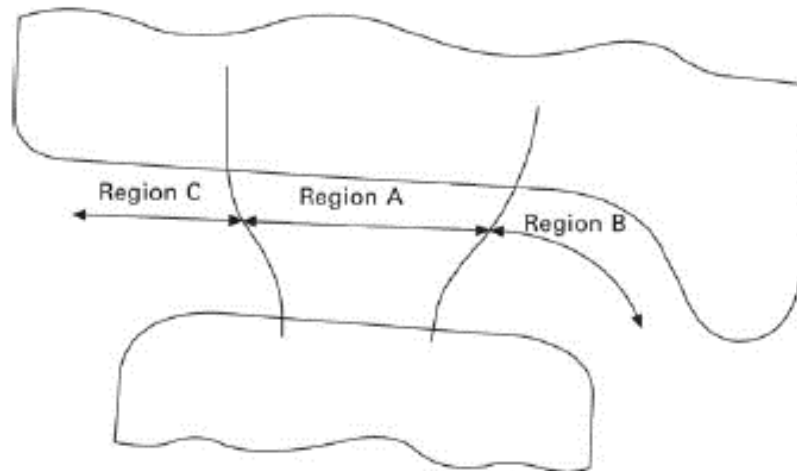


Figura 1.2. Regiones de contacto en el contacto rueda-riel.

Para un análisis inicial, el estudio del área de contacto y las deformaciones que este sufre son basados en la teoría de Hertz [3]. Esto, por supuesto, considerando que el contacto carece de fricción y principalmente que el análisis de esfuerzo en la zona de contacto se realiza aplicando la teoría lineal de elasticidad. La formulación básica de la teoría de Hertz sigue siendo utilizada como una primera aproximación en el contacto rueda-riel para determinar de forma rápida y sencilla del área de contacto y la deformación. Sin embargo, actualmente sistemas computacionales están basados en nuevas teorías más sofisticados como es la teoría de Kalker para generar resultados más precisos de la interacción rueda-riel [4]. Estas teorías consideran otros factores relacionados al movimiento relativo entre de los cuerpos (rodadura, deslizamiento y giro) en macro y micro movimientos con respecto a diferentes perfiles de rueda y de riel a la entrada o la salida de la curva.

1.2 Contacto entre solidos

El contacto mecánico definido por K.L. Johnson [5] dice lo siguiente: “la teoría del contacto mecánico concierne a los esfuerzos y deformaciones que se producen cuando las superficies de dos cuerpos son sometidos a contacto”.

1.2.1 Contacto conformable



Se denomina contacto conformable cuando las dos superficies al estar en contacto se ajustan exacta o cercanamente sin deformación.

1.2.2 Contacto no-conformable

Se denomina contacto no-conformable cuando una o las dos superficies al entrar en contacto se deforman y cuando existen centros de curvatura opuestos o un área de contacto entre ellas.

1.3 Contacto mecánico de cuerpos elásticos

K.L Johnson desarrollo basándose en la teoría de Hertz el libro de Contacto Mecánico [5].

La teoría de Hertz asume lo siguiente [5]:

- Las superficies carecen de fricción.
- Las superficies son continuas y no-conformables
- El área de contacto es pequeña en comparación con el tamaño de los dos cuerpos.
- Los esfuerzos de contacto son grandes más grandes comparados con otros esfuerzos en los dos cuerpos.

1.4 Análisis Hertziano del contacto rueda-riel.

Una de las soluciones más simples a los perfiles del contacto rueda-riel es el análisis de Hertz, donde la rueda y el riel pueden ser idealizados como dos cilindros en contacto perpendicular, ver Figura 1.3 [6].

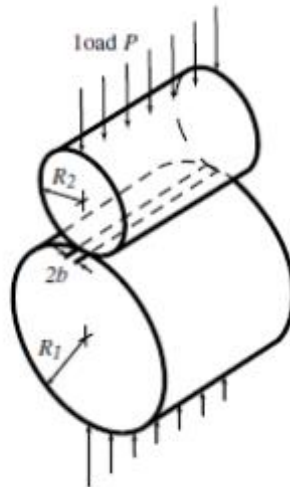


Figura 1.3. Idealización del contacto rueda-riel.

La presión máxima de contacto, ρ , está dada por:

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

Donde P es la carga normal, E es el módulo de Young o modulo equivalente, ν la relación de Poisson y R es el radio equivalente 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 curvatura de la rueda y el riel.

Sin embargo, en la realidad los perfiles de rueda y riel son más complejos que simples cilindros. Una solución numérica ha sido dada por Kalker [7] quien ha desarrollado un programa para predecir el desgaste presente en la rueda y el riel y muestra como el desgaste de los perfiles de la rueda y el riel afecta la geometría del contacto entre ellos.

1.5 Adhesión, tracción y fricción

Si una fuerza es aplicada a dos cuerpos no conformables y en movimiento relativo con la intención de generar una presión entre ellos, entonces como resultado se obtiene una fuerza de tipo tangencial denominada “ Q ”, ver Figura 1.4.

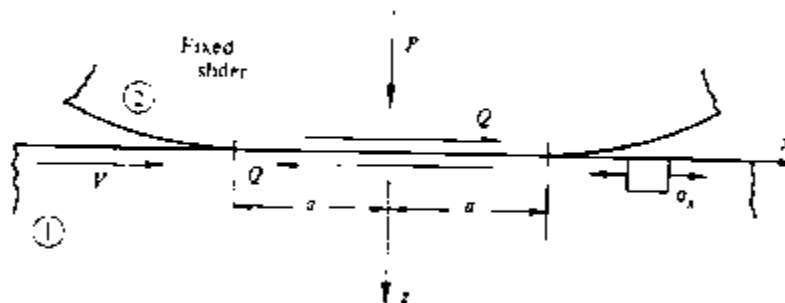


Figura 1.4. Fuerza tangencial y contacto deslizante.

Q representa la fuerza de *fricción cinemática* tal que $Q = \mu P$, donde μ es el coeficiente de fricción cinemática y P es la fuerza normal aplicada. Si la fuerza no es suficiente para ocasionar un completo deslizamiento (como en la fuerza tractiva de un tren), entonces el valor de Q para toda la región de contacto es variable y es menor que el valor de μP . De esta manera podemos entender que si Q/P es menor a el coeficiente de fricción cinemático μ , entonces se trata de una fuerza tractiva y el cociente Q/P se le conoce por el nombre de “coeficiente de tracción” .

1.5.1 El efecto de la rodadura en el contacto

Si dos cuerpos no conformables se mueven uno con respecto a otro, lo pueden hacer de tres maneras: rodadura, deslizamiento y giro simultáneamente. Aun con “rodadura pura”, donde la fuerza tractiva ha sido superada, existe una resistencia entre los materiales a moverse a través del contacto denominada “resistencia a la rodadura”. Cabe mencionar que en la dinámica del contacto rueda-riel esta fuerza tractiva no es lo suficientemente



fuerte para producir un deslizamiento puro, si no que ocurre un fenómeno en el contacto donde existen zonas de “adhesión” y de “deslizamiento”.

1.5.2 Resistencia a la rodadura

La energía requerida para deformar los materiales mientras se mueven uno con respecto a otro en forma tractiva y de deslizamiento constituye una “resistencia a la rodadura”. La rodadura es resistida por el trabajo de compresión que existe adelante del contacto y por la tensión detrás del mismo, con la presencia de micro deslizamientos que acomodan el material mientras pasa a través del área de contacto. Debido a lo anterior existe una disipación de energía debido a la histéresis elástica del material mientras que es comprimido a través del contacto y que es representada por ϵ .

Por otro lado si F es la fuerza para superar esta resistencia a la rodadura, entonces un coeficiente de resistencia a la rodadura puede ser determinado como λ , donde $\lambda = F/P$, que es análogo al coeficiente de fricción μ mencionado en la sección 1.5.

Puede ser demostrado de acuerdo a Halling et al., [8] que para un contacto cilíndrico el coeficiente de resistencia a la rodadura es:

$$\lambda = \frac{F}{P} = \frac{2\epsilon a}{3\mu R} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde “ a ”, es la mitad de la huella de contacto en el contacto entre dos cilindros de acuerdo a Hertz y “ R ” es el radio de curvatura equivalente.

Las cargas pueden ser tales que la sub superficie de la región de máximo esfuerzo puede superar el máximo límite elástico a la compresión. Generando que el material pase por un ciclo elástico-plástico-elástico. A su vez este ciclo generará un endurecimiento en la sub superficie y aumentara la resistencia a la rodadura como consecuencia de la disipación de energía plástica en forma de calor.



1.5.3 El concepto de zona de creepage

Actualmente no existe una traducción exacta del creepage, básicamente se puede describir como el fenómeno que existe como producto de un micro deslizamiento entre el contacto de objetos en rodadura y donde existe tracción, fue primeramente descrito en el siglo pasado por K.L. Johnson [9] con estudios de hule rodando sobre acero. Las condiciones para el contacto hertziano de cuerpos de acero, usando el contacto rueda-riel como ejemplo, fueron descritas por primera vez por Carter [10] quien mostro que la diferencia en las deformaciones tangenciales en la parte de adhesión deben ser acomodadas por medio de micro-deslizamientos o “creep”. La relación de creep o “creep ratio” ha sido definida como la diferencia de distancia entre una revolución de un rodillo (conductor o conducido) y la circunferencia sin deformar. Es decir el “creepage” es definido como la diferencia entre las velocidades tangenciales de los rodillos.

Lo anterior en el contacto rueda-riel puede explicarse que durante la aceleración o a velocidad constante la velocidad tangencial en la superficie de una rueda conductora ωr siempre será mayor que la velocidad de su cuerpo v . La diferencia entre la velocidad tangencial de la rueda, ωr , y la velocidad del cuerpo es referida como “creepage” y es usualmente dado como un porcentaje [11]:

$$\xi_x = \frac{v - \omega r}{\frac{1}{2}(v + \omega r)} \quad \text{Ecuación 4}$$

La Figura 1.5 muestra la relación entre el creep y la adhesión para un contacto rueda-riel en condición seca. Esta grafica adhesión vs creep es conocida como grafica de creep [12].

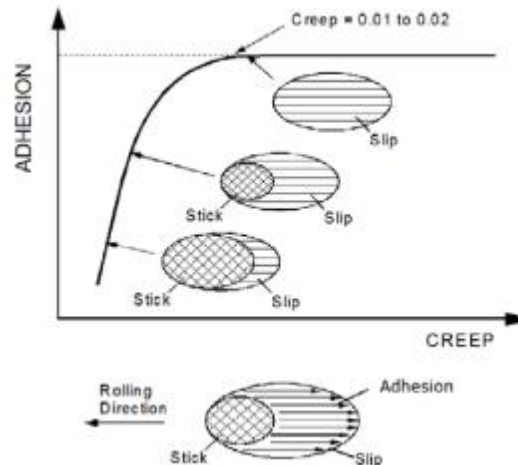


Figura 1.5. Curva de "creep" mostrando la relación entre la adhesión con el creepage.

Mientras la fuerza tractiva en la rueda es incrementada también la cantidad de creep aumenta en una forma casi lineal. Esta tendencia lineal termina cuando la adhesión alcanza su saturación (aproximadamente 1-2%). A este punto la adhesión o fuerza de tracción es igual a la fuerza de fricción en la rueda y el riel, por tanto, se encontraran en "deslizamiento puro". La Figura 1.5. También muestra que la región de contacto puede ser dividida en zonas de adhesión y de deslizamiento. Con el aumento de la de fuerza tangencial, la región de deslizamiento incrementa y la región de adhesión disminuye, resultando en un contacto "rodadura-deslizamiento". Así mismo, cuando la fuerza tangencial alcanza su valor de saturación, la región de adhesión desaparece, y el contacto está en un estado de "deslizamiento puro". Mientras que el máximo nivel de la fuerza tangencial está restringido a la capacidad de la zona de contacto de absorber la adhesión, expresada como el coeficiente de fricción [12].

Por ultimo cabe mencionar que el coeficiente de fricción es una propiedad del sistema más que una propiedad del material. No solo depende del par de materiales en contacto, si no también, de otros factores como la humedad y la temperatura, entre otros.



1.6 Desgaste

El desgaste no es una ciencia exacta, su estudio incorpora muchas ciencias científicas y principios interdisciplinarios cuya complejidad puede dar lugar a considerar áreas en las que no se tiene mucho conocimiento.

Muchas definiciones de desgaste han sido propuestas, la siguiente es dada por la norma DIN 50 320 [13]:

“El desgaste es la pérdida progresiva de material sobre la superficie de un cuerpo sólido causado por una acción mecánica, por ejemplo., movimiento y contacto relativo entre sólidos, líquidos o gases”.

1.6.1 Mecanismos de desgaste

Los principales mecanismos de desgaste presentes en el contacto rueda-riel son los siguientes:

- Adhesión
- Abrasión
- Fatiga
- Reacciones triboquímicas

Ninguno de estos mecanismos de desgaste puede existir en aislamiento aunque si puede ser uno el que predomine.

1.6.1.1 Desgaste adhesivo

El concepto básico sobre los mecanismos de adhesión está relacionado con el contacto microscópico entre los cuerpos. Aunque a escala macroscópica el área aparente de contacto se podría considerar como el lugar donde ocurre el contacto entre los cuerpos, esta suposición es completamente falsa. Si miramos más de cerca el material (a una escala microscópica) nos daremos cuenta que por más pulida este la superficie siempre existirá una aspersion, que en términos científicos se conoce como “Rugosidad”. Es entonces debido a la rugosidad de los materiales que cuando se encuentran en contacto

los puntos altos de ambos cuerpos se atraen y dan lugar a uniones entre los mismos. Cuando existe un movimiento entre las superficies, estas uniones o puntos se rompen y se forman nuevas uniones, generalmente estos puntos son arrancados de una asperidad suave para adherirse a una superficie más dura. Subsecuentemente la unión y arranque de estos puntos da lugar a perder estos puntos y generar polvos o pequeñas partículas conocidas como debris. El mecanismo antes descrito se muestra en la Figura 1.6 [14] y se muestra que puede ocurrir en forma de fracturas frágiles o dúctiles.

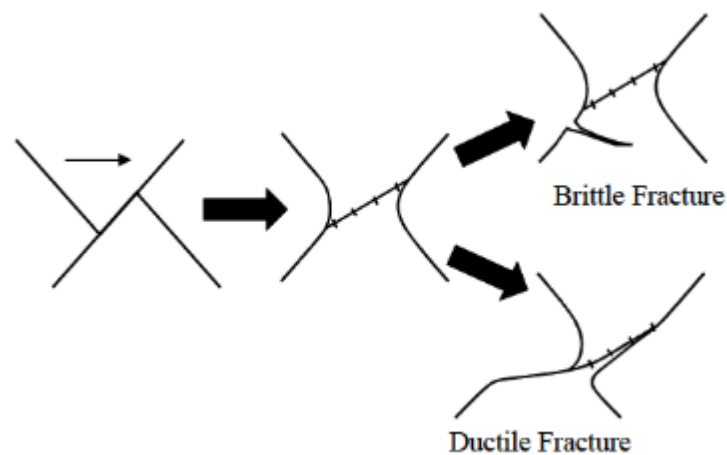


Figura 1.6. Mecanismos de desgaste adhesivo

1.6.1.2 Desgaste abrasivo

El desgaste abrasivo ocurre en tres formas; la primera ocurre cuando los puntos altos del material considerado como duro se incrustan en la superficie blanda, generando indentaciones y surcos mejor conocidos como “scratching”, ver Figura 1.7[14].

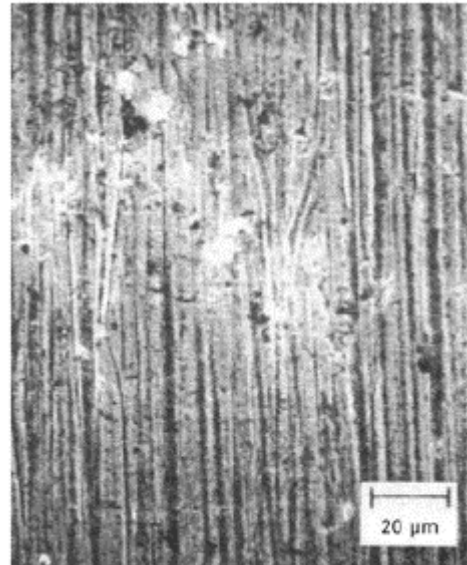


Figura 1.7. Scratching abrasivo

La segunda y tercer forma de desgaste abrasivo ocurre cuando las partículas que fueron removidas o arrancadas se introducen en el contacto o cuando partículas externas contaminantes del medio ambiente se introducen. También existe el caso en que se introduzcan al contacto partículas formadas in situ por medio de oxidación o algún otro proceso químico o mecánico.

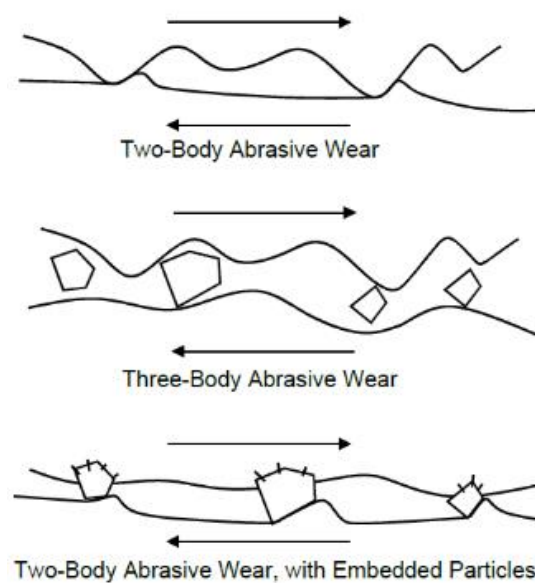


Figura 1.8. Mecanismos de desgaste abrasivo, abrasión de dos cuerpos, abrasión de tres cuerpos y abrasión de tres cuerpos con partículas embebidas.

1.6.1.3 Desgaste por fatiga

Las ruedas y rieles sufren de daño debido al desgaste y el crecimiento de grietas ocasionadas por la fatiga por contacto de rodadura como se muestra en la Figura 1.9 [14].

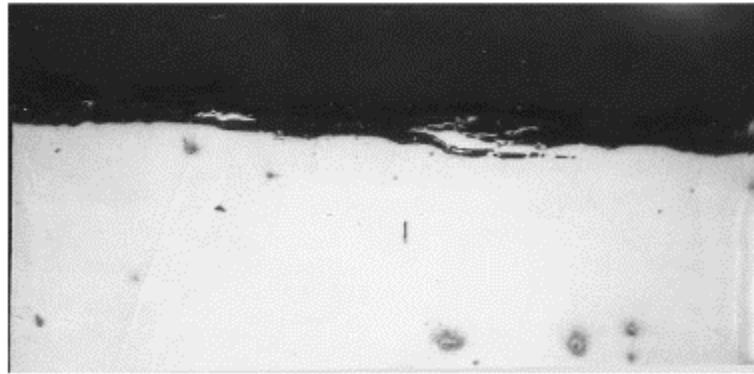


Figura 1.9. Micrografía mostrando la formación de debris y la aparición de grietas.

Este daño se ve presente en forma de grietas, picaduras y socavones. Los estados por los cuales se va presentando la fatiga se describen a continuación y se pueden ver en la Figura 1.10 [15].

1. El material sujeto a fatiga por contacto de rodadura presenta desgaste en forma de debris.
2. Pequeñas grietas se generan.
3. La propagación de las grietas se produce cerca de la superficie deformada plásticamente.
4. La propagación de la grieta será ocasionada por los esfuerzos de contacto y la presurización profunda de las grietas.
5. Mientras la grieta se extiende puede ramificarse y propagarse debido a los esfuerzos flexionantes presentes.
6. Una vez que se ha alcanzado cierta longitud de grieta la fatiga se hace presente en forma de socavones.

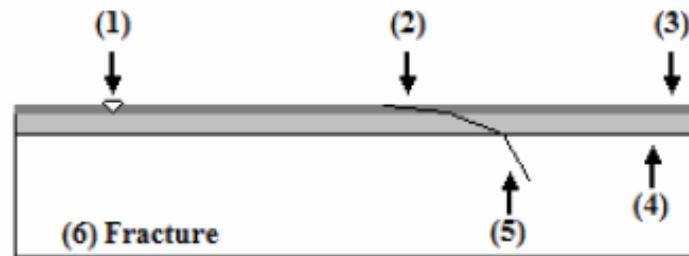


Figura 1.10. Estados críticos en el desgaste y fatiga por contacto de rodadura.

Para entender el comportamiento de un material al estar sometido a rodadura-deslizamiento existen 4 estados de comportamiento elasto-plástico, como se muestra en la Figura 1.11 [16].

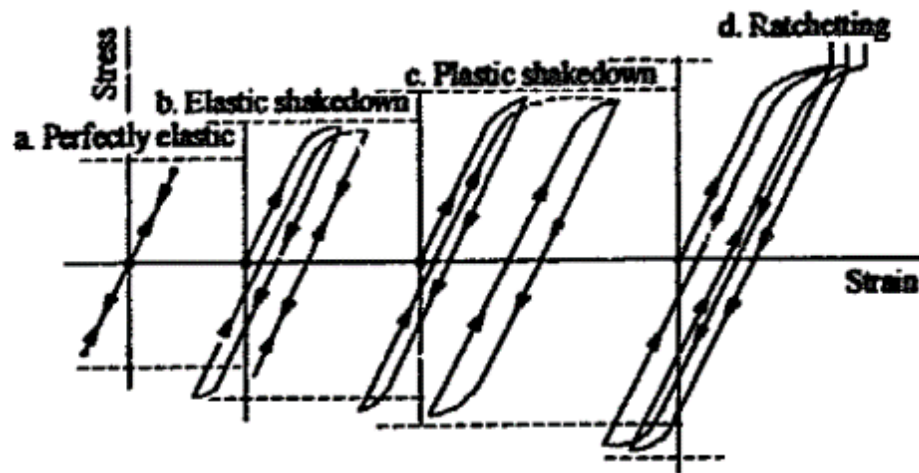


Figura 1.11. Respuesta del material bajo carga cíclica durante el contacto de rodadura-deslizamiento.

