

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL DE FRENO Y
EMBRAGUE PARA EL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO**

JULIÁN CAMILO JARA MORA

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL DE FRENO Y
EMBAGUE PARA EL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO**

JULIÁN CAMILO JARA MORA

**Trabajo de grado para optar por el título de
Ingeniero Mecánico**

DIRECTOR

RICARDO ALFONSO JAIMES ROLÓN

Magister en Ingeniería Mecánica

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

DEDICATORIA

A mi padre, Víctor†, por ser el ángel que ilumina mi camino cada día, por haberme enseñado el valor de la familia y por haber sido un excelente ejemplo en mi vida.

A mi madre, Aracelly Mora, por su apoyo incondicional, sus consejos y sus palabras de aliento en la realización de mi carrera y de mi persona.

A mi hermano, Freddy, por servirme como guía en mi desarrollo como profesional; por su paciencia, su apoyo y su dedicación.

A mi hermana, Andre, por enseñarme tantas cosas de la vida, por su alegría y su apoyo incondicional.

A Edith Díaz, por enseñarme a disfrutar la vida, por su cariño y su interminable paciencia.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Industrial de Santander por permitir espacios de desarrollo, investigación y aprendizaje que me han permitido crecer como persona.

A la escuela de ingeniería mecánica por apuntar a la excelencia académica y guiarme en mi formación como profesional, en especialmente al ingeniero Ricardo Alfonso Jaimes por su respaldo y colaboración en la culminación de la investigación.

A las personas que pusieron su granito de arena en el desarrollo de este trabajo, a don Herny, a don Arnold y a Raúl; quienes aportaron con su conocimiento, su labor y su disponibilidad; siendo guías y colaboradores para llevar a cabo este proyecto.

A mis familiares que siempre fueron un apoyo y motivación incondicional.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	18
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	20
1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	20
1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	20
1.3. OBJETIVOS.....	21
1.3.1. Objetivo general.....	21
1.3.2. Objetivos específicos.....	21
1.4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	22
2. GENERALIDADES DE LOS FRENOS Y EMBRAGUES	25
2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS EMBRAGUES Y FRENOS	26
2.1.1. Embragues de disco.....	27
2.1.2. Embragues cónicos.....	28
2.1.3. Frenos de tambor.....	29
2.1.4. Embragues hidráulicos.....	29
2.1.5. Embragues neumáticos.....	30
2.1.6. Embragues electromagnéticos.....	31
2.2. PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO	32
2.3. TIEMPO NECESARIO PARA ACELERAR LA CARGA.....	34
2.4. ABSORCION DE ENERGÍA: NECESIDADES DE DISIPACIÓN DE CALOR	35
2.5. TIEMPO DE RESPUESTA.....	36
2.6. METODOS DE ANÁLISIS DE UN FRENO Y EMBRAGUE	37
2.6.1 Desgaste constante.....	38
2.6.2 Presión uniforme.....	39
3. ELEMENTOS BÁSICOS DE ELECTROMAGNETISMO.....	40

3.1. EL SOLENOIDE.....	40
3.1.1. Ventajas de los solenoides de corriente continua.....	41
3.1.2. Proceso de diseño de los solenoides.....	42
3.2. FUERZA MAGNÉTICA DEBIDO A LAS CORRIENTES	45
3.3. INDUCCIÓN MAGNÉTICA	46
3.4. ENERGÍA EN EL CAMPO MAGNÉTICO.....	48
3.5. FACTORES QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO DE LOS ELECTROIMANES	48
3.6. CALENTAMIENTO DE LOS ELECTROIMANES.....	49
4. DISEÑO CONCEPTUAL.....	50
4.1. NECESIDADES	50
4.2. PARÁMETROS DE DISEÑO	52
4.3. ALTERNATIVAS DE FRENO-EMBRAGUE	52
4.3.1. Accionamiento manual con tornillo.	54
4.3.2. Accionamiento manual por peso.....	55
4.3.3. Accionamiento electromagnético.	56
4.3.4. Accionamiento hidráulico de zapata interna.....	57
4.3.5. Análisis cualitativo por puntos.....	58
4.4. ADQUISICIÓN DE LAS BOBINAS.....	59
4.5. MATERIAL DE FRICCIÓN.....	62
4.6. INTERFAZ HOMBRE MAQUINA (HMI)	64
4.7. SISTEMA DE LECTURA DE VELOCIDAD Y ÁNGULO	65
4.7.1. Funcionamiento de un encoder rotativo.....	66
4.8. DISEÑO CONCEPTUAL DEFINIDO.....	67
5. DISEÑO A DETALLE E IMPLEMENTACIÓN	69
5.1. DISEÑO DEL MECANISMO DE FRENADO Y EMBRAGADO ELECTROMAGNÉTICO	69
5.1.1. Diseño de los ejes.....	70
5.1.2. Selección de rodamientos.....	74
5.2. FUNCIONAMIENTO	74

5.2.1. Embragado.	76
5.2.2. Frenado.....	76
5.3. ANÁLISIS DE MOVIMIENDO EN SOLIDWORKS	77
5.3.1. Momento de Inercia de los discos.....	79
5.3.2. Procedimiento del análisis de movimiento.	80
5.3.3. Resultados.	83
5.4. ANÁLISIS DE ESFUERZO Y DEFORMACIÓN EN SOLIDWORKS	87
5.4.1. Torque de arranque del motor.	90
5.4.2. Suposiciones en un análisis estático en Solidworks.	91
5.4.3. Procedimiento para el análisis.	91
5.4.4. Análisis de Resultados.....	95
5.5. CARACTERIZACIÓN DE LAS BOBINAS	100
5.5.1. Resultado para la caracterización.....	102
5.5.2. Caracterización en función de la señal PWM.....	104
5.6. DISEÑO DEL CIRCUITO MODULADOR DE FUERZA	107
5.6.1. Señal PWM de Arduino	107
5.5.2. Circuito para la adecuación de la señal PWM.....	109
5.7. DISEÑO DEL SISTEMA DE LECTURA DE VELOCIDAD Y ÁNGULO	112
5.7.1. Discos ranurados.	112
5.7.2. Sensor de ranura.	114
5.7.3. Pruebas de Funcionamiento.	116
5.8. DISEÑO DE LA INTERFAZ HOMBRE-MAQUINA.....	119
5.8.1. Tablero de control.	119
5.8.2. Procesamiento de datos.	120
5.8.3 Interfaz en Matlab.	122
6. ENSAYOS DE LABORATORIO.....	124
6.1. ENSAYO ESTÁTICO	124
6.2. ENSAYO DINÁMICO	125
6.3. INTERCAMBIO ENERGÉTICO	129
7. CONCLUSIONES	131

BIBLIOGRAFÍA.....133
ANEXOS136

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Diseño conceptual banco de freno y embrague.....	23
Figura 2. Esquema de un freno embrague	26
Figura 3. Embrague de disco simple.....	27
Figura 4. Embrague cónico.....	28
Figura 5. Tambor interno y externo.....	29
Figura 6. Embrague hidráulico	30
Figura 7. Activación de un embrague neumático	31
Figura 8. Embrague o freno de placa con accionamiento electromagnético.....	31
Figura 9. Torque de carga	34
Figura 10. Ciclo de embragado y frenado	36
Figura 11. Disco de fricción.....	37
Figura 12. Solenoide.....	41
Figura 13. Toroide de N vueltas.....	46
Figura 14. Curvas de magnetización para materiales ferromagnéticos	47
Figura 15. Diseño conceptual con tornillo	54
Figura 16. Diseño conceptual – accionamiento con peso.....	55
Figura 17. Diseño conceptual con accionamiento electromagnético	56
Figura 18. Diseño conceptual con accionamiento hidráulico	57
Figura 19. Freno-embrague de fricción electromagnético.....	59
Figura 20. Enlace Arduino-Matlab.....	65
Figura 21. Funcionamiento de un encoder.	67
Figura 22. Componentes principales del banco	68
Figura 23. Diseño del mecanismo freno-embrague	70
Figura 24. Factores de Marin.....	71
Figura 25. Posición Neutra.	75

Figura 26. Accionamiento del embrague	76
Figura 27. Accionamiento del freno	77
Figura 28. Contacto entre los discos de fricción.	80
Figura 29. Configuración del motor para el análisis de movimiento en Solidworks.....	81
Figura 30. Configuración fuerza de embragado.....	81
Figura 31. Simulación de la inercia en movimiento para el frenado.....	82
Figura 32. Configuración fuerza de frenado.....	83
Figura 33. Simulación con carga inercial.	83
Figura 34. Tiempo de estabilización del embrague sin carga y una fuerza de accionamiento de 2,45 N	84
Figura 35. Gráfica de estabilización vs fuerza de accionamiento.	86
Figura 36. Torque de arranque de un motor eléctrico.....	90
Figura 37. Asignación de materiales en Solidworks.....	92
Figura 38. Conjunto de contactos sin penetración en Solidworks (Vista explosionada).....	92
Figura 39. Sujeción del disco guía en Solidworks (Vista explosionada)	93
Figura 40. Cargas externas - Toque de arranque en Solidworks.....	93
Figura 41Mallado en Solidworks.	94
Figura 42. Fuerzas resultantes del contacto espigo-agujero	95
Figura 43. Resultado de esfuerzo de Von Mises en Solidworks	97
Figura 44. Desplazamiento resultante.	98
Figura 45. Deformación unitaria equivalente	98
Figura 46. Factor de seguridad en Solidworks.....	99
Figura 47. Esquema de funcionamiento del autotransformador	101
Figura 48. Conexión de puente de diodos como fuente rectificadora	101
Figura 49. Prueba para la caracterización de las bobinas	102
Figura 50. Relación voltaje – fuerza.....	104
Figura 51. Gráfica PWM vs voltaje.....	105
Figura 52. Relación de la fuerza en función de la señal PWM.....	106

Figura 53. Señales PWM.....	108
Figura 54. Funcionamiento de los transistores.	110
Figura 55. Esquema electrónico para amplificación PWM.....	111
Figura 56. Tarjeta moduladora de fuerza.....	112
Figura 57. Disco ranurado.	113
Figura 58. Sensor de ranura.....	114
Figura 59. Esquema de conexión del sensor de ranura.....	114
Figura 60. Tarjeta para la adquisición de pulsos con sensores de ranura	116
Figura 61. Montaje para pruebas de lectura de RPM	117
Figura 62. Comparación de lectura de RPM con Arduino y con tacómetro	118
Figura 63. Panel de control.....	119
Figura 64. Monitor serial Arduino - Tren de datos.....	121
Figura 65. Ventana de monitoreo - MATLAB	123
Figura 66. Ensayo estático.	124
Figura 67. Ensayo dinámico.	126
Figura 68. Graficado del ciclo de embragado y frenado con la interfaz de Matlab	129

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Características de calibres de alambre de cobre – AWG.....	44
Tabla 2. Alcance de los frenos-embragues según su medio de acción	53
Tabla 3. Análisis cualitativo por puntos.....	58
Tabla 4. Criterio para la adquisición de las bobinas.....	61
Tabla 5. Características de materiales de fricción para frenos y embragues.....	63
Tabla 6. Análisis de los ejes.....	72
Tabla 7. Especificaciones de los rodamientos seleccionados	74
Tabla 8. Características de las cargas inerciales.....	79
Tabla 9. Tiempos de estabilización en el análisis de movimiento.....	85
Tabla 10. Resultados mecánicos del análisis dinámico y estático en Solidworks	87
Tabla 11. Configuraciones de carga en el sistema de accionamiento.	89
Tabla 12. Datos experimentales de la fuerza magnética en la bobina de embrague.....	102
Tabla 13. Datos experimentales de la fuerza magnética en la bobina del freno.....	103
Tabla 14. Porcentaje de error en las lecturas de RPM	118
Tabla 15. Significado de los valores del tren de datos.....	121
Tabla 16. Resultado del ensayo estático	124
Tabla 17. Resultados del ensayo dinámico.	127
Tabla 18. Comparativo del torque dinámico con los resultados del análisis de movimiento en Solidworks	128
Tabla 19. Comparativo del torque dinámico hallados experimentalmente.....	128
Tabla 20. Intercambio energético con una fuerza de accionamiento de 6 N	130

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. CATÁLOGO DE FRENOS ELECTROMAGNÉTICOS DE MÚLTIPLES DISCOS	136
ANEXO B. CATÁLOGO DE RODAMIENTOS SKF	137
ANEXO C. RESULTADOS GRÁFICOS DEL ESTUDIO DE MOVIMIENTO	137
ANEXO D. INFORME DE SIMULACIÓN DEL DISCO GUÍA.	142
ANEXO E. INFORME DE SIMULACIÓN DE LOS DISCOS DE FRICCIÓN	153
ANEXO F. DATASHEET TRANSISTOR 2N4055	163
ANEXO G. LECTURA DE VALORES DE RPM CON ARDUINO.....	164
ANEXO H. ESQUEMA ELÉCTRICO-ELECTRÓNICO GENERAL	165
ANEXO I. DIAGRAMA DE FLUJO DEL CÓDIGO EN ARDUINO	166
ANEXO J. FICHA DE CONEXIÓN Y USO DEL BANCO	167
ANEXO K. TALLER DE LABORATORIO.....	169
ANEXO M. PLANOS DE LOS COMPONENTES EN SOLIDOWRKS.....	174

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL DE FRENO Y EMBRAGUE PARA EL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO*

AUTOR: JULIÁN CAMILO JARA MORA**

PALABRAS CLAVE: Frenado, embragado, comportamiento energético, fuerza de fricción, asbesto, electromagnetismo, Arduino, modulación de fuerza, señal PWM, encoder.

DESCRIPCIÓN:

El propósito de éste proyecto fue crear una herramienta de aprendizaje para aportar conjuntamente a la misión académica de la Universidad Industrial de Santander; el prototipo desarrollado fue enfocado a estudiantes que cursen la asignatura de Diseño de Máquinas de la escuela de Ingeniería Mecánica, donde puedan experimentar con los fenómenos energéticos y mecánicos propios del funcionamiento de frenos y embragues.

La metodología que se llevó a cabo, conllevó primeramente a estudiar los factores que incurren en éste tipo de dispositivos, escogiendo de entre varias alternativas de solución, la forma más óptima que pueda cumplir con los objetivos académicos. Se divide el diseño y la adecuación en cada uno de los sistemas, realizando simulaciones con la herramienta de diseño Solidworks, permitiendo tener una visión del comportamiento dinámico y mecánico-resistente de los componentes que lo requirieron, de ésta manera se optimizó el diseño antes de la fabricación. Así mismo, se contextualizó con ensayos físicos individuales de los sistemas más críticos para una visión global del alcance que el prototipo final tendría.

A parte de la implementación física que incluyó el desarrollo del proyecto, se requirió de implementación computacional para monitorear variables propias del funcionamiento de frenos y embragues, a través de programación con el microcontrolador Arduino y el software de aplicación Matlab, de manera que el estudiante pueda interactuar cómodamente con el banco. Para finalmente realizar ensayos y comparaciones de los resultados obtenidos, elaborando material como la plantilla de funcionamiento que sirve como ayuda académica; obteniendo resultados positivos por parte de los estudiantes.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director. Ricardo Alfonso Jaimes.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN EXPERIMENTAL BRAKE AND CLUTCH BANK FOR THE STUDY OF ENERGY BEHAVIOR*

AUTHOR: JULIÁN CAMILO JARA MORA.**

KEY WORDS: Braking, clutching, energy behavior, friction force, asbestos, electromagnetism, Arduino, force modulation, PWM signal, encoder.

DESCRIPTION:

The purpose of this project was to create a learning tool to contribute jointly to the academic mission of the Industrial University of Santander; The developed prototype was focused on students who attend the course of Engineering Design of the School of Mechanical Engineering, where they can experiment with the energy and mechanical phenomena characteristic of the operation of brakes and clutches.

The methodology that was carried out first led to the study of the factors involved in this type of device, choosing from among several solution alternatives, the most optimal way to meet the academic objectives. The design and the adequacy were divided in each of the systems, simulating with the Solidworks design tool, allowing a view of the dynamic and mechanical-resistant behavior of the components that required it, in this way the design was optimized before the making. Also, it was contextualized with individual physical tests of the most critical systems for a global vision of the scope that the final prototype would have.

Aside from the physical implementation that included the development of the project, it was required a computer implementation to monitor the variables of the operation of brakes and clutches, through programming with the Arduino microcontroller and the Matlab application software, so that the student can Interact comfortably with the bank. To finally carry out tests and comparisons of the obtained results, elaborating material like the operating template that serves as academic aid; Obtaining positive results on the part of the students.

* Degree work

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director. Ricardo Alfonso Jaimes.

INTRODUCCIÓN

A medida que ha crecido la industria se han venido desarrollando diversos procesos y nuevas tecnologías, en los cuales es necesario arranques rápidos y paradas bruscas, lo que requiere de aceleraciones y desaceleraciones repentinas en el eje de algún mecanismo.

Comúnmente son usados los motores eléctricos como medio motriz y sabiendo que dependiendo del tipo de proceso, se pueden requerir altas frecuencias de accionamiento; se puede generar efectos no deseados, como la generación de picos de corriente causadas por los frecuentes arranques y por ende un mayor consumo de energía. Al aumentar el consumo de corriente, el devanado del motor eléctrico sufre recalentamientos, lo que a su vez genera la reducción de su vida útil.

Para mitigar éste hecho, se vio en la necesidad de crear dispositivos que permitiera conectar o desconectar la carga en los motores eléctricos sin la necesidad de detenerlos constantemente, un ejemplo de estos dispositivos es el freno-embrague.

Existen varias formas de accionamiento de estos dispositivos como hidráulicos, neumáticos, mecánicos o eléctricos; para éste proyecto se ha decidido usar accionamiento eléctrico mediante bobinas debido a su fácil implementación, su relativa economía y debido a que es más sencillo hacer su control y monitoreo.

Constantemente los frenos-embragues siguen evolucionando a medida que se ve involucrado el deseo de mejorar los procesos y se desarrollan nuevas aplicaciones en las diversas ramas de la industria. Por eso es de importancia que un Ingeniero Mecánico tenga conocimiento sobre el funcionamiento de estos dispositivos, por lo cual se seleccionó el tema como proyecto de grado. Teniendo en cuenta que en la

Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander existen pocos bancos de laboratorios como herramientas de aprendizaje especializados en temas de Diseño de Maquinas; donde se puedan evidenciar los fenómenos de intercambio de energía en el frenado y embragado.

A medida que se desarrolló el proyecto, se explicó resumidamente la teoría de los frenos-embragues, se da a conocer las variables que intervienen en el funcionamiento, y se explica detalladamente las ecuaciones necesarias para poder entender los fenómenos de intercambio de energía en ellos, y así poder parametrizar las variables que irían a gobernar el prototipo.

Seguidamente se describe el diseño adoptado para el prototipo, se explica su funcionamiento y se realiza ensayos individuales para caracterizar el rango de funcionamiento de los componentes. Al haber obtenido el prototipo final, se realizaron ensayos de rendimiento, evidenciando los resultados obtenidos.

Para finalizar se resumen las principales dificultades y enseñanzas que dejó el desarrollo del banco, así como algunas sugerencias para posteriores implementaciones en el caso que se quiera ampliar el alcance del proyecto.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Actualmente en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander existen pocos bancos de laboratorios como herramientas de aprendizaje especializados en temas de Diseño de Maquinas, y el mayor tiempo de éstas asignaturas están enfocadas a horas teóricas; por ello, el estudiante debe buscar empresas externas a la Universidad para llevar a cabo prácticas experimentales de diseño y así poder estudiar el funcionamiento de las máquinas.

1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Con el fin de contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, de atender las necesidades del estudiante, y al observar que hace falta y se hace útil implementar un laboratorio, en donde se puedan evidenciar los fenómenos de intercambio de energía en el frenado y embragado; éste proyecto de grado busca construir un banco didáctico de laboratorio de frenos y embragues axiales de accionamiento electromagnético, en el que se tengan las herramientas necesarias para la formación del estudiante, y de ésta manera pueda entender y mejorar sus competencias cognitivas de una manera didáctica, poniendo a prueba conocimientos teóricos y comparándolos experimentalmente.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo general. Continuar con la misión de la Universidad Industrial de Santander contribuyendo con la formación académica de los estudiantes de Ingeniería Mecánica, mediante el diseño y la construcción de un banco experimental de frenado y embragado, para que el estudiante conozca y comprenda los fenómenos asociados al intercambio energético que ocurre durante el funcionamiento de frenos y embragues axiales operados electromagnéticamente.

1.3.2. Objetivos específicos.

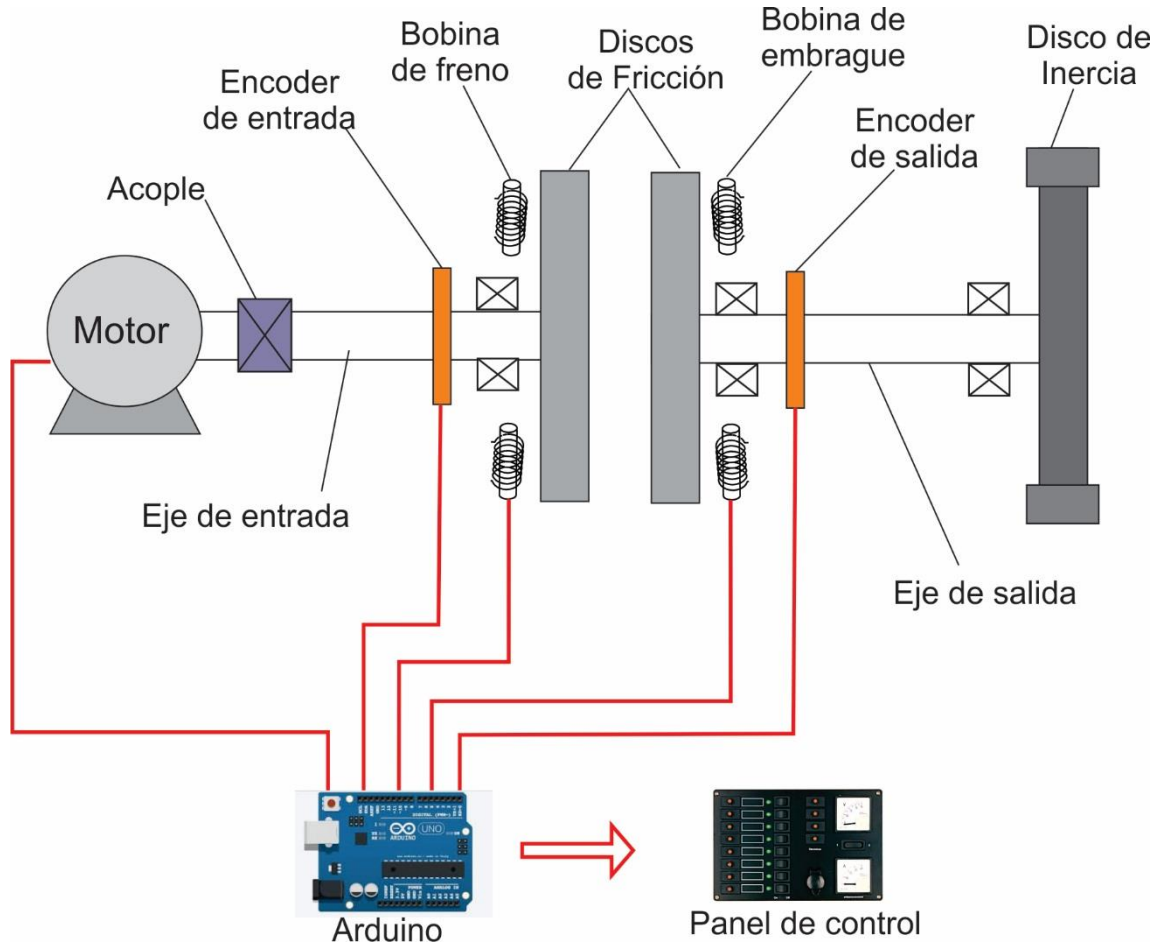
- ✓ Realizar el diseño y la construcción mecánica del banco; con un motor monofásico de 1/3 HP, un sistema de freno-embrague axial de accionamiento electromagnético individual y un juego de 3 masas inerciales que permite simular las diferencias de carga en el momento de acelerar y frenar el mecanismo.
- ✓ Implementar la instrumentación; mediante una plataforma Arduino que permita tener el control y monitoreo del banco, que abarcan dos puntos:
 - El control de la activación o desactivación de las bobinas y de la fuerza de accionamiento ejercida sobre el freno/embrague.
 - El monitoreo del tiempo que tarda el sistema en embragar o frenar mediante el seguimiento de las velocidades del eje de entrada (motor) y el eje de salida.
- ✓ Diseño e implementación de material académico y didáctico, que permita al estudiante conocer sobre el funcionamiento del banco y poder interactuar con él adecuadamente; el cual lo componen los siguientes documentos:
 - Ficha de funcionamiento.

- Manual de Uso.
 - Taller de laboratorio.
- ✓ Redactar un informe que contextualice el desempeño didáctico del uso e implementación del banco, a través de una prueba piloto que permita saber la opinión de algunos estudiantes mediante la realización del taller de laboratorio; y así poder corroborar que el proyecto contribuya al aprendizaje.

1.4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

El fin de este trabajo de grado es fabricar un dispositivo que sirva como herramienta de aprendizaje; se busca que el banco sea de fácil uso, por ello se implementa una interacción por medio de Arduino y un panel de control en el que el operador pueda dar órdenes al mecanismo como encender y apagar el motor o accionar las bobinas del freno/embrague, y también permita visualizar parámetros como la fuerza de accionamiento, el ángulo de frenado, y el tiempo de acelerado o frenado transcurrido. A continuación se muestra un esquema donde se muestra conceptualmente los componentes del banco:

Figura 1. Diseño conceptual banco de freno y embrague.



Para optimizar el uso del equipo en función del aprendizaje del estudiante, las prácticas dinámicas pueden variar dependiendo a la configuración usada, teniendo en cuenta que existe dos variables ajustables en el banco; las **masas inerciales** y la **fuerza de accionamiento** que varía de acuerdo a la regulación de la fuerza máxima que pueden generar las bobina, por medio de señales PWM generadas con Arduino. Las prácticas a realizar son:

- ✓ Práctica 1: Accionando el freno o el embrague sin realizar ninguna variación; es decir, manteniendo la masa inercial y la fuerza de accionamiento fija, para construir la curva de rendimiento energético y compararla con la curva teórica.

- ✓ Practica 2: Teniendo constante la fuerza de accionamiento y variando las masas inerciales; para observar el tiempo de estabilización y el trabajo que conlleva el funcionamiento a distintas cargas de trabajo.

- ✓ Practica 3: Manteniendo una masa inercial fija y variando la Fuerza de accionamiento; para observar el tiempo de estabilización y el trabajo que conlleva el funcionamiento con distinta capacidad de frenado o embragado.

2. GENERALIDADES DE LOS FRENOS Y EMBRAGUES

Los frenos y embragues son ejemplos de elementos de máquinas que utilizan fricción en una forma útil. Un embrague tiene doble funcionalidad: primero, debe proporcionar un incremento gradual en la velocidad de manera que su velocidad del sistema se pueda llevar hasta la velocidad del eje impulsor sin impacto; segundo, para actuar como acople sin deslizamiento o pérdida de velocidad en el eje impulsor, cuando los dos ejes giran a la misma velocidad; por ejemplo en los vehículos con cambio de velocidades mecánico es necesario de un embrague para desconectar el movimiento del motor al movimiento de las ruedas siempre que tengamos que cambiar de velocidad, sin necesidad de detener el motor.²

Contrariamente, un freno se usa para llevar al reposo un sistema en movimiento, para bajar la velocidad o para controlar su velocidad hasta un cierto valor bajo condiciones cambiantes, consiste en convertir la energía mecánica en calor. El diseño de frenos y embragues depende de incertidumbres sobre el valor del coeficiente de fricción.³

En la figura 2 se muestra una representación dinámica simplificada de un embrague o freno de fricción; dos inercias I_1 e I_2 que se mueven respectivamente a velocidades angulares ω_1 y ω_2 respectivamente, en ambos casos de frenado y embragado se buscan igualar estas velocidades, con la diferencia que el freno una velocidad debe ser cero, es decir no tendrá movimiento, y en el embragado se tendrá una velocidad de referencia diferente de cero a la cual se quiere llevar la carga. Entonces, al haber movimiento relativo, en ambos casos se presenta deslizamiento debido a que los

² HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo O; SCHMID Steven R. Elementos de Máquinas. Mc Graw Hill Cap 17

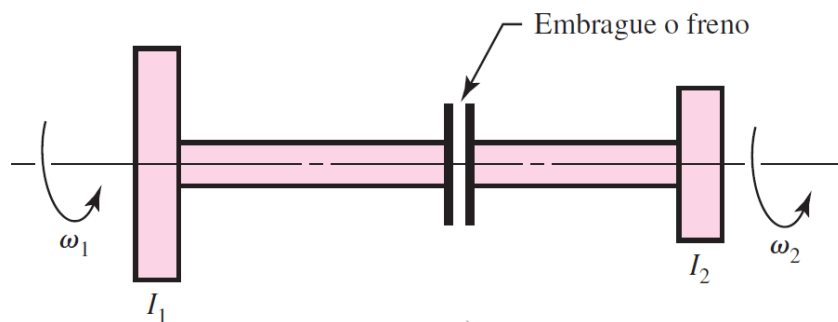
³ HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo O; SCHMID Steven R. Elementos de Máquinas. Cap 22 pag 782

dos elementos giran a velocidades distintas, pero también se produce una disipación de energía, lo que provoca un aumento de temperatura.⁴

Los parámetros que se tienen en cuenta para el desempeño de estos dispositivos son:

- La fuerza de accionamiento.
- El par de torsión que se transmite.
- El intercambio de Energía.
- El aumento de temperatura.

Figura 2. Esquema de un freno embrague



Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley

2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS EMBRAGUES Y FRENOS^{5 6}

Los embragues se usan donde se requiere un acoplamiento o desacoplamiento suave al eje impulsado, sin pérdidas de tiempo y/o interrupción en la transmisión de potencia. Pueden clasificarse según la geometría friccionante o según el tipo de actuador.

⁴ BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J Keith. Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. Cap 16 pag 806

⁵ MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. University of Dayton. Cuarta Edición. Editorial Pearson Educación. Cap 22

⁶ HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo O; SCHMID Steven R. Elementos de Máquinas. Mc Graw Hill. Cap 17

Según geometría friccionante:

- De Disco
- Cónico
- De tambor (externo o interno)

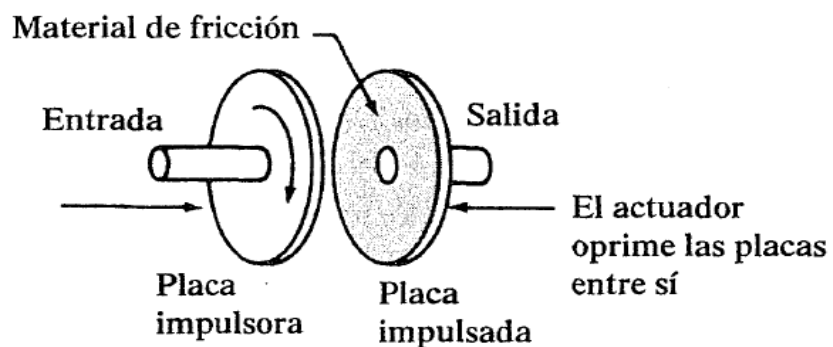
Según tipo de accionamiento:

- Hidráulico
- Neumático
- Magnéticos

2.1.1. Embragues de disco. Conocido también como embrague de plato o axial; pueden ser sencillos, dobles o múltiples, con capacidad de transmitir potencia del eje de entrada al eje de salida, debido a la fuerza de fricción desarrollada por el contacto entre los dos discos que lo conforman.

La fuerza axial puede aplicarse de diferentes maneras, tales como medios mecánicos (levas, resortes, eslabones), presión hidráulica o neumática, o por medios electromecánicos.

Figura 3. Embrague de disco simple



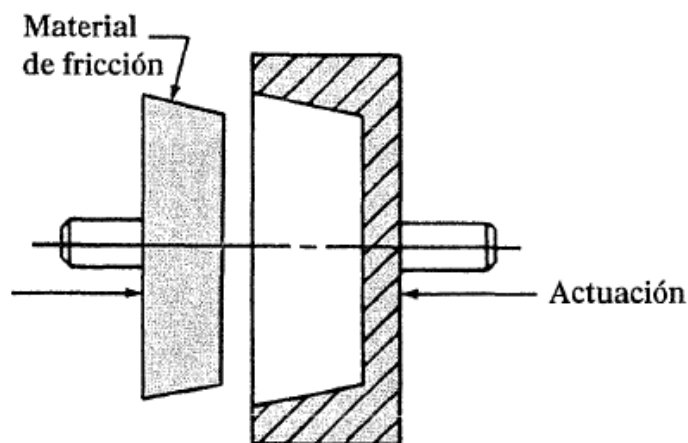
Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas.

Las principales ventajas de los embragues de fricción son que, debido a que se puede tener un deslizamiento relativo entre los discos, se tiene un pequeño choque durante el acoplamiento, lo cual permite utilizarse en aplicaciones a alta velocidad. La desventaja es que debido al deslizamiento se tiene un desgaste, y se desarrolla calor externo.

2.1.2. Embragues cónicos. Este tipo de embragues tiene su mayor uso en aplicaciones de velocidad periférica relativamente baja.

Tienen la ventaja de ser capaces de transmitir un par de torsión mayor que con embragues de disco del mismo diámetro y fuerza impulsora; la razón de esto, es la mayor área de fricción y la acción de cuña que toma lugar. Un problema que se presenta con estos embragues, es la posibilidad que se necesite una fuerza mayor para acoplar el embrague que la que se requiere durante la operación, cuando el receptor y el cono giran a la misma velocidad.

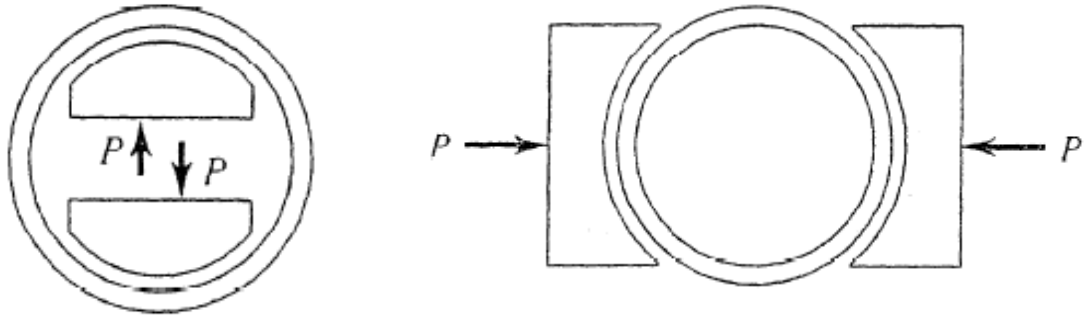
Figura 4. Embrague cónico.



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas.

2.1.3. Frenos de tambor.

Figura 5. Tambor interno y externo.



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas.

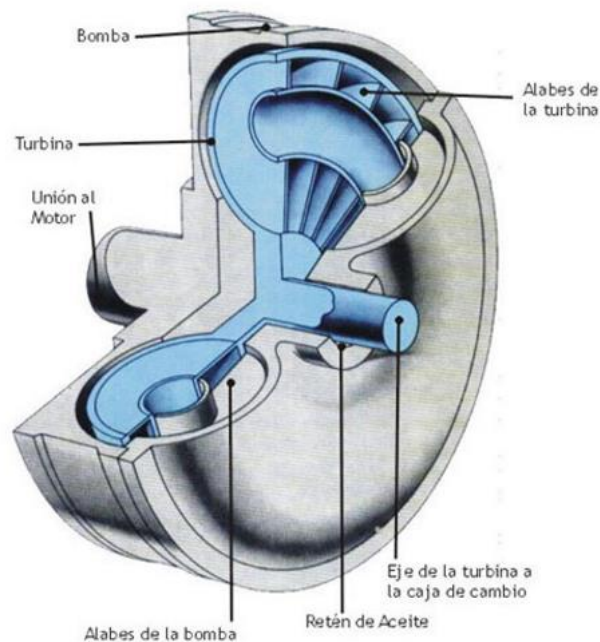
Debido a la configuración de los tambores son usados únicamente para frenado. Se caracterizan porque la fuerza aplicada es perpendicular al eje de giro del eje, su mecanismo se basa en la contracción (tambor externo) o dilatación de zapatas (tambor interno), cuyas áreas de contacto con los tambores están provistas del material friccionante. Los cálculos de éste tipo de frenos depende de la longitud de la zapata (zapata larga o zapata corta).

2.1.4. Embragues hidráulicos. Este tipo de embrague es muy usado en los malacates; donde la superficie de rozamiento del embrague es la superficie interior del tambor y la superficie del freno es la externa. El cubo del embrague está acoplada por estrías a la flecha del tambor. La palanca del embrague está situada en el cilindro y el extremo de la palanca del embrague descansa en el espacio entre las bandas del freno primaria y secundaria. Las conexiones entre el cilindro, la flecha del tambor y varilla de empuje del embrague se apoya en el casquillo de la banda primaria.

Cuando se oprime, la presión hidráulica del cilindro del embrague, la tensión de contracción propia de ambas bandas del embrague las mueve alejándolas de las

superficies de rozamiento del tambor, hasta que quedan en reposo contra las levas de ajuste. Cuando el motor está funcionando, el eje del tambor, cubo del embrague y banda giran en el sentido de las manecillas del reloj, pero el tambor del malacate se mantiene estacionario por la banda del freno.

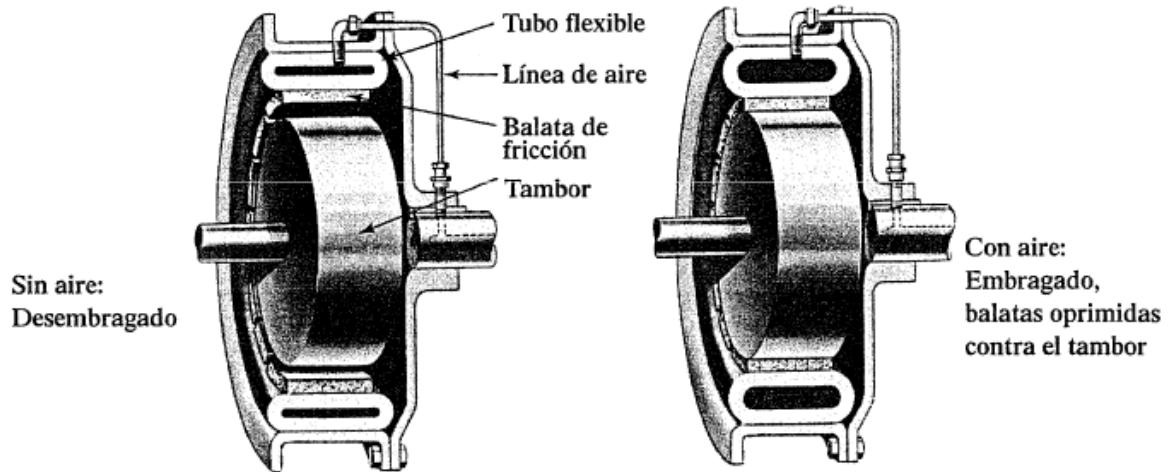
Figura 6. Embrague hidráulico



Fuente: TransPart. Especialistas en Partes O.E.M. Cajas Automáticas y Dirección hidráulica

2.1.5. Embragues neumáticos. El miembro que mueve el embrague es un tubo ovalado reforzado de hule pegado a la superficie interior o exterior del miembro propulsor o propulsado. Cuando se agota la presión del tubo de aire, la energía inherente del hule al tubo a su posición original. En consecuencia, los forros de la zapata del embrague se retiran de la superficie del tambor y no se transmite potencia al tambor del embrague. Para acoplar el embrague, el operario oprime la válvula de aire de pie del embrague y el aire sale de ella por una tubería a la conexión giratoria unida a la flecha propulsora del embrague.

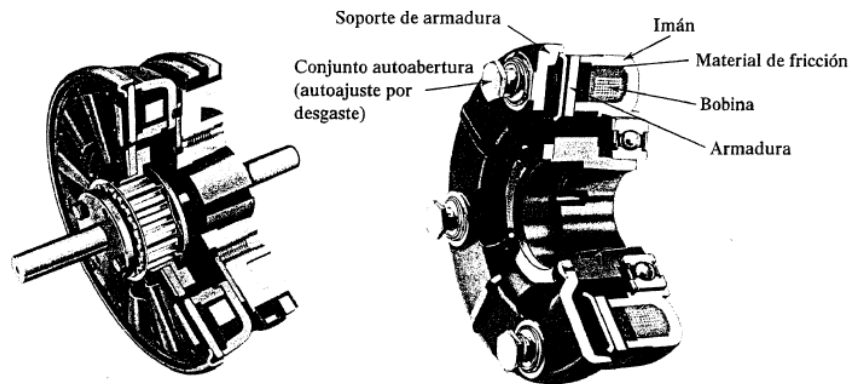
Figura 7. Activación de un embrague neumático



Fuente: MOTT, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*

2.1.6. Embragues electromagnéticos. Se aplica una corriente eléctrica a una bobina, formando un flujo electromagnético. La fuerza magnética atrae entonces una armadura fija a la máquina que se debe controlar. La armadura es, en general, del tipo de placa.

Figura 8. Embrague o freno de placa con accionamiento electromagnético



Fuente: MOTT, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*

2.2. PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO

Los principios de inercia de la física indican que siempre que se cambia la dirección del movimiento de un cuerpo, debe haber una fuerza que se ejerza sobre él. Si éste gira, se debe aplicar un par torsional al sistema, para acelerarlo o desacelerarlo. Cuando hay un cambio de velocidad, se acompaña de un cambio de energía cinética o desacelerarlo. Cuando hay un cambio de velocidad se acompaña de un cambio de energía cinética del sistema. Entonces, el control de movimiento, implica el control de la energía, ya sea agregándola para acelerar el sistema o absorbiéndola para desacelerarlo.⁷

Los parámetros que intervienen en la capacidad de embragues y frenos son:

- El par torsional necesario para acelerar o desacelerar el sistema
- El tiempo necesario para efectuar el cambio de velocidad
- La frecuencia de accionamiento: número de ciclos de arranque y paro por unidad de tiempo
- La inercia de las piezas en rotación o traslación
- El ambiente del sistema: temperatura y efectos de enfriamiento, entre otros.
- La capacidad de disipación de energía del embrague o el freno.
- El tamaño y la configuración física
- El medio de accionamiento
- La duración y la confiabilidad del sistema
- El costo y la disponibilidad

⁷ MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta Edición; Editorial Pearson Educación; Cap 22, Pag 840

La capacidad torsional requerida se expresa como:

$$T = \frac{C P K}{n} \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde: C= Factor de conversión para las unidades

K= Factor de servicio basado en la aplicación.

A continuación se presenta una convención para la determinación del factor K:

- Para frenos bajo condiciones promedio, usar K=1,0
- Para embragues en servicio ligero, donde el eje de salida toma su carga normal sólo después de que está en su velocidad, usar k= 1,5
- Para embragues en servicio pesado, donde se deben acelerar grandes cargas conectadas, usar k=3
- Para embragues con cargas variables. Para un motor industrial típico K=2,75
- Para un motor con alto par torsional de arranque K=4,0
- Par sistemas impulsados por motores a gasolina, diésel u otras máquinas impulsoras. K=5,0

Para el caso de los bajos requerimientos que tiene el banco de freno-embrague se toma un factor de servicio K= 1,0.

Para determinar el par torsional se debe tener en cuenta que es inversamente proporcional a la velocidad de giro, por lo que es recomendable ubicar el freno-embrague en el eje de mayor velocidad, así el tamaño, costo y tiempo de respuesta será menor; pero la desventaja es que la acción de frenado o embragado tendrá un deslizamiento mayor, lo que producirá a su vez mayor calor de fricción.

2.3. TIEMPO NECESARIO PARA ACELERAR LA CARGA

La ecuación general del torque en función de la aceleración angular necesaria para poder hacer el análisis dinámico es:

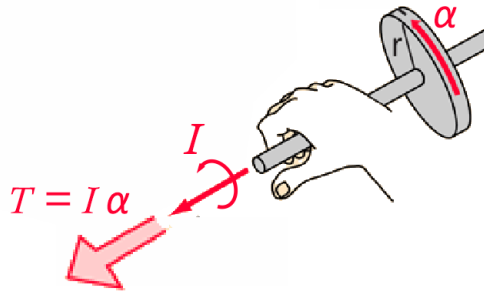
$$T_k = I\alpha \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde:

I es el momento de inercia de la masa de los componentes a acelerar.

α es la aceleración angular, es decir la tasa de cambio de la velocidad angular respecto del tiempo. ($\Delta n/ t$)

Figura 9. Torque de carga



Fuente: adaptado de <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/rotrv.html>

Para nuestro propósito es más cómodo expresar el momento de inercia en función del radio de giro k .

$$k = \sqrt{I/m}$$

Donde m es la masa (peso sobre la gravedad, W/g).

Despejando la Inercia, quedará de la siguiente manera:

$$I = mk^2 = \frac{Wk^2}{g} \quad (\text{Ec. 3})$$

Remplazando la inercia en la ecuación 2, se obtiene el torque cinemático en función del tiempo necesario para acelerar o desacelerar la carga y sus propiedades inerciales.

$$T_k = \frac{Wk^2(\Delta n)}{g t} \quad (\text{Ec. 4})$$

2.4. ABSORCION DE ENERGÍA: NECESIDADES DE DISIPACIÓN DE CALOR

Cuando se usa un freno para detener un objeto giratorio, o se usa un embrague para acelerarlo, se debe transmitir la energía a través de superficies de fricción, cuando se deslizan entre sí. Naturalmente, el calor se disipa de la unidad, y para determinado conjunto de condiciones de operación se alcanza una temperatura de equilibrio. Esta temperatura debe ser suficientemente baja como para asegurar que sea larga la vida de los elementos de fricción y las otras piezas.⁸

La energía por absorber o disipar, por ciclo, es igual al cambio de energía cinética de los componentes que se aceleran o se detienen y la llamaremos energía cinética de rotación:

$$E = \Delta KE = \frac{1}{2} I w^2 = \frac{1}{2} m k^2 w^2 = \frac{W k^2 w^2}{2g}$$

Para unidades SI, ésta expresión se reduce a:

$$E = \frac{1}{2} m k^2 \Delta w^2 \quad [N.m] \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde m es la masa en kilogramos (kg), k es el radio de giro en metros (m) y w es la velocidad angular en radianes por segundo (rad/seg).

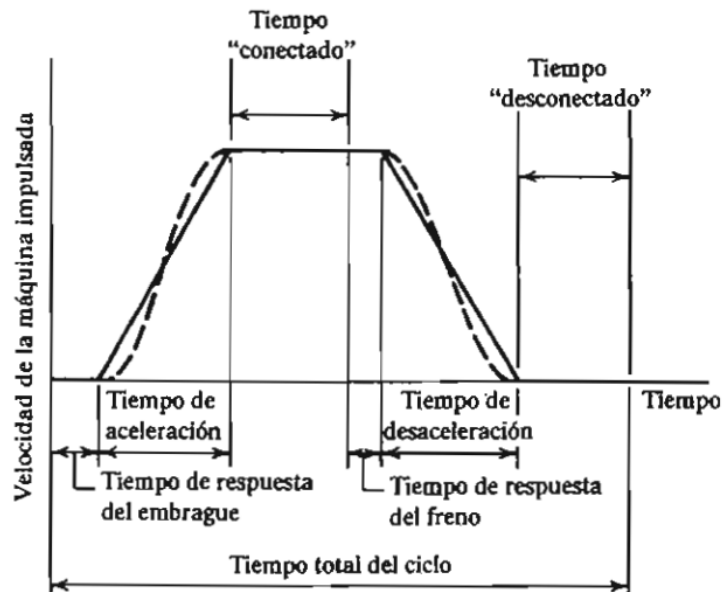
⁸ MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta Edición; Editorial Pearson Educación; Cap 22, Pag 847

2.5. TIEMPO DE RESPUESTA

El tiempo de respuesta mide el tiempo de retardo del sistema para poder iniciar con la tarea de frenado o embragado después de iniciada la acción por aplicación de una corriente eléctrica, presión de aire o cualquier otro mecanismo. El tiempo real de respuesta cambia debido a variaciones en la carga, el ambiente y u otras condiciones de operación.

En aplicaciones comerciales los tiempos de respuesta varían desde pocos milisegundos, para aparatos pequeños; hasta unos pocos segundos para máquinas más grandes.

Figura 10. Ciclo de embragado y frenado



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas

En la figura 10 se muestra un ciclo completo que usa un módulo de embragado y frenado, donde la línea continua es ideal y la línea discontinua curva muestra la forma real del movimiento del sistema.

2.6. METODOS DE ANÁLISIS DE UN FRENO Y EMBRAGUE

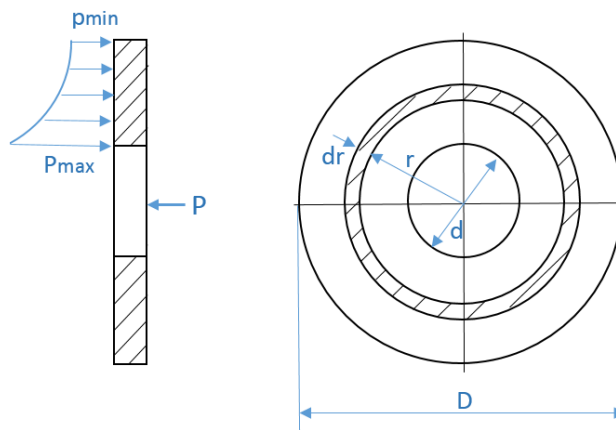
En los frenos y embragues de disco por lo general sus superficies de rozamiento tiene forma anular, para determinar su capacidad en términos de material y dimensiones se puede calcular con base en dos hipótesis:

- Que la presión sea uniformemente distribuida
- Que el desgaste sea constante

La figura 11 se muestra un disco con diámetro exterior D y diámetro interior d . Para determinar la fuerza axial F necesaria para poder producir un cierto par T y una presión p . Si los discos son rígidos, entonces, al principio el desgaste mayor aparecerá en las áreas externas, puesto que el trabajo de rozamiento es mayor en ellas, y después de que el desgaste ha avanzado, la distribución de presión cambiara hasta permitir un desgaste uniforme.

Otro método de construcción emplea muelles para obtener una cierta presión sobre el área; para lo cual se supone que la presión es constante.

Figura 11. Disco de fricción



2.6.1 Desgaste constante. Una vez que ha tenido lugar el desgaste inicial y la superficie es uniforme, la mayor presión aparecerá en $r=d/2$ para que el desgaste sea uniforme. Llamando P_{max} a la presión máxima. Entonces:

$$P r = P_{max} \frac{d}{2} \quad \text{ó} \quad P = P_{max} \frac{d}{2 r} \quad (\text{Ec. 6})$$

Condición en la que se obtiene el mismo trabajo con un radio r que con un radio $d/2$. Consideremos un elemento de radio r y espesor dr , el elemento de área es $dA=2\pi r dr$ de modo que la fuerza normal que actúa sobre ese elemento es $dF=P dA$. es decir:

$$dF = 2\pi P r dr$$

Y se puede encontrar la fuerza normal haciendo variar a r entre $d/2$ y $D/2$ e integrando así:

$$F = \int_{d/2}^{D/2} 2\pi P r dr = \pi P_{max} d \int_{d/2}^{D/2} dr$$

$$F = \frac{\pi P_{max} d}{2} (D - d) \quad (\text{Ec. 7})$$

El par se encuentra integrando el producto de la fuerza de rozamiento por el radio.

$$T_s = \int_{d/2}^{D/2} 2\pi \mu P r^2 dr = \pi \mu P_{max} d \int_{d/2}^{D/2} r dr = \frac{\pi \mu P_{max} d}{8} (D^2 - d^2)$$

Sustituyendo el valor de F, podemos obtener la siguiente expresión para el par de torsión estático.

$$T_s = \frac{\mu F}{4} (D + d) \quad (\text{Ec. 8})$$

2.6.2 Presión uniforme. En este método se supone una presión uniforme sobre toda la superficie del disco, la fuerza de acción F es sencillamente el producto de la presión por el área, de la siguiente manera:

$$F = \frac{\pi P_{\max}}{4} (D^2 - d^2) \quad (\text{Ec. 9})$$

El par se encuentra integrando el producto de la fuerza de rozamiento por el radio.

$$T_s = 2\pi \mu P \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} r^2 dr = \frac{\pi \mu P}{12} (D^3 - d^3)$$

Y como $P=P_{\max}$ entonces se despeja de las ecuaciones anteriores y resulta la siguiente expresión:

$$T_s = \frac{\mu F}{3} \left[\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right] \quad (\text{Ec. 10})$$

3. ELEMENTOS BÁSICOS DE ELECTROMAGNETISMO

Uno de los efectos más familiares de la corriente es la capacidad de producir fuerza debido al movimiento de los electrones a la que se le llama magnetismo. Esta fuerza es la que se usa para la fabricación diversos componentes usados en las distintas industrias, por ejemplo: motores, generadores, instrumentos eléctricos de medición, equipos de comunicación y para lo que es de interés en éste proyecto, una gran variedad de mecanismos eléctricos de control como bobinas electromagnéticas.⁹

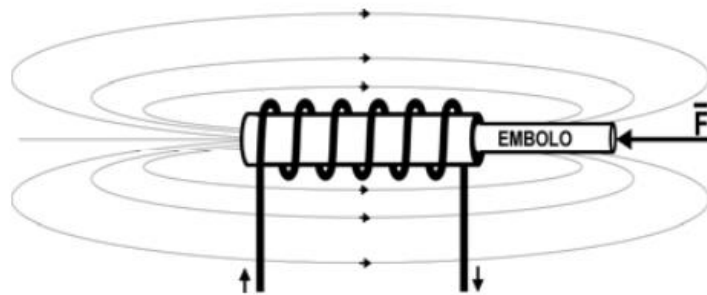
3.1. EL SOLENOIDE

Los solenoides son electroimanes formados por un conductor eléctrico enrollado en forma helicoidal, que al ser energizado, conduce una corriente eléctrica (corriente inducida) la cual produce un campo magnético. Si dentro de este campo magnético se pone un embolo de hierro dulce o acero, aparecerá sobre él una fuerza que tratará de atraerlo hacia el solenoide como indica la figura 12. La fuerza de atracción será proporcional a la corriente que circula por las espiras, es decir, a mayor corriente mayor será la fuerza.¹⁰

⁹ LOPER, Orla E; AHR, Arthur F. Introducción a la Electricidad y la Electrónica; Manual de Investigación. Primera Edición; Editorial Diana Mexico; Cap 6.

¹⁰ LOPER, Orla E; AHR, Arthur F. Introducción a la Electricidad y la Electrónica; Manual de Investigación. Primera Edición; Editorial Diana Mexico; Cap 6.

Figura 12. Solenoide



Fuente: Controlargentina.com

3.1.1. Ventajas de los solenoides de corriente continua. La selección del solenoide correcto en corriente continua es en líneas generales similar a la de corriente alterna. Sin embargo, en corriente continua, los solenoides están diseñados a un amperaje constante en la bobina, independientemente de su carrera. Esto permite que, utilizando el solenoide en servicio continuo, la bobina nunca se quemará si por cualquier causa el núcleo móvil no se cierra, se trava o es retirado del solenoide. Por otro lado, no existe vibración originada por la frecuencia como ocurre en los solenoides de corriente alterna.

A diferencia de los solenoides de corriente alterna, los de corriente continua no requieren de núcleos cuidadosamente laminados, por ello se pueden incorporar fácilmente partes con estructuras sólidas de hierro y/o acero.

Resaltando a manera de ejemplo las limitaciones de voltio-amperio que tendrá un solenoide A.C; si se exigiera 100 V y 60 Hz, para producir un trabajo de 50 lb-pulg, éste solenoide consumirá 75 amperios para el arranque.

En su lugar si se desea construir un solenoide de corriente directa, no habrá limitaciones de Voltio-amperio; para producir un trabajo de 50 Lb-pulg con una tensión de 100 V, al ser diseñados a un amperaje constante, el valor de la entrada

de corriente puede ser cualquiera; teniendo en cuenta que la corriente será dispuesta por el apropiado ajuste de vueltas y la longitud de la bobina.

Además de las ventajas propuestas anteriormente y debido a que es más fácil y económico operar con una fuente de corriente continua, se llegó a la conclusión de que resulta más confiable y fácil implementar solenoides de corriente continua para poder accionar el sistema freno-embrague, por lo cual se decidió usarlos en el proyecto de grado.

3.1.2. Proceso de diseño de los solenoides. Cuando se diseñan solenoides se tiene en cuenta primero que todo el tamaño del carretel y las características del alambre a usar; mediante la siguiente fórmula se calcula el número de esperas ¹¹

$$N = \frac{4 * A * Fa}{\pi De^2} \quad (Ec. 11)$$

Donde N: Número de espiras
 A: Area transversal útil del carrete del solenoide
 Fa: Factor de acomodo para el calibre del alambre de cobre, tabla 1.
 De: Diámetro del alambre de cobre con recubrimiento, tabla 1.

Teniendo el número de espiras, se calcula la longitud total del alambre de cobre requerido mediante la fórmula. ¹²

$$L = 2 \pi r_{med} . N \quad (Ec. 12)$$

¹¹ HAYT, William H; BUCK, John A. Teoría electromagnética. Séptima Edición. Editorial Mc Graw Hill, 2001.

¹² HAYT, William H; BUCK, John A. Teoría electromagnética. Séptima Edición. Editorial Mc Graw Hill, 2001.

Donde L : longitud total del alambre de cobre.
 r_{med} : Radio medio del carrete del solenoide.

Teniendo L se calcula la resistencia eléctrica total del alambre:

$$R = \frac{L * \Omega_{med}}{1000} \quad (Ec. 13)$$

Donde R : Resistencia total del alambre.
 Ω_{med} : Resistencia eléctrica por cada 1000 pies de longitud para cada calibre de alambre según la, tabla 1.

Se calcula la máxima corriente eléctrica que permite cada tamaño con base en una densidad de 4 amp/mm²

$$I = 3\pi * di^2 \quad (Ec. 14)$$

Donde I : corriente en amperios
 Di : diámetro de alambre sin recubrimiento en mm

Finalmente se puede calcular la caída de voltaje a través del solenoide a partir de la siguiente formula:

$$V = R * I \quad (Ec. 15)$$

Donde V es el voltaje, I es la corriente y R es la resistencia.

Tabla 1. Características de calibres de alambre de cobre – AWG.

AWG	Diámetro			Área nominal (mm ²)	Resistencia eléctrica del cobre (Ω/1000 ft)	Factor de acomodo
	Sin recubrimiento		Con recubrimiento			
	(in)	(mm)	(in)			
20	0,0320	0,8128	0,0341	0,518	10,15	0,92
21	0,0285	0,7229	0,0306	0,410	12,80	0,92
22	0,0253	0,6438	0,0275	0,326	16,14	0,92
23	0,0226	0,5733	0,0244	0,258	20,36	0,92
24	0,0215	0,5106	0,0119	0,205	25,67	0,92
25	0,0179	0,4547	0,0197	0,162	32,37	0,91
26	0,0159	0,4049	0,0175	0,129	40,81	0,91
27	0,0142	0,3606	0,0157	0,102	51,47	0,91
28	0,0126	0,3211	0,0141	0,081	64,90	0,91
29	0,0113	0,2859	0,0126	0,0642	81,83	0,91
30	0,0100	0,2546	0,0113	0,0509	103,2	0,90
31	0,0089	0,2268	0,0100	0,0404	130,1	0,89
32	0,0080	0,2019	0,0091	0,0320	164,1	0,88
33	0,0071	0,1798	0,0080	0,0254	206,9	0,88
34	0,0063	0,1601	0,0072	0,0201	260,9	0,87
35	0,0056	0,1426	0,0064	0,0160	331,0	0,86
36	0,0050	0,1270	0,0058	0,0127	414,8	0,85
37	0,0045	0,1131	0,0054	0,0100	512,1	0,85
38	0,0040	0,1007	0,0047	0,00797	648,6	0,85
39	0,0035	0,08969	0,0041	0,00632	847,8	0,85
40	0,0031	0,07987	0,0037	0,00501	1080,0	0,85

3.2. FUERZA MAGNÉTICA DEBIDO A LAS CORRIENTES

Se puede demostrar que la fuerza que genera el campo magnético debido al flujo de corriente producida por una espira circular del solenoide en el centro de su diámetro se establece mediante la relación de Gauss: ¹³

$$B = \frac{2\pi I}{10R} \quad (\text{Ec. 16})$$

Donde: *I* es la corriente que circula por el alambre, en amperios.
R es el radio de la espira, en cm.

Entonces si hay varias vueltas de alambre, devanadas una tan cerca de la otra que actúen como un solo alambre; La fuerza del campo se multiplica por el número de vueltas del alambre (N), obteniendo la fuerza total del solenoide:

$$B = \frac{2\pi I N}{10R} \quad (\text{Ec. 17})$$

La anterior ecuación es válida siempre y cuando el medio de la bobina sea aire.

Para hallar la fuerza de campo, o densidad de flujo, en un punto situado dentro de un largo solenoide de muchas vueltas en forma de rosquilla llamado toroide (figura 13), existe otra fórmula que es más exacta, que resume el efecto total de todas las vueltas separadas del filamento: ¹⁴

¹³ GREEN, Wood; DOUGLAS C, David, Manual of Electromechanical Derive, component Types Characteristics and Desing Applications. Mc Graw Hill, Book Company inc. New York, 1965.

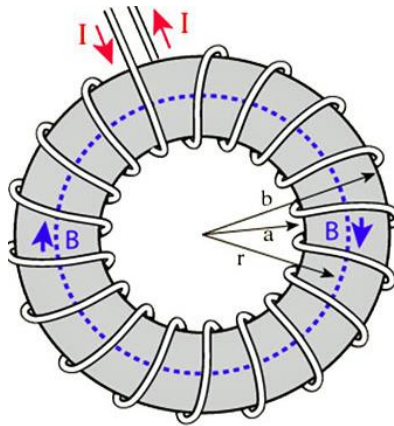
¹⁴ LOPER, Orla E; AHR, Arthur F. Introducción a la Electricidad y la Electrónica; Manual de Investigación. Primera Edición; Editorial Diana México.

$$B = \frac{4\pi I N}{10 L} = \frac{1,257 I \cdot N}{L} \quad (\text{Ec. 18})$$

Donde $I \times N$ equivale a los amperes por vuelta

L es la longitud en cm, de las líneas magnéticas dentro de la bobina.

Figura 13. Toroide de N vueltas.



Fuente: www.xochipilli.wordpress.com

3.3. INDUCCIÓN MAGNÉTICA

Para poder aumentar el campo magnético del solenoide, el material con el que interactúe debe ser magnético. En él nacen polos que ejercen fuerzas atractivas o repulsivas, experimentalmente se demostró que la inducción se intensifica μ veces, por lo tanto la fuerza magnética en el núcleo de la bobina será:

$$B = 1,257 \mu \frac{I N}{L} = \mu \mu_0 \frac{I N}{L} \quad (\text{Ec. 19})$$

Donde μ es la permeabilidad relativa del material magnético

μ_0 es la permeabilidad absoluta del vacío

La permeabilidad relativa del material no es un valor fijo, pues depende del estado magnético de este y de la intensidad de imantación. Esto hace imposible que la bobina pueda ser calculada directamente según la ecuación anterior.

Se debe determinar la variación de μ ; para este cálculo se parte de la determinación de la intensidad de campo (H).