- La zona a) se considera cuando el comportamiento es completamente elástico y la carga no excede el límite elástico durante ningún ciclo de carga.
- La zona b) la deformación plástica da lugar durante los primeros ciclos pero, debido a la formación de esfuerzos residuales y el endurecimiento por deformación de algunos materiales como el acero, el comportamiento del estado es perfectamente elástico. La carga por la cual este estado es posible se conoce como elastic shakedown limit.
- La zona c) conocida como plastic shakedown, en la cual el estado elasto-plástico es un lazo cerrado pero no con una acumulación significativa de deformación plástica.

Este comportamiento es algunas veces referida como plasticidad cíclica. La carga que corresponde a ese estado se conoce como límite de ratchetting.

- La zona d) consiste en un estado elasto-plástico de lazo cerrado y el material acumula una deformación unidireccional durante cada ciclo y que se conoce como “ratchetting”.

El ratchetting es considerado como un colapso que va en incremento. Estudios han mostrado que el ratchetting sobre la superficie, en condiciones secas y húmedas de contacto, ha llevado a causar deterioro en la vida a la fatiga de rueda y riel.

1.6.1.4 Reacciones triboquímicas

Mientras que los mecanismos de desgaste por fatiga, desgaste abrasivo y desgaste adhesivo pueden ser entendidos en términos de fenómenos de deformación y adhesión entre dos superficies en contacto, el desgaste triboquímico está también asociado al medio ambiente y las interacciones dinámicas. Si las dos superficies en contacto reaccionan activamente con el medio ambiente, el roce de las superficies en tal ambiente resultará en la continua formación y remoción de los productos de reacción también llamados óxidos. La apariencia típica de partículas formadas por reacciones triboquímicas se muestra en la Figura 1.12 [17].

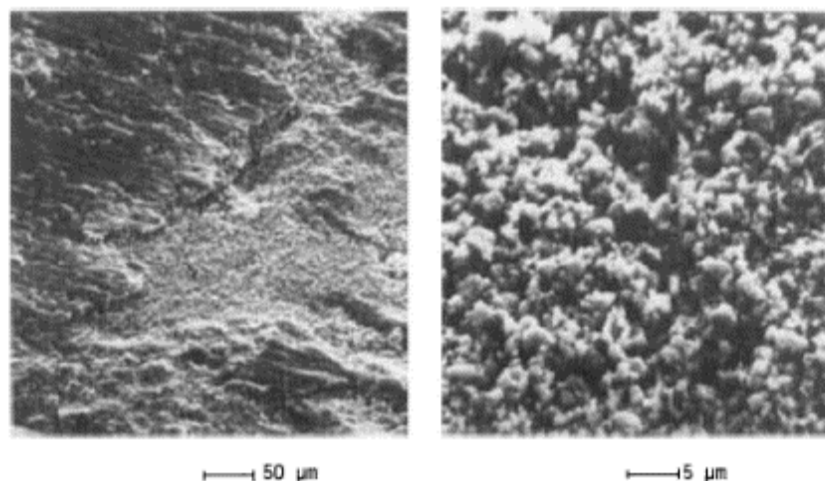


Figura 1.12. Apariencia de las partículas por reacciones triboquímicas.

Como consecuencia de la activación térmica y mecánica, las asperezas experimentan los siguientes cambios:

- a) La reactividad se incrementa debido a temperatura de la aspereza, por lo tanto, la formación de capas de óxido se acelera.
- b) Las propiedades mecánicas de las capas de óxido cambian y tienden a fracturarse frágilmente.

La formación de capas de óxido y la continua remoción-creación produce que al estar sometido a deslizamiento se produzcan grietas y fracturas aún más severas y que van siempre en un aumento del daño sobre la superficie.

En la Figura 1.13 se muestra el modelo del desgaste por oxidación [19]

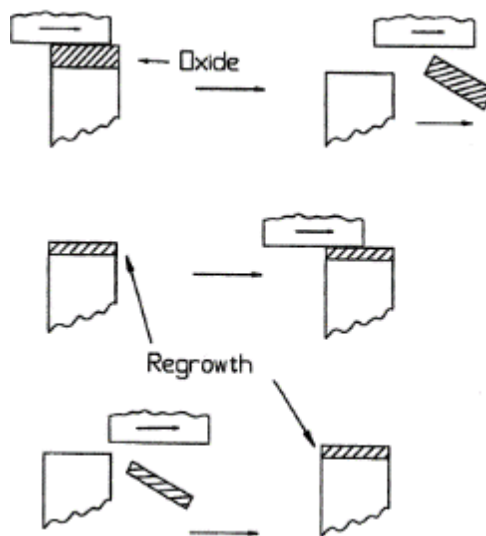


Figura 1.13. Modelo del desgaste por oxidación.

1.7 Regímenes de desgaste

La múltiple investigación realizada en los bancos de pruebas de discos encontrados con el fin de estudiar el comportamiento de aceros empleados en el contacto rueda-riel ha llevado a la identificación de un número de regímenes de desgaste [19, 20, 21,22]. Los primeros ensayos realizados demostraron que dos regímenes de desgaste existían

y que fueron denominados como leve y moderado [19,20]. Estudios realizados después llevaron a la identificación de un tercer régimen denominado catastrófico [21,22]. En la Figura 1.14 se muestran los resultados de ensayos realizados a acero de rueda R8T contra acero de riel UIC60 900 A y que fueron obtenidos en el banco pruebas de discos encontrados [23].

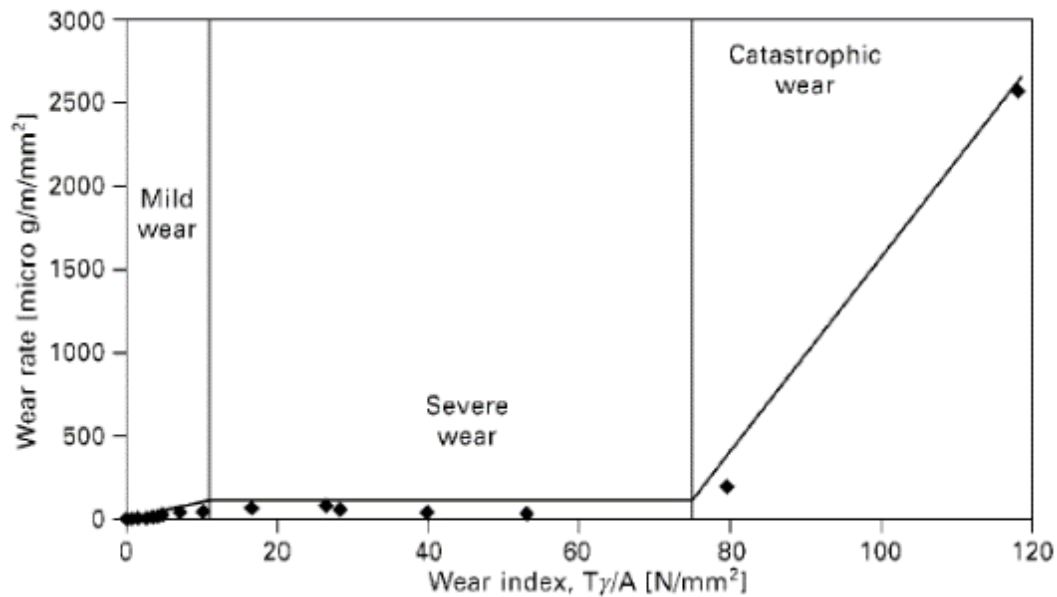


Figura 1.14. Regímenes de desgaste para acero de rueda R8T contra acero para riel UIC60 900A.

Los resultados fueron graficados en términos de tasa de desgaste (μg de material perdido/m rodados/ mm^2 de área de contacto) contra un índice basado en el trabajo hecho en el contacto llamado índice de desgaste, y que se define de la siguiente forma:

$$\text{Índice de desgaste} = W.I. = \frac{T\gamma}{A} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde T es la fuerza tractiva y que anteriormente se definió como la carga normal dividida entre el coeficiente de fricción $T=Q=P/\mu$, γ es el deslizamiento o creepage global y A es el área de contacto obtenida por medio de las ecuaciones de contacto Hertziano. El desgaste sobre la parte central de la rueda y la cabeza del riel se considera que están en el régimen leve mientras que el flanco de la rueda y el flanco del riel están en los regímenes de moderado a catastrófico.



REFERENCIAS

- [1] Ulf. Olofsson et al.,(2011), "Tribology of the wheel-rail contact- aspects of wear, particle emission and adhesion", Sheffield University,UK.
- [2] R. Lewis et al.,(2011), "Wheel-rail interface Handbook", CRC Press, 93-123.
- [3] H. Hertz (1882). "Über die Berührung fester elastischer Körper"(on the contact of elastic solids). Macmillan, London.
- [4] J.J. Kalker (1973), "Simplified theory of rolling contact". Wear 11, 421-430.
- [5] K.L. Johnson (1985), "Contact Mechanics", Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- [6] Lewis, R., Dwyer-Joyce, R.S., 2004, Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels, IMechE Part J; Journal of Engineering Tribology, 218, 467-78.
- [7] J.J. Kalker (1990), "Wheel-rail contact theory". University of Cambridge, UK, Wear 144, 243-262.
- [8] J. Halliing (1975), "Principles o Tribology", Macmillan Press, London, UK.
- [9] K.L. Johnson (1988), "The strength of surfaces in rolling contact", Trib.Group,London, UK, 151-163.
- [10] F.W. Carter (1926), "On the action of a locomotive driving wheel", Proc. Royal Soc. A112, 151-157.
- [11] Y. Zhu et al., (2011) "Adhesion in the wheel-rail contact under contaminated conditions", Licentiate thesis, KTH Machine design.
- [12] R. Lewis et al.,(2009), "Wheel-rail interface Handbook", Woodhead Publishing Limited,CRC Press, 93-123
- [13] DIN 50-320 (1979), "Wear: Systematic analysis of wear processes. Classification of wear phenomena". Pub., Beuth Verlag, Berlin.
- [14] Ulf. Olofsson et al.,(2011), "Tribology of the wheel-rail contact- aspects of wear, particle emission and adhesion", Sheffield University,UK.
- [15] A. Kapoor et al., (1993) "Plastic Ratcherring as a mechanism of metllic wear", Cambridge University, UK.



- [16] K.L. Johnson, "Aspects of contact Mechanics, Proc. Int.. Conf. on tribology-friction, lubrication and wear,919-923.
- [17] H. Czichos, (1978), "Tribology: A systems approach to the science and technology of friction", Elsevier, 392.
- [18] R. Bayer, (2004), "Mechanical wear fundamentals and testing", CRC Press, 416.
- [19] Beagley TM (1976), Severe Wear of RollingSliding Contacts, Wear, 36, 317-35.
- [20] Bolton PJ and Clayton P (1984), Rolling-sliding wear damage in rail and tyre steels,Wear 93, 145-65
- [21] Kumar S and Rao DLP (1984), Wheel-rail contact wear, work, and lateral force for zero angle of attack - a laboratory study, Transactions of the ASME, Journal of Djnaniic Sjstems, Measurement, and Control, 106, 3 19-26.
- [22] Lewis R and Dwyer-Joyce RS (2004), Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels, Proceedings I of the MechE, Part J: Journal of Engineering Tribology,218, 467-78.
- [23] E.A. Gallardo et al.,(2008), "Twin disc Assessment of wheel/rail adhesion". Wear, 265(9-10). 1309-1316.



CAPÍTULO II

EQUIPOS FUNCIONALES DE SIMULACIÓN RUEDA-RIEL

2.1 Técnicas experimentales para medir desgaste en el contacto rueda-riel

Un gran número de diferentes técnicas han sido usadas para estudiar el desgaste que ocurre en el contacto rueda-riel. Uno de los más simples llevados a cabo en equipos tribológicos ha sido el ensayo perno sobre disco, como se muestra en la figura 2.1 [1]. Este tipo de banco de pruebas es capaz de simular un contacto con el 100% de creepage o deslizamiento, que podría representar las condiciones más severas de contacto y que suele estar presente durante curvas muy pronunciadas.



Figura 2.1 Configuración perno sobre disco

Con el fin de poder variar este creep o deslizamiento y replicar de mejor forma el contacto rueda riel, el ensayo de discos encontrados puede ser usado [2,3,4,5]. En este tipo de ensayo, dos discos hechos de material de rueda y riel son cargados paralelamente y se hacen girar con distintas velocidades con el fin de obtener un valor promedio de creep.

Un ejemplo de tal banco de pruebas se muestra en la Figura 2.2 [5]. Los discos son cargados mediante un actuador hidráulico y las velocidades de cada disco son gobernadas por dos motores eléctricos independientes. Con la ayuda de encoders es posible monitorear la velocidad continuamente y hacer que el creep se mantenga constante durante las pruebas. Un transductor de torque es conectado a uno de los ejes que dan movimiento a los discos, con el fin de conocer el valor de la fuerza tangencial o friccional que actúa durante el contacto. También una celda de carga es conectada sobre

una línea de carga al contacto de los discos y que ayuda a conocer de manera casi exacta la presión de contacto que se genera.

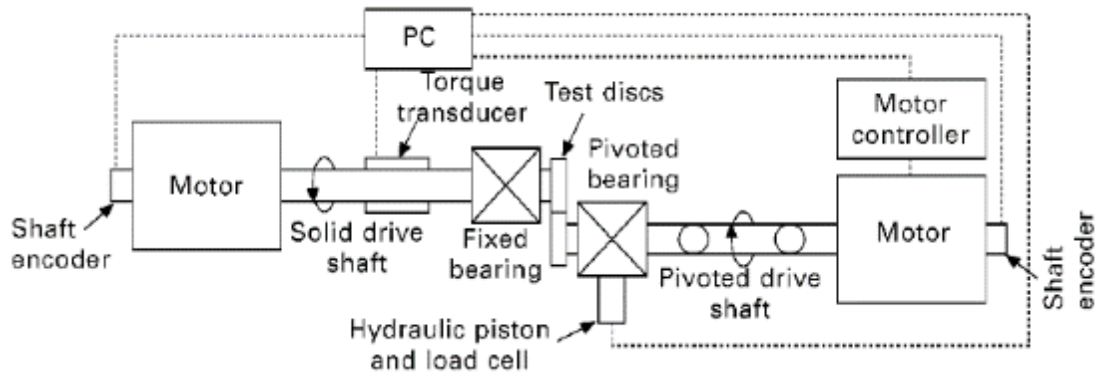


Figura 2.2 Diagrama esquemático del banco de pruebas de discos encontrados SUROS.

Un ensayo aún más refinado resulta ser un banco de pruebas a escala [6]. Esto ha añadido la ventaja de replicar la geometría real y la distribución de deslizamiento. Otra alternativa ha sido la de usar bancos de prueba a escala real que consiste en generar el movimiento de la rueda a escala real sobre una sección de riel rodada en forma de rueda, en la Figura 2.3 se puede apreciar este tipo de banco de pruebas [7].

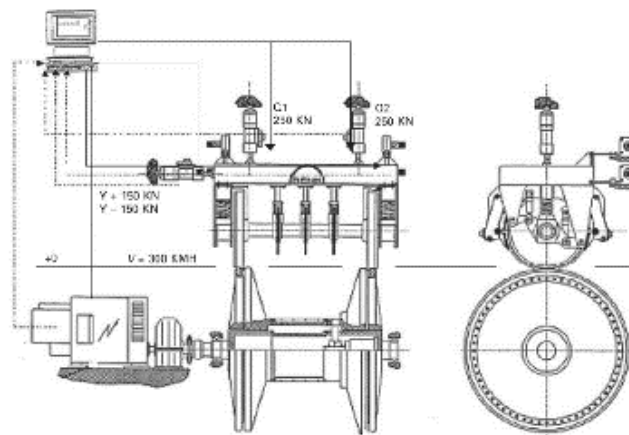


Figura 2.3. Diagrama esquemático del BU300, un banco de pruebas a escala real montado sobre bogíes.

Sin embargo, a pesar de los múltiples bancos de pruebas realizados, las pruebas en campo siguen siendo útiles y continúan siendo empleadas para conocer las causas del desgaste rueda-riel [8].



Es importante mencionar que dentro de estos ensayos existe cierta jerarquía o exactitud de los resultados y que está a juicio del investigador en escoger el que más se adapte a sus necesidades y a sus alcances. Otro hecho importante es de cuando se trata de tener un control más sencillo de las pruebas y de tener mano de donde conseguir probetas (ruedas y rieles) ya que en muchas ocasiones resulta difícil usar bancos de prueba a escala real donde será necesario utilizar ruedas y rieles completos. Mientras que en el banco de pruebas de discos encontrados es posible replicar con gran exactitud el contacto con especímenes mucho más pequeños que una rueda o riel de tamaño real. Por tales razones el ensayo de discos encontrados es actualmente el más empleado para la investigación del contacto rueda-riel.

2.2 Parametros que influyen en el desgaste

El desgaste es un fenómeno muy complejo y que no es considerado ser una propiedad de los materiales, si no como tal el desgaste está condicionado a la respuesta de un tribosistema. En múltiples investigaciones se ha demostrado el hecho de que dos ensayos en bancos de prueba hechos con las mismas condiciones no producen los mismos resultados. Este hecho se debe principalmente a las pequeñas diferencias entre los parámetros de entrada que se dan a las pruebas y nos lleva a decir que entre más parámetros se desean incluir en un experimento es cada vez más difícil tener control de ellos y poder repetirlos.

De acuerdo a K. Hiratsuka et al. [9], los principales parámetros que tienen influencia en el desgaste están categorizados de la siguiente manera:

1. Banco de pruebas
2. Operación
3. Material
4. Lubricante
5. Medio ambiente
6. Punto de contacto o tipo de contacto

El primer y segundo parámetro está relacionados con la ejecución de los experimentos. El tercero y cuarto están relacionados a los especímenes de prueba y sus características.

El quinto y sexto son como tal parámetros que pueden cambiar en cualquier instante y que son difíciles de controlar. En la Figura 2.4 [9] se muestran los principales parámetros con influencia en el desgaste.

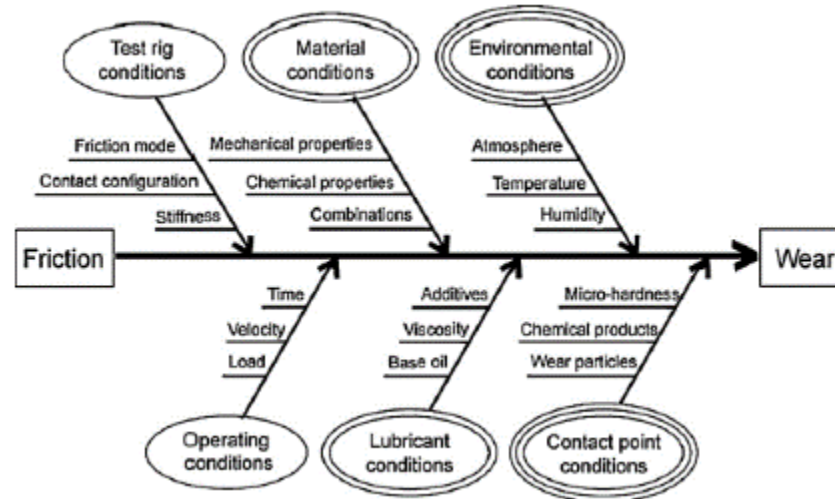


Figura 2.4. Principales parámetros de control categorizados dentro de seis condiciones.

Entre esos parámetros, la configuración del contacto es de primordial consideración con el fin de escoger el mejor banco de pruebas que tenga las características de mostrarnos de la forma más sencilla lo que se desea investigar y que las variables sean las más sencillas de controlar con el fin de dar repetibilidad a los resultados.

En la siguiente Figura 2.5 [10] se muestran los factores que están implícitos en las pruebas de discos encontrados.

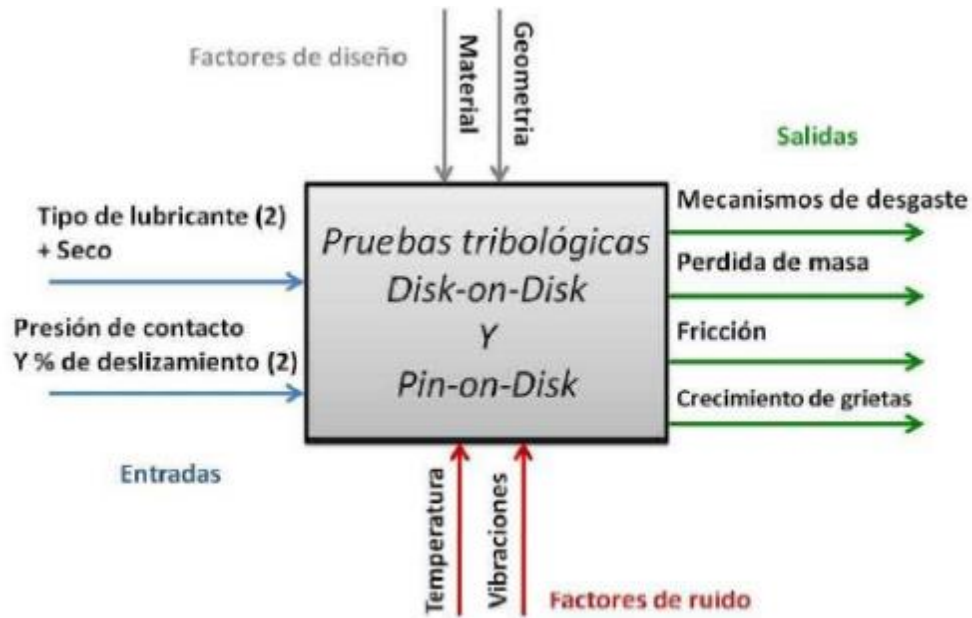


Figura 2.5 Esquema de los experimentos tribológicos

Como variables de entrada tenemos que la prueba puede realizarse en condiciones seca o húmeda. Las variables de salida o los resultados que es capaz de mostrar indirecta o directamente la prueba son; conocer los mecanismos de desgaste como adhesión o abrasión, conocer la pérdida de masa debido al desgaste, tener un muestreo de la variación del coeficiente de fricción durante la prueba y ver los efectos que la fatiga por contacto de rodadura provoco en el material.

Existen factores como la temperatura y las vibraciones que no son del todo controlables lo que puede ocasionar la no repetibilidad de los ensayos. Factores que se consideran de diseño como el material y la geometría del contacto quedan a juicio del investigador elegirlos acorde a los resultados que busque obtener.

2.3 Máquina de discos encontrados

La máquina de discos encontrados es un modelo de ensayo para medir el movimiento rotacional de flancos de dientes, levas y elementos rotantes como discos de rueda y riel que están sujetos a altas presiones hertzianas de contacto.

El modelo de discos encontrados es un tribómetro que hace girar dos discos ya sean cilíndricos o esféricos y que son presionados uno contra otro. Normalmente la velocidad y fuerza normal pueden ser variadas dentro de un amplio rango. Las posibles configuraciones de discos se muestran en la Figura 2.6 [11].

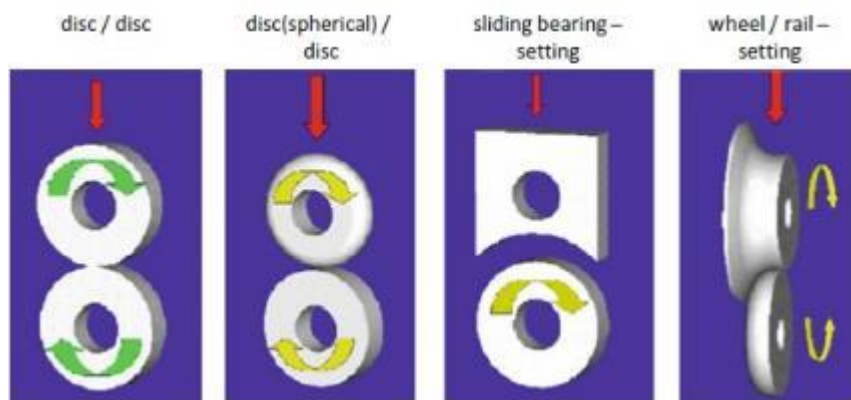


Figura 2.6 Geometrías posibles de especímenes.

La configuración geométrica de dicha prueba consiste en dos discos extraídos de ruedas y rieles como se muestra en la Figura 2.7 [12]. Al no ser una prueba estandarizada las medidas de los discos pueden variar teniendo como única similitud el ser de geometría cilíndrica.



Figura 2.7 Especímenes de rueda y riel

2.3.1 Aplicaciones

Las principales áreas de investigación en la cual puede ser utilizada la máquina de discos encontrados son:

- El análisis del efecto de lubricantes y recubrimientos en la fricción, desgaste, en configuraciones o sistemas tribológicos que impliquen la rodadura y/o deslizamiento.
- El análisis de propiedades a la fatiga de materiales y recubrimiento bajo condiciones secas y húmedas con porcentajes de deslizamiento variables y a efectos de rodadura y/o deslizamiento.
- La simulación de curvas y líneas rectas replicando presiones de contacto similares a las encontradas en el contacto rueda-riel neumático-pista.

2.3.2 Descripción funcional

Las superficies periféricas de dos discos simétricos son presionadas una contra otra por medio de una fuerza normal que puede ser aplicada mediante distintos medios (hidráulicos, neumáticos, mecánicos, etc.) y puede ser variada durante la prueba.

La fuerza de fricción actúa tangencialmente al punto de contacto y es producida por el efecto de rodadura y carga normal entre los discos. Ambos discos giran a distintas

velocidades si es el caso de generar un porcentaje de deslizamiento, o pueden girar a la misma velocidad si lo que se desea replicar es rodadura pura.

Dependiendo del tipo de máquina, los sensores que estarán presentes para medir la fuerza de fricción y la fuerza tangencial serán celdas de carga y transductores de par. En la Figura 2.8 se muestra el principio de funcionamiento de la máquina de discos encontrados [13].

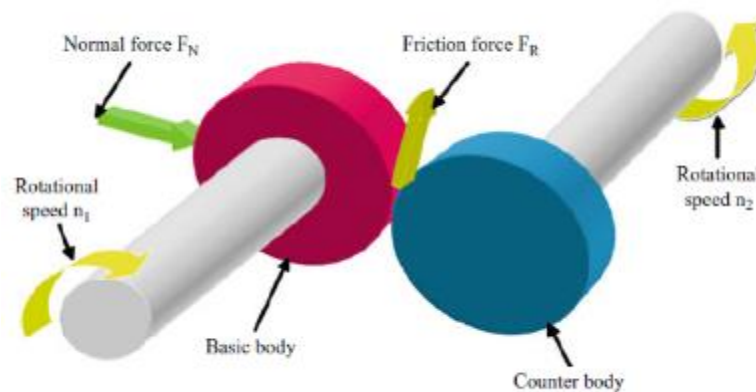


Figura 2.8 Principio de funcionamiento de la máquina de discos encontrados.

2.3.4 Carga y presión Hertziana de contacto

Los discos son llevados a hacer contacto, esto con el fin de generar una presión de contacto entre los discos similar a la que se genera durante el contacto real (alrededor de 1500 MPa). La carga regularmente es monitoreada y controlada mediante una celda de carga. La máxima presión de contacto que es ejercida entre los discos es calculada de acuerdo a la ecuación de Timoshenko y Goodier [14] como se muestra a continuación:

$$p_o = 0.418 \sqrt{PE \left(\frac{1}{R_{riel}} + \frac{1}{R_{rueda}} \right)} \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde, P es la carga por unidad de longitud, E es el módulo de Young equivalente y R es el radio de la rueda y el riel respectivamente.

2.3.5 Revoluciones

Una vez que se ha alcanzado la presión de contacto deseada los discos se hacen girar en sentidos opuestos y el valor de las revoluciones está calculado de acuerdo con Fletcher y Beynon [15] considerando el deslizamiento que se desea obtener.

$$\text{Deslizamiento (\%)} = 200 \left(\frac{R_W N_W - R_R N_R}{R_W N_W + R_R N_R} \right) \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde N es el número de revoluciones de los discos, R es el radio; y en los subíndices W corresponde a la rueda (*Wheel*) y R al riel (*Rail*).

2.4 Casas fabricantes de máquinas de discos encontrados

Phoenix Tribology es una empresa dedicada al diseño de equipos para ensayos tribológicos. Su variedad de equipos contempla desde maquinas del tipo reciprocante, perno sobre disco, micro abrasión y dos modelos de máquinas de discos encontrados [16].

El modelo TE74 es vendida como un equipo para el estudio de la tracción, desgaste y fatiga por contacto de rodadura bajo condiciones de alta carga, lubricados, rodadura pura y rodadura deslizamiento, ver Figura 2.9.



Figura 2.9 Modelo de discos encontrados TE74 producido por Phoenix Tribology.

Las principales características se muestran en la Tabla 2-1:

Tabla 2-1 Capacidades del modelo TE74

<i>Diámetro de los discos</i>	110 mm a 40 mm
<i>Máximo espesor de los discos</i>	12 mm
<i>Máxima carga normal</i>	30 kN
<i>Máximo torque</i>	190 Nm

Un modelo con menores capacidades que el modelo TE74 también es comercializado por Phoenix Tribology como se muestra en la Figura 2.10

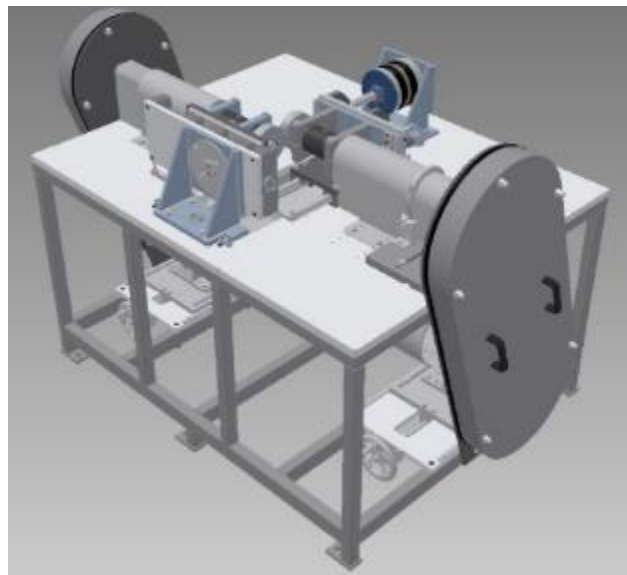


Figura 2.10 Modelo de discos encontrados TE72 producido por Phoenix Tribology.

La empresa Roell Amsler [17] desarrollo una máquina para simular condiciones de rodadura deslizamiento y aunque ya no se encuentra en el mercado fue ampliamente usada en diversas universidades Figura 2.11. Las características del modelo A135 se muestran en la Tabla 2-2.



Figura 2.11 “Amsler Twin disc machine” producido por la empresa Amsler.

Tabla 2-2 Capacidades de “Amsler Twin disc machine”

<i>Diámetro de los discos</i>	42 mm
<i>Máximo espesor de los discos</i>	10 mm
<i>Máxima carga normal</i>	2000 N
<i>Máximo deslizamiento</i>	10%

2.5 Máquinas de discos encontrados diseñadas y manufacturadas en universidades y centros de investigación

2.5.1 Máquina de discos encontrados SUROS (Sheffield University Rolling Sliding)

Esta máquina que anteriormente se conocía con el nombre de LEROS fue desarrollada en la Universidad de Sheffield, Reino Unido [18]. Con el fin de hacer estudios de rodadura deslizamiento a elementos como rodamientos, engranes, levas y principalmente sobre el desgaste presente durante el contacto rueda-riel.



Figura 2.12 Maquina de discos encontrados SUROS (Sheffield University Rolling Sliding)

2.5.2 Máquina disco-disco v2.0 de la Universidad Nacional de Colombia, Facultad de Minas, Medellín.

La máquina disco-disco V2.0 fue diseñada por estudiantes de la Universidad Nacional de Colombia con el fin poder simular correctamente el fenómeno de fatiga por contacto de rodadura. En la Figura 2.13 se muestra la máquina disco-disco[19].



Figura 2.13 Máquina disco-disco V2.0 desarrollada por la Universidad Nacional de Colombia- Sede Medellín, Facultad de minas.

2.5.3 Máquina de discos encontrados de la Universidad Técnica de Lulea

Esta máquina desarrollada en la Universidad Técnica de Lulea, Suecia. Fue creada con el fin de caracterizar y simular la fricción y el comportamiento del desgaste durante el fenómeno de rodadura-deslizamiento. En la Figura 2.14 se muestra la máquina de discos encontrados denominada UTM2000 [20].

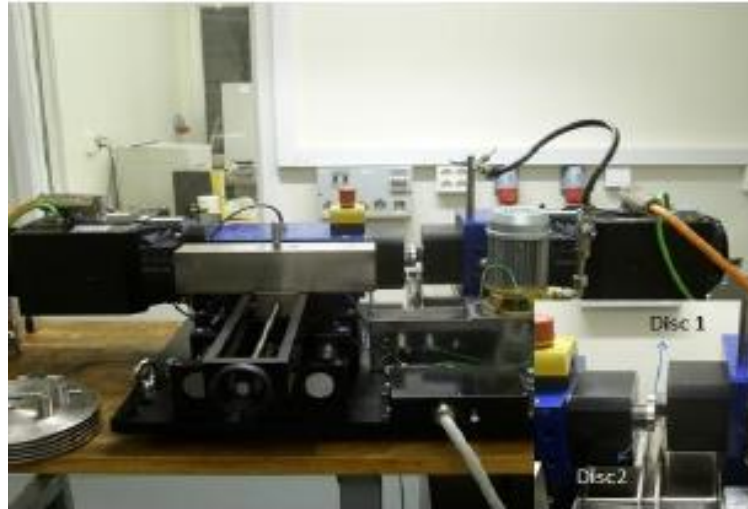


Figura 2.14 Máquina de discos encontrados UTM 2000 de la Universidad Técnica de Lulea, Suecia.

En la Tabla 2-3 se muestra una comparativa de las principales características operativas de las máquinas mostradas anteriormente.

Tabla 2-3 Comparativa de las principales características operativas de máquinas de discos encontrados.

	Máquina de discos encontrados SUROS	Máquina disco-disco V2.0	Máquina de discos encontrados UTM200
<i>Diámetro de los discos o especímenes</i>	47 mm	47 mm	48 mm
<i>Espesor máximo de los discos</i>	10 mm	9 mm	5 mm
<i>Máxima carga normal</i>	20 kN	20 kN	2 kN
<i>Revoluciones de ensayo</i>	400-900 RPM	0-1200 RPM	0.1-3000 RPM



REFERENCIAS

- [1] R. Lewis et al.,(2011), "Wheel-rail interface Handbook", CRC Press, 93-123
- [2] Bolton PJ and Clayton P (1984), "Rolling-sliding wear damage in rail and tyre steels", Wear,93, 145-165
- [3] Krause H and Poll G (1986), "Wear of wheel-rail surfaces", Wear, 113, 103-22.
- [4] Garnham JE and Beynon JH (1992), "Dry rolling-sliding wear of bainitic and pearlitic steels", Wear, 157, 81-109.
- [5] Lewis R and Olofsson U (2004), "Mapping rail wear regimes and transitions", Wear, 257, 721-9
- [6] Kumar S and Rao DLP (1984), "Wheel-rail contact wear, work, and lateral force for zero angle of attack a laboratory study", Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 106, 3 19-26.
- [7] Bruni S, Collina A, Diana G and Vanolo P (2000),"Lateral dynamics of a railway vehicle in tangent track and curve: tests and simulation", Vehicle System Dynamics Supplement,33, 464-77.
- [8] Dearden J (1960), "The wear of steel rails and tyres in railway service, Wear", 3, 43-9.
- [9] K. Hiratsuka et al., (2011), "The twin ring tribometer characterizing sliding wear of metals excluding the effects of contact configurations" Wear 270, 742-750.
- [10] Johnson S. M. (2014), "Estudio del comportamiento de concentradores de esfuerzo bajo condiciones de fatiga en aceros para rieles" (Tesis de Maestría). Universidad Nacional de Colombia, Colombia, Medellín.
- [11] N.N. (1922) "Abnutzungsmaschine für Metalle".Zeitschrift des VDI 66(15): 377–378.
- [12] E.A. Gallardo et al.,(2008), "Twin disc Assessment of wheel/rail adhesion". Wear, 265(9-10). 1309-1316.



- [13] T. Mang et al.,(2014) "Encyclopedia of Lubricants and Lubrication", DOI 10.1007/978-3-642-22647-2, # Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [14] Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N.,(1970), "Theory of Elasticity", McGraw-Hill, London, 3rd ed., pp. 403–420.
- [15] Fletcher, D. I. and Beynon, J. H., "Development of a Machine for Closely Controlled Rolling Contact Fatigue and Wear Testing," Journal of Testing and Evaluation, JTEVA, Vol. 28, No. 4, July 2000, pp. 267–275.
- [16] <http://www.phoenix-tribology.com/> Ultima visita 15/11/2016.
- [17] T. Mang et al.,(2014) "Encyclopedia of Lubricants and Lubrication", DOI 10.1007/978-3-642-22647-2, # Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [18] <http://www.leonardocentre.co.uk/facilities/standard-test/twin-disk-suros-machine> Ultima visita 17/11/2016.
- [19] Johnson S. M. (2014), "Estudio del comportamiento de concentradores de esfuerzo bajo condiciones de fatiga en aceros para rieles" (Tesis de Maestria). Universidad Nacional de Colombia, Colombia, Medellin.
- [20] K. Ikoubel, "Twin disc testing as a method of evaluation of rolling contact fatigue in camring steel", (Tesis de Maestria). Universidad Tecnica de Luelea, Suecia.



CAPITULO III

METODOLOGIA DE DISEÑO DEL CONTROL Y LA AUTOMATIZACIÓN DE UN EQUIPO PARA SIMULAR EL CONTACTO RUEDA-RIEL EN LABORATORIO



El diseño es el proceso de definir características, condiciones, dimensiones y estructuras que permitan conocer esquemáticamente un proceso o elemento, a fin de tener una idea concisa de las partes que lo conforman e inferir con mayor margen de certeza si se aproxima a lo que se busca conseguir.

3.1 Comprensión del problema

La etapa de comprensión del problema es fundamental para generar un producto exitoso, ya que dependerá de la misma que la solución sea exitosa. Una metodología en la traducción de los requerimientos del cliente a términos medibles de ingeniería es el Despliegue de Funciones de Calidad QFD (Quality Function Deployment). Este método busca transformar las demandas de los usuarios en la calidad del diseño, así como realizar el despliegue de las funciones que formaran la calidad e implementar métodos para lograrla.

3.1.1 Identificación del cliente

El primer paso la construcción del QFD consiste en la identificación del cliente, en donde se incluyen todas aquellas personas o entidades que son afectadas por las decisiones que se tomen durante el proceso de diseño del producto. La clasificación de los tipos de clientes de muestra a continuación:

- Cliente consumidor
- Cliente productor
- Cliente comercializador
- Cliente patrocinador

La identificación de los clientes respectivos a la máquina de discos encontrados se muestra a continuación en la Tabla 3-1.

Tabla 3-1. Identificación del cliente

Tipo de cliente	Nombre del cliente
<i>Cliente consumidor</i>	Instituto Politecnico Nacional
	Laboratorio de tribología
	Alumnos usuarios de la maquina
<i>Cliente productor</i>	Encargados de manufactura



3.1.2 Determinación de los requerimientos y expectativas de los clientes

Como segundo paso del QFD, consiste en realizar una lista de todos los requerimientos que expresan cada tipo de cliente. La obtención de estos requerimientos se obtuvo mediante una encuesta de la que se llegó a la siguiente conclusión como se muestra en la Tabla 3-2:

Tabla 3-2. Requerimientos y expectativas de los clientes

Tipo de cliente	Requerimientos y expectativas
<i>Cliente consumidor</i>	Que sea barato
	Carga suficiente para generar 1.8 GPa de presión
	Que sea amigable con el usuario
	Que la velocidad no tenga variación de más de 1 RPM
	Carga invariante con la temperatura
	Poco y fácil mantenimiento
	Operación segura
	Medición continua de fricción y carga
	Que sea fácil de controlar
<i>Cliente productor</i>	Los materiales y piezas estén disponibles en el mercado nacional
	Diseño estandarizado
	Fácil de ensamblar
	Fácil de manufacturar
	Fabricación mediante medios de producción accesibles y de bajo costo

3.1.3 Determinar la importancia relativa de los requerimientos y expectativas de los clientes.

Esta fase del proceso consiste en asignar una prioridad a cada requerimiento, también consiste en definir dentro de los requerimientos cuales son obligatorios y cuales son deseables. En la Tabla 3-3 se muestra la separación de los requerimientos entre deseables y obligatorios.



Tabla 3-3. Lista de requerimientos deseables y obligatorios.

Lista de requerimientos	
Deseables	Obligatorios
<i>Fácil de operar</i>	Carga suficiente para generar 1.8 GPa de presión
<i>Poco y fácil mantenimiento</i>	Medición continua de fricción y carga
<i>Fácil de manufacturar</i>	Que la velocidad no tenga variación de más de 1 RPM
<i>Que sea barato</i>	Carga invariante con la temperatura
<i>Fabricación mediante medios de producción accesibles y de bajo costo</i>	Que sea fácil de controlar
<i>Fácil de ensamblar</i>	Diseño estandarizado
<i>Operación segura</i>	
<i>Que sea amigable con el usuario</i>	

El siguiente paso es asignar una literal a cada requerimiento deseable con el fin de facilitar su visualización.

Tabla 3-4. Asignación de literales a los requerimientos deseables

Requerimientos Deseables	Literal
<i>Fácil de operar</i>	A
<i>Poco y fácil mantenimiento</i>	B
<i>Fácil de manufacturar</i>	C
<i>Que sea barato</i>	D
<i>Fabricación mediante medios de producción accesibles y de bajo costo</i>	E
<i>Fácil de ensamblar</i>	F
<i>Operación segura</i>	G
<i>Que sea amigable con el usuario</i>	H



Una vez asignadas las literales se procede a ponderar los requerimientos deseables en base a la importancia relativa de cada requerimiento, donde se asigna un signo (+) cuando el elemento es más importante que el que se compara y (-) si sucede lo contrario. En la Tabla 3-5 se muestra la ponderación de requerimientos deseables.

Tabla 3-5. Ponderación de requerimientos

	A	B	C	D	E	F	G	H	Σ	Ir (%)
A	0	+	+	+	-	+	+	+	6	21.42
B	-	0	-	+	-	-	-	+	2	7.14
C	-	+	0	+	-	+	+	-	4	14.28
D	-	-	-	0	-	-	+	-	1	3.57
E	+	+	+	+	0	-	+	-	5	17.86
F	-	+	-	+	+	0	+	-	4	14.28
G	-	+	-	-	-	-	0	-	1	3.57
H	-	-	+	+	+	+	+	0	5	17.86
Sumatorias									28	100

3.1.4 Traducción de los requerimientos del cliente en términos medibles de ingeniería

El objetivo de la traducción es la de convertir los requerimientos del cliente que se encuentran expresados en un lenguaje subjetivo a un lenguaje en el cual se pueda medir en términos ingenieriles. Lo anterior tiene como fin obtener las metas de diseño para la automatización y control de la máquina de discos encontrados. En la Tabla 3-6 se muestra la traducción de los requerimientos del cliente a términos medibles de ingeniería.

Tabla 3-6. Traducción de los requerimientos del cliente a términos medibles

Requerimiento del cliente	Traducción del requerimiento en términos medibles	Unidad de Medición
Fácil de operar	Tiempo de capacitación para operar maquina	Horas
Poco y fácil mantenimiento	Tiempo necesario y personal para hacer mantenimiento	Horas y # personas
Fácil de manufacturar	Piezas de fácil manufactura	# piezas
Que sea barato	Costo accesible	Pesos
Fabricación mediante medios de producción accesibles y de bajo costo	Procesos de manufactura	# de procesos
Fácil de ensamblar	Piezas de fácil ensamble	# de piezas



<i>Operación segura</i>	Estudio ergonómico	Grado de comodidad
<i>Que sea amigable con el usuario</i>	Interfaz con gráficos	# de gráficos
<i>Carga suficiente para generar 1.8 GPa de presión</i>	Fuerza aplicada	Newton
<i>Medición continua de fricción y carga</i>	Cantidad de sensores	# de sensores
<i>Que la velocidad no tenga variación de más de 1 RPM</i>	Cantidad de controles	# de controles
<i>Carga invariante con la temperatura</i>	Cantidad de piezas mecánicas	# de piezas
<i>Que sea fácil de controlar</i>	Cantidad de variables de control	# variables de control
<i>Diseño estandarizado</i>	Medidas en sistema internacional	S.I

3.1.5 Establecer metas de diseño

El objetivo de establecer metas de diseño son con el fin de expresar una característica medible que debe de tener la máquina. Una vez cumplido este punto es posible construir el QFD. Para la automatización y control se construyeron dos con el fin de establecer metas de diseño para dos sistemas fundamentales en la automatización y el control. En la Figura 3.1 muestra el QFD para el sistema de control y automatización.