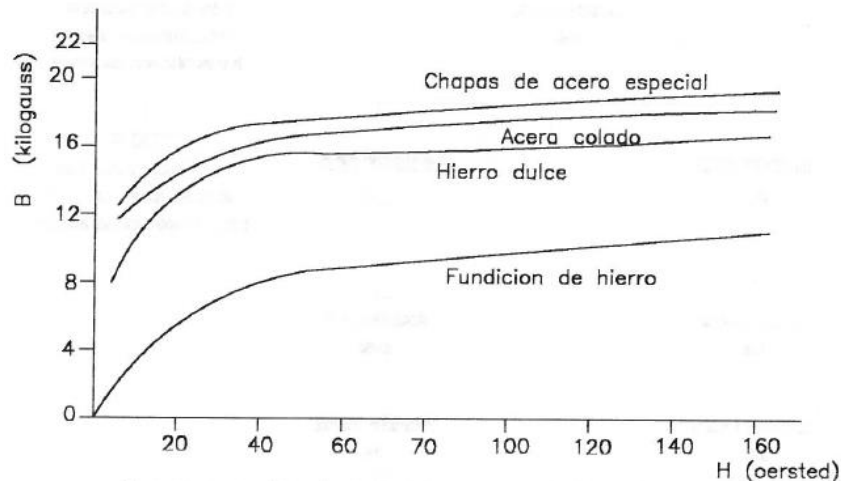
$$H = \frac{I N}{L} \text{ (Amp} - \text{vuelta/cm)} \quad (\text{Ec. 20})$$

Entonces podemos definir la inducción magnética en función de la intensidad del campo:

$$B = \mu \mu_0 H \quad (\text{Ec. 21})$$

Como μ_0 es un valor fijo y μ es una variable de cada material, se pueden obtener las curvas de magnetización de cada material, graficando B en función de H:

Figura 14. Curvas de magnetización para materiales ferromagnéticos



Fuente: Christian J; SCRIMAGLIA, Carlos A. Diseño y construcción de un freno – embrague electromagnético. Universidad Industrial de Santander, 1992.

3.4. ENERGÍA EN EL CAMPO MAGNÉTICO

Como se nombró en las secciones 3.2 y 3.3, el fenómeno electromagnético genera fuerzas de atracción que mueve el material magnético; para generar un campo magnético se necesita cierta cantidad de trabajo, el cual queda almacenado como energía potencial, teniendo la posibilidad de transformarse en trabajo mecánico, en calor, o debilitándose hasta desaparecer. Entonces, al excitar una bobina, la corriente suministra el trabajo necesario para crear el campo magnético, una parte se convierte en trabajo mecánico haciendo la función de atraer el material magnético, pero otra parte de la corriente pasa a transformarse en calor (Efecto Joule).¹⁵

3.5. FACTORES QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO DE LOS ELECTROIMANES

Se debe tener en cuenta los siguientes factores que pueden afectar el funcionamiento de la bobina:

- Cualquier autoinductancia conectada en serie con la bobina.
- La inercia de las partes móviles.
- El material de las partes móviles.
- La magnitud de la fuerza mecánica del electroimán.
- Cualquier rozamiento a lo largo de la carrera.
- La producción de corrientes parásitas o secundarias inducidas en la estructura magnética o circuitos próximos.
- Cualquier resistencia conectada en paralelo con la bobina.

¹⁵ HAYT, William H; BUCK, John A. Teoría electromagnética. Séptima Edición; Editorial Mc Graw Hill, 2001; Cap 4

- La dispersión magnética, que reduce la fuerza magnética útil.

3.6. CALENTAMIENTO DE LOS ELECTROIMANES

Para evitar el calentamiento en las bobinas, sobre todo si se trabajan en largas jornadas, se debe tener en cuenta el volumen y la superficie de enfriamiento, para que sin importar el tiempo de funcionamiento, evite fallas como la disminución de la fuerza electromagnética.

El máximo valor admisible de temperatura en las bobinas puede variar entre 50°C y 70°C según la solicitud a la que se va a trabajar, las condiciones del medio ambiente, el espesor del bobinado, etc.

Vale aclarar que la máxima temperatura se da en el interior de la bobina, pero para evitar que el calor se propague deben tener aislamiento térmico, cuyos límites de temperatura por seguridad deben ser superiores a la del bobinado y varían según el material; para bobinas con cubiertas encapsuladas existen los siguientes aislamientos:

- Aislantes Orgánicos (Algodón, papel, esmalte, seda); con límite de temperatura es de hasta 65° C.
- Aislantes Inorgánicos (Mica, asbesto, fibra de vidrio, etc); con límite de temperatura de hasta 85°C.

4. DISEÑO CONCEPTUAL

Actualmente hay un amplio mercado de sistemas de frenos-embragues compactos con tecnologías cada vez más avanzadas; donde se clasifican según su tipo de accionamiento y sus capacidades de trabajo; sin embargo, no se ve bancos de prueba donde se pueda evidenciar el comportamiento energético en estos a nivel comercial, por lo que se requirió tener claro el alcance que tendría el proyecto para poder escoger y diseñar los componentes a usar; además, tener en cuenta la viabilidad económica.

4.1. NECESIDADES

La principal necesidad del proyecto es, que el estudiante amplíe sus conocimientos sobre los fenómenos energéticos de frenado y embragado de una manera didáctica, por ello se propuso la construcción del banco de pruebas; pero en éste capítulo se tratará sobre las necesidades mecánicas, eléctricas y computacionales que debe tener el banco para que pueda cumplir con su objetivo.

A continuación se mostrará las necesidades que debe cumplir cada sistema del banco:

- Freno-embrague: Debe permitir fácilmente el deslizamiento de discos para que puedan interactuar con superficies de fricción usando el menor espacio posible. Para que cumpla las acción de embragado debe permitir la conexión entre el eje motriz y el eje de salida; y para la acción de frenado también permitir que el eje de salida se detenga rápidamente con la acción de una superficie de fricción fija; Además, debe tener un punto neutro que permite dejar al eje de salida libre,

es decir sin interacción con ninguna de las superficies de fricción (ni embragado, ni frenado).

- Medio de acción: Debe tener la fuerza suficiente para poder accionar el freno-embrague adecuadamente teniendo en cuenta la velocidad y el torque suministrado por el motor; debe permitir que el usuario lo accione fácilmente y a su vez debe tener una acción y control inmediata; también debe permitir la variación de la fuerza mediante el sistema de control con una implementación sencilla.
- Sistema de lectura de velocidad y ángulo de rotación de los ejes: El mismo sistema debe permitir la lectura de velocidad y ángulo, teniendo en cuenta la frecuencia a la que éste debe ser leído debido a la velocidad de rotación del motor. Además debe tener buena resolución y precisión.
- Sistema de control de la fuerza: Existen varias formas de generar modulación por ancho de pulsos (PWM, por sus siglas en inglés) que permiten el control la regulación de la potencia de accionamiento de diversos sistemas eléctricos; para las necesidades del banco, debe permitir la variación hasta la máxima fuerza permisible por el sistema de accionamiento. A su vez, debe ser económico y de fácil monitoreo con la tarjeta Arduino.
- Fuente de Voltaje: Debe proveer el voltaje suficiente para alimentar el sistema de accionamiento del freno-embrague; además tener una línea de voltaje menor para la alimentación de los circuitos eléctricos de monitoreo y control.
- Interfaz de control y monitoreo: Para que el usuario pueda interactuar y visualizar el comportamiento del banco, debe haber una interfaz mediante un tablero de mando, una interfaz gráfica, o una combinación de ambas. Debe poderse visualizar los parámetros que intervienen con el funcionamiento del

freno-embrague; los controles debe ser de fácil accesibilidad y deben estar marcados de acuerdo a la función de adecuada uno; además de ser compatible con Arduino.

4.2. PARÁMETROS DE DISEÑO

Para que el banco cumpla con los requerimientos generales, debe ser:

- Seguro
- Preciso.
- Confiable.
- Resistente.
- Compacto.
- Estructuralmente rígido.
- Mecanismo de acción sencillo.
- Fácil de instalar.
- De fácil mantenimiento.
- Fácil de operar.
- Independiente en tarjetas monitoras
- Con piezas estándar.
- Con interfaz amigable
- Económico.

4.3. ALTERNATIVAS DE FRENO-EMBRAGUE

Antes de evaluar las alternativa, vale la pena contextualizar un poco sobre los frenos-embragues comerciales; se tiene como referencia los catálogos de Goizper

Group, quienes son fabricantes y distribuidores de sistemas de transmisión de potencia (ver Anexo A); dan a conocer una amplia gama de freno-embragues según su tipo de accionamiento, en la *tabla 2*, se muestra un resumen del ámbito de aplicación de estos dispositivos:

Tabla 2. Alcance de los frenos-embragues según su medio de acción

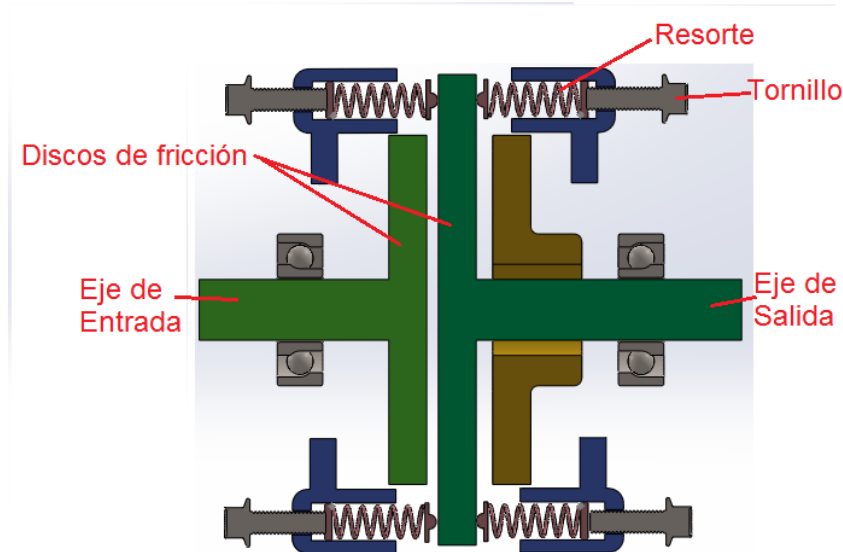
Tipo de Accionamiento	Torque admisible Nm	Velocidad máxima RPM	Ámbitos de Aplicación
Neumáticos y Oleoneumáticos	65 – 150.000	3.500	Máquinas para corte y deformación metálica (prensas, cizallas, plegadoras, etc.)
Hidráulicos	2.000 – 640.000	3.500	Máquinas para corte y deformación metálica; prensas de embutición, estampado o troquelado; en transmisión de maquinaria; en frenos de motores hidráulicos.
Electromagnéticos	2 – 6.000	15.000	Donde se requiere velocidad y precisión de conexión, simplicidad de instalación y control (bandas transportadoras, empacadoras, etc).

Fuente: Adaptado de los catálogos de Goizper. Disponible en: Groupwww.goizper.com/es/industrial

Después de haber contextualizado más a fondo los tipos de frenos y embragues, los parámetros y fenómenos que los rigen para un óptimo funcionamiento; y teniendo en cuenta, que se requiere de una fácil y eficiente manipulación de la variación de la fuerza de accionamiento; se plantearon 4 alternativas de solución basadas en el mecanismo de accionamiento; los cuales fueron confrontados mediante un análisis cualitativo por puntos, para así definir el tipo de accionamiento que se usaría de manera que cumpliera a cabalidad los parámetros de diseño considerados como los más relevantes.

4.3.1. Accionamiento manual con tornillo.

Figura 15. Diseño conceptual con tornillo



Se basa en la fuerza de fricción que se ejerce sobre dos discos alineados concéntricamente, uno de ellos unido al eje de entrada y otro al eje de salida; el desplazamiento del disco y la fuerza axial ejercida es controlada manualmente mediante un conjunto de tornillo-resorte dispuestos radialmente sobre el disco móvil, así se tendrá una fuerza de accionamiento lo más distribuida posible. Cuando el resorte se encuentre en su longitud normal, la fuerza de accionamiento entre los discos será nula; a medida que los resortes sean comprimidos proporcionarás mayor fuerza de accionamiento, ésta fuerza se podrá calcular mediante la ley de Hooke para los resortes:

$$F = -K d$$

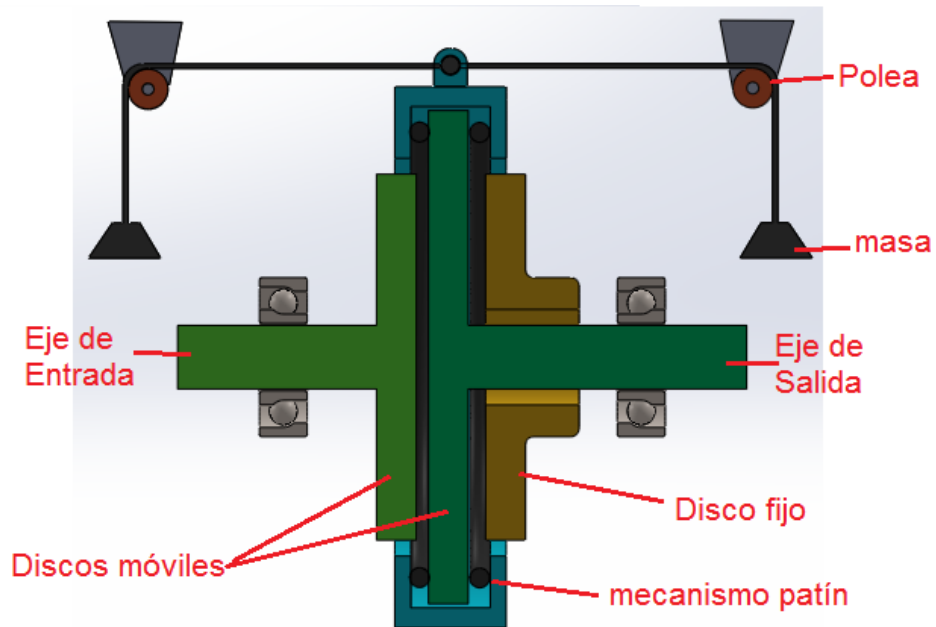
Donde K es la constante de elasticidad del resorte y d es la deformación.

Entonces, se deberá hallar la relación entre el ángulo de giro de los tornillos y la deformación de los resortes mediante el paso de la rosca; así, la fuerza será leída

manualmente según el ángulo que se haga girar el tornillo; por lo que es una forma manual de saber la fuerza que se aplica.

4.3.2. Accionamiento manual por peso.

Figura 16. Diseño conceptual – accionamiento con peso.

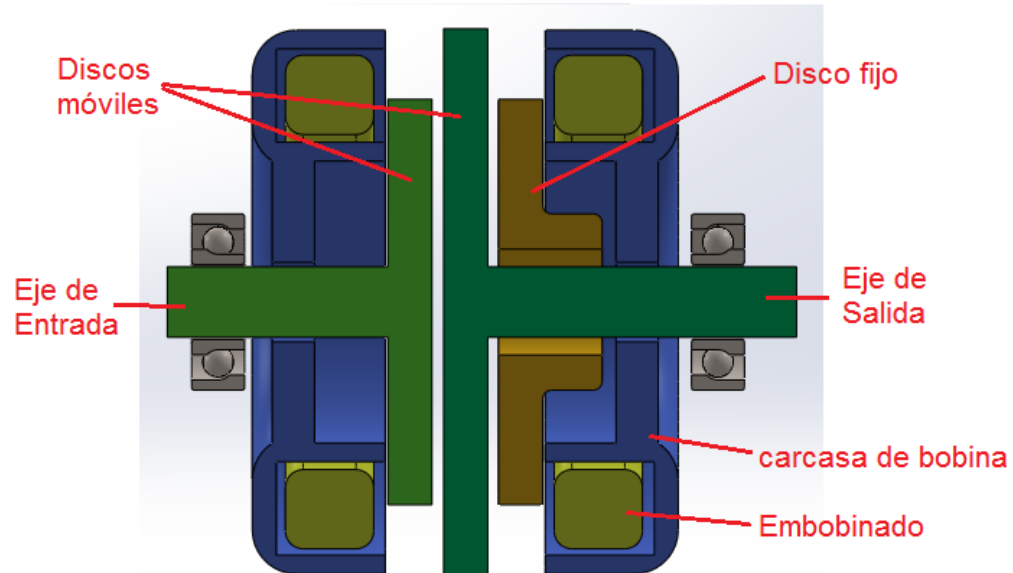


Igualmente que el accionamiento con tornillo se basa en la fricción de dos discos, pero ésta vez, la fuerza es proporcionada por una polea y una masa. Para realizar el desplazamiento de uno de los discos, se dispone de un mecanismo de patín que permite que el disco en su interior gire libremente pero se posicione axialmente según la configuración de las masas. La fuerza de accionamiento es igual a la tensión que se le ejerza a la cuerda, y ésta, a su vez, será directamente igual al peso de la masa. Entonces, según sea el peso de la masa, se podrá variar la fuerza de accionamiento, por lo que se requiere de varias masas con diversos pesos para poder tener un amplio rango de variación de la fuerza. Debido a que la fuerza se aplica en un punto no muy cerca del eje de rotación del mecanismo, o no se aplica

distribuidamente sobre el disco, puede resultar en fallas al momento de accionarlo, ya que los discos pueden perder concentricidad.

4.3.3. Accionamiento electromagnético.

Figura 17. Diseño conceptual con accionamiento electromagnético



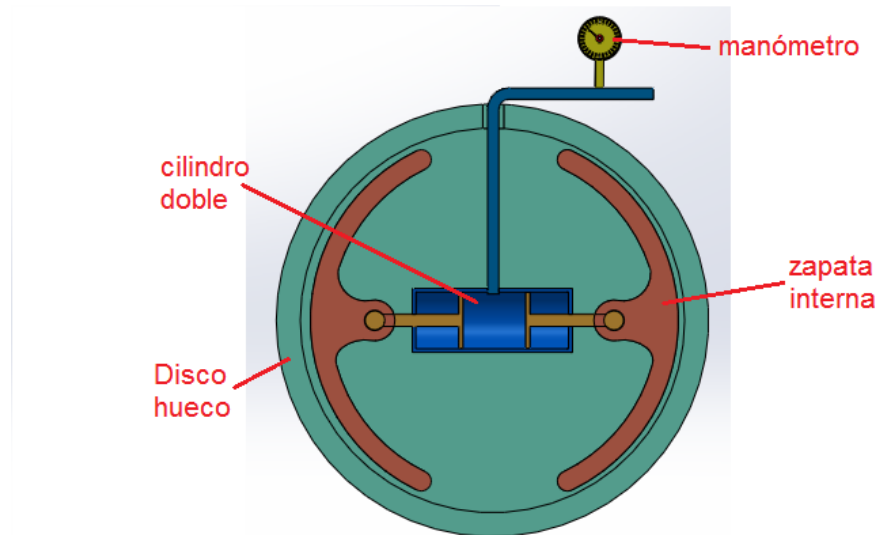
Esta alternativa se basa en la inducción magnética; por medio de dos bobinas a lado y lado del mecanismo se hace deslizar axialmente el disco de fricción acoplado al eje conducido; si se energiza la bobina de la izquierda, se generará una fuerza de atracción magnética, haciendo que los discos de fricción se unan y de esta manera se dará movimiento al eje de salida (acción de embragado); de la misma manera, si se energiza la bobina de la derecha, atraerá el disco intermedio hacia el disco estático (amarillo), lo que hará que el eje de salida se detenga (acción de frenado). Al usar bobinas se garantiza que la fuerza aplicada sea mejor distribuida en el área del disco, por lo que no generaría bloqueos en el mecanismo.

Para saber cuál es la fuerza que ejercen las bobinas sobre el disco, se deberá hacer la relación con respecto a la corriente que pasan por ellas; y para tener control sobre

la fuerza, se debe poder variar y medir la corriente o el voltaje, de ésta manera se tendrá buena sensibilidad de la medición.

4.3.4. Accionamiento hidráulico de zapata interna.

Figura 18. Diseño conceptual con accionamiento hidráulico



Este método de accionamiento se basa a ejercer presión a un fluido por medio de una bomba que a su vez ejerce fuerza sobre los pistones de un cilindro doble, de ésta manera se transmitirá la fuerza hacia las dos zapatas internas ubicadas en sentido radial dentro del disco hueco.

A comparación de los métodos anteriormente mencionados donde la fricción se generaba entre dos disco, en este caso, la fricción se genera entre las zapatas y la pared interior de un cilindro móvil. En la figura se muestra un mecanismo de frenado, donde el disco hueco lleva cierta velocidad y el cilindro hidráulico está sujeto a una base fija haciendo que el disco se detenga.

La fuerza de accionamiento se calcula sabiendo el área de los pistones y midiendo la presión del fluido, para lo cual, se necesita de un manómetro. Para poder tener

una variación de la fuerza de accionamiento, se deberá tener una bomba hidráulica y válvulas por lo que lo hace un sistema complejo y costoso.

Este mismo método se puede variar por un medio de accionamiento Neumático, ya que no se requiere de presiones elevadas para poder accionar el mecanismo y si, se podría reducir costos.

4.3.5. Análisis cualitativo por puntos. El método cualitativo por puntos consiste en definir los principales factores más relevantes de las alternativas a evaluar; se le da peso a cada factor asignándole valores relativos según la importancia que se le quiera atribuir sobre una suma total de 1. Luego se asigna una escala común para cada factor (por ejemplo de 1 a 10), donde el mayor puntaje significa una buena opción en términos del factor a evaluar, de ésta manera se procede a calificar cada alternativa, y seguidamente, se multiplica cada valor de la calificación dado por el peso asignado, dando como resultado una valor ponderada, y la suma de ellos da el puntaje final donde se escoge la opción con mayor puntuación. Ver Tabla 3 ¹⁶

Tabla 3. Análisis cualitativo por puntos.

		Manual con Tornillo		Manual por Peso		Electromagnético		Hidráulico	
FACTOR	PESO	Valor	Valor ponderado	Valor	Valor ponderado	Valor	Valor ponderado	Valor	Valor ponderado
Precisión	0,10	2	0,2	5	0,5	8	0,8	10	1,0
Espacio	0,10	8	0,8	3	0,3	7	0,7	8	0,8
Operatividad	0,20	4	0,8	5	1,0	8	1,8	8	1,8
Sensibilidad	0,20	5	1,0	2	0,4	10	2,0	10	2,0
Monitoreo	0,15	4	0,6	5	0,75	8	1,2	7	1,05
Economía	0,25	9	2,25	8	2,0	6	1,5	2	0,5
Total	1,00		5,65		4,95		8,00		7,15

La mayor puntuación con un valor total de 8,0, resulta del método de accionamiento electromagnético, por lo que se toma la decisión de incluirlos en el banco, ofreciendo

¹⁶ CONTRERAS, J. Herbas. Metodo de localización para un proyecto Método cualitativo por puntos. Disponible en: <http://www.academia.edu>

ventajas en el control y monitoreo por medio de circuitos electrónicos que se verán más detallados en la sección 5.6

La *figura 19* muestra un freno-embrague electromagnético multidisco comercial, tiene un cuerpo con bobina que crea un campo magnético cuando recibe corriente eléctrica. Este campo atrae al disco que atrapa el juego de láminas interiores produciendo así el frenado del eje donde se encuentra la carga. Deben trabajar en medio lubricado.¹⁷

Figura 19. Freno-embrague de fricción electromagnético



Fuente: catálogos de Goizper Group. Disponible en: www.goizper.com/es/industrial

4.4. ADQUISICIÓN DE LAS BOBINAS

Como se nombró en la sección 3.1.1, la decisión de emplear solenoides de corriente continua representa varias ventajas sobre el uso de los solenoides de corriente alterna como son, mayor fuerza de atracción magnética para una misma disposición de espacio, no tiene limitaciones de voltio-amperio y es posible tener un rango de

¹⁷ GOIZPER GROUP, Industrial. Catálogo frenos y embragues. Disponible en: www.goizper.com/es/industrial

fuerzas controlables más amplio que un solenoide de corriente alterna; además de las características de poco recalentamiento a la hora de un mal funcionamiento.

Ya teniendo claro el tipo de accionamiento que el banco tendría, se realizó un proceso de selección de la bobina de corriente continua más conveniente, se tuvo en cuenta 3 métodos de adquisición:

1. Comprarlas nuevas, por lo que se puede seleccionar mejor los parámetros de operación vistos en los catálogos.
2. Diseñarlas y construirlas desde cero, mediante los métodos de diseño de solenoides, implicaría mayor tiempo en adquirirlas y quizá errores imprevistos.
3. Reutilizar y reparar bobinas disponibles; se vio la opción de tomar unas bobinas de un proyecto anterior disponibles en los laboratorios de la Escuela de Ingeniería mecánica.

Para tomar la decisión, nuevamente se realizó un análisis cualitativo por puntos; se tuvo en cuenta los siguientes criterios con sus respectivos pesos de 1 a 5:

- Costo: Para poder desarrollar el proyecto se quiso disminuir los costos requeridos, es por eso que se le da al costo el mayor puntaje. Peso: 5
- Disponibilidad: Debido a que fue de importancia tener los implementos necesarios para la elaboración del banco en el menor tiempo posible, se le da a la disponibilidad un peso de 4.
- Implementación: En la implementación se tienen en cuenta varios factores como tiempo que se requiere en los ajustes pertinentes y los procesos que se necesita para cumplir las necesidades, peso: 3

- Voltaje máximo: Como el voltaje tiene una relación directa con la fuerza de acción del freno o embrague, se tuvo en cuenta que las alternativas de comprar o diseñarlo permite escoger directamente la fuerza máxima de accionamiento que pueden desarrollar , peso: 2
- Espacio: Hace referencia al espacio que requiere la implementación del sistema de accionamiento, peso: 1

En la siguiente tabla se muestra la matriz de decisión, donde se valoró cada alternativa:

Tabla 4. Criterio para la adquisición de las bobinas

		1. Comprar bobinas nuevas		2. Construir las bobinas		3. Reutilizar y repara las bobinas	
CRITERIO	PESO	Valor	Valor ponderado	Valor	Valor ponderado	Valor	Valor ponderado
Costo	0,30	1	0,3	2	0,6	3	0,9
Disponibilidad	0,25	2	0,5	1	0,25	3	0,75
Implementación	0,20	2	0,4	1	0,2	3	0,6
Voltaje máximo	0,15	3	0,45	2	0,3	1	0,15
Espacio	0,10	2	0,2	3	0,3	1	0,1
Total	1,00		1,85		1,65		2,50

Se calificó cada alternativa de 1 a 3, el 1 significara la peor decisión y el 3 la mejor; se multiplica por el peso del criterio correspondiente y la suma de éstos muestran los resultados finales; con un valor ponderado total de 2,5, se toma la decisión de reusar las bobinas disponibles.

4.5. MATERIAL DE FRICCIÓN

Los materiales de fricción en frenos o embragues, dada su composición y textura, deben poseer excepcionales propiedades mecánicas, como se listan a continuación:¹⁸

- ✓ Un coeficiente de fricción alto.
- ✓ Inalterabilidad ante condiciones del medio, como humedad.
- ✓ Capacidad para soportar altas temperaturas, junto con una buena conductividad y difusividad térmica.
- ✓ Buena resiliencia.
- ✓ Alta resistencia al desgaste, rayado y raspadura.
- ✓ Compatibilidad con el entorno.

En la tabla 5 se muestran características importantes de algunos materiales de fricción para frenos y embragues; para el diseño del banco servirían la mayoría de estos materiales, ya que se diseñó una solicitud baja: para uso poco frecuente, temperaturas bajas y una velocidad máxima de 1800 rpm; comparando los materiales en la tabla, los asbestos representan mayor economía y comercialización, de ellos se encontró gran variedad pero se decidió usar *asbesto moldeado flexible*, ya que está fabricado en láminas de 1mm de espesor, lo que influiría en el funcionamiento del sistema de accionamiento; si el espesor del material de fricción es pequeño, se podrán ubicar las bobinas más cerca del sistema de accionamiento, haciendo más eficiente la fuerza magnética.

¹⁸ BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J Keith. Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley; Octava Edición. México; Editorial McGraw-Hill. Cap 16.

Tabla 5. Características de materiales de fricción para frenos y embragues.

Material	Coeficiente de fricción f	Presión máxima $P_{m\acute{a}x}$, psi	Temperatura máxima		Velocidad máxima, $V_{m\acute{a}x}$, pie/min	Aplicaciones
			Instantánea, °F	Continua, °F		
Cermet	0.32	150	1 500	750		Frenos y embragues
Metal sinterizado (seco)	0.29-0.33	300-400	930-1 020	570-660	3 600	Embragues y frenos de disco de yugo
Metal sinterizado (húmedo)	0.06-0.08	500	930	570	3 600	Embragues
Asbesto moldeado rígido (seco)	0.35-0.41	100	660-750	350	3 600	Frenos y embragues de tambor
Asbesto moldeado rígido (húmedo)	0.06	300	660	350	3 600	Embragues industriales
Zapatitas de asbesto moldeado rígido	0.31-0.49	750	930-1 380	440-660	4 800	Frenos de disco
Que no sea asbesto moldeado rígido	0.33-0.63	100-150		500-750	4 800-7 500	Embragues y frenos
Asbesto moldeado semirrígido	0.37-0.41	100	660	300	3 600	Embragues y frenos
Asbesto moldeado flexible	0.39-0.45	100	660-750	300-350	3 600	Embragues y frenos
Hilo y alambre de asbesto arrollado	0.38	100	660	300	3 600	Embragues de automóviles
Hilo y alambre de asbesto tejido	0.38	100	500	260	3 600	Embragues y frenos industriales
Algodón tejido	0.47	100	230	170	3 600	Embragues y frenos industriales
Papel resiliente (húmedo)	0.09-0.15	400	300		$PV < 500\ 000$ psi · pie/min	Embragues y bandas de transmisión

Fuente: BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J Keith. Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley; Octava Edición. México; Editorial McGraw-Hill

4.6. INTERFAZ HOMBRE MAQUINA (HMI)

En los procesos industriales modernos y en la manufactura es de importancia los sistemas de control, debido a que dan un desempeño óptimo y más preciso de los sistemas dinámicos mejorando. La interfaz permite la interacción del usuario del sistema de control con los procesos; los componentes necesarios de una HM son:

19

- ✓ La entrada, el medio por el cual el usuario le dice a la máquina que hacer, darle peticiones o ajustarla.
- ✓ La salida, permite al usuario visualizar el proceso o la ejecución de comandos.

Los tipos de HMI más usados son:

1. Las interfaces gráficas de usuario (GUI) aceptan la entrada a través de un dispositivo como el teclado de la computadora y el ratón, y proporcionar una salida gráfica en la pantalla del ordenador.
2. Interfaces de usuario web (IUF), proporcionan una salida mediante las páginas web, se usan en procesos totalmente automatizados donde el operario puede ver y/o controlar los procesos a larga distancia.
3. Las pantallas táctiles, son dispositivos que se programan y aceptan una entrada a través del tacto.
4. La interfaz de voz del usuario, que acepta la entrada y proporcionar una salida mediante la generación de mensajes de voz. Genera una ambiente más familiar de interactuar con la máquina.

¹⁹ ARENAS, Laura V; CASTILLA, Arturo J; ROJAS, Danilo A. Artículo, Interfaz Hombre Máquina. Universidad Autónoma del Caribe, Barranquilla, Atlántico. 2011.

La decisión que se tomó fue realizar el monitoreo creando una interfaz de graficas de usuario GUI, mediante el entorno de desarrollo GUIDE de MATLAB que proporciona herramientas para diseñar interfaces de usuario personalizadas. GUIDE, proporciona un método interactivo para poder programar y modificar el comportamiento de la aplicación;²⁰ además, permite enlazar fácilmente con el software de Arduino, que entre sus funciones, se encarga de recibir señales de fenómenos físicos mediante sensores o algún instrumento de control, de procesarlos mediante algoritmos de programación, enviar una señal de control procesada y de visualizar datos que se necesiten.

Figura 20. Enlace Arduino-Matlab



4.7. SISTEMA DE LECTURA DE VELOCIDAD Y ÁNGULO

Existen varias formas para la medición de las revoluciones; dependiendo del ambiente en el que se esté trabajando y la precisión que se requiera, se puede implementar mediciones mediante contacto mecánico, óptico o por medio magnético; a su vez existen sistemas que se implementan fijamente a la máquina con una interfaz externa para su monitoreo continuo; o mediante medidores portátiles que se operan manualmente como son los tacómetros.²¹

²⁰ The MathWorks, Inc; 1994 – 2017. Disponible en: <https://es.mathworks.com/discovery/matlab-gui.html>

²¹ PCE Instruments; PCE Inst; PCE Instrumentation. Instrumentos de medida – Medidor de revoluciones. España. 2016

Los encoders son dispositivos genéricos que permiten determinar la velocidad y posición de una acción, y registra la medición desde un procesador o un autómata como (por ejemplo un Arduino); Los encoders rotativos son utilizados en una infinidad de campos e industrias que van desde máquinas de fax y electrodomésticos de consumo hasta robótica, minería, transporte, maquinaria aeroespacial, etc.²²

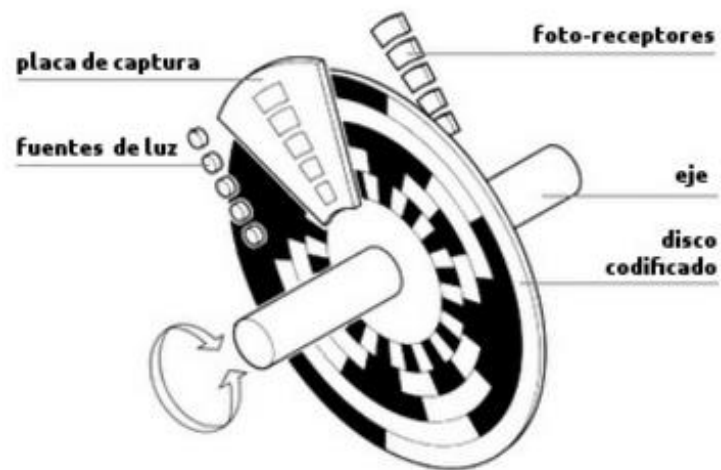
4.7.1. Funcionamiento de un encoder rotativo²³. Su funcionamiento es convertir el movimiento rotativo en pulsos digitales o analógicos que pueden ser interpretados y traducidos como velocidad, ángulo y sentido de giro; básicamente consta de un disco conectado a un eje giratorio y un sensor de lectura.