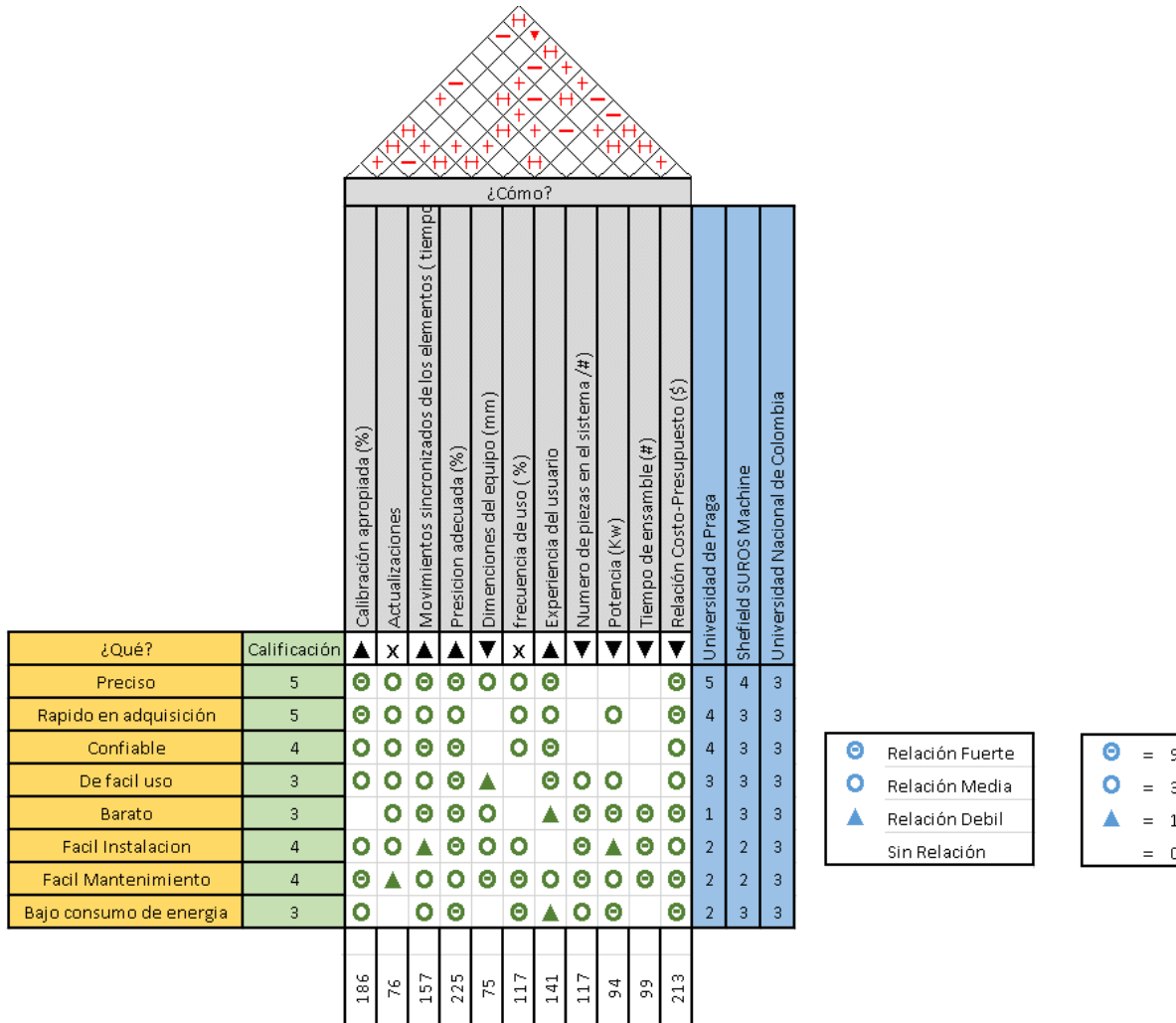


Figura 3.1 Despliegue de funciones de calidad QFD para el sistema de automatización del sistema de adquisición de datos y la interfaz gráfica del usuario.

3.1.6 Metas de diseño para sistema de aplicación de carga

Para el sistema de aplicación de carga se llevan a cabo los mismos pasos descritos anteriormente llevando a generar un despliegue de funciones de calidad QFD similar al mostrado anteriormente. El QFD del sistema de aplicación de carga se muestra en la Figura 3.2.

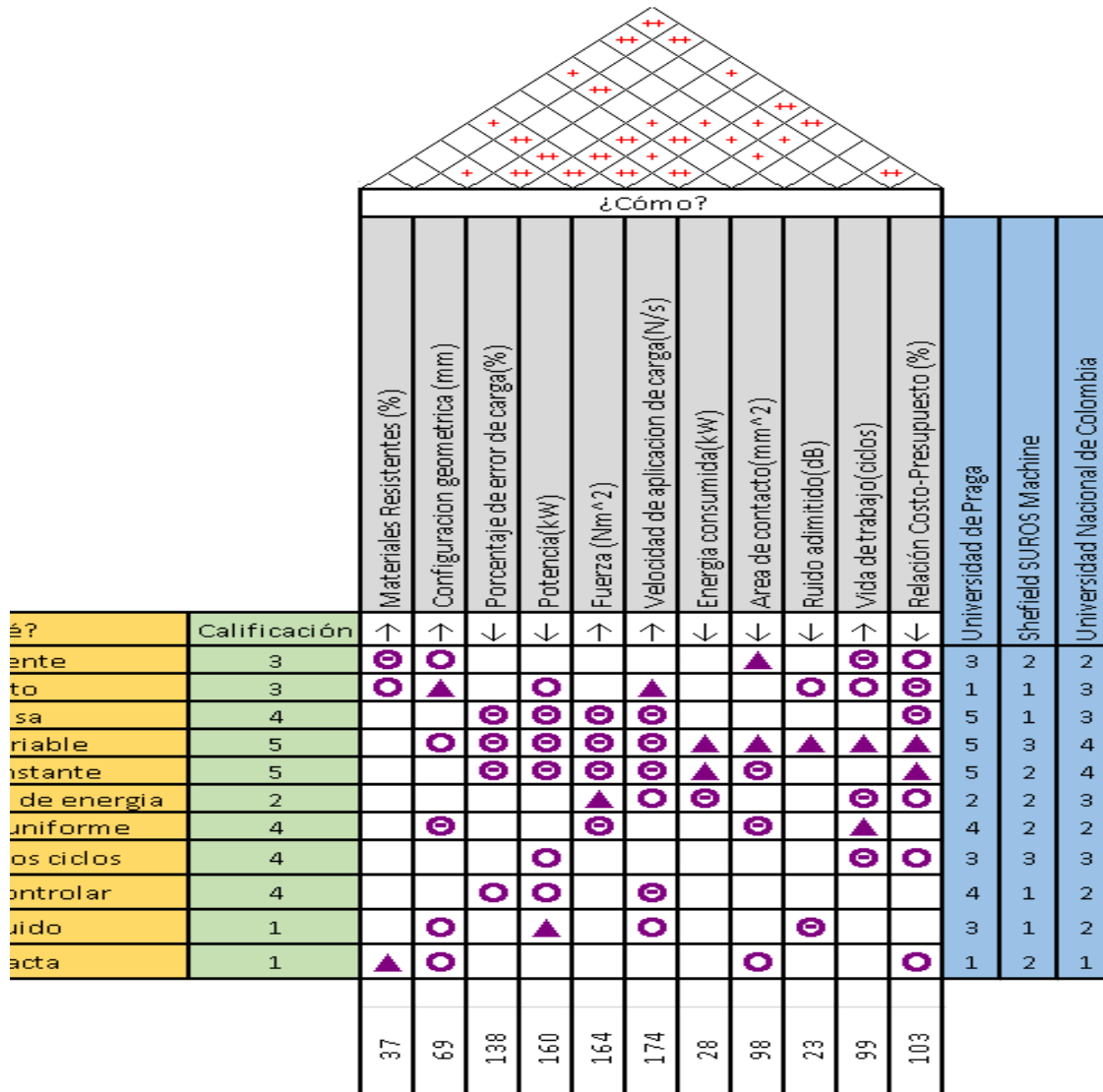


Figura 3.2 Despliegue de funciones de calidad QFD para el sistema de automatización de la carga y velocidad.



3.2 DISEÑO CONCEPTUAL

En base a las características y división de los sistemas de la máquina, mencionadas en el capítulo anterior, se estipulan las especificaciones generales sobre la automatización del equipo. En base a las metas de diseño, obtenidas en la etapa anterior de diseño, se obtuvo una jerarquización de las metas y que fueron ordenadas en función a su importancia técnica como se muestra en la Tabla 3-7.

Tabla 3-7. Lista de metas de diseño.

Traducción del requerimiento en términos medibles	Unidad de Medición	Calificación Técnica
<i>Fuerza aplicada</i>	Newton	97
<i>Cantidad de variables de control</i>	# variables de control	88
<i>Cantidad de sensores</i>	# de sensores	86
<i>Interfaz con gráficos</i>	# de gráficos	79
<i>Cantidad de controles</i>	# de controles	78
<i>Cantidad de piezas mecánicas</i>	# de piezas	42
<i>Costo accesible</i>	Pesos	38
<i>Estudio ergonómico</i>	Grado de comodidad	30
<i>Procesos de manufactura</i>	# de procesos	29
<i>Piezas de fácil ensamble</i>	# de piezas	26
<i>Tiempo necesario y personal para hacer mantenimiento</i>	Horas y # personas	25
<i>Piezas de fácil manufactura</i>	# piezas	23
<i>Tiempo de capacitación para operar maquina</i>	Horas	18
<i>Medidas en sistema internacional</i>	S.I	18

Realizando un análisis resumido de la forma en la que se ordenaron los requerimientos del cliente expresados en términos medibles de ingeniería, se puede observar que en primer lugar se encuentra la fuerza que será aplicada, ocupando el segundo lugar las variables de control y en tercero la cantidad de sensores a utilizar. Los siguientes requerimientos están relacionados los medios de control y por ultimo a la manufactura y operación de la máquina. Por tanto en base a las metas anteriores se realizó el diseño conceptual de los componentes básicos para su operación.



La máquina de discos encontrados de acuerdo es posible dividirla en los siguientes sistemas fundamentales:

- Sistema de Estructura
- Sistema de Transmisión de velocidad
- Sistema de Control y Adquisición de datos
- Sistema de Aplicación de Carga

En el presente trabajo, contempla solamente los sistemas de control, sistema de transmisión de velocidad y de aplicación de carga, ya que está enfocado a la automatización y el control. El sistema de estructura y parte del sistema de transmisión de carga relativo al diseño y manufactura es precedente de este trabajo y son complementarios.

3.2.1 Función global de la máquina de discos encontrados

Una función representa la utilidad o papel que desempeña un elemento o conjunto completo (sistema). La función implica una actividad que realiza o es capaz de ejecutar el elemento o el conjunto; es decir, lleva implícita una acción que se traduce en alguna transformación, descrita en términos de flujos lógicos de materia, energía, información o una combinación de ellas [1].

La función de la máquina de discos encontrados vista desde la perspectiva del control y la automatización puede ser descrita en forma de un flujo de energía y como un flujo de información.

Las funciones asociadas a flujos de energía se pueden clasificar tanto por el tipo de energía como por su acción en el sistema. En los sistemas mecánicos los tipos comunes de energía son; mecánica, eléctrica, térmica y fluidica. En la Figura 3.3 se muestra la función global como un flujo de energía.

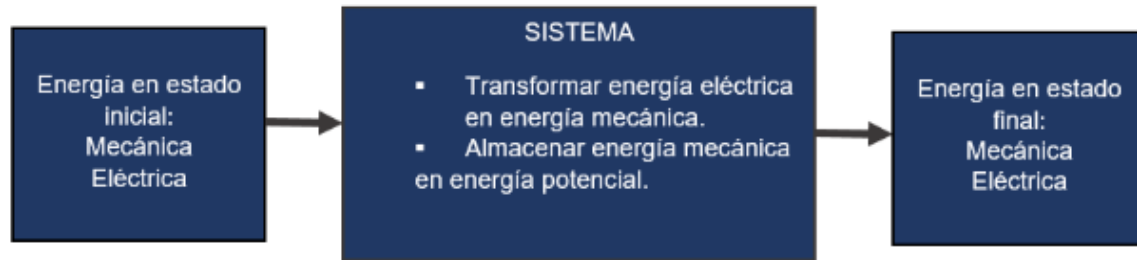


Figura 3.3 Función del equipo como flujo de energía

Las funciones asociadas con el flujo de información pueden ser llevadas a cabo a través de señales mecánicas, eléctricas, o de software. Estas diferentes señales pueden formar parte de un sistema automático de control o mantener una interfaz con el ser humano, quien sería el que active en principio la señal [2]. En la Figura 3.4 se muestra la función del equipo como un flujo de información.

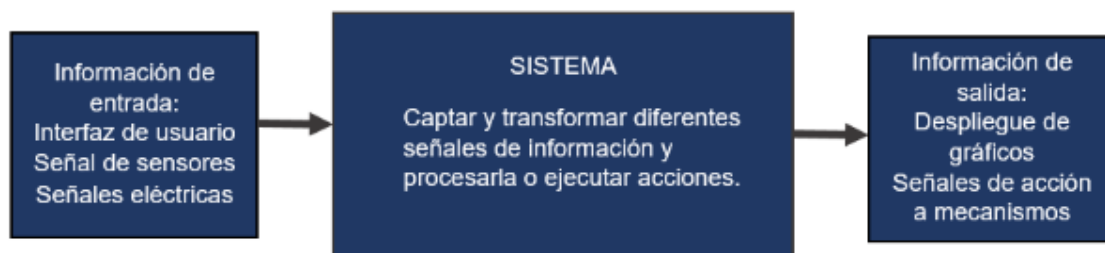


Figura 3.4 Función del equipo como flujo de información

Cada sistema cumple con una o varias funciones de servicio, siendo las más importantes las funciones globales y que corresponden a la finalidad de uso como un todo. La función global de servicio es una acción que debe realizar un producto para responder las necesidades del usuario [3]. La función global del control y la automatización se muestran a continuación, ver Figura 3.5.

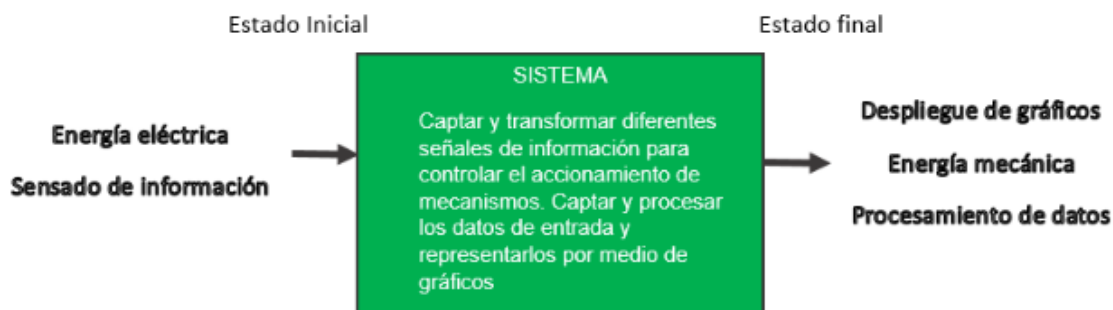


Figura 3.5 Función global del control y la automatización de la máquina de discos encontrados



Una vez descrita la función global de la maquina se procedió a analizar los sistemas de control, transmisión y de aplicación de carga y adquisición de datos por separado para generar conceptos.

3.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Como se mencionó anteriormente la parte mecánica del sistema de transmisión fue desarrollado previamente a este trabajo. Partiendo entonces de lo anterior y a los requerimientos del cliente expresados mediante el QFD y traducidos a metas de diseño se dio a la tarea de generar los conceptos que satisficieran las funciones del sistema [4].

3.3.1 Comprensión del problema

Este sistema tiene la función de proveer de movimiento rotacional a los discos o probetas, la velocidad, como requerimiento del cliente y a las metas de diseño, requiere ser mantenida estable durante la prueba y ser variable.

3.3.1.1 Metas de diseño QFD

Las metas obtenidas una vez construido el QFD para el sistema de transmisión llevaron a las siguientes metas de diseño:

- Ser preciso
- Facilidad control
- Ser económico
- Requerir poco mantenimiento
- Resistir altos ciclos de operación
- Permanecer la velocidad invariante con el tiempo y la temperatura
- Estandarización
- Ser variable a disposición del usuario

3.3.2 Diseño conceptual

En este paso se dio a la tarea de definir de manera clara y ordenada las funciones que debe cumplir el sistema de transmisión y los elementos o factores externos e internos que están involucrados que afectan al sistema.

3.3.2.1 Definición del modelo funcional del sistema de transmisión

Se determinaron las funciones de servicio, el entorno de sistema y las funciones técnicas como se muestra a continuación.

El sistema de transmisión consta de una función global y además de funciones adicionales que también son llamadas complementarias que se ordenaron y se clasificaron de la siguiente manera:

- Función Global:
 - Generar rotación independiente a cada disco o probeta
- Funciones complementarias:
 - A1. Girar a una velocidad controlada
 - A2. Permanecer constante
 - A3. Resistir cambios en la inercia de los discos
 - A4. Conectar entre el elemento de impulso y los discos un sensor de torque
 - A5. Sensar el valor de las RPM instantáneamente
 - A6. Modificar las RPM por el usuario

Haciendo una relación de las funciones de servicio, su relación con otros sistemas y factores externos como el usuario, se generó un entorno del sistema de transmisión como se muestra en la Figura 3.6.

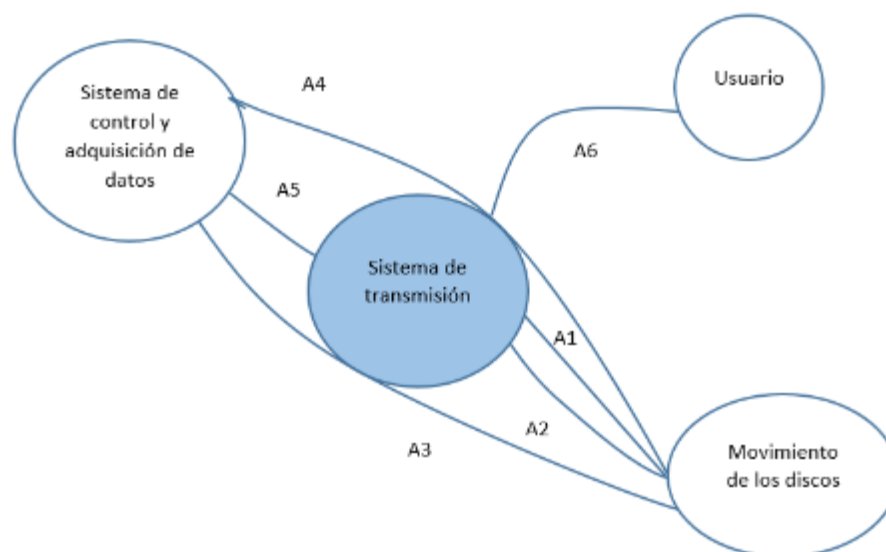


Figura 3.6 Entorno del sistema de transmisión

Una vez identificado el entorno y las funciones de servicio del sistema de transmisión se generaron las funciones técnicas. Para ello se consideró al sistema como una caja negra, dentro de la cual, se lleva a cabo el determinado proceso o transformación de la energía.

En este caso, los datos de entrada son el valor velocidad indicado por el usuario y la retroalimentación del sistema. Una vez esos parámetros o datos entran a la caja ahora transparente y estos se convierten en datos de salida como el movimiento rotacional sobre los discos a un determinado valor de revoluciones. En la Figura 3.7 se muestran las funciones técnicas del sistema de transmisión.

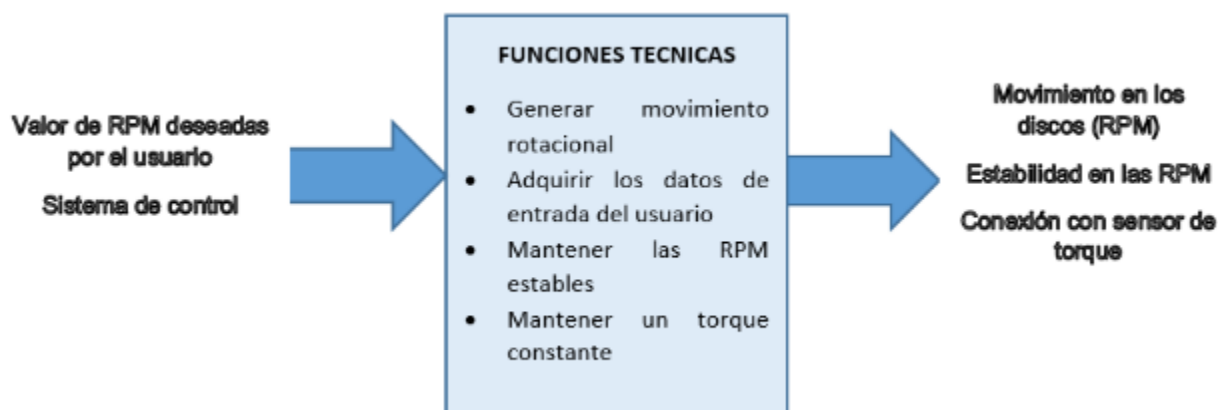


Figura 3.7 Funciones técnicas del sistema de transmisión.

3.3.2.2 Modelo funcional del sistema de transmisión

Posteriormente se desglosaron las funciones técnicas a distintos niveles de abstracción con el fin de dar una función clara del sistema sin considerar ninguna forma o dimensión. Se comenzó con un nivel A0 y A1 que corresponden a la función global y las complementarias. Mediante flechas se representa gráficamente los elementos de entrada, salida, control y actuantes. En la siguiente Figura 3.8 se muestra el modelo funcional a un nivel A1 para el sistema de transmisión.