El disco hecho generalmente de vidrio o plástico se encuentra codificado radialmente con partes transparentes y otras opacas, o mediante ranuras, que dejan pasar o bloquean el paso de luz emitida por una fuente (típicamente emisores de infrarrojos).

²² LBA Industrial Mining y Compañía. S. de R.L de C.V; Hermosillo, Sonora México. 2012

²³ LBA Industrial Mining y Compañía. S. de R.L de C.V; Hermosillo, Sonora México. 2012

Figura 21. Funcionamiento de un encoder.



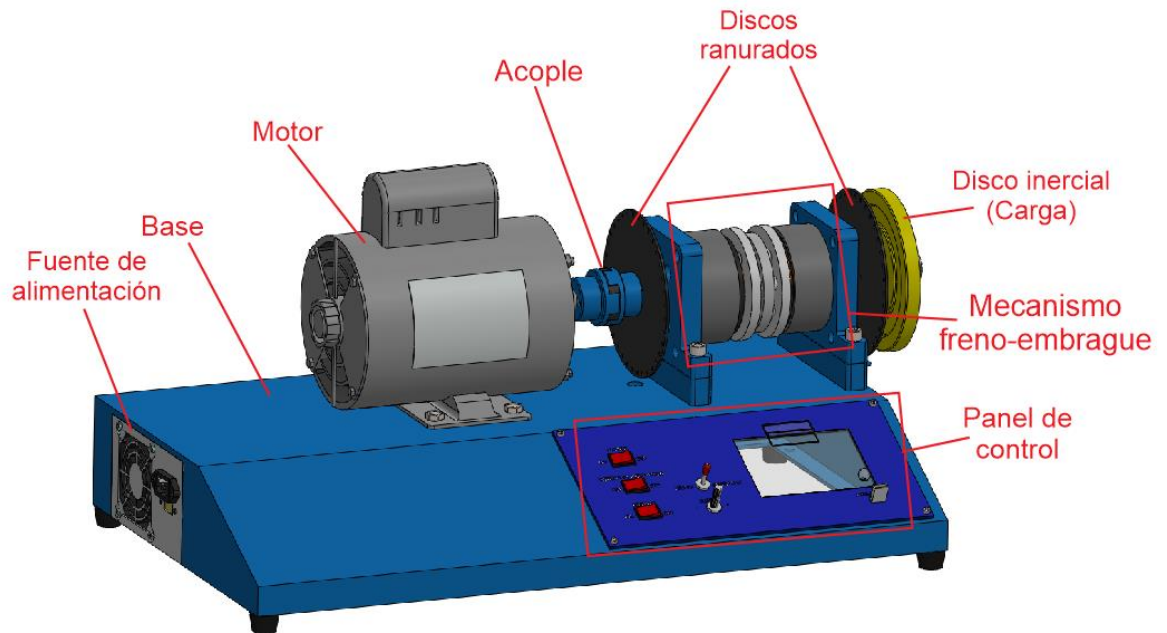
Fuente: LBA Industrial Mining y Compañía. S. de R.L de C.V. Disponible en: <http://www.lbaindustrial.com.mx/>

A medida que el eje rota, el emisor infrarrojo emite luz que es recibida por el sensor óptico (o foto-transistor) generando los pulsos digitales a medida que la luz cruza a través del disco o es bloqueada en diferentes secciones de este. Esto produce la secuencia de pulsos. Ver figura 21.

4.8. DISEÑO CONCEPTUAL DEFINIDO

En la siguiente figura se muestra el diseño de los componentes principales del banco realizado mediante la herramienta CAD de Solidworks.

Figura 22. Componentes principales del banco



EL diseño definido se realizó en base al sistema de accionamiento electromagnético con las bobinas y el motor que ya se encontraban disponibles; de esta manera, se redujeron costos a comparación de los otros mecanismos de accionamiento.

5. DISEÑO A DETALLE E IMPLEMENTACIÓN

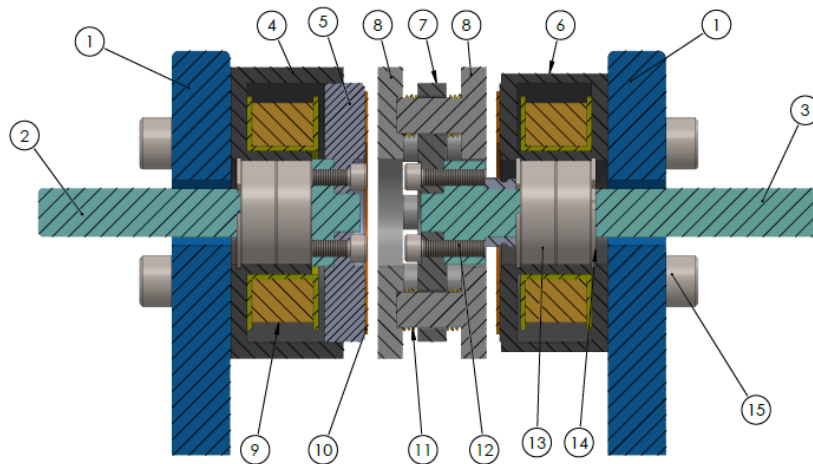
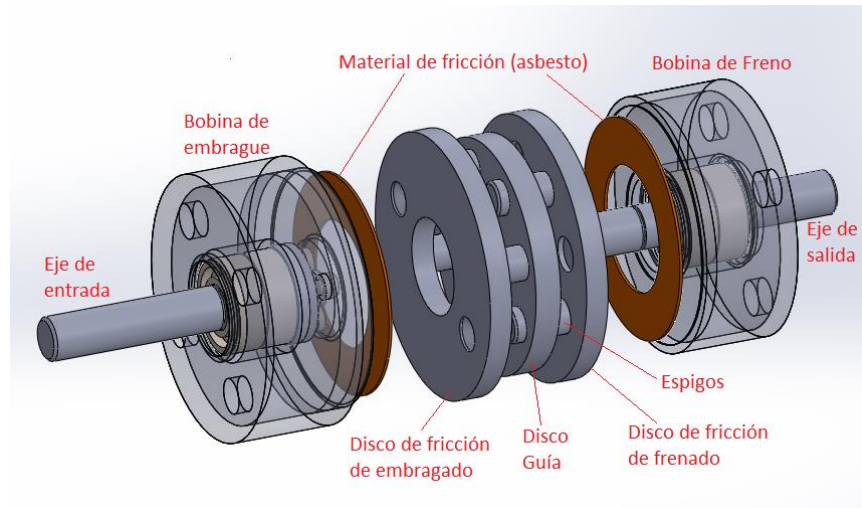
El proceso general para llegar a la construcción del banco final se realizó cronológicamente de la siguiente manera:

1. La adquisición del motor de 1/3 HP monofásico de corriente continua que genera hasta 1800 RPM, con un acople flexible.
2. La adquisición de las bobinas y sus pruebas de funcionamiento.
3. El diseño del sistema de accionamiento mecánico por medio de discos de fricción (sección 5.1).
4. La selección de la fuente de poder.
5. La construcción y adecuación de la base metálica
6. El diseño de las tarjetas electrónicas; una para generar el PWM que controlan las bobinas y otra para leer la señal de los sensores con Arduino. (ver sección 5.6 y 5.7).
7. El diseño de la interfaz hombre máquina. (sección 5.8).

5.1. DISEÑO DEL MECANISMO DE FRENADO Y EMBRAGADO ELECTROMAGNÉTICO

El diseño del freno-embrague, se hizo partiendo de las dimensiones de las bobinas adquiridas. El mecanismo de deslizamiento para poder acoplar y desacoplar el freno y embrague individualmente se hizo por medio de 2 discos de fricción y un disco guía. Ver figura 23.

Figura 23. Diseño del mecanismo freno-embrague



Los planos detallados se pueden consultar en el Anexo M.

5.1.1. Diseño de los ejes. Se realizó el modelamiento de los ejes en Solidworks con la herramienta de “miembro estructural”, así se tienen los nodos donde se aplican las fuerzas y apoyos, y se grafica la fuerza cortante y momento (tabla 6). Primeo se probó con un acero poco costoso, rolado en frío al bajo carbono, SAE 1020; con $S_{ut} = 68 \text{ Kpsi}$ para $S_y = 38 \text{ Kpsi}$.

$$S_e' = 0,5 S_{ut} \quad (\text{Ec. 22})$$

$$S_e' = 35 \text{ Kpsi}$$

Para hacer el cálculo de falla por fatiga, se estima el límite de resistencia a la fatiga aplicando los factores de Marin: ²⁴

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad (\text{Ec. 23})$$

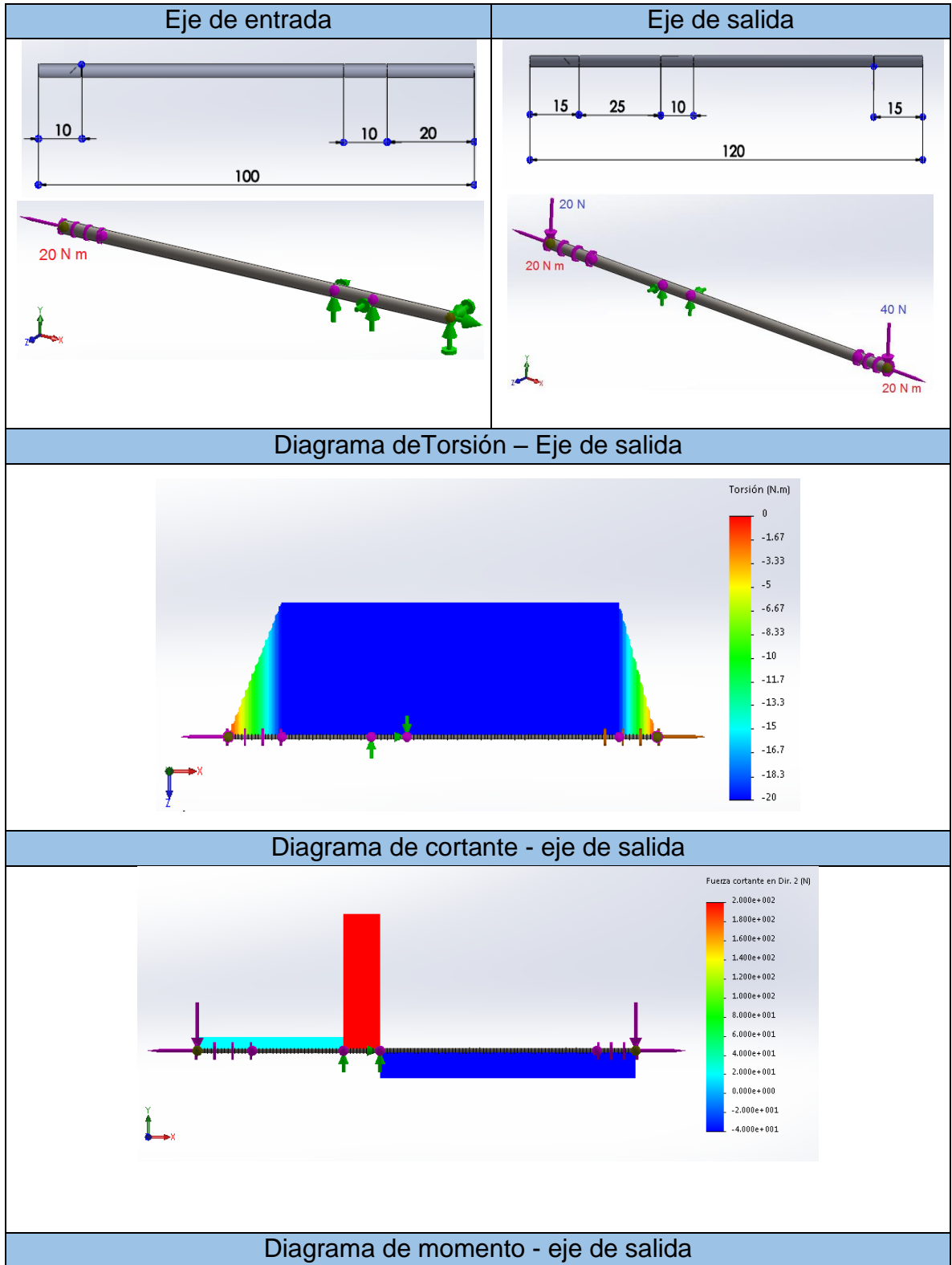
Figura 24. Factores de Marin.

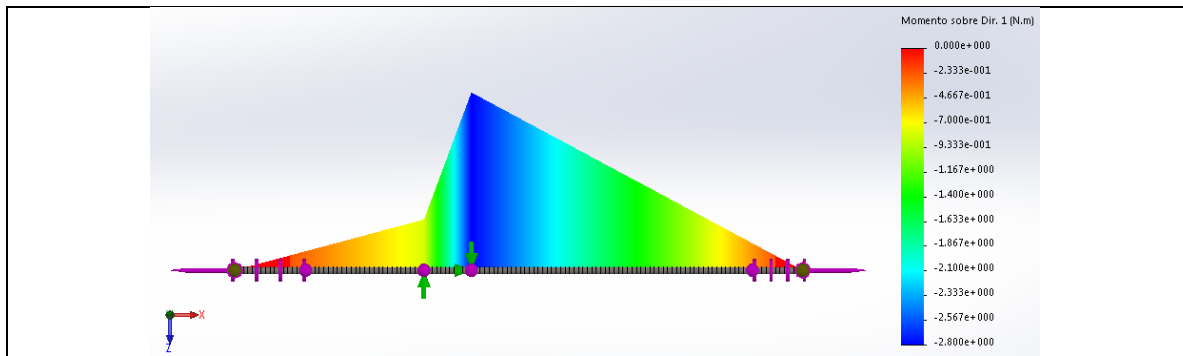
Factor de Marin		
Condición superficial	k_a	0,883
Modificación de tamaño	k_b	0,9
Modificación de carga	k_c	1
Modificación de temperatura	k_d	1
Confiabilidad	k_e	1
Modificación de efectos varios	k_f	1

$$S_e = 27,8 \text{ Kpsi}$$

²⁴ BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J Keith. Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. Octava Edición; Editorial Mc Graw Hill, México; 2008; Cap 6

Tabla 6. Análisis de los ejes





Resultados:

Se observa que el punto más crítico se ubica en uno de los apoyos. Además de haber un concentrador de esfuerzo, el momento es máximo.

$$M_a = 2,8 \text{ N.m} = 24,7 \text{ lbg in} \quad M_m = 0$$

$$T_m = 20 \text{ Nm} = 177 \text{ lbg in} \quad T_a = 0$$

Nota:

Cotas en mm.

Se realizaron únicamente las gráficas del eje de salida ya que el eje de entrada no soporta cargas radiales.

Se procede a calcular el diámetro mínimo del eje de salida, combinando los esfuerzos de acuerdo con la teoría de Von Mises por energía de distorsión, para ejes giratorios, redondos y sólidos; simplificada la ecuación diferencial de Goodman:

25

$$\frac{1}{N} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \left[\frac{2 \cdot K_f \cdot M_a}{S_e} + \left(\frac{[3 \cdot (K_{fs} \cdot T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right] \quad (\text{Ec. 24})$$

Se halla mediante iteraciones el valor del Factor de seguridad N y el diámetro d, estimando inicialmente los valores de Kf y Kfs que dependen de la sección transversal del eje. ²⁶

Resultados:

²⁵ BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J Keith. Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. Octava Edición; Editorial Mc Graw Hill, México; 2008; pag 356.

²⁶ BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J Keith. Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. Octava Edición; Editorial Mc Graw Hill, México; 2008; Cap 6.

<i>d</i>	14mm
<i>N</i>	3,5
<i>Kf</i>	1,5
<i>Kfs</i>	1,3

5.1.2. Selección de rodamientos. Se usó los catálogos de SKF, Anexo B.

Tabla 7. Especificaciones de los rodamientos seleccionados

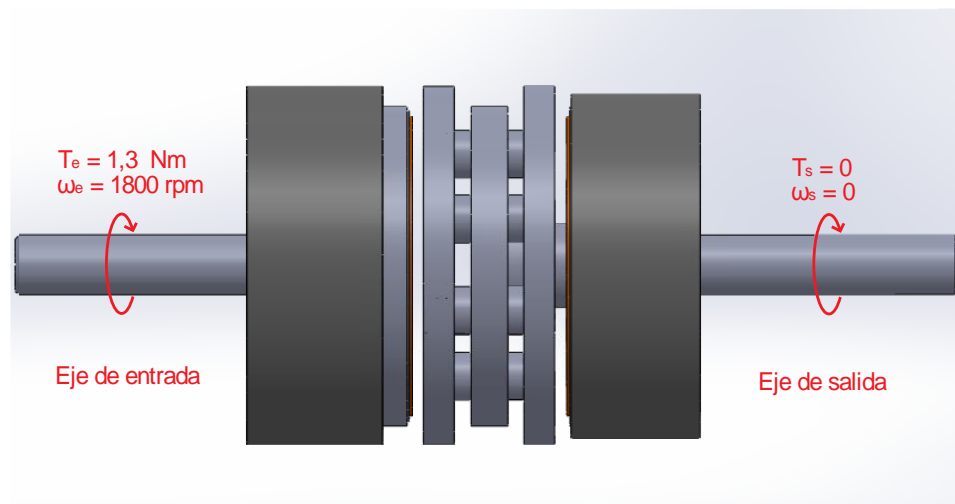
Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable tapado W 6002-2Z						
Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga	Velocidad límite Rpm
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	dinámica	estática		
15 mm	32 mm	9 mm	4,88 KN	2,8 KN	0,12 KN	26000

5.2. FUNCIONAMIENTO

Al poner en marcha el motor, se produce un torque que hace girar el eje de entrada del sistema de freno-embrague; si no se acciona ninguna de las dos bobinas, el eje de salida se mantiene libre (en posición neutra, Ver figura 25), por lo que el eje de entrada siempre permanece rotando a una velocidad constante.

Su funcionamiento se basa en el acoplamiento de cada disco de fricción con el material de fricción; cada disco de fricción tienen soldados 4 espigos que son acoplados alternadamente mediante tornillos, de modo que forman 8 puntos de transmisión de potencia; por medio de ellos los discos se deslizan conjuntamente sobre un disco guía; el disco guía está acoplado por medio de tres pernos al eje de salida, por lo que no tiene movimiento axial; se encarga de mantener alineados axialmente los discos de fricción y orientados con las bobinas que están a cada lado del mecanismo.

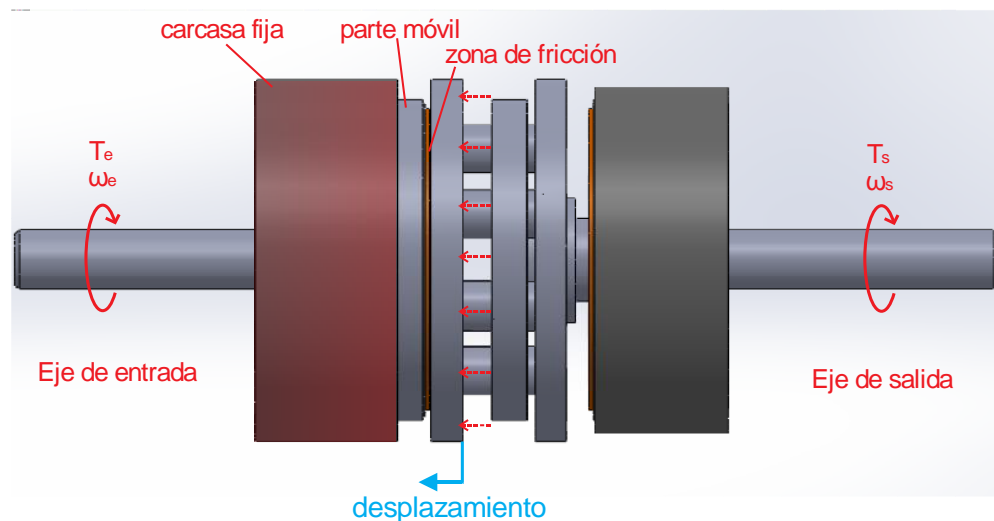
Figura 25. Posición Neutra.



Si los discos se encuentran cerca a las bobinas, éstas podrán producir mejor la inducción magnética; pero debido a que entre los pines y el disco guía se debía dejar un ajuste deslizante, éstos tenderán a ladearse, lo que podría llevar a que una parte del disco roce con el material de fricción y producir un funcionamiento no deseado; por esta razón en un principio se tomó como referencia un rango de deslizamiento de 1mm, pero se tuvo que readecuar para que los discos se deslicen hasta 3mm a cada lado.

5.2.1. Embragado. Para poner en marcha el eje de salida, se acciona la bobina de embragado produciendo una fuerza magnética (representada con flechas discontinuas); si ésta fuerza magnética en sentido axial supera la fuerza mínima para romper la inercia de los discos de fricción, los atraerá haciéndolos deslizar sobre los 8 espigos.

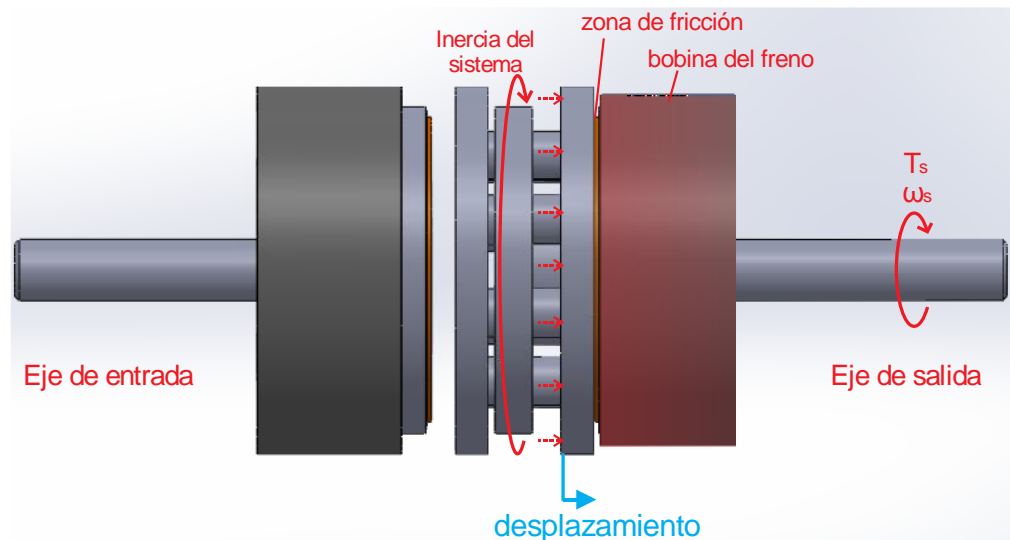
Figura 26. Accionamiento del embrague



La bobina de embragado consta de una parte móvil dentro de una carcasa fija; la parte móvil tiene adherido el material de fricción y gira conjuntamente con el eje de entrada mediante ajuste por pernos. Si se mantiene la fuerza magnética, hará que el disco de fricción de embrague rose el material de fricción hasta hacerlo girar, el torque se transmitirá mediante los espigos, de ésta manera el eje de salida comenzará a girar e ira aumentando hasta alcanzar la velocidad del motor.

5.2.2. Frenado. Para poner en funcionamiento el freno primero que todo, se debe desmagnetizar la bobina del embrague, haciendo que los discos de fricción se centren automáticamente mediante los resortes. Inmediatamente se debe energizar la bobina del freno pues el sentido de un freno es detener la carga inercialmente en movimiento en el menor tiempo posible.

Figura 27. Accionamiento del freno



Se debe tener presente que la bobina del freno no es igual a la del embrague, pues al tener que detener la carga no hay necesidad que tenga una parte móvil, por lo contrario el material de fricción del freno siempre permanecerá estático y el eje de salida pasa libremente por el medio de él.

Al energizar la bobina del freno, el disco de fricción de frenado estará girando por lo cual al generarse la fuerza de atracción magnética (en flechas punteadas) hará que rose con el material de fricción creando sobre el eje de salida un torque contrario al giro del eje de entrada; de ésta manera desacelerará la carga progresivamente hasta detenerla.

5.3. ANÁLISIS DE MOVIMIENDO EN SOLIDWORKS

Solidworks permite realizar análisis de movimiento usando relaciones de posición de un ensamble, junto con los contactos de pieza para determinar con precisión los movimientos físicos de un ensamble con carga; el análisis cinemático estudia cómo se mueve el diseño debido a las fuerzas y restricciones aplicadas en el ensamble.

Los resultados que se pueden obtener son intervalos de movimiento del ensamble, y la determinación de desplazamientos, velocidades y aceleraciones de una pieza.

El análisis cinético del freno-embrague se realizó con el fin de determinar el tiempo en que demora el mecanismo en acelerar la carga desde cero hasta la velocidad del eje de entrada (aproximadamente 1800 RPM), o en detenerla desde 1800 RPM a cero; Se hicieron variaciones de la fuerza de accionamiento y de la carga:

- Variación en la fuerza de accionamiento, se modeló una fuerza que simulara la atracción que ejerce la fuerza magnética sobre los discos de fricción y teniendo en cuenta la caracterización de las bobinas (sección 5.5), se le dio valores de hasta 1 Kgf.
- Variación de la carga, mediante el intercambio de discos inerciales de distintas características; se realizaron tres variaciones posibles de carga; una en vacío y dos con discos de distintas características:

Tabla 8. Características de las cargas inerciales

No	Cargas	Peso [Kgf]	Radio externo [cm]	Radio interno [cm]	Espesor [cm]
1	sin carga	-	-	-	-
2	Disco Inercial 1	1	6,5	1,5	0,8
3	Disco Inercial 2	1,7	6,5	1,5	2

5.3.1. Momento de Inercia de los discos. El momento inercial de un disco en dirección al eje está dada por la siguiente ecuación:

$$I = \frac{1}{2} M * (R_1^2 + R_2^2) \quad (Ec. 25)$$

Donde M es la masa del disco y R es el radio

- Momento inercial en el disco 1:

$$I^1 = \frac{1}{2} 1 * (0,065^2 + 0,015^2) [Kg m^2]$$

$$I_1 = 2,23 \times 10^{-3} [Kg m^2]$$

- Momento inercial en el disco 2:

$$I_2 = \frac{1}{2} 1,7 * (0,065^2 + 0,015^2) [Kg m^2]$$

$$I_2 = 3,78 \times 10^{-3} [Kg m^2]$$

- Momento inercial del eje de salida:

$$I_{eje} = \frac{1}{2} 0,3 * 0,0075^2 [Kg m^2]$$

$$I_{eje} = 8,43 \times 10^{-6} [Kg m^2]$$

5.3.2. Procedimiento del análisis de movimiento. Se simuló el contacto entre los discos de fricción y el asbesto; en la parte izquierda de la figura 28, se muestra la configuración del contacto, se deshabilitó la opción para escoger los materiales y el lugar de ello, se le ingresó manualmente los coeficientes de fricción entre los materiales de acuerdo a la tabla 5 (para asbesto flexible coeficiente de fricción entre 0,39 y 0,45).

Se simuló el movimiento que del motor eléctrico ejerce sobre el eje de entrada seleccionando en el análisis de movimiento de Solidworks la herramienta motor. Al lado izquierdo de la figura 29 se muestra la ventana de dialogo para la configuración del motor:

- Tipo de motor: motor rotatorio.
- Componente/Dirección: se escoge la cara del eje de entrada donde se aplica el movimiento rotatorio y el sentido de movimiento
- Movimiento: constante a 1800 RPM

Figura 28. Contacto entre los discos de fricción.

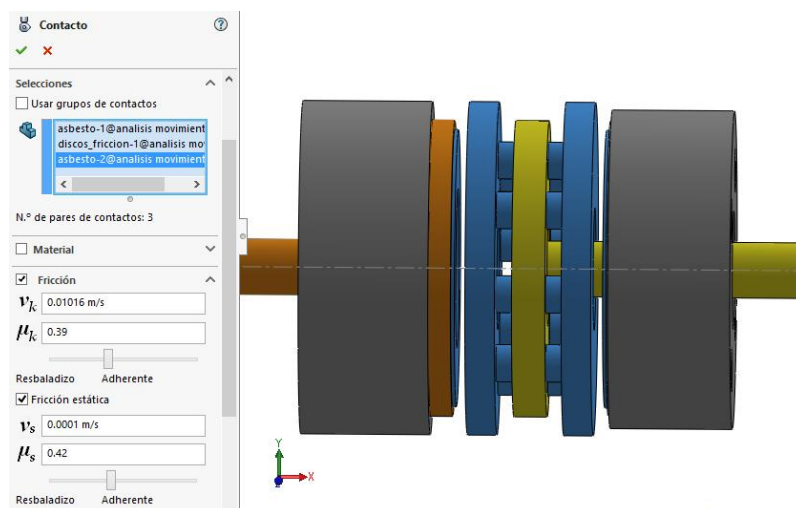
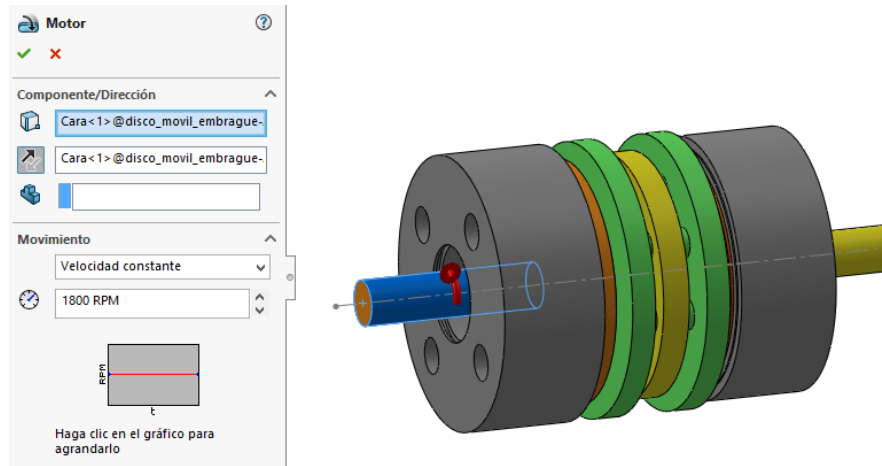
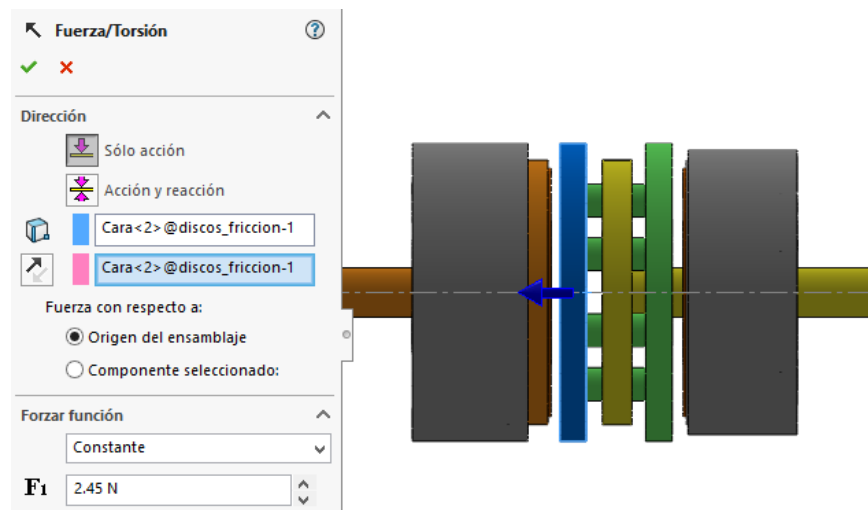


Figura 29. Configuración del motor para el análisis de movimiento en Solidworks.



Para el caso del accionamiento del embrague se le añadió una fuerza axial al disco de fricción hacia la izquierda; en la siguiente figura se visualiza la configuración de la fuerza; en azul la cara que fue aplicada la fuerza y en la pestaña de configuración: la dirección, el tipo de fuerza (constante) y la magnitud.

Figura 30. Configuración fuerza de embragado



En éste caso se muestra una fuerza de 2,45 N; para los siguientes análisis, se fue incrementando la fuerza en 2,45 N hasta llegar a 9,8 N; graficando en cada caso la

velocidad de la carga para obtener el tiempo de estabilización en cada caso. El tiempo de estabilización se define como el tiempo en que demora el sistema en llevar la carga de 0 a 1800 RPM en el caso del embragado, o de detenerla en el caso del freno.

En la acción de embragado se dejó el motor funcionando durante toda la simulación y se aplicó la fuerza al cabo de un segundo para dejar que la acción del motor se estabilizara y no interviniera con el estudio.

Para el caso de la simulación de frenado; en lugar de colocar el motor en el eje de entrada, se puso en los discos de fricción y se deshabilitó al cabo de 1 segundo para simular la inercia en movimiento del sistema a frenar (ver figura 31); se realizó el mismo proceso de modulación de la fuerza de accionamiento axial pero ésta vez se simuló en el sentido contrario (Ver figura 32).

Figura 31. Simulación de la inercia en movimiento para el frenado.

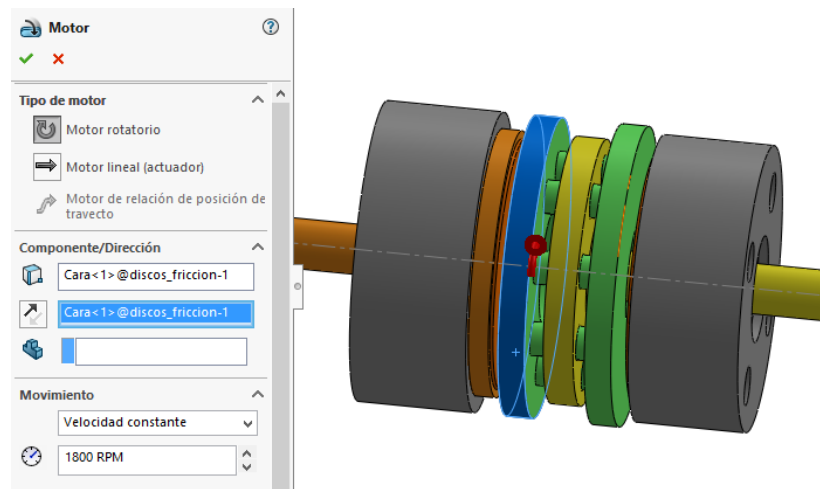
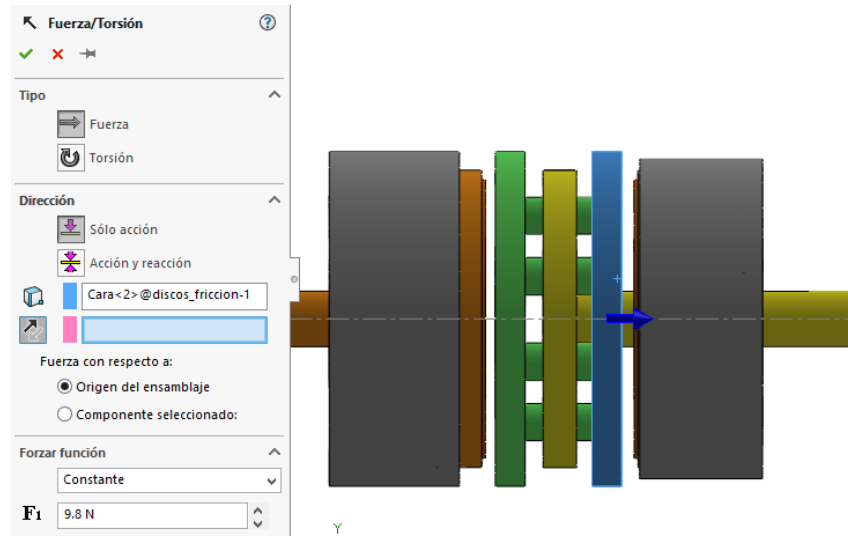
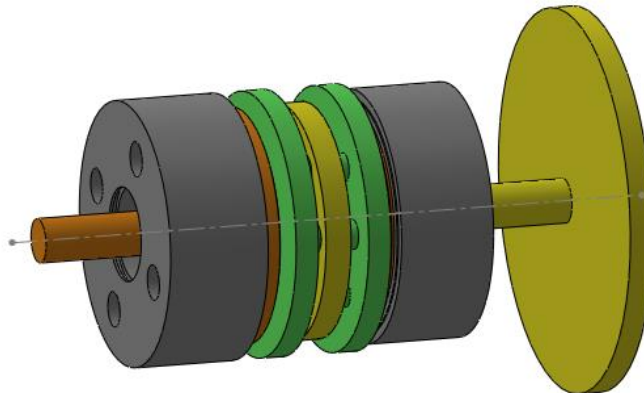


Figura 32. Configuración fuerza de frenado.



Para ambos casos (frenado y embragado) se volvieron a realizar los análisis añadiendo cada disco de inercia al eje de salida mostrado en la figura 33; de esta manera se comparó el resultado de tiempo de estabilización con distinta carga.

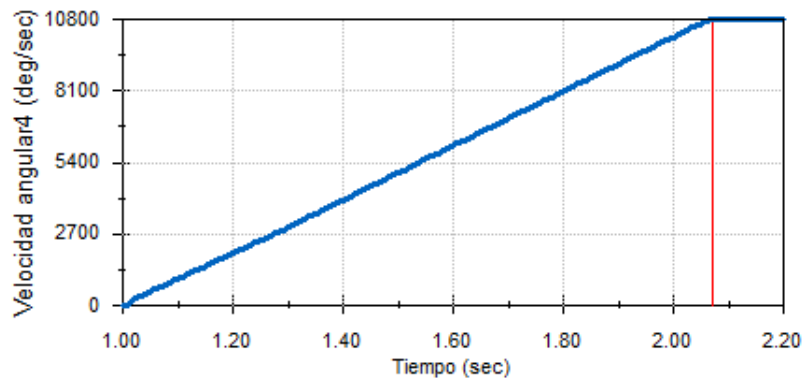
Figura 33. Simulación con carga inercial.



5.3.3. Resultados. En la figura 33 se muestra el resultado del estudio de movimiento con una fuerza de accionamiento de 2,45 N y sin carga inercial,

mediante la gráfica de la magnitud de la velocidad en el eje de salida en función del tiempo; dando como resultado un tiempo de estabilización de 1,07 segundos.

Figura 34. Tiempo de estabilización del embrague sin carga y una fuerza de accionamiento de 2,45 N



El resultado de la simulación muestra un comportamiento ideal, ya que la gráfica de velocidad angular en función del tiempo es lineal. En la siguiente tabla se muestran los resultados del análisis de movimiento en cada caso; para ver las gráficas resultantes consultar el Anexo C.

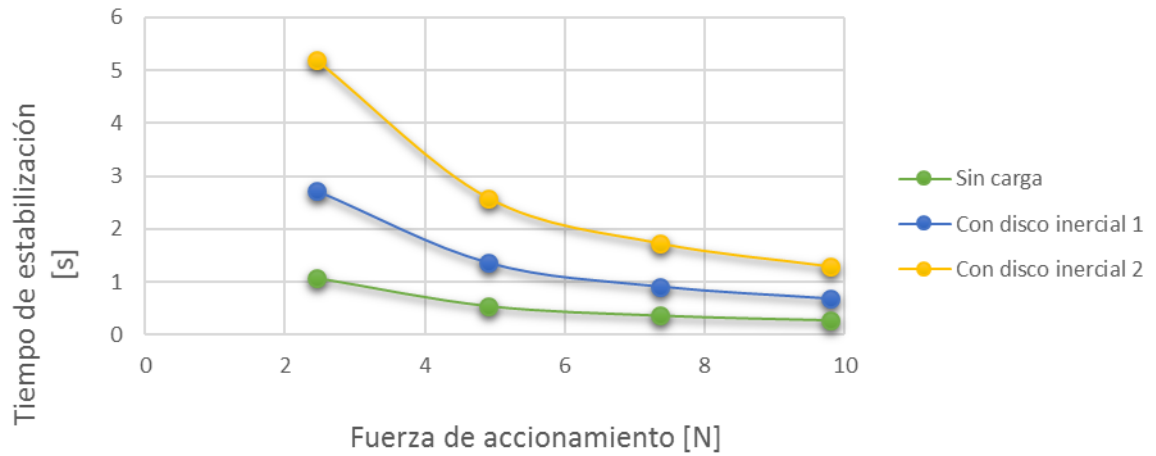
Tabla 9. Tiempos de estabilización en el análisis de movimiento

SIN DISCOS INERCIALES		
	EMBRAGUE	FRENO
Fuerza [N]	Tiempo de acelerado [s]	Tiempo de frenado [s]
2,45	1,07	1,02
4,9	0,54	0,5
7,35	0,36	0,34
9,8	0,27	0,25
CON DISCO DE INERCIA 1 Ø13 CM Y ESPESOR 0,8 CM		
	EMBRAGUE	FRENO
Fuerza [N]	Tiempo de acelerado [s]	Tiempo de frenado [s]
2,45	2,72	2,58
4,9	1,36	1,27
7,35	0,91	0,85
9,8	0,68	0,63
CON DISCO DE INERCIA 2 Ø13 CM Y ESPESOR 2 CM		
	EMBRAGUE	FRENO
Fuerza [N]	Tiempo de acelerado [s]	Tiempo de frenado [s]
2,45	5,19	4,85
4,9	2,59	2,41
7,35	1,73	1,6
9,8	1,29	1,2

Se puede ver que el tiempo de estabilización en el embragado y frenado resultan similares para las mismas condiciones; se graficaron los datos obtenidos para los distintos casos de carga; claramente para acelerar o desacelerar una masa inercial mayor el sistema requerirá más tiempo, pero además, tiene un comportamiento de tipo exponencial negativa, Ver figura 53; lo que implica que entre menor sea la fuerza de accionamiento, exponencialmente mayor será el tiempo que se requiere para la estabilización de la velocidad de la carga; también, si se aplican fuerzas superiores, el tiempo tenderá a ser cero sin importar el tipo de carga que esté

soportando. Pero esto está restringido por el rango de fuerza que las bobinas del banco físico pueden aportar.

Figura 35. Gráfica de estabilización vs fuerza de accionamiento.



Con los datos obtenidos por el método computacional (tabla 9) y la teoría de las ecuaciones 4,5 y 8; se obtiene el de torque estático, cinético y energía cinética de rotación

Tabla 10. Resultados mecánicos del análisis dinámico y estático en Solidworks

SIN CARGA			
$I_{\text{eje}} = 8,43 \times 10^{-6} \text{ [Kg m}^2\text{]}$			
Energía de rotación = 0,15 [N m]			
Fuerza [N]	Torque estático [N m]	Torque dinámico de embragado [N m]	Torque dinámico de frenado [N m]
2,45	0,03	0,001	0,00
4,9	0,06	0,003	0,00
7,35	0,09	0,004	0,00
9,8	0,12	0,006	0,01
CON DISCO DE INERCIA 1			
$I_1 = 2,238 \times 10^{-3} \text{ [Kg m}^2\text{]}$			
Energía de rotación = 39,76 [N m]			
Fuerza [N]	Torque estático [N m]	Torque dinámico de embragado [N m]	Torque dinámico de frenado [N m]
2,45	0,03	0,16	0,16
4,9	0,06	0,31	0,33
7,35	0,09	0,46	0,50
9,8	0,12	0,62	0,67
CON DISCO DE INERCIA 2			
$I_2 = 3,788 \times 10^{-3} \text{ [Kg m}^2\text{]}$			
Energía de rotación = 67,30 [N m]			
Fuerza [N]	Torque estático [N m]	Torque dinámico de embragado [N m]	Torque dinámico de frenado [N m]
2,45	0,03	0,14	0,15
4,9	0,06	0,28	0,30
7,35	0,09	0,41	0,45
9,8	0,12	0,55	0,60

5.4. ANÁLISIS DE ESFUERZO Y DEFORMACIÓN EN SOLIDWORKS

A través de la herramienta de Ingeniería Asistida por Computadora (CAE) que dispone Solidworks, mediante análisis de elementos finitos se puede no solo

modelar el banco sino prever su comportamiento bajo unas condiciones reales de carga; permitiendo mejorarlo rápidamente el diseño antes de su fabricación.²⁷

El alcance de ésta herramienta permite evaluar el comportamiento del banco bajo una gran variedad de condiciones como: cargas estáticas, cargas térmicas, cargas dinámicas, fatiga, etc.

Se realizó un análisis estático de las piezas que transmiten la potencia en el sistema de accionamiento, reproduciendo virtualmente las fuerzas de reacción, las tensiones, los desplazamientos, las deformaciones unitarias y además evaluar el factor de seguridad.

Antes de realizar la simulación en Solidworks, se estudió la variación de dos aspectos físicos del sistema: el torque que produce el motor a través del disco de fricción y la carga en la que estaría cometida; y de acuerdo a ello se tomó la combinación que generaría mayores esfuerzos y deformaciones.

1. De acuerdo con el funcionamiento de los motores eléctricos, se tomaron en cuenta 3 instantes de tiempo en el que el motor proporcionaría distintas cargas (estático, en el arranque y a potencia nominal), ver figura 36.
2. De acuerdo a la carga, se tomó en cuenta el sistema sin carga, los dos discos de inercia y el eje de salida bloqueado, en el caso de alguna avería mecánica o de un mal uso del banco por parte del operario.

²⁷ GRUPO CARMAN; BLOG DE NOTICIAS, NOVEDADES Y PROMOCIONES DEL GRUPO DE EMPRESAS CARMAN. Artículo Técnico – Solidworks análisis estáticos.

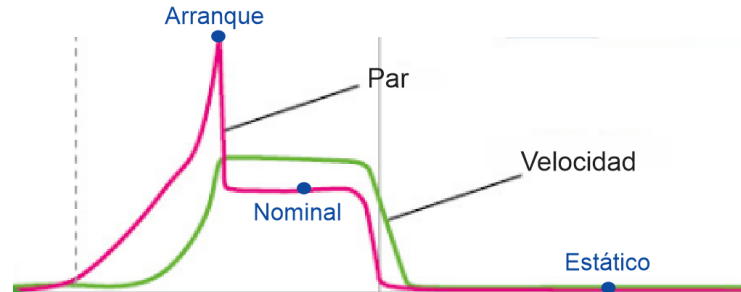
Tabla 11. Configuraciones de carga en el sistema de accionamiento.

Carga Motor	Sin disco inercial	Con disco inercial 1	Con disco inercial 2	Eje de salida bloqueado
Estático	No hay transmisión de potencia en los espigos	No hay transmisión de potencia en los espigos	No hay transmisión de potencia en los espigos	No hay transmisión de potencia en los espigos
A torque nominal	Torque del motor moderado sin inercia de carga	Torque del motor moderado con inercia moderada de carga	Torque del motor moderado con mayor inercia de carga	Torque del motor moderado con mayor restricción de movimiento en el eje
En arranque	Máximo torque producido por el motor para apenas hacer girar el eje sin carga	Máximo torque producido por el motor con inercia de carga	Máximo torque producido por el motor con mayor inercia de carga	Máximo torque producido por el motor con restricción de movimiento del eje

Se decidió realizar la simulación con el torque de arranque del motor y con el eje bloqueado ya que es la situación más crítica del sistema de accionamiento, resultando los esfuerzos y deformaciones más elevados.

5.4.1. Torque de arranque del motor.

Figura 36. Torque de arranque de un motor eléctrico



Fuente: Adaptado de VMC Vector Motor Control, disponible en: <http://www.vmc.es/es/vsii-400-3516a-m>

En un motor eléctrico monofásico de arranque directo, la torque de arranque puede llegar hasta 8 veces el torque nominal; por lo que el torque también aumentará la misma cantidad asumiendo que el cambio de velocidad se hace en un instante muy corto. La potencia del motor está dada por la siguiente formula:

$$P = T \cdot \omega \quad (\text{Ec. 26})$$

Donde P es la potencia del motor, T el torque y ω la velocidad angular.

La potencia nominal del motor es de 1/3 Hp, equivalente 248,54 W y las velocidad angular nominal es de 1800 RPM e equivalente a 188,5 rad/s. Entonces el torque nominal del sistema será:

$$T_{\text{nominal}} = \frac{P_{\text{nominal}}}{\omega_{\text{nominal}}} \quad (\text{Ec. 27})$$

$$T_{\text{nominal}} = \frac{248,54 \text{ KW}}{188,5 \text{ rad/s}} = 1,32 \text{ N.m}$$

En el caso más extremo, el torque de arranque del motor será

$$T_{arranque} = 8 * T_{nominal} \quad (Ec. 28)$$

$$T_{arranque} = 10,56 \text{ N.m}$$

5.4.2. Suposiciones en un análisis estático en Solidworks.

- Suposición Estática. Implica que las cargas se aplican lenta y gradualmente hasta que alcanzan magnitudes completas. A partir de este punto, las cargas permanecerán constantes, por ello se pueden ignorar fuerzas inerciales, de amortiguamiento ya que las aceleraciones y velocidades se consideran pequeñas.
- Linealidad. Se consideran materiales homogéneos, por lo que la relación entre las cargas y la respuesta del material es lineal. Es decir si se duplica la carga, también lo harán las deformaciones, desplazamientos o tensiones. Implica que se cumplan los siguientes apartados:
 - Se cumple la ley de Hooke en los materiales. Implica que la tensión y deformación unitaria son directamente proporcionales.
 - Las condiciones de contorno no variarán. Las cargas deben ser constantes en magnitud, dirección y distribución, por lo que no cambian durante la deformación.

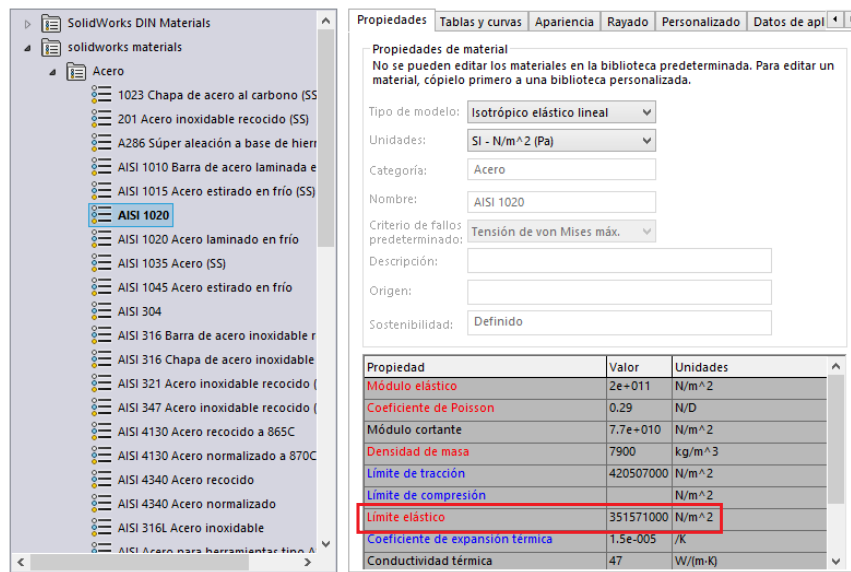
5.4.3. Procedimiento para el análisis. Se realizó el estudio del ensamble completo del mecanismo de freno-embrague, pero al ver que tenía muchas piezas y relaciones de posición, los cálculos que tuvo que realizar el software fueron muy complejos y llevaron a que al ejecutar el programa, el estudio fuera muy pesado, lo que llevó a que se produjeran fallas y los resultados no convergieran.

Con el fin de simplificar los cálculos, el análisis se realizó únicamente sobre los espigos de transmisión de potencia y no en todo el sistema, reduciendo el modelo solamente al ensamblaje entre los discos guía y los discos de fricción; y al mismo tiempo se modelaron nuevamente ambos discos de fricción pero como un solo componente, ya que están unidos rígidamente; esto proporcionó menos relaciones

de posición y a su vez menor tiempo en el procesamiento del análisis computacional.

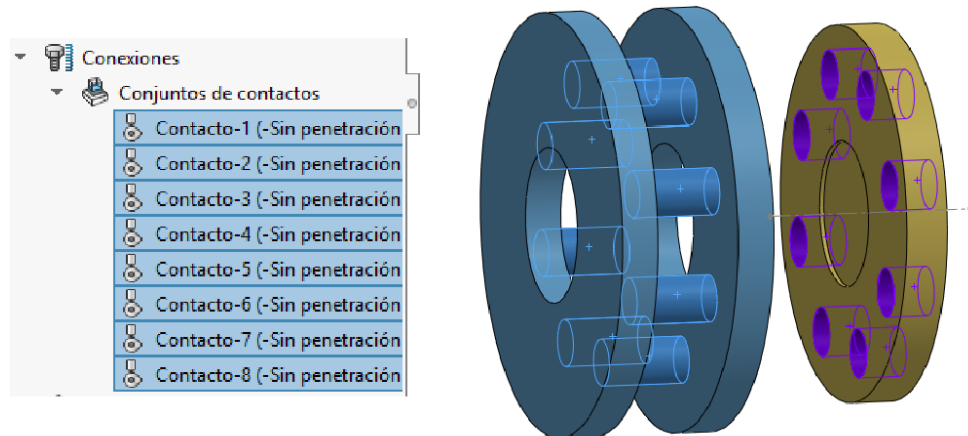
El primer paso luego de haber iniciado análisis estático en Solidworks Simulation fue asignar el material a ambas partes, un Acero 1020 con un límite elástico de $3,516 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

Figura 37. Asignación de materiales en Solidworks.



Por defecto, en ensamblajes el programa simula las piezas como un contacto global de unión rígida; pero como el sistema de espigos y agujeros tiene una diferencia diametral significativa que permite el deslizamiento lo más limpio posible, se trabajó con 8 conjuntos de contactos sin penetración para cada espigo con su respectivo agujero, que permite simular con más detalle el área de apoyo como se ve en la siguiente figura:

Figura 38. Conjunto de contactos sin penetración en Solidworks (Vista explosionada).



Seguidamente se le añadió la sujeción fija al disco guía en la parte donde se une con el eje de salida, simulando el bloqueo del eje por carga excesiva (figura 39) y se le añadieron las cargas externa, que en éste caso es el torque en el disco de fricción simulando la carga del motor en el momento del arranque (como se dijo en la sección 5.4.1, $T_{arranque} = 10,56 \text{ N.m}$) Ver figura 40.

Figura 39. Sujeción del disco guía en Solidworks (Vista explosionada)

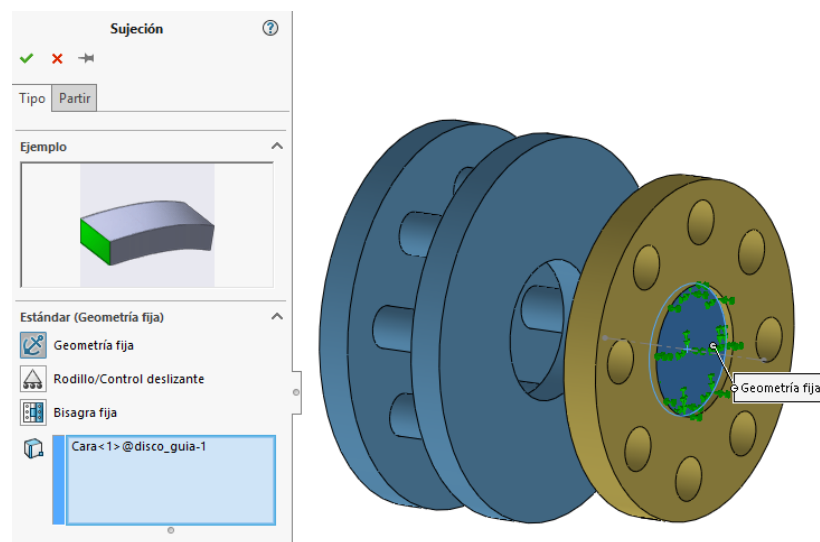
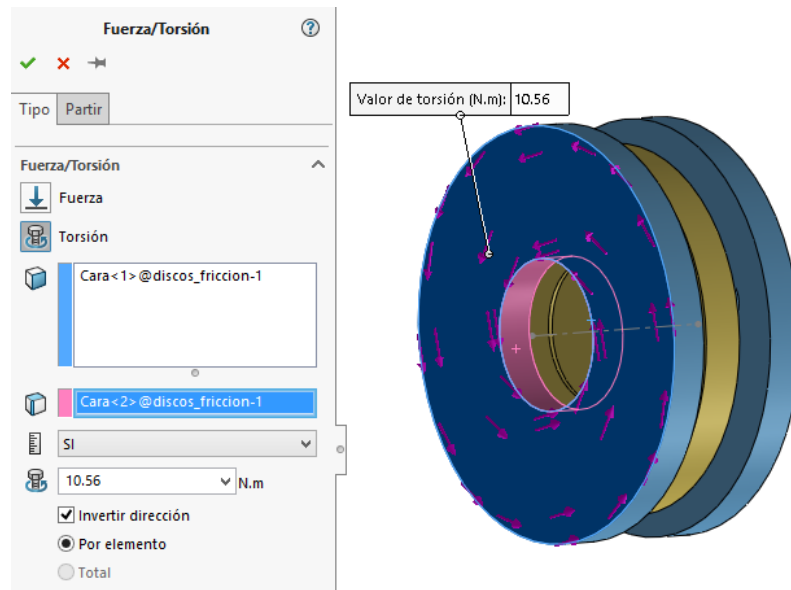


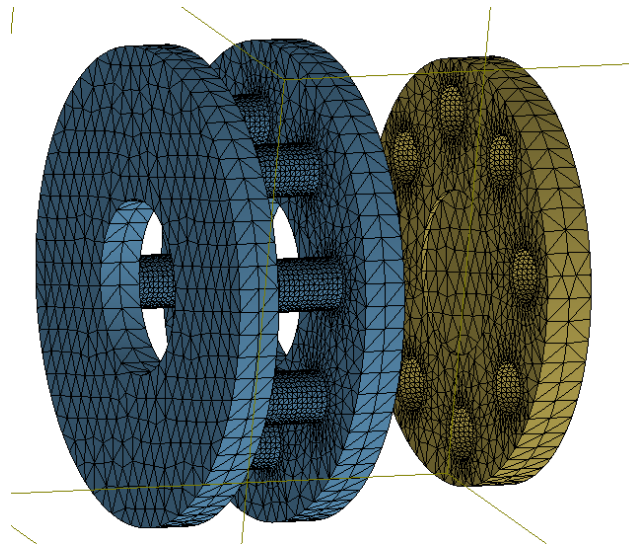
Figura 40. Cargas externas - Toque de arranque en Solidworks



Teniendo definidas las cargas en los discos, el siguiente paso fue realizar el mallado de la carga. El mallado de una pieza o conjunto de piezas se usa para realizar el Análisis de Elementos Finitos (FEA), que usa análisis numérico entre cada elemento de la malla y cálculos variacionales para obtener soluciones aproximadas, por ello entre la malla sea más fina (elementos más pequeños) habrá más aproximación pero se tendría que realizar mayores iteraciones, por lo que hace más demorado el resultado.

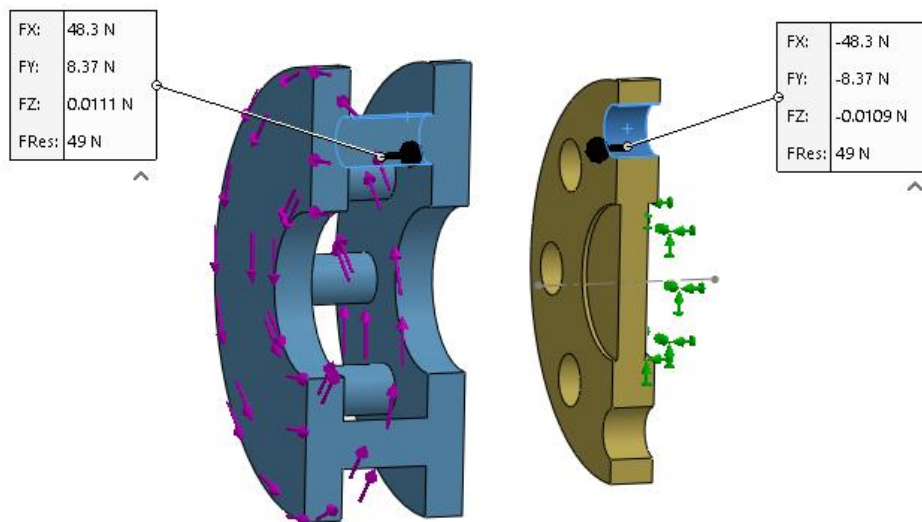
Solidworks permite crear mallados automáticos dependiendo de la forma de la pieza, pero a su vez como una herramienta de optimización, permite hacer control de mallado, que es básicamente, crear distintas clases de malla en una misma pieza con el fin de hacer mallado más fino donde se desee mayor precisión, para obtener más exactitud de los resultados en las zonas donde se quiera hacer mayor énfasis. Para el caso a estudio, se decidió crear un control de mallado con elementos de malla más fino en la zona de los espigos y agujeros de los discos; y con una malla más basta en el resto de los discos como se puede ver en la figura 41.

Figura 41 Mallado en Solidworks.



5.4.4. Análisis de Resultados. Se obtuvieron las fuerzas de reacción resultantes de la transmisión de potencia entre el espigo y los agujeros deslizantes, dando 8 fuerzas resultantes de 49 N para cada contacto (figura 42)

Figura 42. Fuerzas resultantes del contacto espigo-agujero



El resultado del estudio del modelo realizado en Solidworks, fue hecho según el criterio de tensión de Von Mises, que se define como el esfuerzo de tensión uniaxial que crearía la misma energía de distorsión que la combinación real de los esfuerzos

aplicados en los ejes principales del modelo; para el caso tridimensional, el esfuerzo efectivo Von Mises σ será:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3} \quad (\text{Ec. 29})$$

Donde:

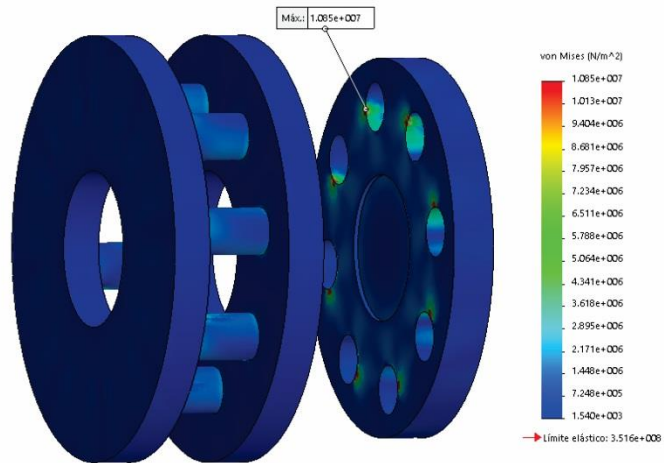
σ_1 = esfuerzo principal en el eje x

σ_2 = esfuerzo principal en el eje y

σ_3 = esfuerzo principal en el eje z

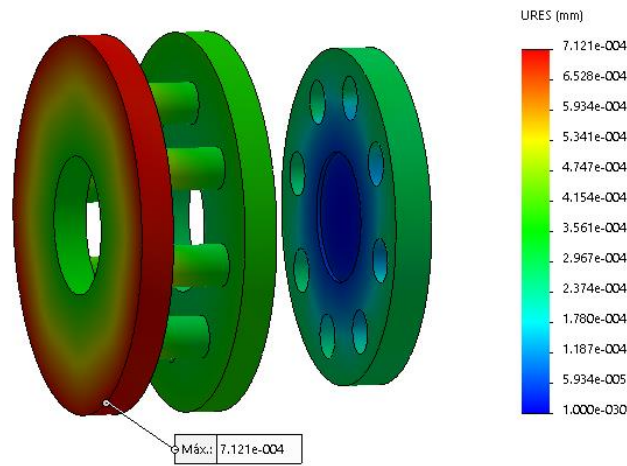
En la figura 43 se muestran los esfuerzos resultantes representados en una escala de colores que indica de, una manera gráfica, la intensidad de las tensiones sobre el modelo; las zonas rojas representan los esfuerzos más altos y las zonas azules las de poco esfuerzo; se obtuvo una concentración de esfuerzos en la base de los espigos, pero el mayor esfuerzo se obtuvo en la parte donde los agujeros deslizantes tienen contacto con los espigos, con un valor de $1,085 \times 10^7 \text{ N/m}^2$.