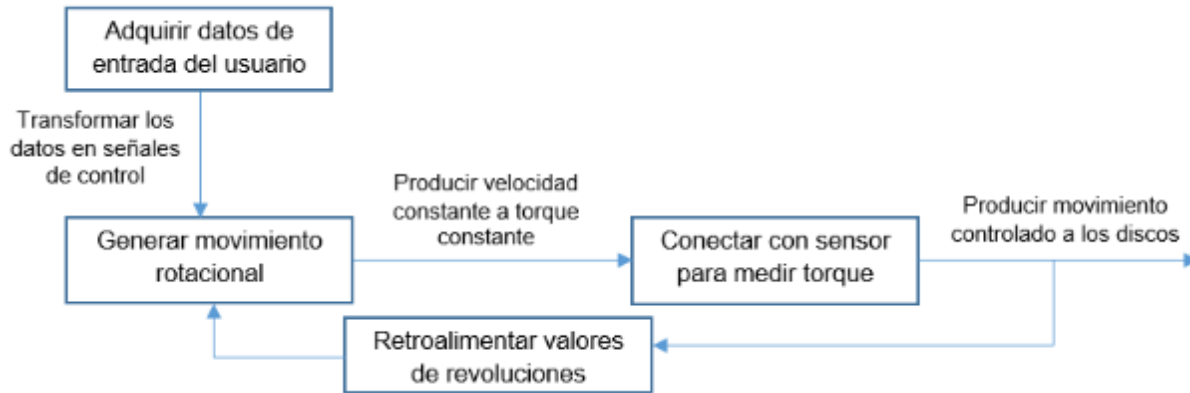


Figura 3.8 Modelo funcional del sistema de transmisión Nivel A1

3.3.2.3 Generación de conceptos

Mediante el uso de matrices morfológicas se formaron conceptos que cumplieran con las funciones descritas anteriormente. Y también con el fin de generar una gama de conceptos con el fin de posteriormente fueran evaluados y escoger el más viable. En la Tabla 3-8 se muestra la matriz morfológica para el sistema de transmisión [5].

Tabla 3-8 Matriz morfológica del sistema de transmisión

Función	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3	Concepto 4
Generar movimiento rotativo	Motor eléctrico CA	Motorreductor de CA	Motor eléctrico CD	Servomotor
Retroalimentar valores de RPM	Encoder incremental	Encoder absoluto		
Producir velocidad constante a torque constante	Variador de frecuencia vectorial	Presión de aceite constante	Control Electrónico	Variador de frecuencia escalar
Transformar los datos en señales de control	Resistor	Variador de frecuencia	Válvula reguladora de caudal	Servo driver
Conectar con sensor de torque	Coples	Poleas y bandas en V	Poleas y bandas síncronas	Cardan



3.3.2.4 Evaluación de conceptos

Una vez formada la matriz morfológica se dio a la tarea de generar conceptos para posteriormente evaluarlos por medio de matrices de decisión. La siguiente Figura 3.9 muestra la evaluación de cada uno de los conceptos para las funciones del sistema de transmisión por medio de matrices de decisión.

Asunto: Proveer movimiento rotativo		Motor eléctrico CA	Motor hidráulico	Motor eléctrico CD	Servomotor
Eficiencia energética	10	-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	

Asunto: Retroalimentar las RPM		Encoder absoluto	Encoder incremental
Perdidas por fricción	20	1	
Rigidez	24	0	
Costo	25	0	
Mantenimiento (costo, periodo)	18	0	
Tamaño	10	1	
Eficiencia	3	0	
Total		2	
TOTAL		30	

Figura 3.9 Matrices de decisión para el sistema de transmisión

Asunto: Proveer movimiento rotativo		Motorreductor de CA	Motor hidráulico	Motor eléctrico CD	Servomotor
Eficiencia energética	10	-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	

Asunto: Transmitir velocidad constante a torque constante		Variador vectorial	Presión de aceite	Control electrónico	Variador escalar
Torque constante	26	-1	-1	-1	
Compensación de torque	24	-1	-1	0	
Perdidas regenerativas	10	0	0	-1	
Costo	22	1	0	1	
Consumo de energía	8	0	1	0	
Perturbación al medio (eléctrico)	10	1	0	1	
Total		0	-1	0	
TOTAL		-16	-34	-17	



Asunto: Tranformar los datos a señales de control		Variador de frecuencia			
		DATUM	Resistor	Valvula reguladora de cau	Servo driver
Precision	26		-1	-1	-1
Flexibilidad	24		-1	-1	0
Nivel de control	10		0	0	1
Costo	22		1	0	-1
Consumo de energia	8		0	1	0
Facilidad de operacion	10		1	0	1
Total			0	-1	0
TOTAL			-26	-34	-13

Figura 3.9 Matrices de decisión para el sistema de transmisión

Una vez evaluados los conceptos para cada función se llegó a concebir un solo concepto para el sistema de transmisión como se describe a continuación:

- **Concepto de sistema de transmisión**

Por medio de un motorreductor de corriente alterna se proveerá de movimiento rotativo, mediante coples se hará la unión entre ejes y la conexión de un sensor para medir torque. El control de la velocidad será por medio de un variador de frecuencia que además tiene la función de adquirir datos de entrada del usuario y enviar señales de control al motorreductor. Finalmente un encoder incremental se conectara a la salida del motorreductor y enviara datos de retroalimentación de RPM al variador de frecuencia.

En la figura 3.10 se muestra un esquema del concepto para el funcionamiento global del sistema de transmisión.



Figura 3.10 Concepto para el funcionamiento global del sistema de transmisión

3.4 SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA

3.4.1 Comprensión del problema

La función global de este sistema consiste en aplicar carga normal a los discos de forma controlada y estable.

3.4.1.1 Metas de diseño QFD

Las metas que se identificaron una vez construido el QFD fueron las siguientes:

- Controlar fácilmente
- Reducir costo
- Elevar la precisión
- Ocupar poco espacio
- No variar con la temperatura
- Aumentar la rigidez
- Producir poco ruido
- Exigir bajo consumo de energía
- Elevar la capacidad de resistir altos ciclos

3.4.2 Diseño conceptual

3.4.2.1 Definición del modelo funcional del sistema de aplicación de carga

La función global del sistema de aplicación de carga se definió de la siguiente manera:

- Función global:
Aplicar carga normal al contacto entre los discos o probetas
- Funciones complementarias:
 - A1. Controlar la velocidad de aplicación de carga
 - A2. Controlar la magnitud de la carga
 - A3. Modificar magnitud por el usuario
 - A4. Monitorear magnitud de carga instantáneamente

Se identificaron los elementos externos y se relacionaron las funciones de servicio para la elaboración del entorno del sistema, ver Figura 3.11.

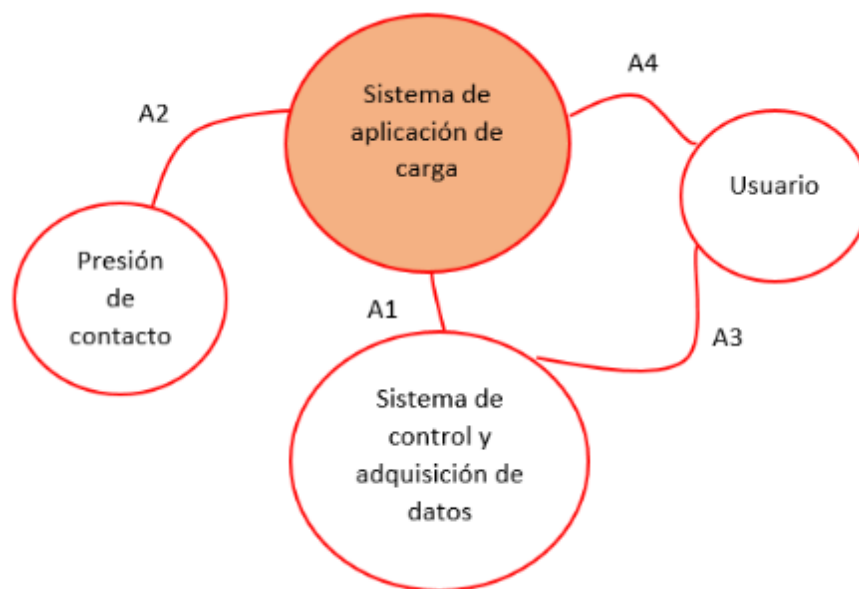


Figura 3.11 Entorno del sistema de aplicación de carga

Una vez identificado el entorno del sistema se desarrollaron las funciones técnicas del sistema de aplicación de carga como se muestra en la Figura 3.12.

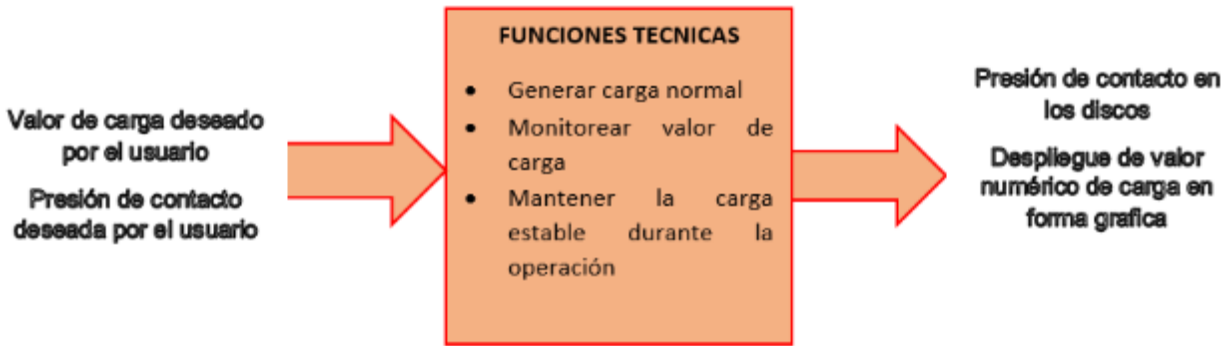


Figura 3.12 Funciones técnicas del sistema de aplicación de carga

3.4.2.2 Modelo funcional del sistema de aplicación de carga

Una vez se identificaron las funciones técnicas se desglosaron a distintos niveles de abstracción con el fin de dar una función clara del sistema sin considerar ninguna forma o dimensión. Mediante flechas se representa gráficamente los elementos de entrada, salida, control y actuantes. En la siguiente Figura 3.13 se muestra el modelo funcional a un nivel A1 para el sistema de aplicación de carga.

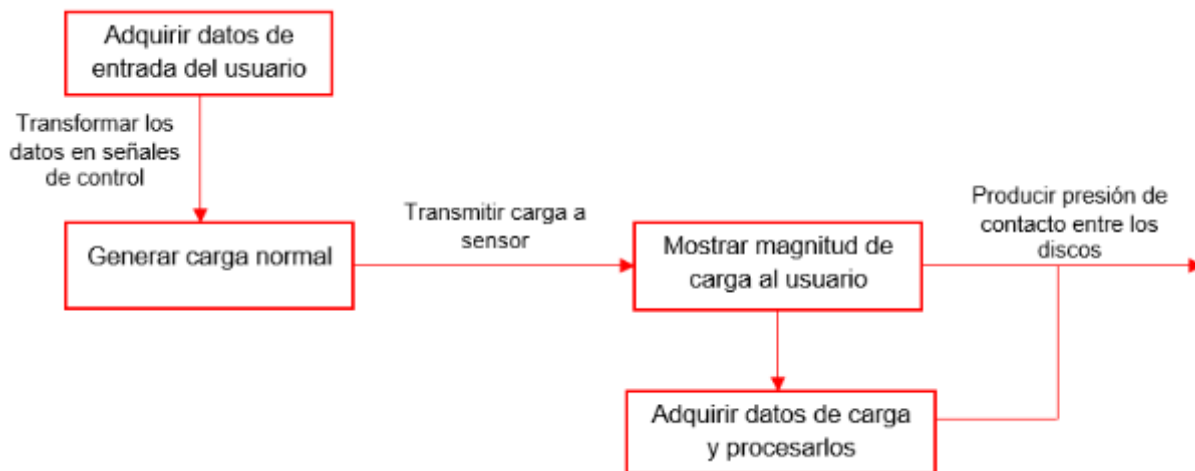


Figura 3.13 Modelo funcional del sistema de aplicación de carga Nivel A1

3.4.2.3 Generación de conceptos

Mediante el uso de matrices morfológicas se formaron conceptos que cumplieran con las funciones descritas anteriormente. En la Tabla 3-10 se muestra la matriz morfológica para el sistema de aplicación de carga.



Tabla 3-10 Matriz morfológica del sistema de aplicación de carga

Función	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3	Concepto 4
Generar carga normal	Sistema Neumático	Sistema Hidráulico	Tornillo de bolas/resortes	Tornillo acme/resortes
Mostrar magnitud de carga al usuario	Celda de carga (botón)	Tipo anillo	Dinamómetro	
Transformar los datos en señales de control	Válvulas reguladoras	Manivela (manual)	Amortiguadores calibrados	Motor a pasos

3.4.2.4 Evaluación de conceptos

La siguiente Figura 3.14 muestra la evaluación de cada uno de los conceptos para las funciones del sistema de aplicación de carga por medio de matrices de decisión.

Asunto: Seleccionar un medio adecuado de generar carga normal		Tornillo de bolas	Sistema Hidraulico	Sistema Neumatico	Tornillo acme
Preciso	30	0	0	-1	
Carga variable	25	0	0	0	
Carga constante	15	-1	-1	0	
Energia para accionarlo	10	0	-1	-1	
Facil de controlar	20	0	1	0	
Total		-1	-1	-2	
TOTAL		-15	-5	-40	

Asunto: Seleccionar un medio adecuado para medir y mostrar la carga al usuario		Celda de carga tipo boton	Cleda de carga tipo anillo	Dinamometro
Preciso	27	0	-1	
senzar carga variable	25	0	1	
Sensar Carga constante	17	0	1	
Aplicación uniforme	13	-1	-1	
Facil de controlar	10	0	-1	
Compacto	8	-1	0	
Total		-2	-1	
TOTAL		-10	-20	



Asunto: Seleccionar un medio adecuado para transformar los datos en señales de control		Amortiguadores calibrado			
		DATUM	Motor a pasos	Valvulas reguladoras	Botones (pulsadores)
Preciso	25		-1	0	-1
rapidez de aplicación	23		1	-1	-1
Manipular cargas precisas	24		-1	0	-1
Estable	11		1	0	0
Facil de usar	9		1	0	0
Costo	8		1	-1	1
Total			2	-2	-2
TOTAL			10	-25	-70

Figura 3.14 Matrices de decisión para el sistema de aplicación de carga

Una vez evaluados los conceptos para cada función se llegó a concebir un solo concepto para el sistema de aplicación de carga como se describe a continuación:

- **Concepto de sistema de aplicación de carga**

Por medio de un tornillo de bolas se comprimirá un banco de resortes que acumulara energía potencial elástica y que la mantendrá constante durante el contacto. Por medio de un motor a pasos se controlara la magnitud de la energía almacenada y los datos de la magnitud serán sensados y monitoreados por medio de una celda de carga de tipo botón.

En la figura 3.15 se muestra un esquema del concepto para el funcionamiento global del sistema de aplicación de carga.



Figura 3.15 Concepto para el funcionamiento global del sistema de aplicación de carga

3.5 SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICION DE DATOS

3.5.1 Comprensión del problema

La función global del sistema de control y adquisición de datos consiste en sensar variables como carga, torque y velocidad posteriormente procesar la información, mostrarla al usuario y ejecutar acciones de control sobre los elementos actuantes.

3.5.1.1 Metas de diseño QFD

Las metas de diseño para el sistema de control y aplicación de carga se muestran a continuación de acuerdo a la construcción del QFD:

- Elevar la confiabilidad de los datos obtenidos
- Obtener precisión en las medidas
- Efectuar rápidamente acciones
- Facilitar el procesamiento de señales
- Ser amigable con el usuario
- Reducir costos
- Reducir espacio
- Mostrar muchos parámetros de salida

3.5.2 Diseño conceptual

3.5.2.1 Definición del modelo funcional del sistema de control y adquisición de datos

Las funciones de servicio se muestran a continuación:

- Función global:
Adquirir medidas de sensores, procesar información y ejecutar acciones
- Funciones complementarias:
 - A1. Sensar carga
 - A2. Sensar coeficiente de fricción
 - A3. Sensar velocidad relativa de los discos
 - A4. Procesar información
 - A5. Desplegar gráficos al usuario
 - A6. Almacenar información
 - A7. Ejecutar acciones

Los elementos externos y el entorno del sistema de control y adquisición de datos se muestran en la Figura 3.16.

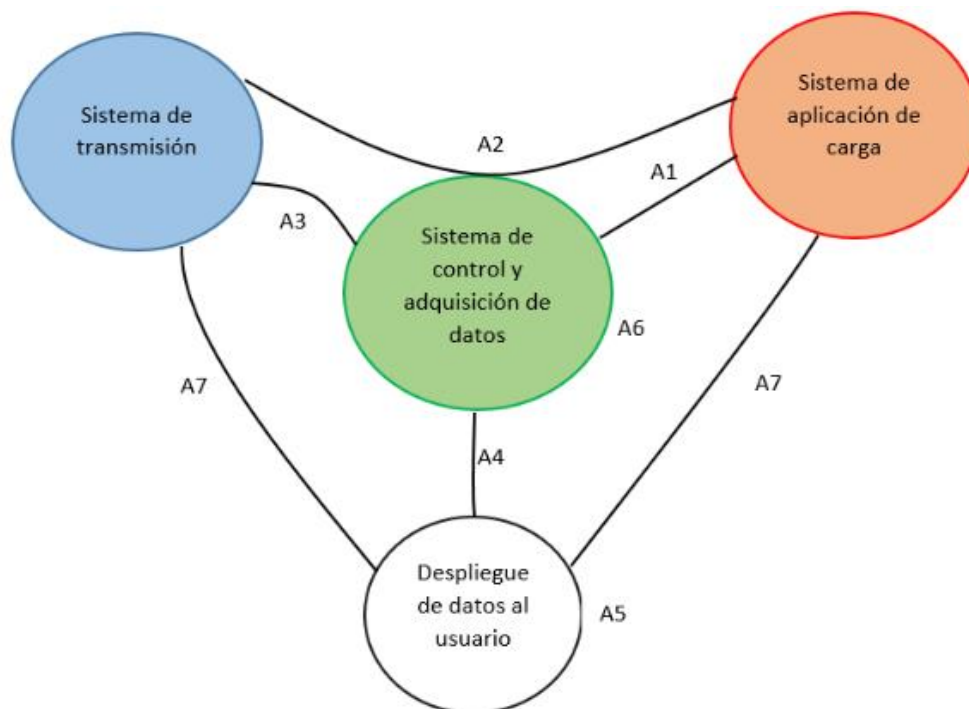


Figura 3.16 Entorno del sistema de control y adquisición de datos.

A partir de la identificación del entorno del sistema se desarrollaron las funciones técnicas del sistema de control y adquisición de datos, como se muestra en la Figura 3.17.

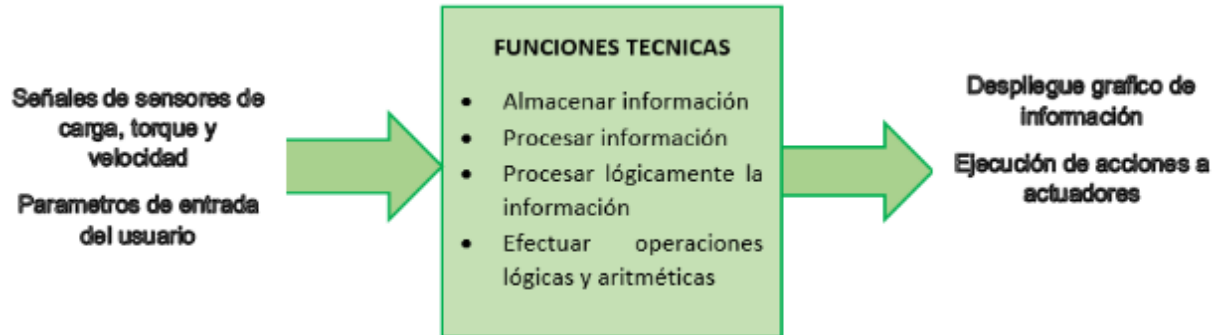


Figura 3.17 Funciones técnicas del sistema de control y adquisición de datos

3.5.2.2 Modelo funcional del sistema de control y adquisición de datos

Como se pudo notar este sistema engloba a los sistemas de transmisión y de aplicación de carga. Por lo tanto las funciones tienen relación con los otros sistemas y forman un sistema global de control y automatización de la máquina de discos encontrados. En la Figura 3.18 se muestra el modelo funcional en conjunto con los sistemas de transmisión y aplicación de carga.

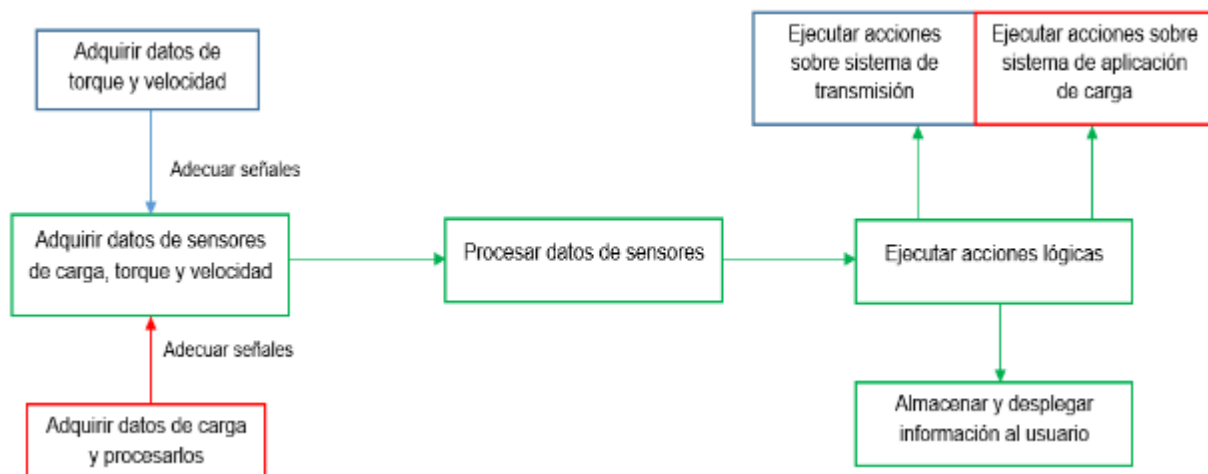


Figura 3.18 Modelo funcional del sistema de control y adquisición de datos



3.5.2.3 Generación de conceptos

La generación de conceptos se llevó a cabo por medio de lluvia de ideas y de matrices morfológicas. En la Tabla 3-11 se muestra la matriz morfológica para el sistema de control y adquisición de datos.