Figura 43. Resultado de esfuerzo de Von Mises en Solidworks



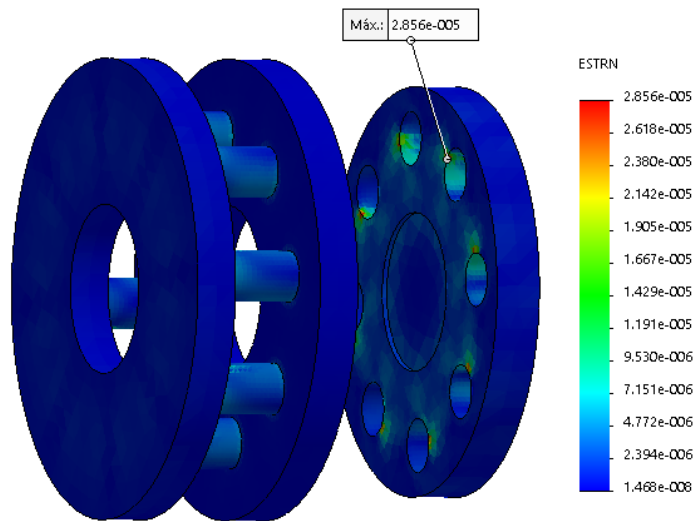
El diagrama de desplazamiento se muestra en la figura 44; el cual representa el movimiento de cada elemento de malla con respecto a un punto externo al modelo que equivale a la suma de las deformaciones; similarmente al análisis de esfuerzos, éste muestra un mayor desplazamiento en las zonas rojas y menor desplazamiento en zonas azules, lo que resulta, como se esperaba, un desplazamiento reducido en la zona donde se sujeta el disco guía y un desplazamiento máximo en la diámetro exterior del disco de fricción donde es aplicado el torque de arranque del motor, con un valor de $7,121 \times 10^{-4} \text{ mm}$, por lo que no representa una falla estructural del sistema de accionamiento.

Figura 44. Desplazamiento resultante.



También se graficó la deformación unitaria (ϵ) que se muestra en la figura 45; se puede definir como la relación adimensional existente entre la deformación total y la longitud inicial, lo que permitió determinar la deformación de los elementos de la malla sometidos a esfuerzos. Como se esperaba se obtuvo una deformación unitaria máxima al igual que los esfuerzos donde hace contacto los agujeros de $2,856 \times 10^{-2}$.

Figura 45. Deformación unitaria equivalente



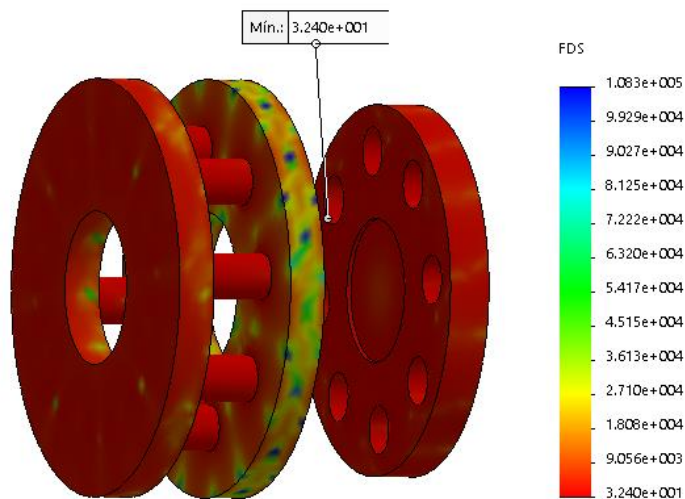
Para asegurar la confiabilidad del diseño, se hizo un estudio general del factor de seguridad mostrado en la figura 26. El factor de seguridad permite conocer el límite de carga que el sistema de accionamiento podría soportar sin fallar, se define como:

$$N = \frac{S_y}{\sigma} \quad (Ec. 30)$$

Donde: N: factor de seguridad
 S_y : Resistencia a la fluencia del material
 σ : Esfuerzo en el material

El punto más crítico es el que tenga menor factor de seguridad, para lo que se muestra un factor de seguridad mínimo de $3,24 \times 10^1$ en los agujeros deslizantes, el cual es un valor un poco elevado, pero debido al proceso de construcción y acople de los espigos se decidió dejarlos del diámetro calculado (1 cm), ya que se necesitó de un área transversal suficiente para hacer el acople mediante pernos que se obviaron por motivos de complicaciones en las simulaciones.

Figura 46. Factor de seguridad en Solidworks



Nota: Solidworks proporciona informes completos de los estudios realizados, Los informes para el análisis de carga de ambos elementos (discos de fricción y disco guía) se encuentran individualmente detallados en los Anexos D y E.

5.5. CARACTERIZACIÓN DE LAS BOBINAS

Como se concluyó en la sección 4.4, las bobinas que se decidieron usar en el proyecto ya estaban a disposición, pero no se tenía una idea clara de cómo fueron diseñados los solenoides, ni del número de espiras, ni de la longitud del cable; en general, no se tenía una idea de los parámetros de funcionamiento.

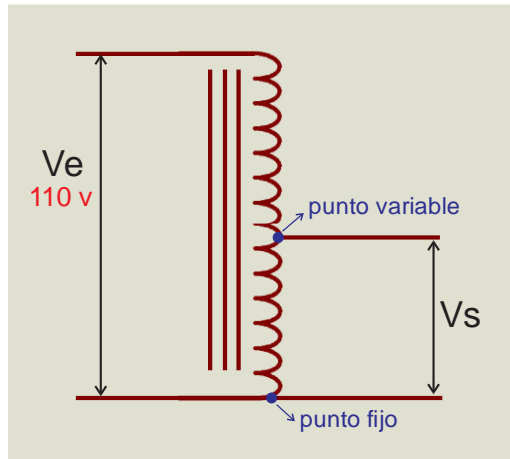
Para poder sintetizar el alcance operacional que tendrían las bobinas, se hizo un análisis de ingeniería a la inversa, realizando ensayos experimentales con dos fines concretos:

1. Poder saber el consumo de corriente y el voltaje que las bobinas aguantan sin que fallaran, ni tuvieran sobrecalentamientos; de ésta manera se tomaría la decisión sobre la fuente de poder que se usaría en el banco.
2. Poder hacer una relación entre la fuerza que genera cada bobina con el voltaje correspondiente

Los ensayos se realizaron alimentando las bobinas con un autotransformador eléctrico, que permite variar el voltaje y la corriente, el cual consta de un devanado alimentado a 110 v (V_e), dos puntos de salida de voltaje V_s (uno variable y otro fijo) y un variador, que permite ir posicionando a lo largo del devanado el punto variable que se conecta al sistema; en la figura 47 se ilustra el funcionamiento del autotransformador conectado como reductor de tensión; a la derecha se muestran los puntos de salida, entre más abajo se posicione el punto variable, menor será la

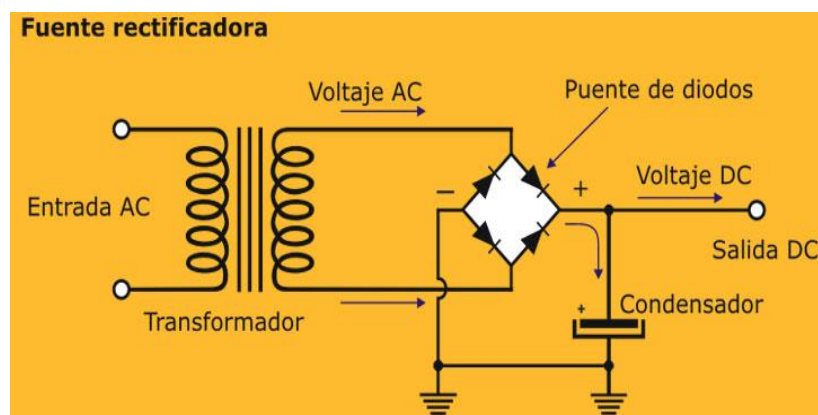
corriente y si se posiciona más arriba, irá aumentando progresivamente; lo que permite tener control manual del voltaje de alimentación a las bobinas.

Figura 47. Esquema de funcionamiento del autotransformador



Teniendo en cuenta que se debe transformar la salida de corriente alterna del autotransformador a corriente directa (que es la que requieren las bobinas), se dispuso de un puente de diodos rectificador, que cumple con ésta función. Ver figura 48.

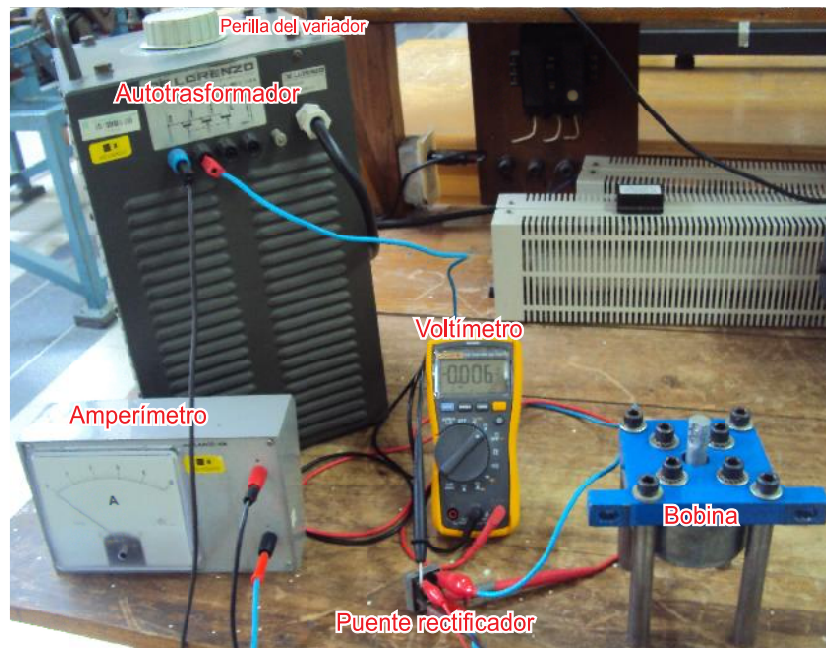
Figura 48. Conexión de puente de diodos como fuente rectificadora



En la figura 49 se muestra la disposición de los implementos usados en los ensayos.

Cada ensayo consistió en modular el autotransformador, haciendo variar la corriente de alimentación de la bobina; cada bobina en posición vertical tendría que vencer la inercia de 6 distintos pesos de hierro fundido; se iba aumentando gradualmente la corriente hasta que se tuviera la suficiente fuerza para poder atraer cada peso, de ésta manera se pudo hacer una relación entre la fuerza magnética de las bobinas en unidades de gramo fuerza con el voltaje.

Figura 49. Prueba para la caracterización de las bobinas



5.5.1. Resultado para la caracterización. Se evidenció en los ensayos que cada bobina tenía una curva de accionamiento distinta, la bobina de embrague necesitó de mayor voltaje para poder atraer el mismo peso que la bobina de frenado, por lo que cada una tendría una ecuación característica distinta. Ver 12 y 13.

Tabla 12. Datos experimentales de la fuerza magnética en la bobina de embrague.

BOBINA DE EMBRAGUE

Masa	PESO [Kgf]	VOLTAJE [V]	CORRIENTE [A]
1	0,25	9,5	0,3
2	0,44	13	0,5
3	0,50	14,85	0,55
4	0,75	22	0,8
5	0,86	24	0,9
6	1,00	-	-

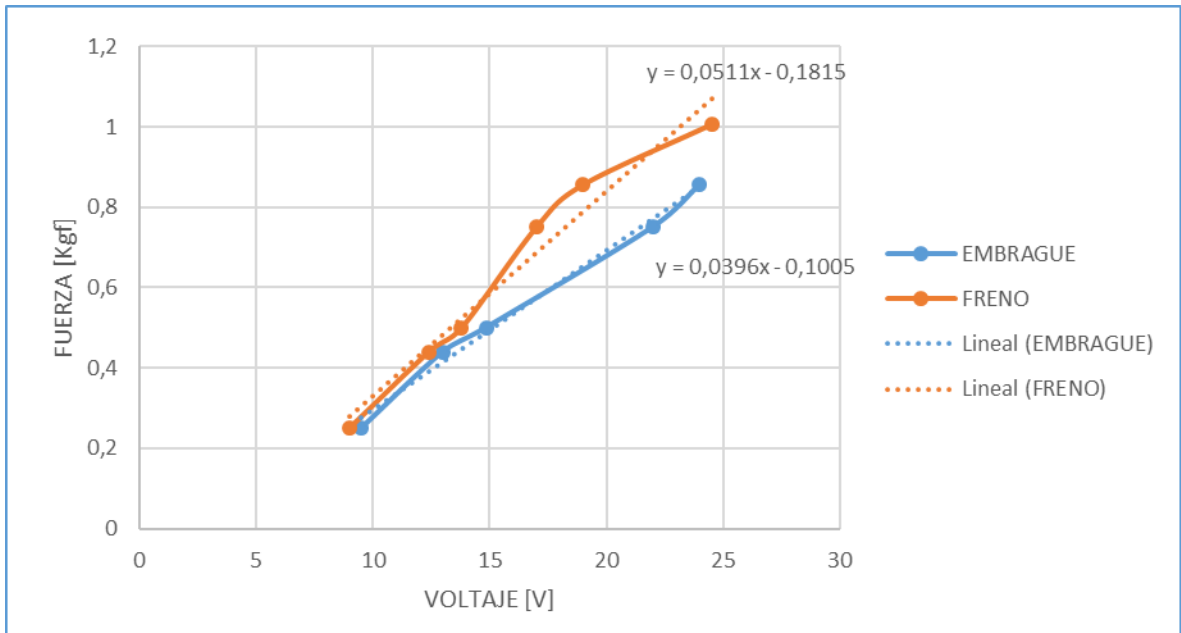
Tabla 13. Datos experimentales de la fuerza magnética en la bobina del freno.

FRENO			
Masa	PESO [Kgf]	VOLTAJE [V]	CORRIENTE [A]
1	0,25	9	0,25
2	0,44	12,4	0,45
3	0,50	13,8	0,5
4	0,75	17	0,6
5	0,85	19	0,7
6	1,00	24,5	0,95

Se observó que las bobinas a partir de los 22 V comenzaban a calentarse significativamente; la bobina de embrague a los 24 V llegó a sobrecalentarse, por lo que se decidió no hacer la prueba con el peso de un 1 Kg ya que podría que la bobina no resistiera un voltaje superior; en cambio, la bobina del freno al proporcionar una mayor fuerza con el mismo voltaje, pudo hacer el ensayo con el peso mayor, resultando un voltaje de máximo de 24,5 V. Se tomó la decisión de implementar el banco con una fuente de máximo 25 V para la alimentación de las bobinas.

En la figura 50 se muestra la relación del peso en función del voltaje, las líneas continuas representan la curvas de funcionamiento de cada bobina y en líneas punteadas la linealización de las curvas para poder construir la ecuación de funcionamiento para cada bobina.

Figura 50. Relación voltaje – fuerza.



Entonces las ecuaciones de funcionamiento para la bobina de embrague y freno en función del voltaje serán respectivamente:

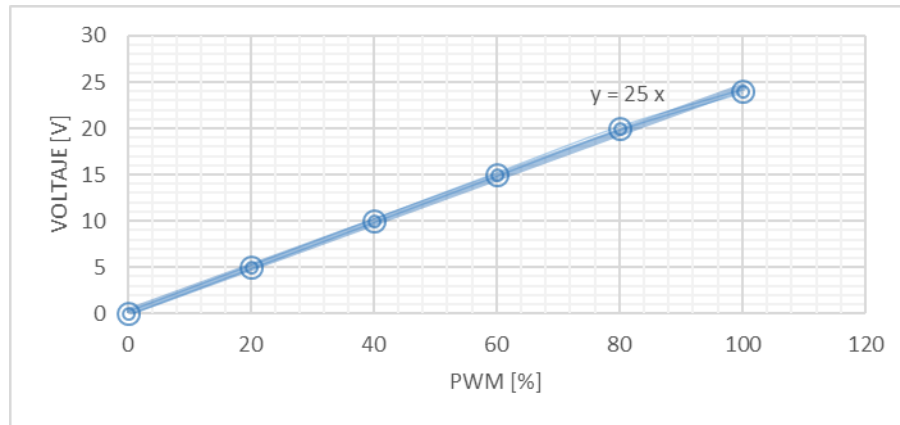
$$F_{embrague} = 0,04 V - 0,10 \quad [Kgf]$$

$$F_{freno} = 0,051 V - 0,181 \quad [Kgf]$$

Donde el Voltaje está dado en Voltios y la Fuerza en Kilogramos-fuerza.

5.5.2. Caracterización en función de la señal PWM. Como se verá más detalladamente en el capítulo 5.6.1, existe una relación directa entre el Voltaje de salida y la señal PWM para la modulación de voltaje de una fuente de corriente continua; y como se decidió usar una fuente de alimentación para las bobinas de 25 V, la relación que existe entre la señal PWM y el voltaje de salida es la que se muestra en la siguiente figura:

Figura 51. Gráfica PWM vs voltaje

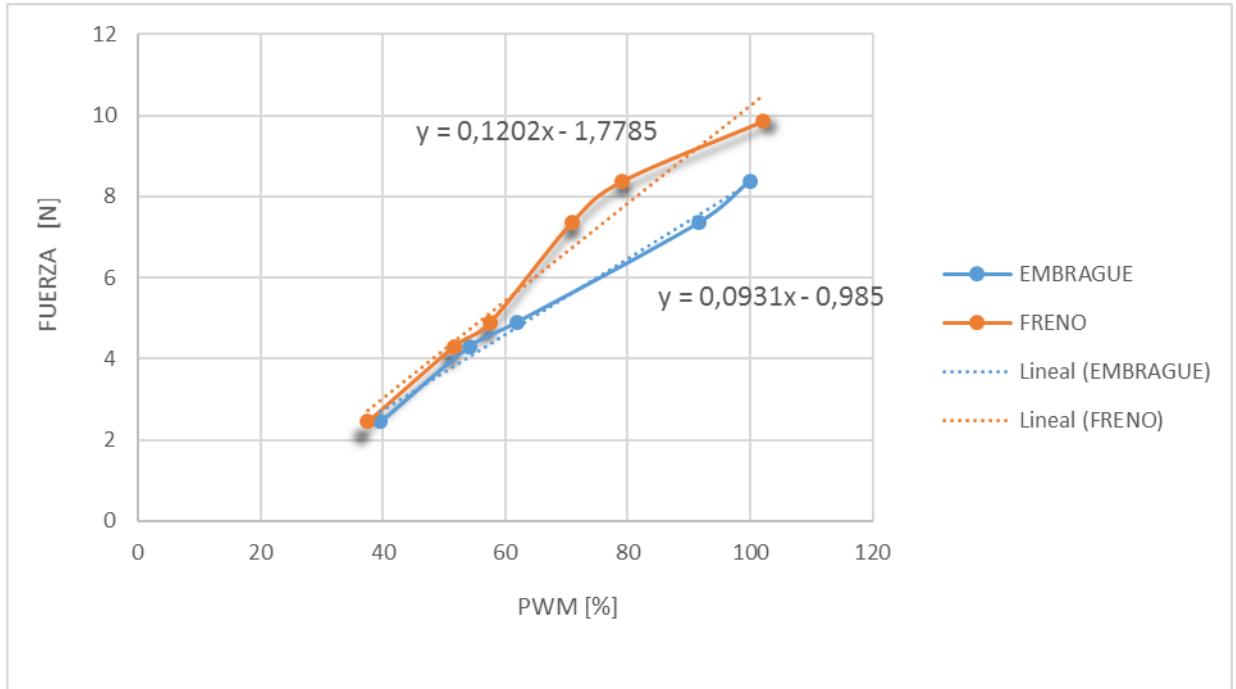


Con ecuación característica:

$$V_{equ} = 25 * PWM \quad [V] \quad (Ec. 31)$$

Por lo que se pudo readecuar directamente la caracterización del funcionamiento de las bobinas en función de las señales de PWM que se usan para modular la fuerza; en la siguiente figura se muestran dicha caracterización:

Figura 52. Relación de la fuerza en función de la señal PWM



Entonces, las ecuaciones de funcionamiento en función de la señal PWM para cada bobina son:

$$F_{embrague} = 0,093 \text{ PWM} - 0,985 \quad [N] \quad (\text{Ec. 32})$$

$$F_{freno} = 0,120 \text{ PWM} - 1,778 \quad [N] \quad (\text{Ec. 33})$$

Estas ecuaciones fueron las que se usaron en el programa de Arduino para poder visualizar la fuerza en Newton en que las bobinas estarían funcionando, únicamente con la lectura de la señal analógica del potenciómetro usada en como PWM.

5.6. DISEÑO DEL CIRCUITO MODULADOR DE FUERZA

El Arduino permite trabajar con señales PWM (modulación por ancho de pulso sus siglas en inglés) que logra producir el efecto de una señal analógica sobre una carga. Este tipo de señal es de tipo cuadrada o sinusoidal, en el cual varía el ancho relativo respecto al periodo de la misma, el resultado de esta variación es el ciclo de trabajo y sus unidades están en términos de porcentaje.²⁸

5.6.1. Señal PWM de Arduino 29 30. Las señales PWM son utilizadas comúnmente en el control de aplicaciones; su uso principal es el control de motores de corriente continua, aunque también pueden ser utilizadas para controlar válvulas, bombas, sistemas hidráulicos, y algunos otros dispositivos mecánicos. La frecuencia a la cual la señal de PWM se generará, dependerá de la aplicación y del tiempo de respuesta del sistema que está siendo controlado.

El ciclo de trabajo describe la cantidad de tiempo que la señal está en un estado lógico alto, como un porcentaje del tiempo total que toma para completar un ciclo completo. La frecuencia determina que tan rápido se completa un ciclo y por consiguiente que tan rápido se cambia entre los estados lógicos alto y bajo; al cambiar una señal del estado alto a bajo a una tasa lo suficientemente rápida y con un cierto ciclo de trabajo (Duty Cycle), la salida parecerá comportarse como una señal analógica constante.

$$D = \frac{t_h}{T} * 100 \% \quad (Ec. 34)$$

Donde D es el ciclo de trabajo.

²⁸ ARDUINO, Comunidad; Tutorial PWM. Disponible en: <https://www.arduino.cc/>

²⁹ ARDUINO, Comunidad; Disponible en: <https://www.arduino.cc/>

³⁰ LLAMAS, Luis. Ingeniería, Información y diseño; Tutoriales Arduino - Salidas analógicas PWM en Arduino; España; 2015.

t es el tiempo en que la señal es positiva.

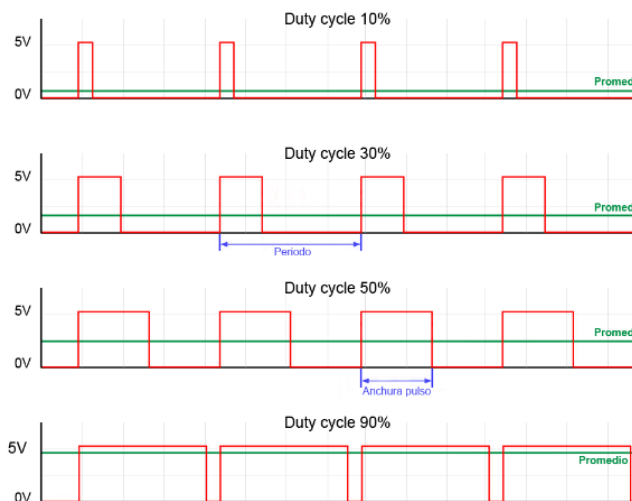
T es el Periodo.

La frecuencia se define como la cantidad de pulsos por segundo; la expresión matemática es la inversa del periodo:

$$F = \frac{1}{T} \quad (\text{Ec. 35})$$

En la siguiente imagen se muestra distintas señales PWM a distintos ciclos de trabajo con el voltaje correspondiente (promedio)

Figura 53. Señales PWM.



Fuente: LLAMAS, Luis; Artículo Ingeniería, Información y Diseño. 2015

El periodo estará dado en segundos y la frecuencia se medirá en Hertz (Hz); los Hertz es una propiedad que limita el funcionamiento de diversos aparatos electrónicos que operan con señales moduladas.

Dado que el voltaje de salida del Arduino es de máximo 5V y mínimo de 0V, para crear una señal de por ejemplo 3V, se podría utilizar un PWM con un ciclo de trabajo

del 60%. El cual generaría una señal de 5V el 60% del tiempo. Si la señal es conmutada lo suficientemente rápido, el voltaje visto en las terminales del dispositivo parecerá ser el valor promedio de la señal. Entonces el voltaje equivalente puede ser calculado multiplicando el voltaje máximo que represente el estado lógico alto por el ciclo de trabajo:

$$V_{equ} = V_{max} * D \quad (Ec. 36)$$

Para el ejemplo anterior sería el Voltaje equivalente será:

$$V_{equ} = 5 [V] * 0,6$$

$$V_{equ} = 3 [V]$$

5.5.2. Circuito para la adecuación de la señal PWM. Sabiendo que el voltaje máximo de salida del Arduino es de 5 V y el voltaje nominal que se necesitó para el funcionamiento de las bobinas fue de 25 V, se diseñó el circuito electrónico que permitió esta adecuación.

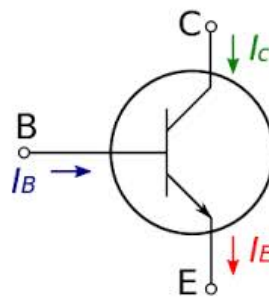
El fundamento del circuito consiste en un transistor que permite alimentar cargas a niveles de tensión superiores a los que se podría alimentar con salidas digitales o PWM de Arduino. La elección del tipo de transistor dependió de los siguientes parámetros:

1. Frecuencia máxima generada con un pin PWM de Arduino: hasta 1 Khz
2. El voltaje de alimentación: 25 V
3. El Amperaje que consumen las bobina: 1 Amp

Se decidió usar un transistor 2N3055, el cual es bastante robusto y permite un voltaje de alimentación Emisor-colector máxima de 60 V; un máximo de 7 Amperios en la base y una frecuencia de trabajo de hasta 3 MHz (ver Anexo F).

El transistor consta de tres patas (emisor E, base B y colector C) como se muestra en la figura 54; se puede considerar como un interruptor que se acciona eléctricamente, la corriente de entrada en la base funciona como control, si no recibe corriente no dejará pasar corriente de trabajo entre el emisor y el colector; y si la base recibe una corriente moderada, se abrirá proporcionalmente dejando pasar corriente de trabajo; de ésta manera el voltaje y la corriente se amplificarán.³¹

Figura 54. Funcionamiento de los transistores.

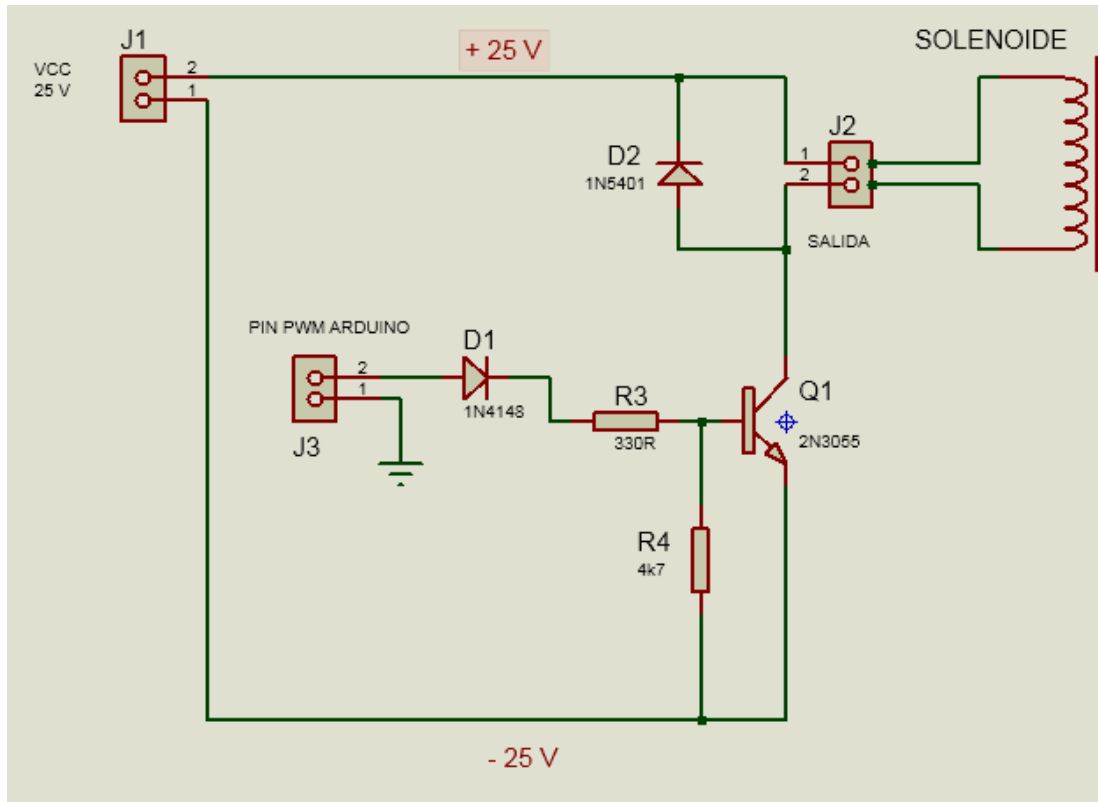


Fuente: <http://www.areatecnologia.com>

Para la amplificación de la señal PWM de Arduino y alimentación de las bobinas, se dispusieron de dos circuitos iguales, cuyo esquema electrónico se evidencia a continuación; el esquema muestra una bornera de entrada VCC donde se conecta la fuente de 25v, otra de entrada Arduino donde se conecta la señal PWM y una salida donde se conecta la bobina:

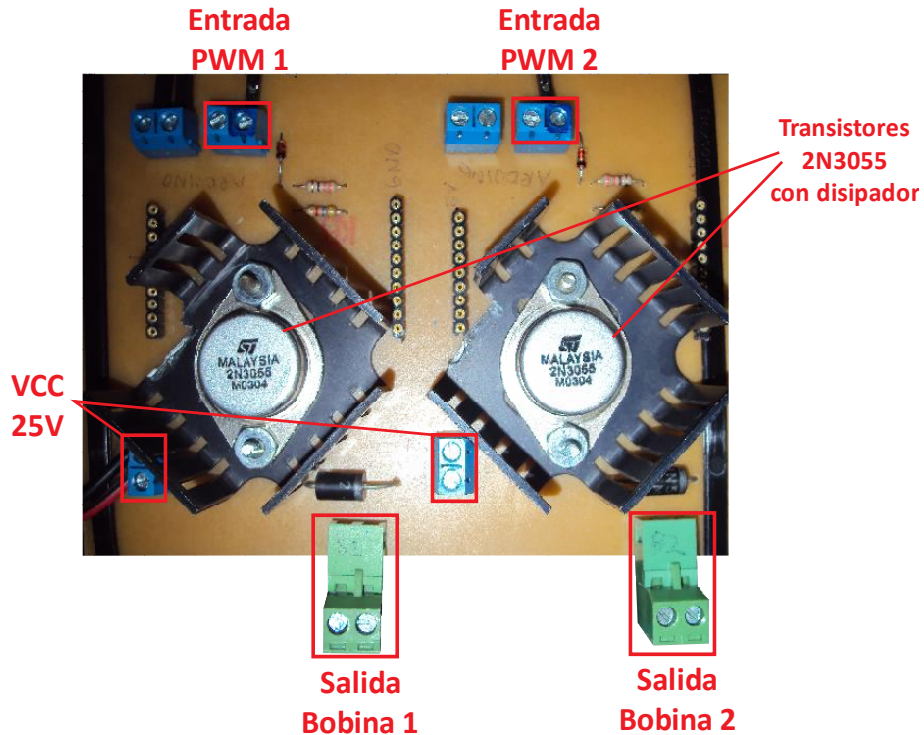
³¹ <http://www.areatecnologia.com>

Figura 55. Esquema electrónico para amplificación PWM



En la siguiente figura de muestra una fotografía de la tarjeta terminada, señalando las conexiones de entrada y salida mediante borneras; vale aclarar que se construyeron dos circuitos iguales en la misma tarjeta para tener control de cada bobina por separado.