Tabla 3-11 Matriz morfológica de sistema de control y adquisición de datos

Función	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3
Ejecutar acciones sobre sistemas	plc+hmi	microcontrolador+pc	ventanas independientes
Sensar datos de torque	torquimetro electrónico	celda de carga/brazo de palanca	torquimetro mecánico
Procesar y desplegar datos	labview	c++	java
Adquirir datos	tarjeta de adquisición de datos	microcontrolador	interfaz de sensor

3.5.2.4 Evaluación de conceptos

Por medio de matrices de decisión se seleccionaron los conceptos que mejor satisfacían las funciones del sistema de control y adquisición de datos, ver Figura 3.19.

Asunto: Seleccionar un medio para ejecutar acciones		plc+hmi interfaz hombre-maquina ventanas individuales		Asunto: Seleccionar un medio para generar datos de torque		celda de carga+brazo torquimetro electronico torquimetro mecanico			
Operabilidad	26	DATUM	1	-1	Precision	25	DATUM	1	-1
Facilidad de uso	19		0	-1	Sensibilidad	23		0	-1
Costo	24		0	1	Calibracion	20		1	-1
Mantenimiento (costo, periodo)	16		0	1	Costo	15		-1	1
Tamaño	10		0	0	Tamaño	5		0	-1
Consumo energia	5		0	0	Confiabilidad	12		1	0
Total				1	0	Total			
TOTAL			26	-5	TOTAL			42	-58



Asunto: Seleccionar un medio de despliegue grafico y procesamiento de datos		Java		Labview		C++	
Facilidad de programacion	20	DATUM	0	-1	DATUM	1	-1
Seguridad	22		0	-1		1	-1
Portabilidad	10		1	1		-1	1
Grafico	24		-1	1		1	-1
Interpretado	16		1	-1		1	-1
Dinamicidad	8		1	-1		1	-1
Total				2		-2	
TOTAL							

Asunto: Seleccionar un medio de adquisicion de datos		Tarjeta de adquisicion		Microcontrolador		interfaz sensor	
Rapidez de adquisicion	24	DATUM	1	-1	DATUM	1	-1
Filtrado	22		-1	-1		1	1
Amplificacion	18		-1	-1		1	1
Costo	15		1	1		-1	-1
Aislamiento	10		-1	-1		0	0
Operabilidad	11		0	0		0	0
Total				-1		-3	
TOTAL							

Figura 3.19 Matrices de decisión para el sistema de control y adquisición de datos

▪ **Concepto del sistema de control y adquisición de datos**

Por medio de un sensor de torque y de carga se toman datos de carga y torque. Posteriormente las señales de ambos sensores se adecuan para ser enviada esa información a una tarjeta de adquisición de datos. La información es enviada una pc donde por medio de un software es gestionada y presentada al usuario en forma gráfica con el fin de ejecutar acciones sobre los sistemas de transmisión y aplicación de carga. En la Figura 3.20 se muestra el concepto funcional para el sistema de control y adquisición de datos.

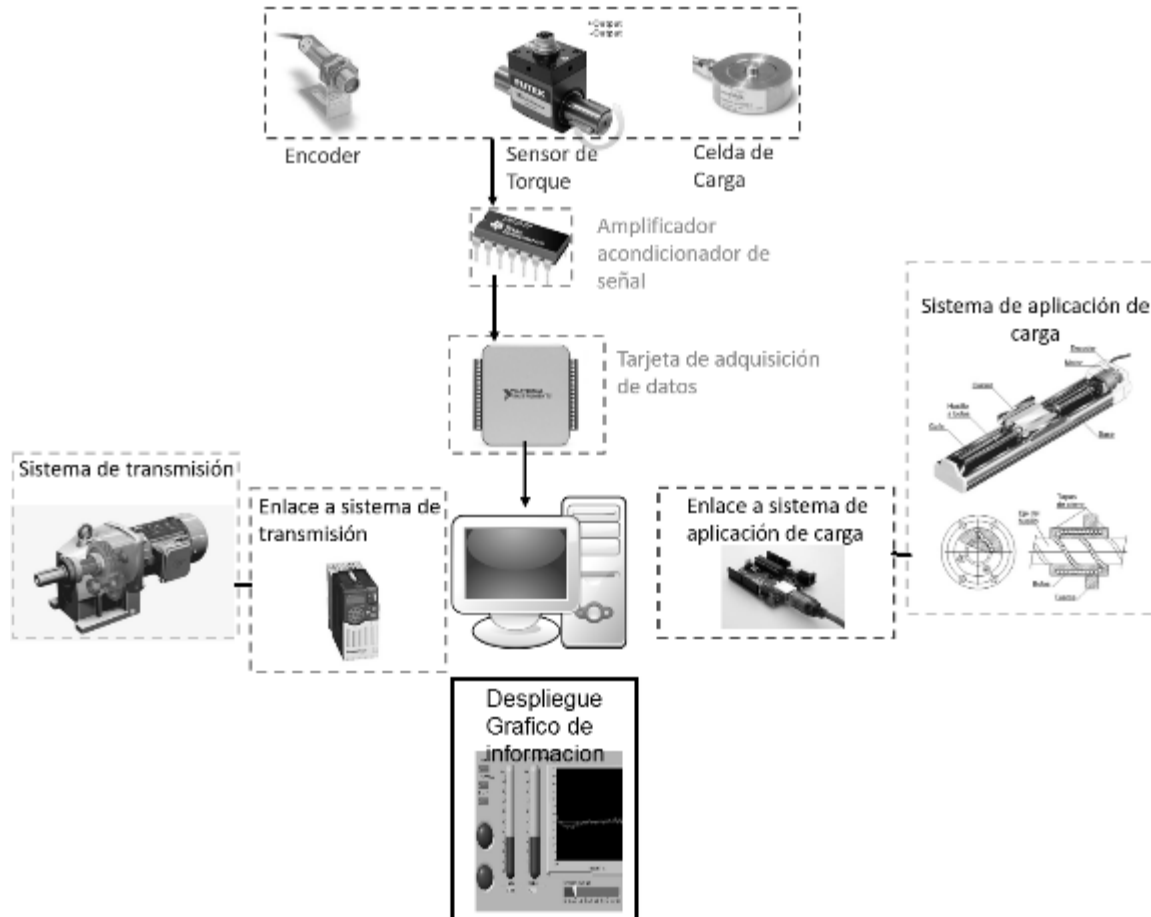


Figura 3.20 Concepto para el funcionamiento global del sistema de control y adquisición de datos.



REFERENCIAS

- [1] D. Ullman, (1992), "The mechanical design process", McGraw-Hill co, Singapur, 48.
- [2] N. Cross, (1994), "Engineering design methods", John Wiley and Sons, England, 105.
- [3] J. Bralla, (1986), "Handbook of product design for manufacturing a practical guide to low cost production", McGraw-Hill, USA.
- [4] R. Watanabe et al. (1998), "Reflexiones sobre prospectiva en el diseño", Division de ciencias y artes para el diseño.
- [5] A. Chevalier, (1990), "Guide du dessinateur industriel", McGraw-Hill, Paris, 281.



CAPITULO IV

DISEÑO DE DETALLE Y ENSAMBLE



4.1 DISEÑO DE DETALLE Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

4.1.1 Selección de variador de frecuencia

Un sistema de velocidad variable o variador de frecuencia es un sistema capaz de convertir energía eléctrica en mecánica manteniendo controlado el proceso de conversión [1].

El sistema de velocidad variable está compuesto de los siguientes elementos:

- Un conjunto de dispositivos electrónicos y eléctricos que entrega y controla la energía eléctrica al motor. El más importante es el variador de velocidad, acompañado de elementos de maniobra tales como interruptor de potencia, contactores asociados, elementos de comando y señalización.
- Un motor eléctrico trifásico de inducción tipo jaula de ardilla.
- Un sistema de transmisión mecánica que transmite la energía desde el motor hacia la carga.

El variador eléctrico de velocidad por variación de frecuencia es un equipo compuesto de elementos electrónicos de potencia como transistores que acciona un motor de jaula de ardilla y realiza su arranque y su parada de manera suave y controlada.

Mediante la variación de la frecuencia aplicada al motor se varía la velocidad del motor con base en la siguiente relación:

$$n = \frac{120 * f}{p} \quad \text{Ecuacion 8}$$

Donde n es la velocidad sincrónica, f es la frecuencia aplicada y p es el número de polos.

4.1.1.1 Tipo de torque

Las cargas son clasificadas dependiendo del comportamiento de su torque en función de la velocidad. En general se tiene, Tabla 4-1.



Tabla 4-1 Tipos de torque en función de la carga

Torque constante	La demanda de torque es constante a cualquier velocidad.
Torque lineal	El torque varía en forma lineal con la velocidad.
Torque cuadrático	El torque varía de forma cuadrática con la velocidad.

El tipo de torque para la aplicación se sugiere del tipo constante.

4.1.1.2 Tipo de control

Para la variación de la velocidad se seleccionó el tipo de control vectorial, que de entre sus virtudes destaca mantener el torque nominal del motor a cualquier valor de velocidad.

4.1.1.3 Características del motor a controlar

Las principales características del motor a controlar se muestran en la Tabla 4-2.

Tabla 4-2 Características del motor a controlar

Tipo de motor	Potencia(HP)	Torque nominal (lb-in)	RPM	Corriente@220V (A)	Factor de potencia Cos ϕ
100LA/4	5	183	1725	15.2	0.81

4.1.1.4 Modos de operación

Generalmente los variadores de velocidad se clasifican de acuerdo al tipo de operación o modos de funcionamiento. Estos son:

- Operación en lazo abierto
- Accionamiento vectorial sin sensor en bucle cerrado
- Accionamiento vectorial en bucle cerrado
- Servo accionamiento en bucle cerrado
- Unidad de regeneración

El modo de funcionamiento se seleccionó del tipo vectorial en lazo cerrado y su funcionamiento es el siguiente:

El accionamiento o control vectorial por bucle cerrado se utiliza en motores de corriente alterna acoplados a un encoder incremental. En este modo el variador y el encoder forman un sistema de retroalimentación dando un control preciso de la velocidad a un torque constante.

4.1.1.5 Parametros de selección de variador de frecuencia

En la Tabla 4-3 se muestran los principales parámetros que se utilizaron para la selección del variador de frecuencia.

Tabla 4-3 Parametros de selección de variador de frecuencia

Tipo de motor	Potencia(HP)	Tipo de torque	Modo de operación	Voltaje de suministro	Corriente nominal del motor
<i>Jaula de ardilla CA</i>	5	Constante	Vectorial a lazo cerrado	220 V	15.2 A

De acuerdo a lo anterior se utilizó el catálogo de variadores de la empresa Risoul [2] se seleccionó el variador con modelo **25B-B017N104** de marca Allen Bradley, ver Figura 4.1.



Figura 4.1 Variador de frecuencia PowerFlex 525



Entre las características principales del modelo destacan:

- Diseño modular que ahorra espacio
- Comunicación Ethernet
- Freno dinámico interno
- Modo de control V/Hz, Vectorial lazo abierto y vectorial a lazo cerrado

4.1.2 Selección de sensor de torque

Es indispensable conocer el par máximo que se puede generar durante el contacto de los discos. Por lo que se calculó el par máximo que se generaría en las condiciones más severas de operación las cuales son las siguientes:

- Carga a 1.8 GPa de presión Hertziana: 9329.20 N
- Coeficiente de fricción dinámico: 0.6
- Radio de los discos o probetas: 23.5 mm

El par máximo se calcula de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$T = \mu P_{max} r \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde T_{max} es el torque máximo, P_{max} es la carga normal máxima, μ es el coeficiente de fricción dinámico y r el radio de las probetas. Con lo que resulta:

$$T_{max} = 0.6 * 9329.20N * 0.0235m = 131.54 Nm$$

$$T_{max} = 131.54 Nm$$

De acuerdo al catálogo de la marca Futek [3] existen distintos tipos de sensores de torque para distintas aplicaciones. El modelo que cumple con las características del sistema es el TRS300.

El modelo TRS300 es un sensor de torque del tipo “shaft to shaft” o de conexión eje con eje cuyas capacidades se muestran en la siguiente Tabla 4-4.

Tabla 4-4 Capacidades del sensor de torque modelo TRS300

Modelo	Torque máximo (Nm)	Máxima fuerza axial (N)	Máxima fuerza radial (N)	Diámetro del eje (mm)
<i>FSH01987</i>	10	150	20	19
<i>FSH01989</i>	50	1000	50	19
<i>FSH01990</i>	100	1800	250	19
<i>FSH01991</i>	200	40000	300	38

Aunque la magnitud del torque máximo es de 131.54 Nm se seleccionó por cuestiones económicas el modelo FSH01990, además que el par máximo del motorreductor no supera los 100 Nm.

4.1.3 Ensamble y conexión del sistema de transmisión

4.1.3.1 Ensamble del sensor de torque con los discos

Una vez se seleccionaron los tipos de variadores y el sensor de torque se dio paso a conectar el motorreductor en línea con el sensor de torque y los discos como se muestra en la Figura 4.2.



Figura 4.2 Ensamble del sensor de torque en línea con motorreductor y chumaceras

El sensor de torque se encuentra, de acuerdo a recomendación del fabricante, montado entre dos coples para evitar actuar fuerzas radiales o axiales sobre el sensor, ver Figura 4.3.



Figura 4.3 Ensamble del sensor de torque entre coples

4.1.3.2 Ensamble del gabinete de control

Después de realizar los cálculos pertinentes para el cableado y conexión de los variadores de frecuencia a los motores, se procedió a ensamblar el gabinete de control. En la Figura 4.4 se muestran algunos de los materiales empleados, entre contactores, botones, pulsadores, clemas, etc.



Figura 4.4 Material empleado para el ensamble del gabinete de control

El siguiente paso consistió en hacer las perforaciones al gabinete para colocar los variadores y los elementos de control y fuerza, ver Figura 4.5.



Figura 4.5 Perforado y armado de gabinete de control

Una vez se tenía armado el gabinete se realizó la sujeción de los encoders a los motorreductores, ver Figura 4.6.



Figura 4.6 Ensamble de encoder con motorreductor

Finalmente se sujetó el gabinete de control a la estructura y se cableo según el esquema eléctrico. En la Figura 4.7 se muestra la fijación del gabinete a la estructura.



Figura 4.7 Fijación del gabinete de control con la estructura



4.2 DISEÑO DE DETALLE Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA

4.2.1 Banco de resortes

La aplicación de carga consiste en comprimir un banco de resortes por medio de un tornillo de bolas. El cálculo de las características y cantidad de resortes a emplear se basó en resortes usados en troqueles, con el fin de usar resortes estandarizados y accesibles en el mercado.

Los parámetros utilizados para conocer la carga a desarrollar fueron los siguientes:

- Carga máxima a desarrollar: 1500 kg
- Carrera de apertura entre discos: 150mm

La selección de los resortes consistió en escoger de acuerdo a un catálogo los resortes cuya rigidez equivalente soportara una carga de compresión de 1500 kg en una distancia no mayor a 150 mm.

Esto es:

$$Rigidez\ equivalente = Ke = \frac{Fuerza\ de\ compresion}{Maxima\ carrera\ de\ compresion} \quad Ecuación\ 10$$

Mediante un proceso iterativo se llegó a la determinación de usar cuatro resortes con las siguientes características, ver Tabla 4-5.

Tabla 4-5 Características de los resortes seleccionados

<i>Cantidad</i>	4
<i>Rigidez individual</i>	8.13 kg/mm
<i>Longitud libre Lo</i>	139.7 mm
<i>Longitud de trabajo Lt</i>	41.91 mm
<i>Diámetro exterior</i>	31.75 mm
<i>Diámetro interior</i>	16 mm

De acuerdo a esa selección la fuerza máxima a desarrollar por el banco de resortes se calculó de la siguiente forma:

$$Fmax = C * Ki * Lt \quad Ecuación\ 11$$



Donde C es la cantidad de resortes, K_i es la rigidez individual y L_t es la longitud de trabajo del resorte. Realizando operaciones resulto:

$$F_{max} = 4 * 8.13 \frac{kg}{mm} * 41.91 mm = 1362.91 kgf$$

$$F_{max} = 1362.91 kg = 13.4 kN$$

Debido a que la carga necesaria para producir 1.8 GPa de presión es aproximadamente de 950 kg se consideró que la carga máxima de 1362.9 kg era suficiente para producir al menos 1.8 GPa de presión entre los discos.

4.2.2 Cálculo del tornillo de bolas

El cálculo del tornillo de bolas consistió en seleccionar en base a un catálogo, el tipo de tornillo necesario para poder comprimir los resortes.

Los parámetros para la selección del tornillo de bolas son las siguientes:

- Carga mínima a aplicar: 1362.9 kg
- Torque máximo para desplazar el tornillo de bolas: 25 Nm
- Máxima carga aplicada por revolución del tornillo: 35kg/rev

De acuerdo a lo anterior se seleccionó un tornillo de bolas de la marca Thomson con las siguientes características, ver Tabla 4-6.

Tabla 4-5 Características del tornillo de bolas

Paso	0.200"
Diámetro	1.15"
Torque necesario para mover 1500 kg	13.31 Nm
Auto bloqueante	Si
Capacidad de carga dinámica	25000 N
Capacidad de carga estática	34000 N

Un parámetro que no fue satisfecho por el tornillo de bolas fue que la carga aplicada por cada revolución excedía los 35kg por lo que se dio a la tarea de seleccionar una caja reductora que disminuyera la carga por revolución del husillo o tornillo de bolas.



La reducción se calculó de la siguiente forma:

$$i = \frac{\text{carga por vuelta del husillo}}{\text{carga por vuelta deseada}}$$

Donde i es la relación de transmisión de la caja reductora, haciendo operaciones resulta:

$$i = \frac{165.2 \text{ kg/rev}}{35 \text{ kg/rev}} = 4.72$$

Por lo anterior se consideró que una caja con relación 5:1 era adecuada para reducir la carga por revolución.

Resultando la carga por vuelta real de la siguiente forma:

$$\text{carga por vuelta real} = \frac{\text{carga por vuelta del husillo}}{i}$$

$$\text{carga por vuelta real} = \frac{165.2 \text{ kg/rev}}{5} = 33.04 \text{ kg/rev}$$

4.2.3 Selección de celda de carga

Dado que la carga que sería capaz el sistema de aplicar es de 1362.9 kg, se seleccionó una celda de carga capaz de poder medir dicha carga.

Los parámetros de selección para la celda de carga se muestran a continuación:

- Resolución mínima: 2mV/V
- Tamaño compacto
- Carga mínima de lectura: 1500 kg
- No-Linealidad mínima: +- 5%

De acuerdo al catálogo de la marca Futek [4] existen distintos tipos de sensores de carga para distintas aplicaciones. El modelo que cumple con las características del sistema la celda de botón.

El modelo de celda de botón tiene como característica un tamaño reducido y de usarse en aplicaciones de cargas a compresión como fue el caso. En la Tabla 4-7 se muestran los modelos disponibles de celdas tipo botón.

Tabla 4-7 Capacidades de celda de carga tipo botón

Modelo	Fuerza máxima	No-Linealidad	Resolución
<i>FSH00881</i>	22 kN	+/-5%	2 mV/V
<i>FSH00882</i>	33 kN	+/-5%	2 mV/V
<i>FSH00883</i>	45 kN	+/-5%	2 mV/V

Ya que los parámetros de linealidad y de resolución son los mismos para todos los modelos se seleccionó el modelo FSH00881 ya que era el que cumplía con medir al menos 1500 kg. En la Figura 4.8 se muestra la celda de carga que fue empleada.



Figura 4.8 Celda de carga tipo botón

4.2.4 Ensamble del sistema de aplicación de carga

En primer lugar se ensambla el tornillo de bolas con las partes mecánicas que sirven de guía a los resortes como se muestra en la Figura 4.9.

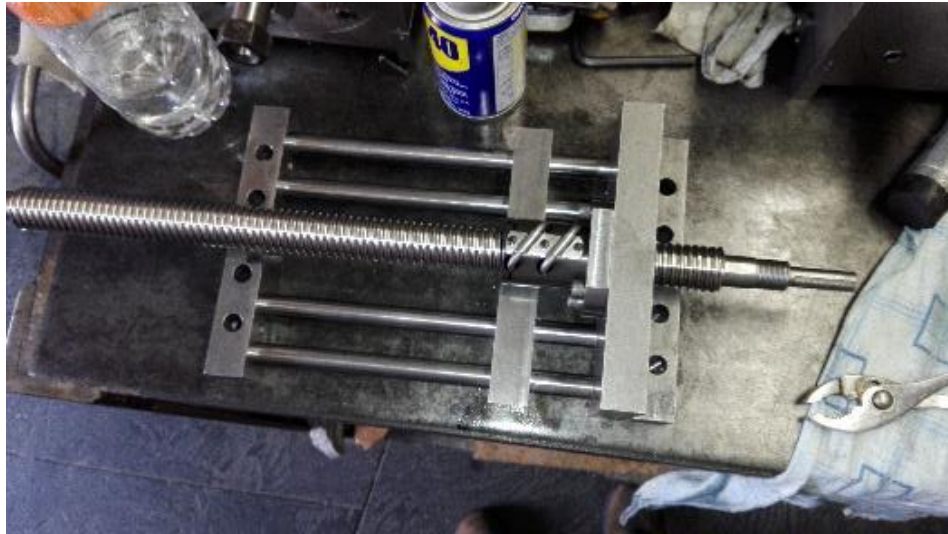


Figura 4.9 Ensamble de tornillo de bolas y tuerca.

En segundo lugar se ensambla el tornillo de bolas sobre la mesa deslizante, como se muestra en la Figura 4.10.

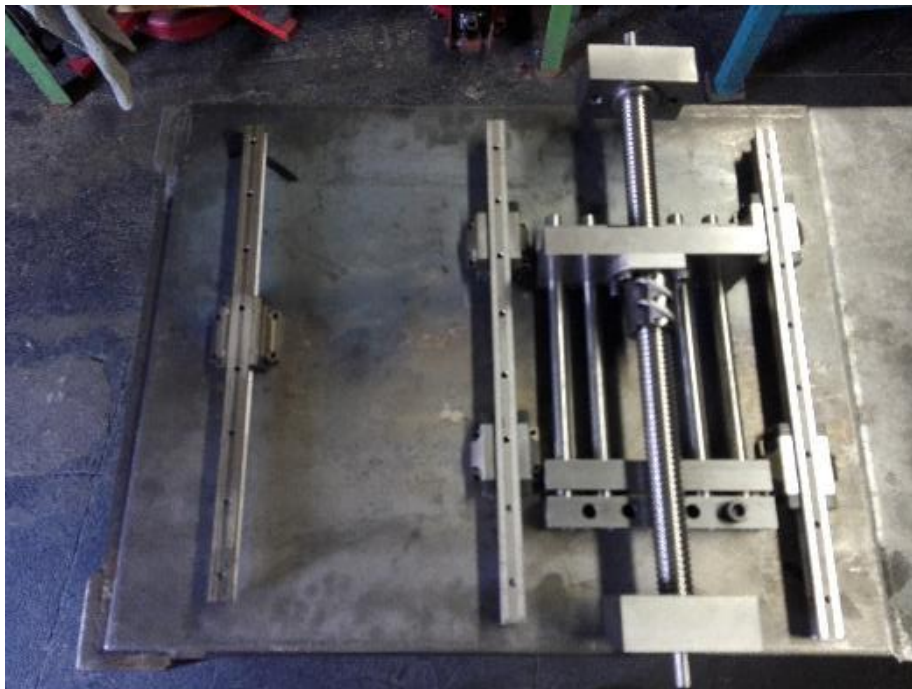


Figura 4.10 Ensamble del sistema de aplicación de carga sobre mesa deslizante

Finalmente se ensambló el sistema de aplicación de carga con la celda de carga y los resortes. En la Figura 4.11 se muestra el ensamble del banco de resortes junto con el tornillo de bolas.

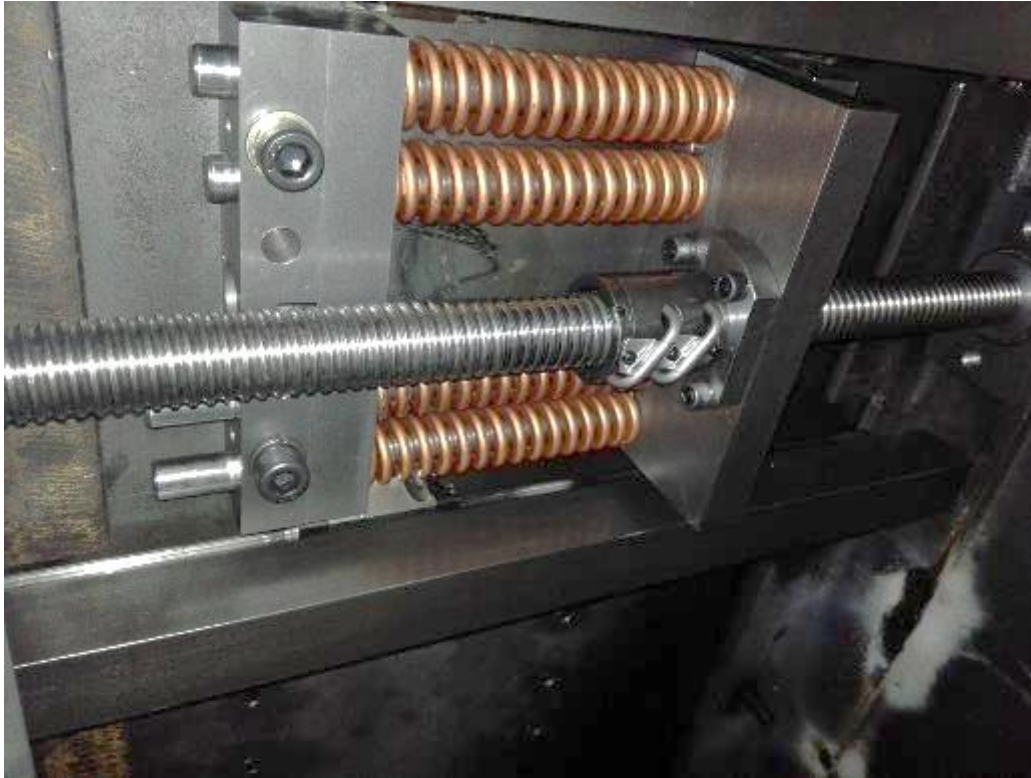


Figura 4.11 Ensamble del conjunto tornillo de bolas-tuerca-banco de resortes

4.3 DISEÑO DE DETALLE DEL SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICION DE DATOS

4.3.1 Selección de tarjeta de adquisición de datos

El método de selección se basó en los siguientes pasos recomendados por el fabricante [5]. Los pasos consistieron en responder una a una las cuestiones siguientes:

1. ¿Qué tipos de señal necesito medir o generar?

Los diferentes tipos de señal que existen pueden ser medidos o generados de distintas formas. Un sensor es un dispositivo que convierte un fenómeno físico a una señal eléctrica medible como voltaje o corriente. El conocer qué tipo de señal se requiere medir está en función del sensor que se utilizó. Los sensores que fueron utilizados son los siguientes:



- Sensor de carga
- Transductor de torque

Ambos sensores generan señales del tipo análogas, por lo que una tarjeta capaz de medir señales analógicas fue considerada.

2. ¿Necesito acondicionamiento de señal?

Algunos sensores generan señales difíciles de medir. La mayoría de los sensores requieren acondicionamiento de la señal como amplificación o filtrado.

Ya que la resolución del sensor de torque y la celda de carga son de 2mV/V es necesario al menos amplificar la señal con el fin de poder medir un rango amplio de valores de carga y torque.

3. ¿Qué tan rápido y cuantos datos requiero adquirir?

Uno de los principales parámetros para elegir una tarjeta de adquisición de datos consiste en conocer la tasa de muestreo. La tasa de muestreo para la aplicación depende de la máxima frecuencia de la señal que se intenta medir.

4. ¿Cuál es el más pequeño cambio en la señal que necesito detectar?

El mínimo cambio en la señal determina la resolución que es requerida para la tarjeta. La resolución se refiere al número de números binarios que se pueden usar para representar la señal. Para la aplicación se escogió una resolución de 16 bits.

5. ¿Cuánto error es admisible en mi aplicación?

La exactitud se define como la capacidad de un instrumento de indicar fielmente el valor de una medida. La exactitud absoluta se consideró de 2.2 mV.

De acuerdo a la respuesta de las cuestiones anteriores se llegó a la selección de la tarjeta de adquisición de datos de la marca National Instruments modelo USB-6003. En la Figura 4.12 se muestra la tarjeta de adquisición de datos seleccionada.



Figura 4.12 Tarjeta de adquisición de datos

4.3.2 Acondicionamiento de señal

La señal entregada por los sensores debe ser adecuada a los rangos de medida de la tarjeta de adquisición de datos. Los siguientes parámetros fueron considerados para hacer un correcto acondicionamiento de la señal.

- **Aislamiento**
El aislamiento tiene como función el proteger la señal de medir influencias no deseadas. El tipo de aislamiento que se utilizó fue a través de amplificadores operacionales INA 101HP
- **Filtrado**
El filtrado tiene como función el eliminar el ruido ocasionado por otros dispositivos que generan ondas electromagnéticas. El filtrado se logró a través de los amplificadores operacionales y del sistema de filtrado interno de la tarjeta de adquisición de datos.
- **Multiplexado**
El multiplexado consistió en considerar cuantas señales se necesitaban medir a la vez y solo es utilizado cuando las señales a medir son superiores al número de entradas de la tarjeta de adquisición de datos. Dado que el número de señales a

medir no era mayor a las entradas de la tarjeta no fue necesario realizar un multiplexado.

En la Figura 4.13 se muestra el circuito de acondicionamiento de señal construido para la aplicación a desarrollar.



Figura 4.13 Circuito de acondicionamiento de señal

4.3.3 Fuente de alimentación

El diseño y construcción de una fuente de alimentación fue necesario debido a que los sensores requieren de una alimentación externa para funcionar. En la Figura 4.14 se muestra el circuito de fuente de alimentación.

Los parámetros de diseño de la fuente fueron los siguientes:

- Voltaje suministrado $\pm 10V$
- Tipo de fuente: Simétrica
- Amperaje: 1 A
- Máxima variación de voltaje admisible: 100 mA
- Salida de voltaje variable



Figura 4.14 Fuente simétrica

4.4 Presentación de la máquina de discos encontrados

A continuación se describen los elementos que conforman el equipo funcional para simular el contacto rueda-riel.

Primeramente se muestra un diagrama esquemático de los sistemas que conforman la máquina, ver Figura 4.15

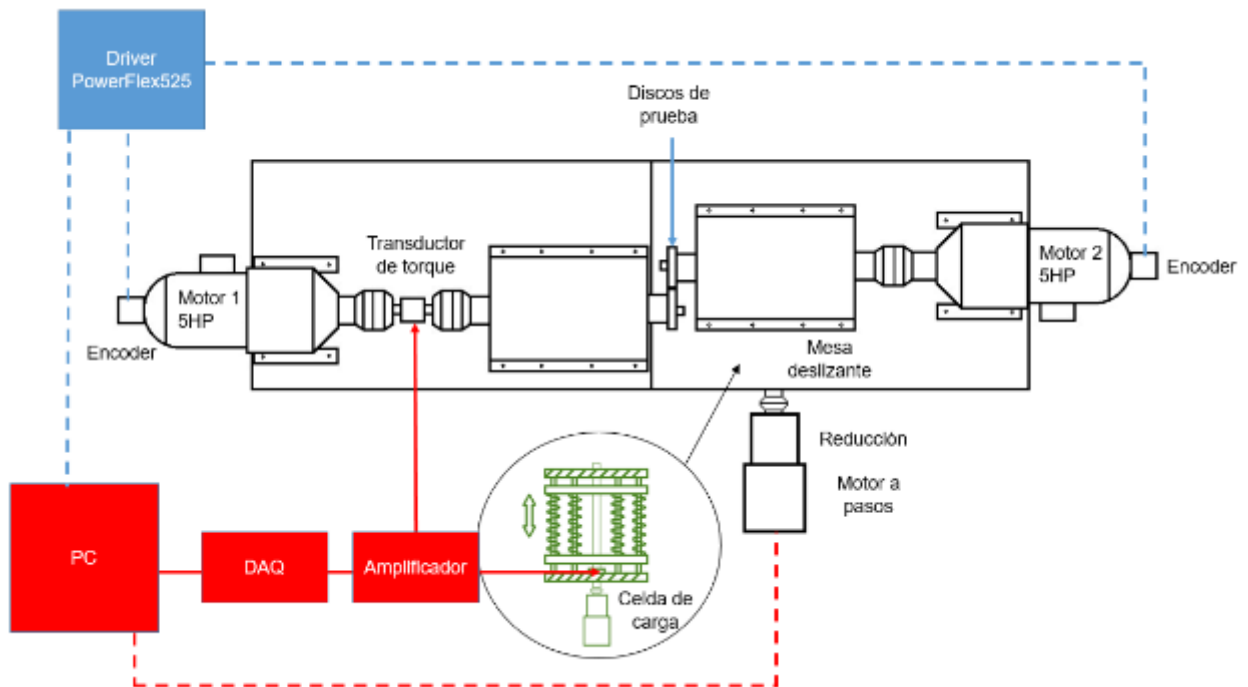


Figura 4.15 Diagrama esquemático del equipo

- La parte de color azul representa el sistema de transmisión
- La parte de color rojo representa el sistema de control y adquisición de datos
- La parte de color verde representa el sistema de aplicación de carga
- La parte de color negro representa parte del sistema de transmisión y la estructura.

En la Figura 4.16, se indica la parte que conforma la estructura (1), el sistema de transmisión (2) y el sistema de aplicación de carga (3).

En la Figura 4.17 se muestra el sistema de control y adquisición de datos, que se conforma de; Pc (1), tarjeta de adquisición de datos (2), amplificador y fuente de alimentación (3) y sensores (4)

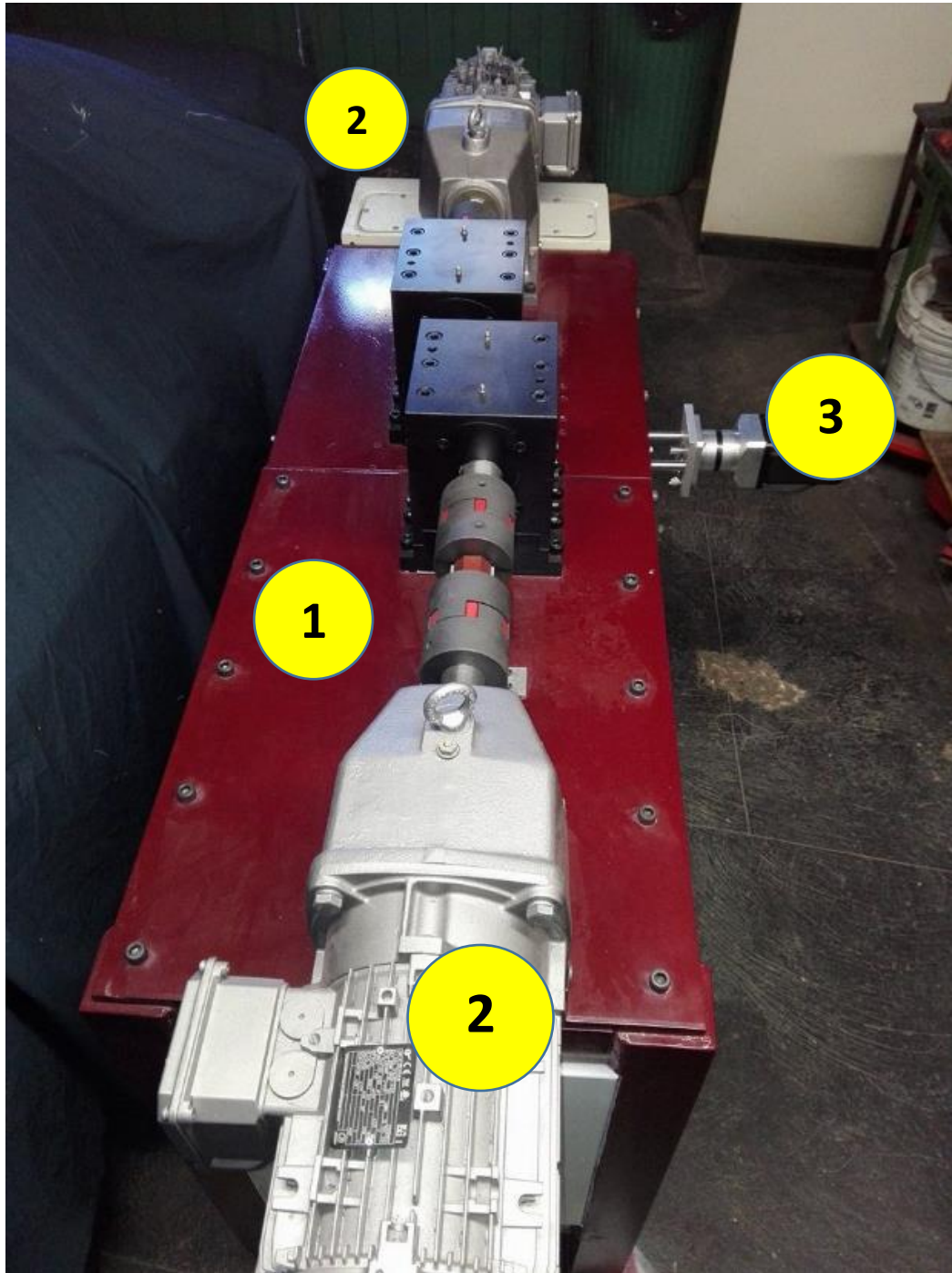


Figura 4.16 Sistema de estructura, sistema de transmisión y sistema de aplicación de carga

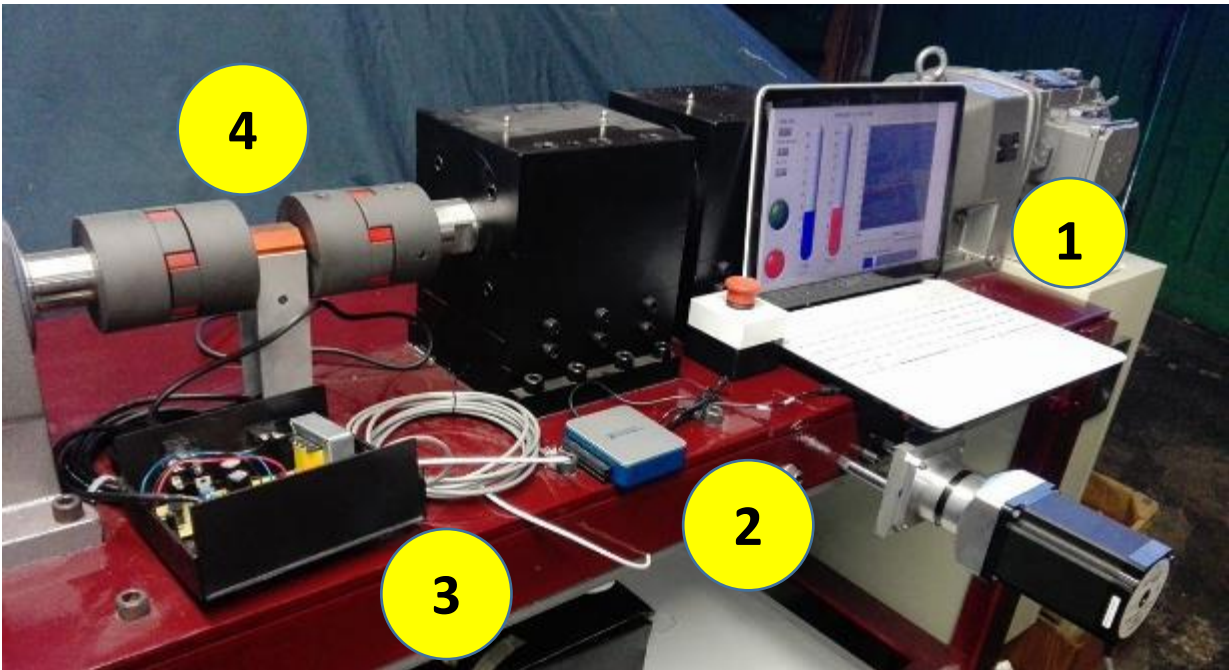


Figura 4.17 Sistema de control y adquisición de datos

En la Figura 4.18 se muestra el sistema de aplicación de carga, que se conforma de; tornillo de bolas (1), celda de carga (2) y resortes (3).

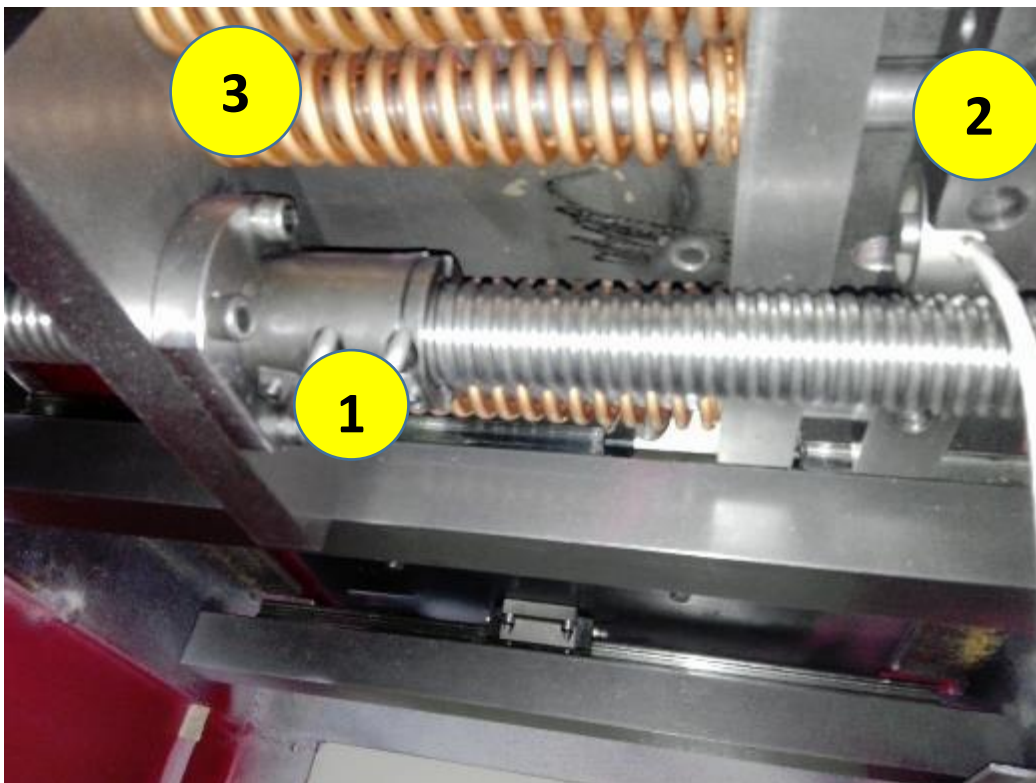


Figura 4.18 Sistema de aplicación de carga

4.5 Manual de operación



Figura 4.19 Vista superior del PCB de la fuente simétrica

Figura 4.19: vista superior del PCB de la fuente bipolar.

Simbología:

1. T-Block de entrada, en la bornera inferior debe ir conectada la derivación central del generador (24V a 1A), y en las dos borneras superiores van las entradas de la onda senoidal.
2. Trimpot para la regulación de la parte positiva de la fuente.
3. Trimpot para la regulación de la parte negativa de la fuente.
4. Salida positiva de la fuente.
5. Tierra de la fuente.
6. Salida negativa de la fuente.

Para regular el voltaje de salida de la fuente (positiva y negativa) se debe girar el tornillo en sentido anti horario para aumentar el voltaje, y anti horario para acercarlo más a 0. Se recomienda que se mantenga a un voltaje dentro los 8 y 11V debido a la alimentación que necesita el torquimetro.