Figura 56. Tarjeta moduladora de fuerza



5.7. DISEÑO DEL SISTEMA DE LECTURA DE VELOCIDAD Y ÁNGULO

Como se nombró en la sección 4.7, una forma fácil y económica de medir la velocidad es mediante encoders rotativos; se decidió fabricar el encoder con un disco ranurado y mediante un sensor infrarrojo de ranura.

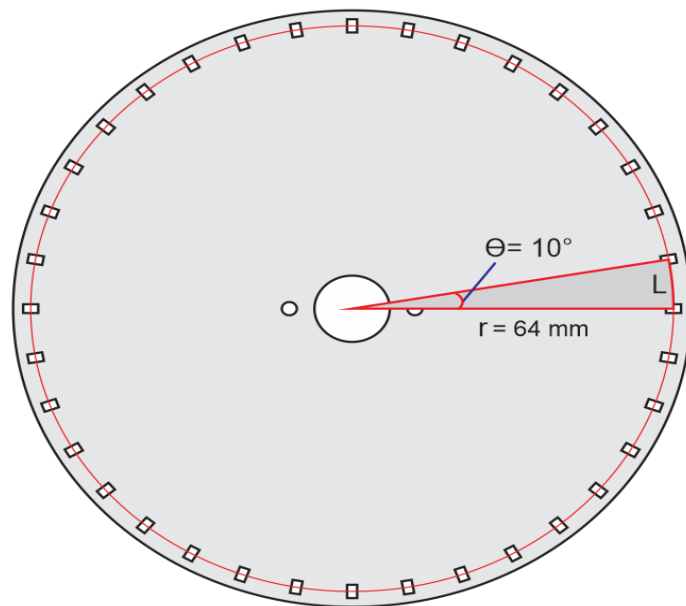
5.7.1. Discos ranurados. Los dos discos ranurados se fabricaron en acrílico opaco de 3 mm de espesor con agujero en el centro de 15mm y dos de 3mm a los lados para atornillar a los acoples. Lo ideal en el diseño del disco es que tuviera la mayor cantidad de ranuras para que haya una mayor resolución en la toma de pulsos, debido a que el ángulo de paso θ sería menor; pero a la vez, para su buen funcionamiento se tuvo en cuenta los siguientes parámetros:

- La frecuencia de lectura de Arduino.

- La velocidad máxima del motor (no más de 1800 RPM)
- El radio de circunferencia donde de las ranuras

El espacio máximo disponible para el radio del disco para que no chocara con la base y quedara espacio para ajustar el sensor es de 6 cm, por lo que se dejó un radio de ranura de 64 mm y un ángulo de paso θ igual a 10° .

Figura 57. Disco ranurado.



Para el caso más extremo (que el disco gire a 1800 RPM), la frecuencia de cada giro será:

$$Fr = 1800 \frac{rev}{60 s} = 30 Hz$$

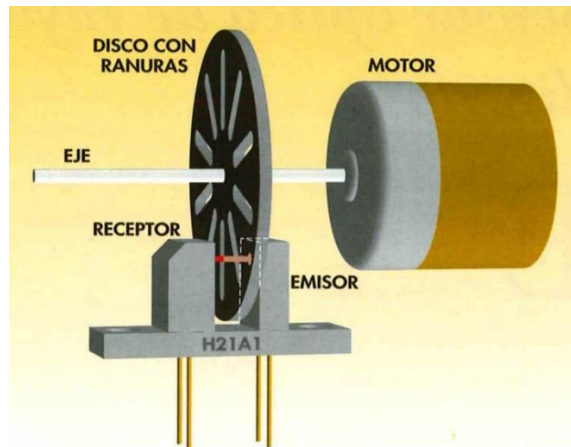
Esta frecuencia es como si se tuviera una sola ranura, es decir, solo contaría un pulso por revolución. Entonces para hallar la frecuencia de los pulsos, se multiplica por la cantidad de pulsos en una revolución:

$$Fp = 30 \text{ Hz} * 36 = 1080 \text{ Hz}$$

Ésta frecuencia es admisible, ya que Arduino permite trabajar lecturas a 1Khz, pero con arreglos de códigos se puede aumentar hasta a 1,5 KHz.³²

5.7.2. Sensor de ranura. Los sensores de ranura infrarrojos tienen dos brazos (uno con emisor de luz y otro con receptor) donde se establece un haz directo de luz, con un espacio entre ellos de 5 mm que es ocupado por los discos ranurados; los cuales, al ir girando van generando interrupciones que son interpretados por el Arduino como pulsos equivalentes a un recorrido de 10°.

Figura 58. Sensor de ranura.

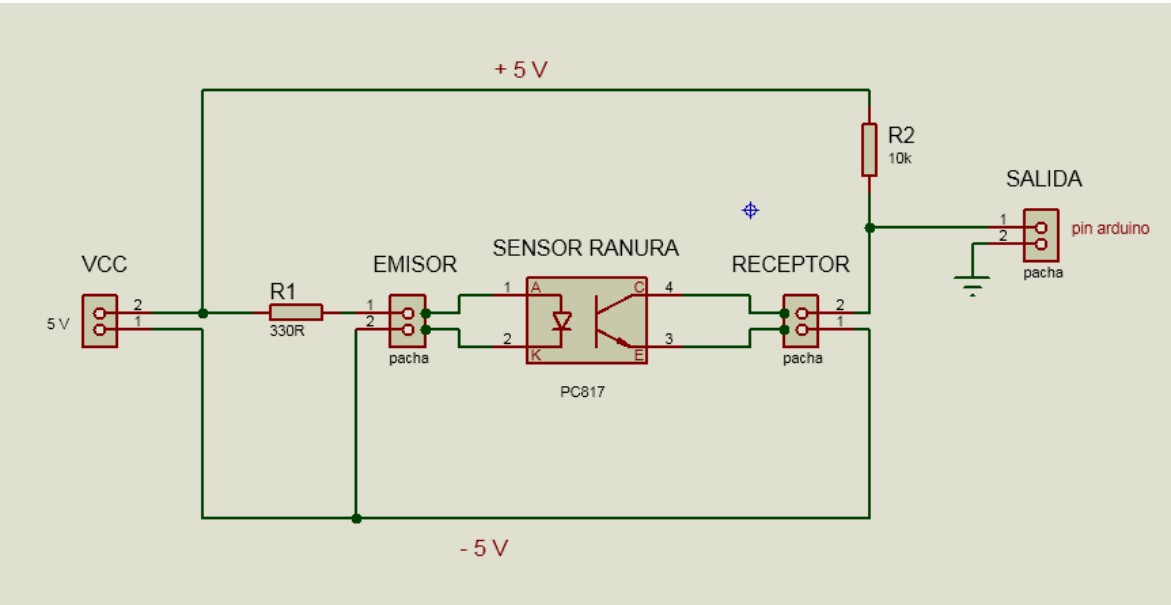


Fuente: <http://www.comohacerturobot.com/Taller/taller-sensorOptico.htm>

El esquema de la tarjeta electrónica para la conexión del sensor de ranura puede ver en la siguiente figura; donde VCC es la alimentación a 5 V, la bornera de salida es la conexión habilitada para el pin de Arduino encargado del conteo de pulsos y las borneras de emisor y receptor donde se conecta el sensor.

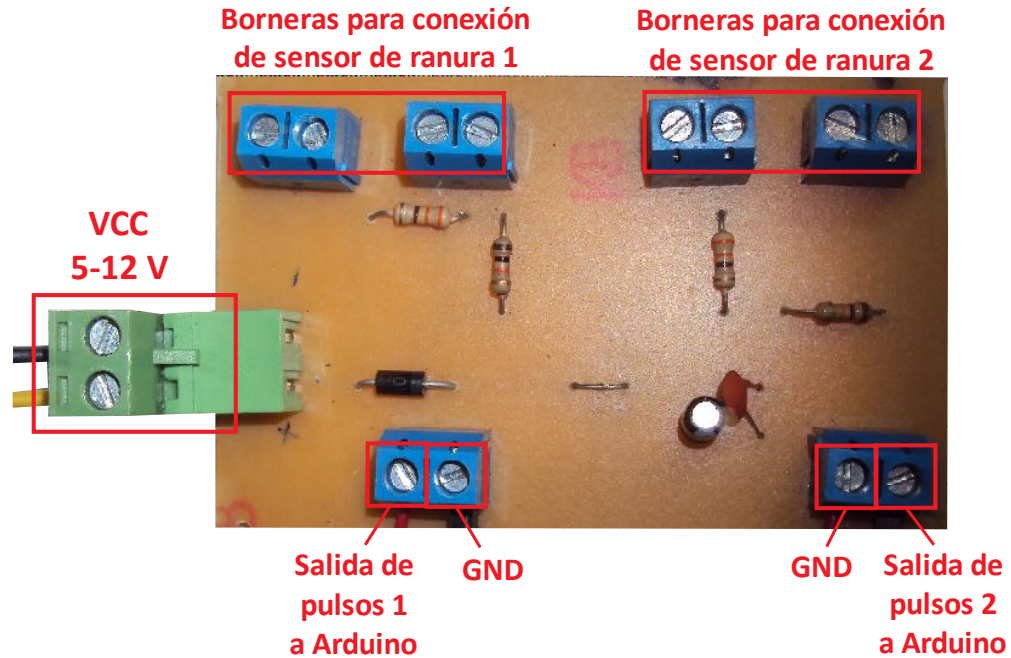
Figura 59. Esquema de conexión del sensor de ranura.

³² ARDUINO, Comunidad; Disponible en: <https://www.arduino.cc/>



En la siguiente imagen se muestra una fotografía de la tarjeta construida para la adquisición de los pulsos:

Figura 60. Tarjeta para la adquisición de pulsos con sensores de ranura



5.7.3. Pruebas de Funcionamiento. Para verificar el funcionamiento del sistema de lectura de velocidad, se ensambló el disco ranurado a un motor DC de 12 v, y se reguló su velocidad mediante señales PWM (parecido a como se hace con las bobinas); se monitorearon los pulsos que generaba el sensor mediante el Arduino uno, haciendo la relación por medio del código para obtener la RPM del motor. Alternamente se midió las revoluciones un Tacómetro, tomándolo como punto de referencia; de ésta manera se pudo comparar los resultados de lectura obtenidos. Ver figura 61:

Figura 61. Montaje para pruebas de lectura de RPM



Se hicieron 4 lecturas en un rango amplio de velocidades y se compararon mediante la ecuación de porcentaje de error, tomando como valor real el proporcionado por el tacómetro. Para la lectura mayor, se aceleró el motor a su máxima capacidad; y se tomó un promedio entre 130 lecturas obtenidas por medio del monitor serial de Arduino (Anexo G) ya que arrojara una medida por cada revolución, resultando 1766 RPM y se comparó con la lectura del tacómetro; ver figura 62. Luego se disminuyó la velocidad del motor y se tomaron otras lecturas registradas en la tabla 14.

Figura 62. Comparación de lectura de RPM con Arduino y con tacómetro

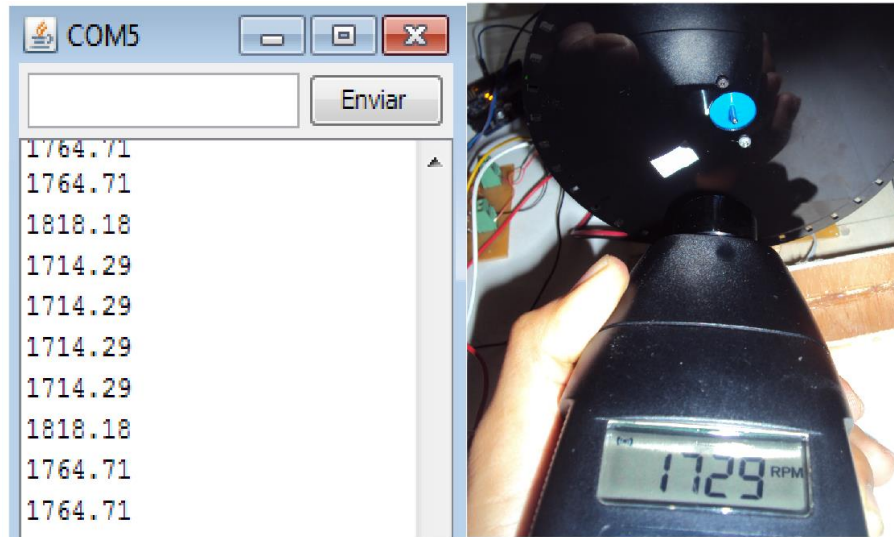


Tabla 14. Porcentaje de error en las lecturas de RPM

Nivel de Velocidad	Lecturas de RPM		error [%]
	con Tacómetro	con Arduino	
Máximo	1729	1766	2,11
Alto	1153	1176	1,99
Medio	776	789	1,67
Bajo	111	113	1,80
Promedio del error			1,89

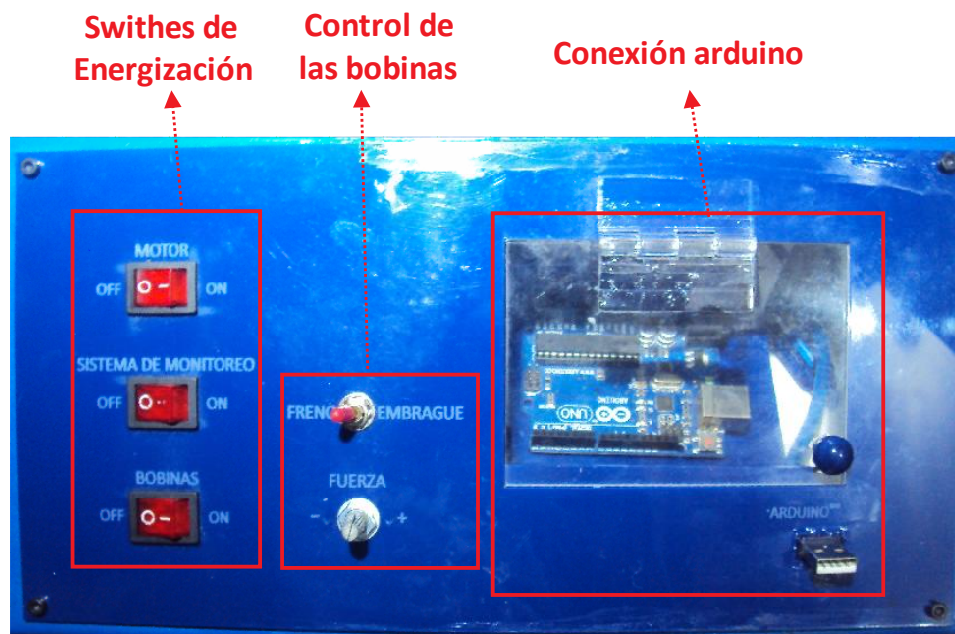
Como se observa, el promedio de los errores no supera el 2%, lo que indica que el método usado con el disco ranurado y el Arduino es una manera confiable para monitorear las revoluciones del sistema de freno-embrague.

5.8. DISEÑO DE LA INTERFAZ HOMBRE-MAQUINA

Para que el operario pueda tener buena interacción con el banco, el diseño de la interfaz se divide en: la manipulación y control de los componentes; el procesamiento de los datos; y la visualización de los datos. Para ello se diseñó respectivamente el tablero de control, el código Arduino y la interfaz de Matlab.

5.8.1. Tablero de control. Entre sus funciones, permite que el operario manipule manualmente los distintos componentes del banco por medio de pulsadores y permite la visualización de la conexión de arduino; el tablero está construido en acrílico opaco como se ve en la siguiente figura.

Figura 63. Panel de control.



Como se ve en la figura anterior, el panel se dividió de la siguiente manera:

- **Switche de Energización;** provisto de 3 switches de 2 posiciones que permite el encendido o apagado de sus componentes:

- Switch motor; energiza el motor dejando pasar corriente directa de la alimentación del banco a 110 V, haciendo que el motor arranque o se detenga rápidamente.
 - Switch del sistema de monitoreo; permite el paso de corriente desde unas salida de 5 V a las tarjetas de monitoreo de velocidad y los componentes de control de las bobinas.
 - Switch de bobinas; energiza la tarjeta de regulación de PWM usada para la alimentación de las bobinas con una línea de 25 V.
- **Control de las bobinas;** permite la manipulación de las bobinas mediante dos selectores alimentados a 5 v:
 - Switch de 3 posiciones; con señales de salida conectadas a Arduino para que mediante el código tome la decisión de cuál bobina enviarle señal PWM; de ésta manera controla el accionamiento del sistema freno-embrague (neutro en la posición central y freno o embrague en los laterales).
 - Potenciómetro; con salida analógica leída por Arduino y convertida en señal PWM mediante el código. Permite que el operario manipule manualmente la fuerza que aplican las bobinas; si se gira en sentido de las manecillas del reloj la fuerza aumentará; y si se gira en el sentido contrario disminuirá.
 - **Conexión Arduino;** Provisto de una compuerta transparente para poder visualizar las conexiones del Arduino fácilmente y un puerto de salida USB para la conexión externa a una computadora.

5.8.2. Procesamiento de datos. La interacción mediante el microcontrolador Arduino permite flexibilidad a la hora de programar y modificar los códigos además, a través de sus funciones y librerías permite que el programador tenga herramientas ya prediseñadas para el uso que requiera. El programa diseñado lee los valores del

switch y potenciómetro del control de bobinas y los transforma en señales PWM que recibe el circuito modulador de fuerza conectado a las bobinas; también lee las señales pulsantes que envían los sensores y los transforma en valores de velocidad de rotación. Además, la combinación del procesamiento de éstas dos rutinas se calculan los tiempos de aceleración y desaceleración con sus respectivos ángulos de estabilización. Para ver el diagrama de Arduino consultar el Anexo I.

Para visualizar los valores de los datos se puede mediante el monitor serial de Arduino, la información está organizada en trenes de datos ubicados en filas; los trenes de datos son enviados según la lectura de velocidad del eje de entrada, aproximadamente cada 160 a 250 ms para un promedio de 5 trenes por segundo; cada tren tienen 10 variables divididos mediante comas (,) para hacer la conexión con la aplicación de Matlab. La asignación del significado de cada dato del tren se muestra en la figura 64.

Figura 64. Monitor serial Arduino - Tren de datos.

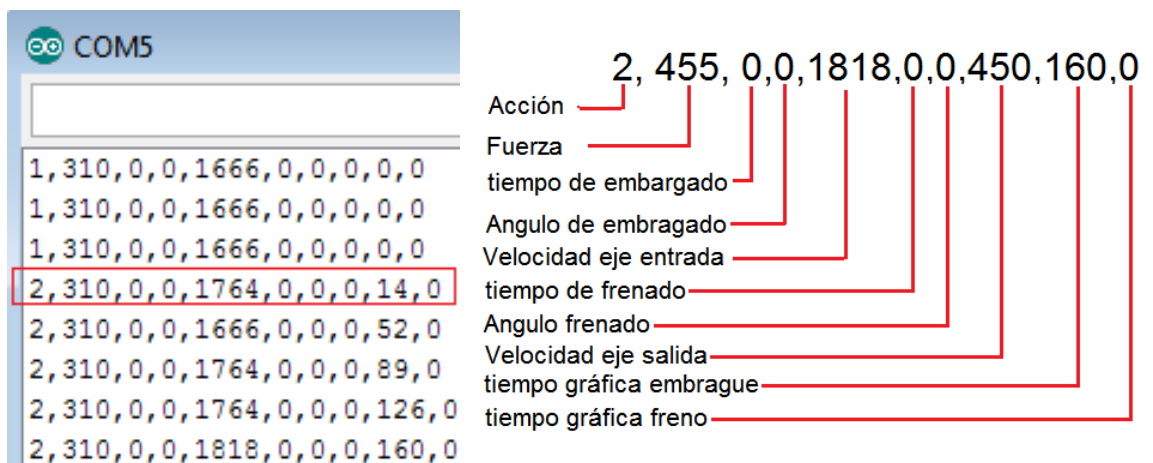


Tabla 15. Significado de los valores del tren de datos

Ord	Dato	Rango	Unidades	Observaciones
1	Acción	1 - 3		Cada número significa la acción que se está ejecutando 1 Neutro, 2 Embrague y 3 Freno.

2	Fuerza	0 - 999	N	Arroja valores de Newton sin el punto decimal, es decir, la fuerza máxima es 9,99 N.
3	Tiempo de embragado	0 - 9999	ms	Tiempo que tarda en igualarse la velocidad de los ejes
4	Angulo de embragado	0 - 9999	grados	Angulo recorrido en que la velocidad de los eje se iguala
5	Velocidad del eje de entrada	0 - 2000	RPM	Lectura de RPM de entrada
6	Tiempo de frenado	0 - 9999	ms	Tiempo que tarda en detenerse el eje de salida
7	Angulo de frenado	0 - 9999	grados	Angulo recorrido hasta que el eje de salida se detiene
8	Velocidad del eje de salida	0 - 2000	RPM	Lectura de RPM de salida
9	Tiempo gráfica embrague	0-99999	ms	Son los tiempos que inician a correr a partir que se aplica cada acción y Matlab toma para poder realizar las gráficas.
10	Tiempo gráfica frenado	0-99999	ms	

5.8.3 Interfaz en Matlab. Con el programa de Matlab, se pueden visualizar los datos de una forma más ordenada y amigable con el estudiante; como se puede ver en la siguiente figura.

Figura 65. Ventana de monitoreo - MATLAB

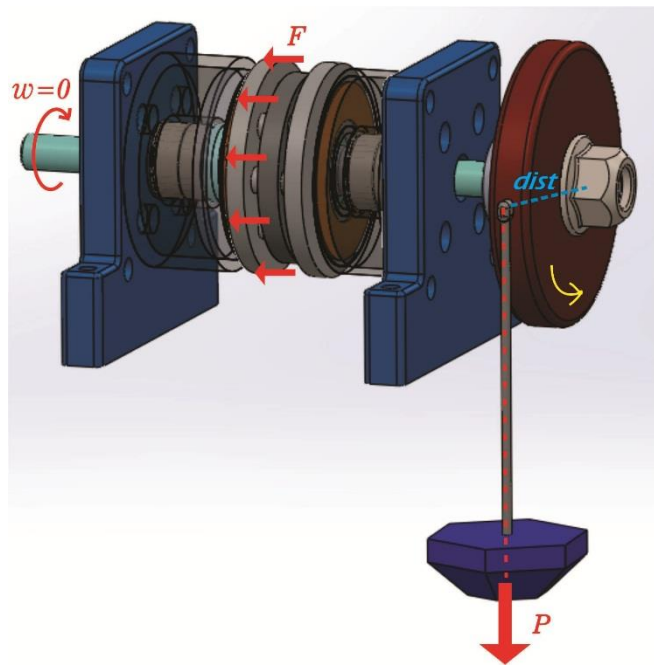


En la parte izquierda se establece la conexión con Arduino y el monitoreo de las bobinas, se puede iniciar y finalizar la toma de datos con el botón STAR/STOP, configurando antes el puerto donde se encuentra conectado el Arduino; dependiendo del accionamiento que se haga manualmente a las bobinas, alumbrará en color verde la acción que se esté ejecutando; y con un indicador, la fuerza que se esté ejerciendo. En la parte superior derecha, se visualizan las gráficas del ciclo de embragado y frenado activando antes un checkbox “Graficar” en la parte inferior de cada gráfica, que permite su desactivación una vez terminado el intercambio de energía para detener el graficado y guardar los valores de RPM y tiempo; así mismo, se visualizan los valores de tiempo y ángulo de embragado. Con dos indicadores en la parte inferior derecha también se puede visualizar la velocidad en tiempo real de cada eje.

6. ENSAYOS DE LABORATORIO

6.1. ENSAYO ESTÁTICO

Figura 66. Ensayo estático.



Con el eje de entrada bloqueado ($w = 0$), se coloca un peso P a una distancia horizontal d medida desde el eje de rotación en el eje de salida, produciendo un torque en sentido anti horario, haciendo que el disco inercial de color rojo rote. Se acciona la bobina de embrague con fuerza F máxima que mantenga la carga estática, y se va disminuyendo hasta que la fricción no sea suficiente para mantener la carga produciendo deslizamiento; de ésta manera se obtiene una relación entre P y F . comparando el Torque estático hallado experimentalmente con el teórico con la ecuación de desgaste constante o presión uniforme.

Tabla 16. Resultado del ensayo estático

METODO: DESGASTE CONSTANTE							
dist=65 mm , D=75 mm, d=45 mm, $\mu S=0,45$							
PES O MAS A [Grf]	FUER ZA FREN O [N]	FUERZA EMBRAG UE [N]	TEORICO		EXPERIMEN TAL Ts=P*dist [N m]	ERRO R FREN O [%]	ERROR EMBRAG UE [%]
			$T_s = (\mu s * F / 4) * (D+d)$				
			Ts FREN O	Ts EMBRAG UE			
50	1,2	2,1	0,017	0,030	0,032	84,3	5,3
100	3,5	4,2	0,050	0,060	0,064	26,4	5,3
150	4,1	5,1	0,059	0,073	0,096	61,8	30,1
200	4,8	5,8	0,069	0,084	0,127	84,3	52,5
250	5,7	6,7	0,082	0,096	0,159	94,0	65,1
METODO: PRESION UNIFORME							
dist=65 mm , D=75 mm, d=45 mm, $\mu S=0,45$							
PES O MAS A [Grf]	FUER ZA FREN O [N]	FUERZA EMBRAG UE [N]	TEORICO		EXPERIMEN TAL Ts=P*dist [N m]	ERRO R FREN O [%]	ERROR EMBRAG UE [%]
			$T_s = (\mu s F) / 3 [(D^3 - d^3) / (D^2 - d^2)]$				
			Ts FREN O	Ts EMBRAG UE			
50	1,2	2,1	0,018	0,031	0,032	80,6	3,2
100	3,5	4,2	0,051	0,062	0,064	23,8	3,2
150	4,1	5,1	0,060	0,075	0,096	58,5	27,5
200	4,8	5,8	0,071	0,085	0,127	80,6	49,4
250	5,7	6,7	0,084	0,098	0,159	90,1	61,7

6.2. ENSAYO DINÁMICO

Con el eje de entrada girando (*w cte*) y con un dinamómetro atado al volante inercial como se muestra en la figura, se acciona la bobina del embrague iniciando con una fuerza baja de manera que no produzca torque; y se aumenta progresivamente de manera que la fuerza P leída también irá aumentando, así se

tendrá una relación de F para el valor teórico y P para el experimental; éste ensayo solo se hace para el embrague, ya que con el freno no es posible mantener un movimiento relativo entre las partes friccionadas durante un tiempo prolongado.

Figura 67. Ensayo dinámico.

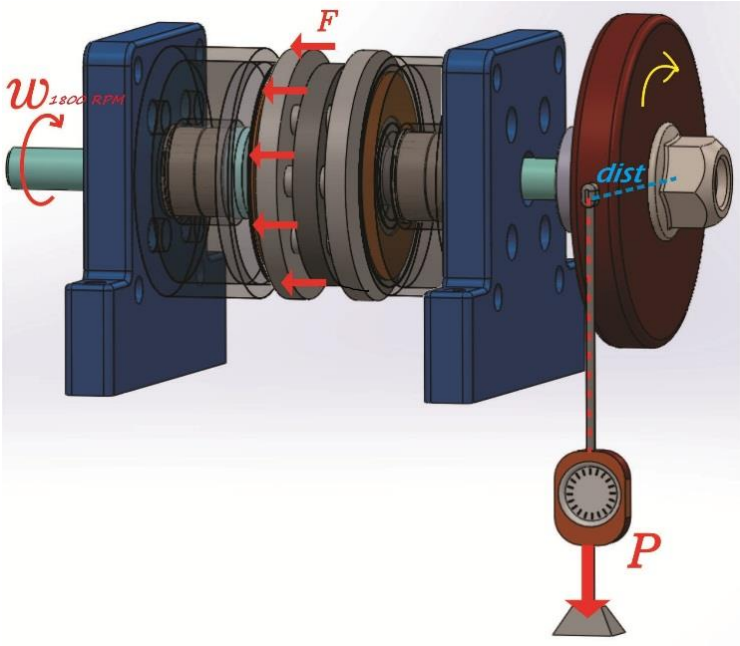


Tabla 17. Resultados del ensayo dinámico.

METODO: PRESION UNIFORME					
dist=65 mm , D=75 mm, d=45 mm, $\mu_k=0,39$					
PESO P [Gr]	PESO P [N]	FUERZA EMBRAGU E [N]	TEORICO $T_k = \mu_k * F/4 * (D+d)$ [Nm]	EXPERIMENTA L $T_k = P * dist$ [N m]	PORCENTAJE ERROR [%]
100	0,98	5,06	0,059	0,064	7,6
150	1,47	5,5	0,064	0,096	48,5
200	1,96	5,9	0,069	0,127	84,6
250	2,45	6,8	0,080	0,159	100,2
300	2,94	7,4	0,087	0,191	120,7
350	3,43	8,2	0,096	0,223	132,4

METODO: PRESION UNIFORME					
dist=65 mm , D=75 mm, d=45 mm, $\mu_k=0,39$					
PESO P [Gr]	PESO P [N]	FUERZA EMBRAGU E [N]	TEORICO $T_k = (\mu_k F)/3 [(D^3-d^3)/(D^2-d^2)]$ [N m]	EXPERIMENTA L $T_k = P * d$ [N m]	PORCENTAJE ERROR [%]
100	0,98	5,06	0,065	0,064	2,1
150	1,47	5,5	0,071	0,096	35,1
200	1,96	5,9	0,076	0,127	67,9
250	2,45	6,8	0,087	0,159	82,1
300	2,94	7,4	0,095	0,191	100,8
350	3,43	8,2	0,105	0,223	111,4

Se observa que los resultados de los distintos métodos teóricos no varían significativamente y a comparación del experimento se va incrementando el error a medida que se aumenta la fuerza, lo que puede deberse a fallos en el monitoreo de la fuerza, que podría tenerse en cuenta para una mejora futura del banco, además de la incertidumbre que conlleva seleccionar el valor del coeficiente de fricción teóricamente. Además de que se trabajó con diferencias de la fuerza P pequeñas lo que causa que los valores no se puedan medir con mejor exactitud (Tanto para el análisis estático como para el dinámico)

Con el fin de comparar la exactitud de la simulación realizada en Solidworks (sección 5.3), se calcula el porcentaje de error con el método de presión uniforme:

Tabla 18. Comparativo del torque dinámico con los resultados del análisis de movimiento en Solidworks

FUERZA EMBRAGUE [N]	TEORICO $T_k = (\mu F)/3 \left[\frac{(D^3 - d^3)}{(D^2 - d^2)} \right]$ [N m]	SIMULACIÓN T_k [N m]	PORCENTAJE ERROR [%]
5,06	0,065	0,285	337,3
5,5	0,071	0,309	337,4
5,9	0,076	0,332	337,5
6,8	0,087	0,383	337,8
7,4	0,095	0,417	337,9
8,2	0,105	0,462	338,0

Con los resultados de la simulación se observa un error significativo que puede deberse a que el banco tiene parámetros externos que afecta el funcionamiento y que en la simulación no se tiene en cuenta, lo que deja un área para profundizar en su estudio.

Tabla 19. Comparativo del torque dinámico hallados experimentalmente

FUERZA EMBRAGUE [N]	tiempo de estabilización [s]	EXPERIMENTA $L \quad T_k = I \cdot \Delta_w / t$ [N m]	EXPERIMENTA $L \quad T_k = P \cdot d$ [N m]	Comparación
5,06	8,588	0,083	0,064	30,5
5,9	5,672	0,126	0,127	0,9
6,8	4,108	0,174	0,159	9,3
7,4	3,345	0,213	0,191	11,8
8,2	2,782	0,257	0,223	15,1

Comparando los métodos experimentales, uno hallando el valor del tiempo de estabilización con la aplicación de Matlab y el otro como se había evaluado anteriormente ($P \cdot d$); se obtiene unos valores similares, lo que lleva a concluir que

la implementación del monitoreo trabajan adecuadamente con resultados confiables.