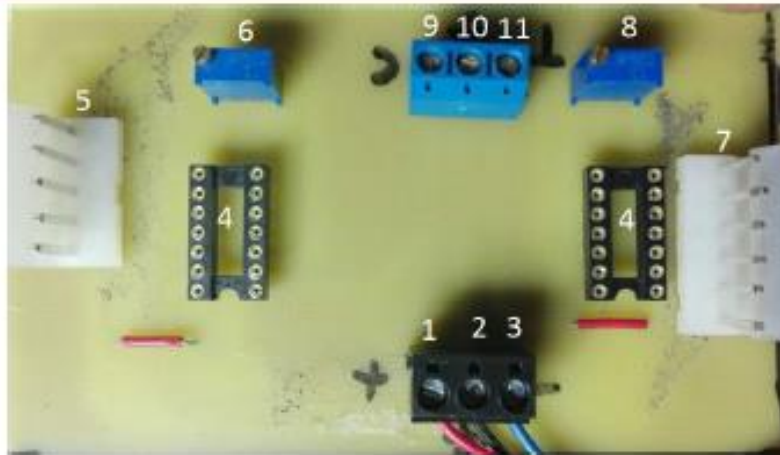


Figura 4.20 Vista superior del PCB del acondicionamiento para la celda de carga y el torquimetro

Simbología:

1. Alimentación positiva. (mantener a menos de 11 V debido a que también alimenta al torquimetro y ese es su voltaje límite de alimentación)
2. Tierra.
3. Alimentación negativa.
4. 4 zócalos para colocar los OPAM'S de instrumentación (colocar en el mismo sentido que el zócalo)
5. Conector MOLEX para la celda de carga.
6. Trimpot para la regulación de la ganancia de la celda de carga.
7. Conector MOLEX para torquimetro.
8. Trimpot para la regulación de la ganancia del torquimetro.
9. Salida del acondicionamiento de la celda de carga.
10. Tierra
11. Salida del acondicionamiento del torquimetro.



Para modificar la ganancia en cada uno de los sensores es necesario girar el tornillo de cada trimpot en anti horario si se desea aumentar la ganancia, y en sentido horario si se desea disminuir.

REFERENCIAS

- [1] Automatización y distribución de energía-Manual de esquemas, Publicación Moeller, Barcelona/2006, Moeller GmbH, Bonn.
- [2] Catalogo de variadores de frecuencia Risoul (2012) . Publicación Risoul, México.
- [3] <http://www.futek.com/product.aspx?t=torque&m=trs300>, ultima vez visitada 29-
Noviembre-2016.
- [4] <http://www.futek.com/product.aspx?t=load&cat=lb>, ultima vez visitada 29-
Noviembre-2016.



CONCLUSIONES

- Mediante la aplicación de metodología de diseño en conjunto con conocimientos y habilidades de ingeniería, se logró llegar a un diseño conceptual del control y automatización de un equipo funcional para simular el contacto rueda-riel.
- El equipo es capaz de reproducir características como presión de contacto y deslizamiento similares a las presentes en campo en el contacto rueda-riel.
- El uso de un software de desarrollo de sistemas permite la integración de un sistema a un entorno gráfico que facilita visualizar, crear y codificar sistemas de ingeniería.
- Se desarrollaron manuales de operación y mantenimiento, que garantizan una operación eficiente y segura, así como asegurar que la máquina esté en perfectas condiciones durante su vida útil.



TRABAJOS FUTUROS

- Realizar pruebas de arranque que permitan validar el diseño, manufactura y control y automatización del equipo.
- Diseñar un sistema de aplicación de lubricantes y contaminantes.
- Generar un sistema de lazo cerrado entre el sensado de la carga y el actuador para asegurar que la carga permanezca constante.
- Diseñar un sistema para hacer pruebas de aislamiento eléctrico.
- Diseñar un sistema para monitorear la velocidad de los discos.



ANEXOS

POWERFLEX 525

- Diseño Modular que ahorra espacio.
- Comunicación Ethernet, RS-485 (Modbus RTU) integradas.
- Puerto USB integrado para configuración, carga/descarga y respaldo de parámetros; usando el Software CCW (Connect Components Workbench, se descarga sin costo desde la página de Allen Bradley).
- E/S incluidas: 7 entradas digitales, 2 entradas analógicas, 1 salida analógica, 2 salidas a relevador y 2 salidas a transistor.
- Freno Dinámico: IGBT interno.
- Seguridad Integrada: Paro seguro Pld/SIL2 Cat 3 (Cumple con ISO13849-1).
- Modos de control: V/Hz, Sensorless Vector y Control Vectorial (para lazo cerrado de velocidad).



APLICACIONES



250 VCA 3 FASES												
HP	Amp	Tamaño	DRIVE		PROTECTOR DE MOTOR		FUSIBLES		PORTAFUSIBLES		REACTOR DE ENTRADA 3% DE IMPEDANCIA	
			Código Risoul	Catálogo	Código Risoul	Catálogo	Código Risoul	Catálogo	Código Risoul	Catálogo	Código Risoul	Catálogo
0.5	2.5	A	PDI116399	25B-82P5N104	PDI35094	140M-C2E-B40	PDI115134	HSJ6	PDI34019	US3J3I	PDI17877	1321-3R4-B
1	5	A	PDI115974	25B-85P0N104	PDI34447	140M-C2E-B63	PDI72202	HSJ10			PDI23938	1321-3R0-B
2	8	A	PDI117035	25B-88P0N104	PDI31742	140M-C2E-C10	PDI67353	HSJ15	PDI34019	US3J3I	PDI16919	1321-3R0-A
3	11	A	PDI115659	25B-8011N104	PDI35095	140M-C2E-C16	PDI67354	HSJ20			PDI31823	1321-3R12-A
5	17.5	B	PDI115660	25B-8017N104	PDI39351	140M-F8E-C25	PDI67356	HSJ30			PDI16918	1321-3R10-A
7.5	24	C	PDI115661	25B-8024N104	PDI37357	140M-F8E-C32	PDI67357	HSJ35	PDI50969	US6J3I	PDI78892	1321-3R25-A
10	32.2	D	PDI116573	25B-8032N104	PDI30045	140M-F8E-C45	PDI106860	HSJ70	PDI45980	6100BJ	PDI83475	1321-3R35-A

480VCA 3 FASES												
HP	Amp	Tamaño	DRIVE		PROTECTOR DE MOTOR		FUSIBLES		PORTAFUSIBLES		REACTOR DE ENTRADA 3% DE IMPEDANCIA	
			Código Risoul	Catálogo	Código Risoul	Catálogo	Código Risoul	Catálogo	Código Risoul	Catálogo	Código Risoul	Catálogo
0.5	1.4	A	PDI116250	25B-D1P4N104	PDI37113	140M-C2E-B25	PDI115133	HSJ3	PDI34019	US3J3I	PDI23434	1321-3R2-B
1	2.3	A	PDI115664	25B-D2P3N104	PDI35094	140M-C2E-B40	PDI115134	HSJ6			PDI37816	1321-3R4-C
2	4	A	PDI116251	25B-D4P0N104	PDI34447	140M-C2E-B63	PDI72202	HSJ10	PDI34019	US3J3I	PDI17877	1321-3R4-B
3	6	A	PDI116214	25B-D6P0N104	PDI31742	140M-C2E-C10	PDI72202	HSJ10			PDI50065	1321-3R0-C
5	10.5	B	PDI115701	25B-D010N104	PDI35095	140M-C2E-C16	PDI67354	HSJ20			PDI23938	1321-3R0-B
7.5	13	C	PDI116199	25B-D013N104	PDI39357	140M-D8E-C20	PDI67354	HSJ20	PDI34019	US6J3I	PDI29459	1321-3R12-B
10	17	C	PDI116200	25B-D017N104	PDI39357	140M-D8E-C20	PDI67355	HSJ25			PDI15359	1321-3R10-B
15	24	D	PDI116201	25B-D024N104	PDI37357	140M-F8E-C32	PDI67357	HSJ35			PDI50969	PDI24033

DIMENSIONES (MM)			
TAMAÑO	ANCHO	ALTO	PROF
A	72	152	172
B	87	180	172
C	109	220	184
D	130	260	212





FUTEK MODEL LLB450
 Drawing Number: FI1056-A
 INCH [mm] R.O.= Rated Output

WIRING CODE (WC)			
+Excitation	-Excitation	+Signal	-Signal
RED	BLACK	GREEN	WHITE
Shield			
Wiring			

MINIATURE LOAD BUTTON W/ THREADED MOUNTING HOLES

SPECIFICATIONS:

RATED OUTPUT	2 mV/V nom.
SAFE OVERLOAD	150% of R.O.
ZERO BALANCE	±3% of R.O.
EXCITATION (VDC OR VAC)	18 MAX
BRIDGE RESISTANCE	700 Ω nom.
NONLINEARITY	±0.5% of R.O.
HYSTERESIS	±0.5% of R.O.
NONREPEATABILITY	±0.1% of R.O.
TEMP. SHIFT ZERO	±0.01% of R.O./°F [0.016% of R.O./°C]
TEMP. SHIFT SPAN	±0.02% of LOAD/°F [0.036% of LOAD/°C]
COMPENSATED TEMP.	50 to 160°F [15 to 72°C]
OPERATING TEMP.	-80 to 200°F [-50 to 93°C]
DEFLECTION	0.0013 [0.03] to 0.0019 [0.05] nom.
MATERIAL	17-4PH S.S.
CABLE	#24 AWG, 4 Conductor, Braided Shield Teflon Cable 10 ft [3m] Long
ACCESSORIES AND RELATED INSTRUMENTS AVAILABLE	
CALIBRATION (STD)	5 pt. COMPRESSION, 100N @ SHUNT CAL VALUE
CALIBRATION TEST EXCITATION	10 VDC

CAPACITIES		
ITEM #	Is	Il
FSH02881	5K	22240
FSH02882	10K	44480

FUTEK
 AETA • ESD • EMI • EMI TECH • POLYCOY • TC

This drawing is available solely for information and includes use of the original drawings. It is not to be changed or modified in any way without the written permission from FUTEK.

10 THOMAS
 IRVINE, CA 92618 USA
 1-800-23-FUTEK (38835)

INTERNET:
<http://www.futek.com>



FUTEK MODEL TRS300

SHAFT TO SHAFT ROTARY TORQUE SENSOR

CE COMPLIANT

Drawing Number: F11025-E

INCH [mm] | R.O.= Rated Output

CONNECTOR CODE
(CABLE PACKAGE WIRING CODE)

-Excitation	+Excitation	Shield	+Signal
PIN '1' (BLACK)	PIN '2' (RED)	PIN '3' (FLOATING)	PIN '4' (GREEN)
-Signal	Shunt Cal		
PIN '5' (WHITE)	PIN '6' (ORANGE)		

Ⓜ=MEASURING SIDE
 * ANTI-ROTATION HOLES, NOT TO BE USED TO SUPPORT LOAD.
 ** FEATHER KEYWAYS PER DIN 6885, KEYWAYS COME PRE-INSTALLED.
 *** MAXIMUM LOAD ALLOWED, NOT FOR MEASUREMENT.

ITEM #	CAPACITY in-lb N-m	Ø Q	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	M	N**	P**	O	MAX. AXIAL FORCE [lb(N)]	MAX. RADIAL FORCE [lb(N)]	WEIGHT [lb(kg)]
FSH01987	89 10																34 [150]	4.5 [20]	
FSH01988	177 20	0,748 [19] g6	4,25 [108]	1,49 [38]	2,28 [58]	1,73 [44]	0,74 [19]	1,18 [30]	0,74 [18]	0,23 [6]	0,86 [22]	2,08 [53]	0,40 [10]	0,236 [6]	0,945 [24]	0,87 [22]	124 [550]	6.8 [30]	1.1 [0.5]
FSH01989	443 50																225 [1000]	11 [50]	
FSH01990	885 100																405 [1800]	56 [250]	
FSH01991	1770 200	1,496 [38] g6	7,16 [182]	2,87 [73]	3,54 [90]	2,24 [57]	1,43 [36,5]	2,36 [60]	1,43 [36,5]	0,19 [5]	1,12 [28,5]	3,56 [90,5]	0,71 [18]	0,394 [10]	1,732 [44]	1,14 [29]	900 [4000]	67 [300]	5.2 [2.35]
FSH01992	4425 500																1350 [6000]	90 [400]	
FSH01993	8851 1000																1350 [6000]	90 [400]	

SPECIFICATIONS:

<p>RATED OUTPUT 2 mV/V nom</p> <p>SAFE OVERLOAD 150% of R.O.</p> <p>ZERO BALANCE ±1% of R.O.</p> <p>EXCITATION (VDC OR VAC) 5 to 11</p> <p>BRIDGE RESISTANCE 350 Ω nom.</p> <p>NONLINEARITY ±0.2% of R.O.</p> <p>HYSTERESIS ±0.1% of R.O.</p> <p>NONREPEATABILITY ±0.2% R.O.</p> <p>TEMP. SHIFT ZERO ±0.01% of R.O. / °F (±0.02% of R.O. / °C)</p> <p>TEMP. SHIFT SPAN ±0.01% of Load / °F (±0.02% of Load / °C)</p> <p>OPERATING TEMP. 14 to 194°F [-10 to +90°C]</p> <p>COMPENSATED TEMP. 41 to 122°F [+5 to +50°C]</p>	<p>ROTATIONAL SPEED 3000 RPM MAX</p> <p>CONNECTOR: 6 pin Binder Series #581 (09-0323-99-06)</p> <p>ACCESSORIES AND RELATED INSTRUMENTS AVAILABLE</p> <p>CALIBRATION (STD) Certificate of Conformance</p> <p>CALIBRATION (AVAILABLE) 5pt CW and CCW</p> <p>SHUNT CAL VALUE (INTERNAL) 87K ohm</p> <p>CALIBRATION TEST EXCITATION 10VDC</p> <p>SHUNT CALIBRATION With sensor fully connected jump Pins 1 & 6 to generate 2 mV/V nom output.</p>
---	---


ADVANCED SENSOR TECHNOLOGY, INC.

This drawing is submitted solely for the information and exclusive use of the original addressee. It is not to be changed in whole or in part, by any firm or individual without written permission from FUTEK.

**10 THOMAS
 IRVINE, CA 92618 USA
 1-800-23-FUTEK (38835)**

INTERNET:
<http://www.futek.com>

AUTOMATIONDIRECT
SureStep™ STEPPING SYSTEMS
STP-DRV-6575 MICROSTEPPING DRIVE



Note: STP-DRV-6575 Drives are suitable for driving 2-phase and 4-phase stepping motors with 4, 6, or 8 leads.

WARNING
 To minimize the risk of potential safety problems, you should follow all applicable local and national codes that regulate the installation and operation of your equipment. These codes vary from area to area. It is your responsibility to determine which codes should be followed, and to verify that the equipment, installation, and operation are in compliance with the latest revision of these codes.

Equipment damage or serious injury to personnel can result from the failure to follow all applicable codes and standards. We do not guarantee the products described in this publication are suitable for your particular application, nor do we assume any responsibility for your product design, installation, or operation.

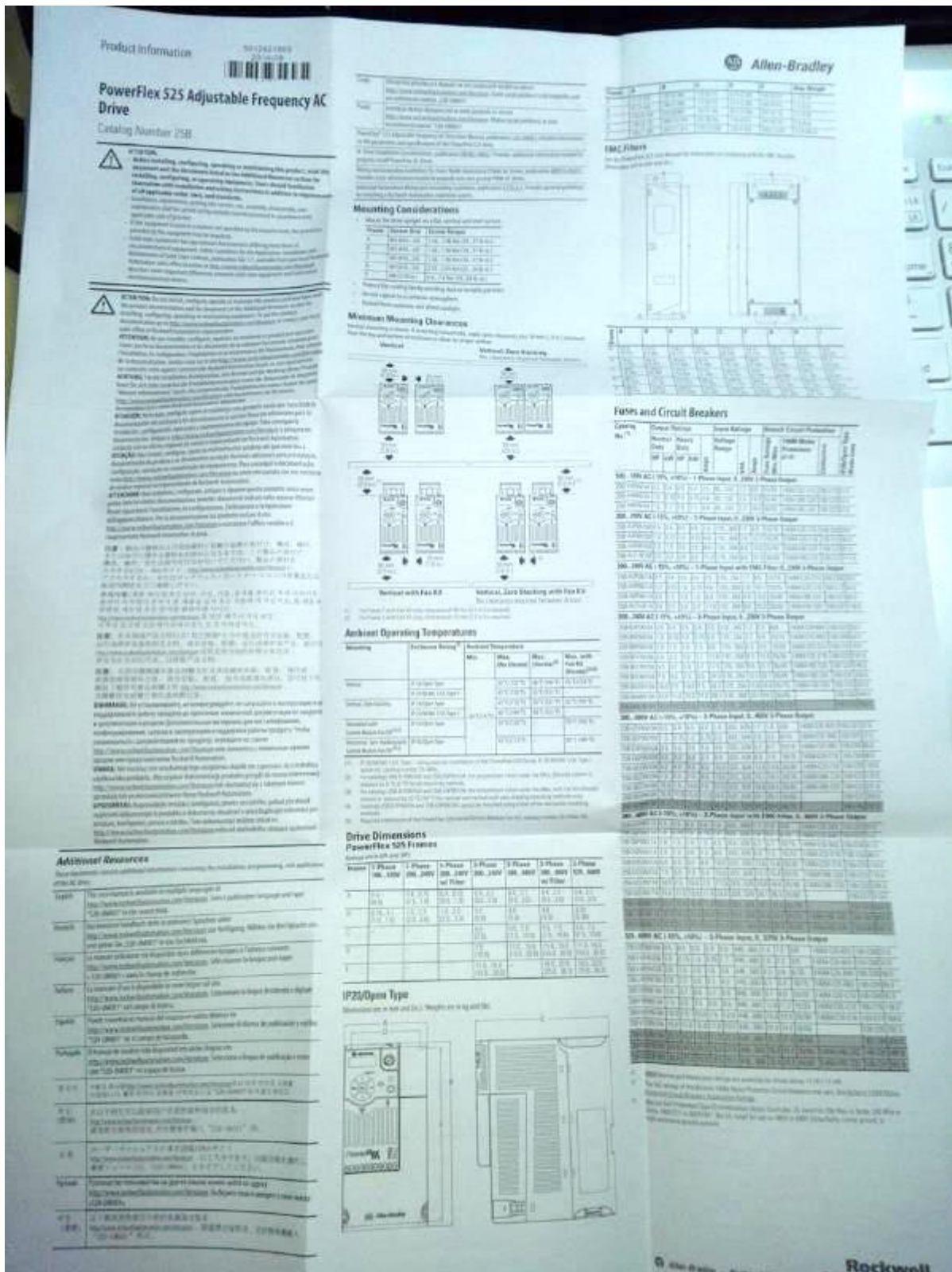
If you have any questions concerning the installation or operation of this equipment, or if you need additional information, please call our technical support at 770-844-4200.

This publication is based on information that was available at the time it was printed. At AutomationDirect.com we constantly strive to improve our products and services, so we reserve the right to make changes to the products and/or publications at any time without notice and without obligation. This publication may also discuss features that may not be available in certain revisions of the product.

SureStep™ Microstepping Drive Specifications	
Part Number	STP-DRV-6575
Input Power	24-65 VDC external power supply required; fuse at 7A fuse
Output Current	1.0-7.5 A (phase peak of sine)
Current Controller	Dual H-bridge digital MOSFET 4-quadrant PWM at 20 kHz
Input Signals	Step 5-24 VDC nominal (range: 4-30 VDC); optically isolated differential. Minimum pulse width = 250ns. Max pulse frequency = 150 kHz or 2MHz (user select) Function = Step or Step CW pulse.
	Direction 5-24 VDC nominal (range: 4-30 VDC); optically isolated differential. Minimum pulse width = 250ns. Max pulse frequency = 150 kHz or 2MHz (user select) Function = Direction or Step CCW pulse.
	Enable 5-24 VDC nominal (range: 4-30 VDC); optically isolated differential. Function = disable motor when closed.
Output Signal	Fault 30 VDC / 80mA max; optically isolated photoemitter sinking or sourcing. Function = closes on drive fault.
Rotary Switch Selectable Function	Select motor based on part number, or by motor code.
Jumper Selectable Functions	Step Pulse Type Step signal = steppulse; Direction signal = direct Step CW & CCW Step signal = CW step; Direction signal = CCW step
	Step Pulse Noise Filter Select 150 kHz or 2MHz
DIP Switch Selectable Functions	Current Reduction Reduce power consumption and heat generation by limiting motor running current to 100%, 80%, or 60% of maximum. Current should be increased to 520% microstepping. (Torque is reduced/increased by the same %.)
	Idle Current Reduction Reduce power consumption and heat generation by limiting motor idle current to 90% or 50% of run current. (Holding torque is reduced by the same %.)
	Load Inertia Anti-resonance and damping features improve motor performance. Set motor and load inertia range to 5-10x.
	Step Resolution For smoother motion and more precise speed, set pulse step resolution to 20000, 12800, 5000, 2000, 1000, 500, 200 smooth, or 200 stepsrev. Automatically rotate the motor back and forth in each direction in order to confirm that the motor is operational.
Drive Cooling Method	Natural convection; mount drive to metal surface
Mounting	Use (2) #6 screws to mount wide or narrow surface
Removable Connectors	Motor & Power Supply: screw terminal blocks Phoenix Contact 177 Signals: screw terminal blocks Phoenix Contact 18C
Weight	10.8 oz (306g) - including mating connectors
Operating Temperature	0-85 °C (32-185 °F) - interior of electronics
Ambient Temperature	0-50 °C (32-122 °F) - (drive must be mounted to suitable heat sink)
Humidity	minimum 90% non-condensing
Agency Approvals	CE (EMC & LVD); RoHS

Data Sheet: STP-DRV3_05, 1st Ed, Rev C - 12/02/2014 Sheet 1 of 2

For a complete user manual, please visit www.automationdirect.com



Installation Instructions 5012621702 2014-06

Allen-Bradley

PowerFlex 525 Incremental Encoder Input

Catalog Number: 25-ENC-1

Control Module Back Cover Incremental Encoder Input Voltage DIP switch

- 1
- 2
- 3 Mount the Incremental Encoder onto the Control Module Back Cover
- 4 Lock the Incremental Encoder onto the Control Module Back Cover

Note: Incremental Encoder Input is for PowerFlex 525 only. You can install both the communication adapter and optional Incremental Encoder input on the same Control Module Back Cover.

Rockwell Automation

Allen-Bradley • Rockwell Software

Publication 520-IN009C-EN-P July 2014