6.3. INTERCAMBIO ENERGÉTICO

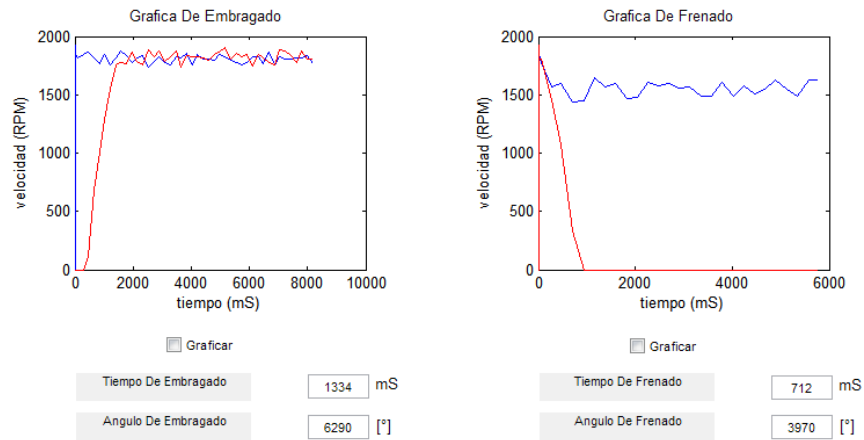
Para estudiar la energía cinética de rotación se pone en marcha el motor y se embraga la carga produciendo el cambio de velocidad en un tiempo determinado. Esta energía depende de momento de inercia y la diferencia de velocidad angular producida en la carga (ecuación 5) representada en las gráficas de velocidad contra tiempo.

La energía de rotación es debida al trabajo de la fuerza de rozamiento W_r , que es el producto del Momento de rozamiento que es el mismo torque cinético T_k por el ángulo girado θ . Entonces el balance energético se expresa de la siguiente manera:

$$E = W_r$$
$$\frac{1}{2}mk^2\Delta w^2 = T_k * \theta \quad (Ec 41)$$

Para hacer el análisis comparativo se calcula el valor de la energía cinética de rotación teóricamente, y el valor del trabajo de rozamiento se halla mediante el monitoreo del tiempo y en ángulo de embragados de acuerdo a los valores que arroja el banco.

Figura 68. Graficado del ciclo de embragado y frenado con la interfaz de Matlab



El estudio energético se hace para el embrague realizando 3 tomas de datos a una misma fuerza de accionamiento, con inercias de carga distinta variando los discos inerciales:

Tabla 20. Intercambio energético con una fuerza de accionamiento de 6 N

Inercia [Kg m ²]	tiempo [s]	θ [°]	θ [rad]	$Tk = I \Delta w / t$ [N m]	$Wr = Tk * \theta$ [N m]	$E = \frac{1}{2} m k^2 \Delta w^2$ [N m]	ERRO R [%]
0,0000084							
3	1,05	5960	104	0,002	0,16	0,15	5,1
		1116					
0,002238	2,218	0	195	0,190	37,05	39,76	6,8
		1576					
0,003788	2,964	0	275	0,241	66,26	67,30	1,5

7. CONCLUSIONES

- Se pudo dar un uso didáctico al proyecto, corroborando la teoría que se estudia en la asignatura de Diseño de Maquinas II de forma que se puede interactuar directamente con los fenómenos físicos que ocurren en los frenos y embragues; generando que el estudiante tenga curiosidad y gusto por el funcionamiento de éste tipo de dispositivos, ya que anteriormente no se tenían las herramientas necesarias para hacerlo y no se le daba mayor interés como complementos de aprendizaje.
- Al ver el acogimiento que tuvo el banco con personas que no tenían mayor conocimiento sobre el intercambio energético por fricción de los frenos y embragues, y que al realizar la práctica dieron a conocer que entendían mejor el funcionamiento de éstos dispositivos; se visiona que el uso de este prototipo lleve a incentivar la investigación de los estudiantes, y a su vez la escuela de ingeniería mecánica apoye más proyectos enfocados en análisis experimentales de distintos dispositivos de interés para el ingeniero mecánico.
- Debido errores referentes a la toma de datos con respecto a la teoría no dejan mayor satisfacción, se le atribuye a la hipótesis planteada de los valores del coeficiente de rozamiento; y también a la fuerza que se asigna a las bobinas pues los experimentos de caracterización se realizaron con una fuente distinta a la que se dispone. Aunque no cabe duda que es una buena aproximación y no interrumpe con el objetivo principal del proyecto.
- Las simulaciones realizadas para el estudio energético permiten prevenir el comportamiento dinámico que puede suceder al variar los parámetros del banco; aunque los valores arrojados no se acercan a los datos reales, se obtuvo un

dimensionamiento de la variación de los fenómenos físicos, como por ejemplo, al aumentar la inercia de la carga incurre un mayor tiempo de estabilización, lo que conlleva a un aumento de la energía cinética de rotación

BIBLIOGRAFÍA

ARDUINO, Comunidad; Tutorial PWM. [en línea] Disponible en: <https://www.arduino.cc/>

ARENAS, Laura V; CASTILLA, Arturo J; ROJAS, Danilo A. Artículo, Interfaz Hombre Máquina. Universidad Autónoma del Caribe, Barranquilla, Atlántico. 2011.

BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J Keith. Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. Cap 16 pag 806

BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J Keith. Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. Octava Edición; Editorial Mc Graw Hill, México; 2008; pag 356.

CONTRERAS, J. Herbas. Metodo de localización para un proyecto Método cualitativo por puntos. Disponible en: <http://www.academia.edu>

CROSA, Christian J; SCRIMAGLIA, Carlos A. Diseño y construcción de un freno – embrague electromagnético. Universidad Industrial de Santander, 1992.

GOIZPER GROUP, Industrial. Catálogo frenos y embragues. Disponible en: www.goizper.com/es/industrial

GOIZPER GROUP, Industrial. Your partner in power transmission. Catálogo frenos y embragues electromagnéticos, España.

GREEN, Wood; DOUGLAS C, David, Manual of Electromechanical Drive, component Types Characteristics and Design Applications. New York: Mc Graw Hill, Book Company inc, 1965.

GRUPO CARMAN; BLOG DE NOTICIAS, NOVEDADES Y PROMOCIONES DEL GRUPO DE EMPRESAS CARMAN. Artículo Técnico – Solidworks análisis estáticos.

HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo O; SCHMID Steven R. Elementos de Máquinas. México: Mc Graw Hill, 2000.

HAYT, William H; BUCK, John A. Teoría electromagnética. Séptima Edición. Editorial Mc Graw Hill, 2001.

LBA Industrial Mining y Compañía. S. de R.L de C.V; Hermosillo, Sonora México. 2012

LLAMAS, Luis. Ingeniería, Información y diseño; Tutoriales Arduino - Salidas analógicas PWM en Arduino; España; 2015.

LOPER, Orla E; AHR, Arthur F. Introducción a la Electricidad y la Electrónica; Manual de Investigación. Primera Edición; Editorial Diana México, 1998.

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. University of Dayton. Cuarta Edición. México: Editorial Pearson Educación, 2006.

PCE Instruments; PCE Inst; PCE Instrumentation. Instrumentos de medida – Medidor de revoluciones. España. 2016

The MathWorks, Inc; 1994 – 2017. [en línea] Disponible en:
<https://es.mathworks.com/discovery/matlab-gui.html>

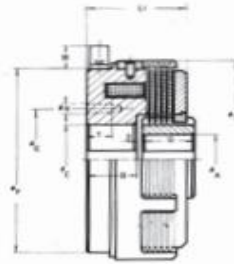
The MathWorks, Inc; España, 1994 – 2017.

ANEXOS

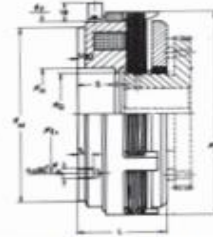
ANEXO A. CATÁLOGO DE FRENOS ELECTROMAGNÉTICOS DE MÚLTIPLES DISCOS

Serie 4.03 / 4.03 B

ELECTROMAGNETIC MULTI-PLATE BRAKES /
FRENOS ELECTROMAGNÉTICOS MULTIDISCO



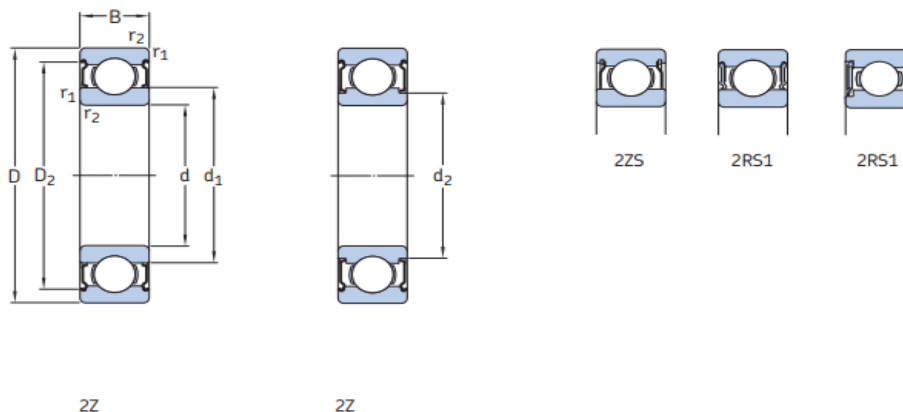
Serie 4.03



Serie 4.03 B

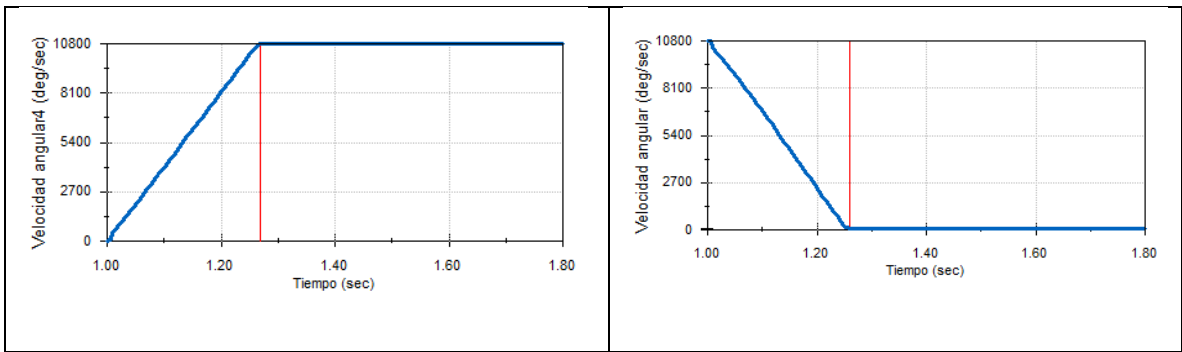
SIZE		02	05	11	11E	23	23E	32	45	64
Torque	Nm	20	50	110	110	230	230	320	450	640
Voltage	V	24*								
Power	W	19	24	38	38	54	46	67	67	75
Weight	Kg	1,6	2,8	4,2	4,2	6,4	6,4	9	9,8	13
Speed max.	min ⁻¹	3.500	3.200	3.000	3.000	2.600	2.600	2.200	2.200	2.000
J	int.	2	5	15	15	65	65	112	125	190
	ext.	20	62	150	150	375	375	620	750	1.250
Ø A min.		16	15	21	21	26	26	26	26	41
Ø A max.	B	28	32	38	45	45	55	55	55	65
		20	23	26	26	30	27	33,5	33,5	35
Ø C min.		15	21	21	21	31	31	41	41	81
Ø C max.		40	53	60	70	70	80	85	85	100
Ø D		93	114	134	140	168	168	198	198	216
Ø E		50	60	72	80	92	95	110	110	124
Ø E ₁		56	75	90	90	100	116	116	116	130
Ø F		85	100	122	125	152	152	182	182	195
G		18	23	28	29	32	32	36,5	39,5	46
Ø H		42	55	68	68	75	90	90	90	100
I		2	5	7	7	5	5	6	6	8
L		38	48	55	55	58,5	64,5	66	69	77,5
L ₁		36	44	52	52	60	58,5	67	70	74
Ø M		80	95	120	120	142	142	170	170	184
Ø Q		37	45	60	60	65	80	80	80	90
Ø R		4xM6	4xM6	4xM8	4xM6	5xM10	5xM10	5xM10	5xM10	6xM10
Ø R ₁ - 4 a 90°		M6	M8	M8	M8	M10	M10	M10	M10	M12
S		20	22	22	22	25	28	28	28	31
T		12	12	16	16	16	16	16	16	20
T ₁ max.		5	7	8	8	9	9	9	9	16
UmV		2,5x12	5x14	5x16	5x16	6x20	6x20	6x20	6x20	6x20

ANEXO B. CATÁLOGO DE RODAMIENTOS SKF



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación			
	dinámica C	estática C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite					
d	D	B								
mm			kN	kN	r. p. m.	g	-			
12 cont.	24	6	2,51	1,46	0,062	-	19 000	11	W 61901-2RS1	
	24	6	2,51	1,46	0,062	67 000	32 000	11,5	W 61901-2Z	
	28	8	4,42	2,36	0,102	-	16 000	20	W 6001-2RS1	
	28	8	4,42	2,36	0,102	60 000	30 000	20	W 6001-2Z	
	32	10	5,72	3	0,127	-	15 000	36	W 6201-2RS1	
	32	10	5,72	3	0,127	53 000	28 000	36	W 6201-2Z	
	37	12	9,75	4,15	0,176	-	14 000	57	W 6301-2RS1	
	37	12	9,75	4,15	0,176	48 000	24 000	60	W 6301-2Z	
	15	21	4	0,618	0,3	0,012	-	19 000	3,6	W 61702-2RS1
		21	4	0,618	0,3	0,012	67 000	32 000	3,6	W 61702-2Z
24		5	1,65	1,08	0,048	-	17 000	7,1	W 61802-2RS1	
24		5	1,65	1,08	0,048	60 000	30 000	6,8	W 61802-2Z	
24		7	1,65	1,08	0,048	-	17 000	9,9	W 63802-2RS1	
24		7	1,65	1,08	0,048	60 000	30 000	9,6	W 63802-2Z	
28		7	3,71	2,24	0,095	-	16 000	16	W 61902-2RS1	
28		7	3,71	2,24	0,095	56 000	28 000	16	W 61902-2Z	
32		9	4,88	2,8	0,12	-	14 000	29	W 6002-2RS1	
32		9	4,88	2,8	0,12	50 000	26 000	29	W 6002-2Z	
35		11	6,37	3,6	0,156	-	13 000	44	W 6202-2RS1	
35		11	6,37	3,6	0,156	48 000	24 000	44	W 6202-2Z	
42		13	9,95	5,4	0,232	-	11 000	79,5	W 6302-2RS1	
42		13	9,95	5,4	0,232	40 000	20 000	82,5	W 6302-2Z	
17		23	4	0,559	0,34	0,015	-	17 000	3,9	W 61703-2RS1
	23	4	0,559	0,34	0,015	60 000	30 000	3,9	W 61703-2Z	
	26	5	1,78	1,27	0,054	-	16 000	8	W 61803-2RS1	
	26	5	1,78	1,27	0,054	56 000	28 000	7,6	W 61803-2Z	
	26	7	1,78	1,27	0,054	-	16 000	11	W 63803-2RS1	
	26	7	1,78	1,27	0,054	56 000	28 000	10,5	W 63803-2Z	
	30	7	3,97	2,55	0,108	-	14 000	17,5	W 61903-2RS1	
	30	7	3,97	2,55	0,108	50 000	24 000	17	W 61903-2Z	
	35	10	4,94	3,15	0,137	-	13 000	38,5	W 6003-2RS1	
	35	10	4,94	3,15	0,137	45 000	22 000	39	W 6003-2Z	

Ensayos sin discos inerciales	
Embrague	Freno
<p>Fza: 0.25 Kgf Tiempo de estabilización: 1,07 s</p>	<p>Fza: 0.25 Kgf Tiempo de estabilización: 1,02 s</p>
<p>Fza: 0.5 Kgf Tiempo de estabilización: 0,54 s</p>	<p>Fza: 0.5 Kgf Tiempo de estabilización: 0,50 s</p>
<p>Fza: 0.75 Kgf Tiempo de estabilización: 0,36 s</p>	<p>Fza: 0.75 Kgf Tiempo de estabilización: 0,34 s</p>
<p>Fza: 1.0 Kgf Tiempo de estabilización: 0,27 s</p>	<p>Fza: 1.0 Kgf Tiempo de estabilización: 0,25 s</p>



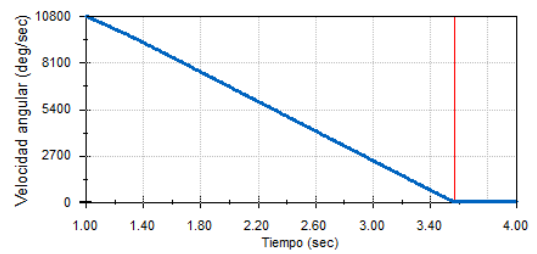
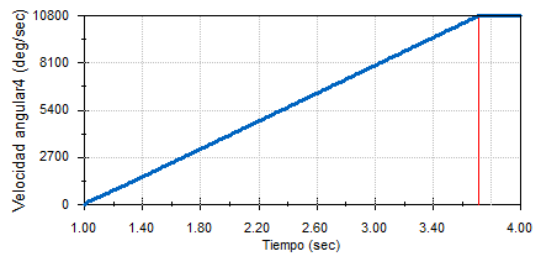
Ensayos sin volante de inercia 1 diametro 13 cm x 0.8 espesor

Embrague

Freno

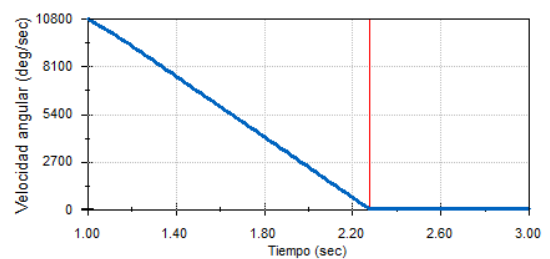
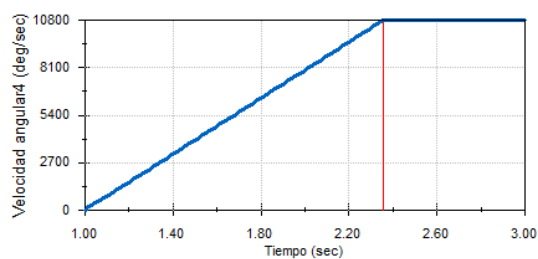
Fza: 0.25 Kgf Tiempo de estabilización: 2,72 s

Fza: 0.25 Kgf Tiempo de estabilización: 2,58 s



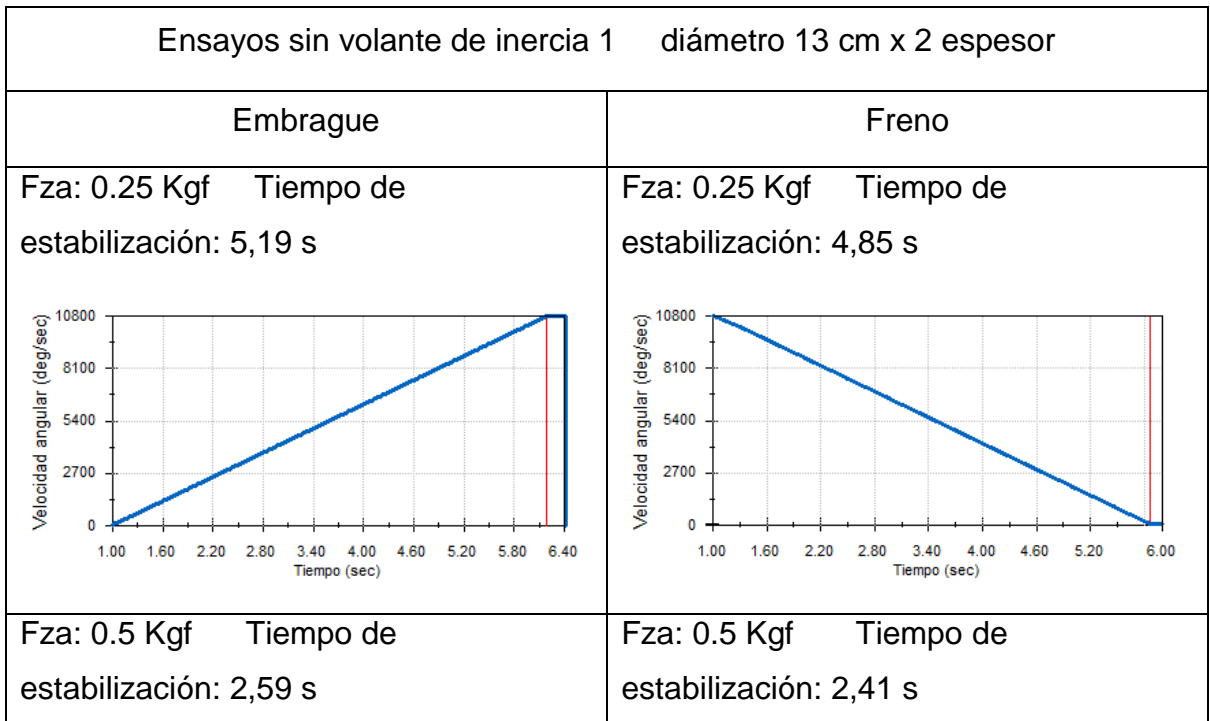
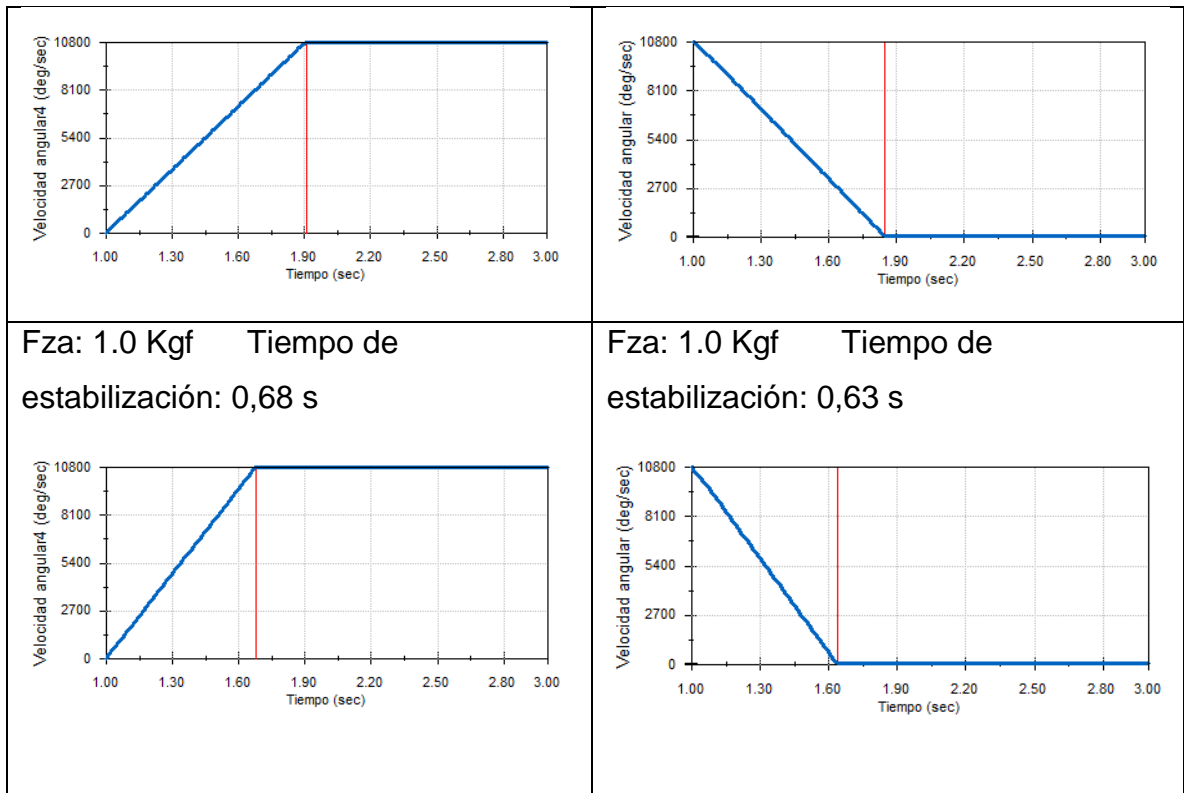
Fza: 0.5 Kgf Tiempo de estabilización: 1,36 s

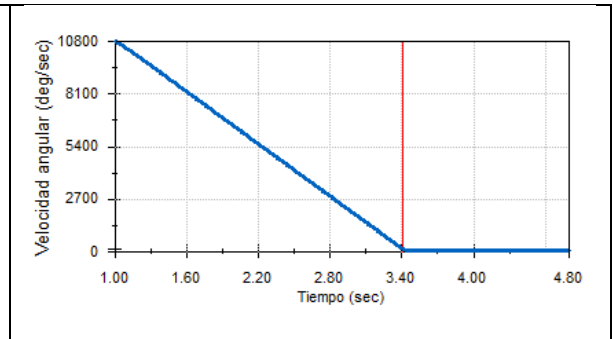
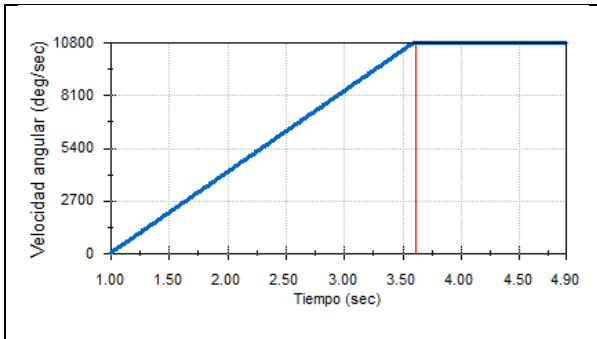
Fza: 0.5 Kgf Tiempo de estabilización: 1,27 s



Fza: 0.75 Kgf Tiempo de estabilización: 0,91 s

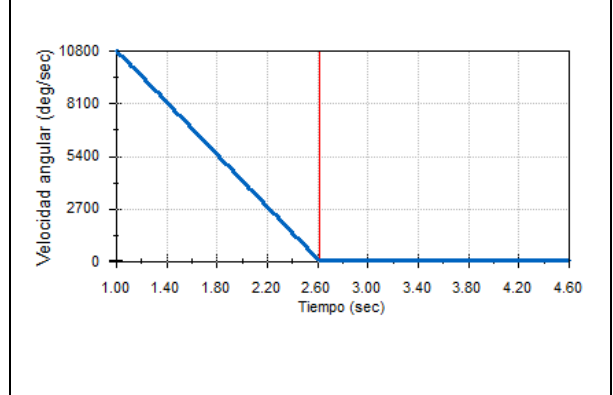
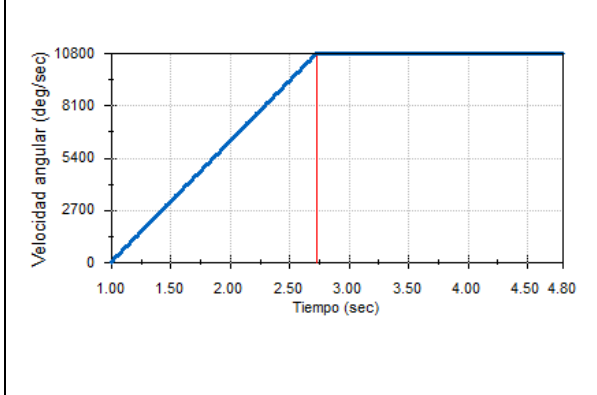
Fza: 0.75 Kgf Tiempo de estabilización: 0,85 s





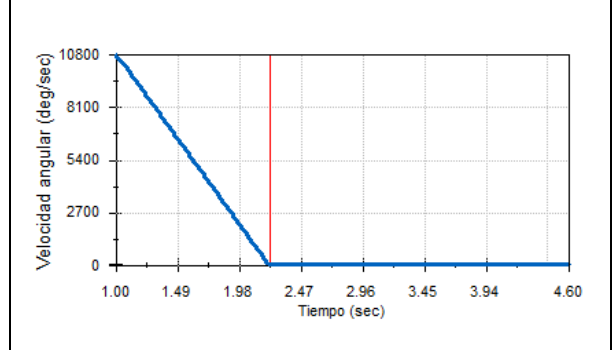
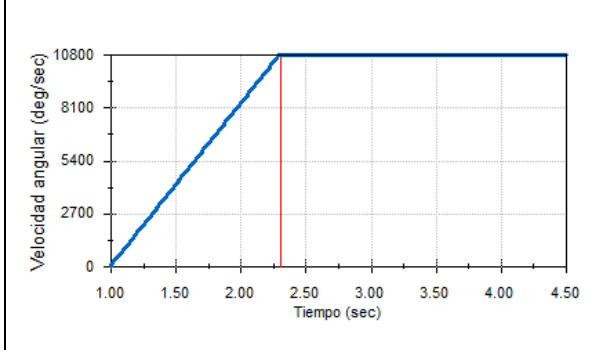
Fza: 0.75 Kgf Tiempo de
estabilización: 1,73 s

Fza: 0.75 Kgf Tiempo de
estabilización: 1,60 s

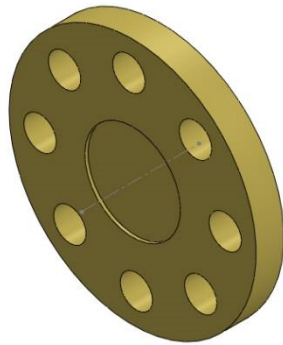


Fza: 1.0 Kgf Tiempo de
estabilización: 1,29 s

Fza: 1.0 Kgf Tiempo de
estabilización: 1,20 s



ANEXO D. INFORME DE SIMULACIÓN DEL DISCO GUÍA.



Informe de Simulación del disco guía

Fecha: lunes, 6 de Marzo de 2017

Diseñador: Julián Camilo Jara

Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

Información de modelo

Propiedades de estudio

Unidades

Propiedades de material

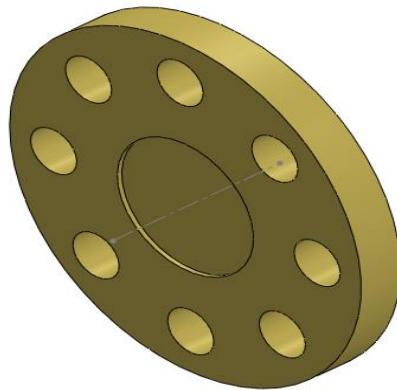
Información de contacto

Información de malla

Fuerzas resultantes

Resultados del estudio

Información de modelo



Nombre del modelo: simulacion
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Cortar-Extruir2	Sólido	Masa:0.290247 kg Volumen:3.67401e-005 m ³ Densidad:7900 kg/m ³ Peso:2.84442 N	D:\JARA\Proyecto de grado\banco solidworks\analisis de esfuerzo\disco_guia.SLDPRT Mar 2 14:14:09 2017
 Saliente-Extruir3	Sólido	Masa:0.785359 kg Volumen:9.94126e-005 m ³ Densidad:7900 kg/m ³ Peso:7.69652 N	D:\JARA\Proyecto de grado\banco solidworks\analisis de esfuerzo\discos_friccion.SLDPRT Mar 2 12:43:02 2017

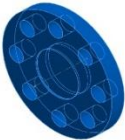
Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (D:\JARA\Proyecto de grado\banco solidworks\ analisis de esfuerzo)

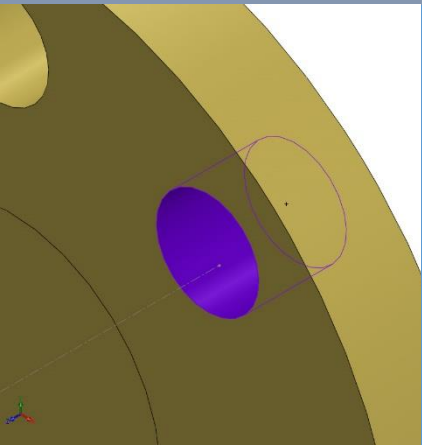
Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 1020 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: 3.51571e+008 N/m² Límite de tracción: 4.20507e+008 N/m² Módulo elástico: 2e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7900 kg/m³ Módulo cortante: 7.7e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1.5e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir2)(disco_guia-1), Sólido 1(Saliente-Extruir3)(discos_friccion-1)</p>
Datos de curva:N/A		

Información de contacto

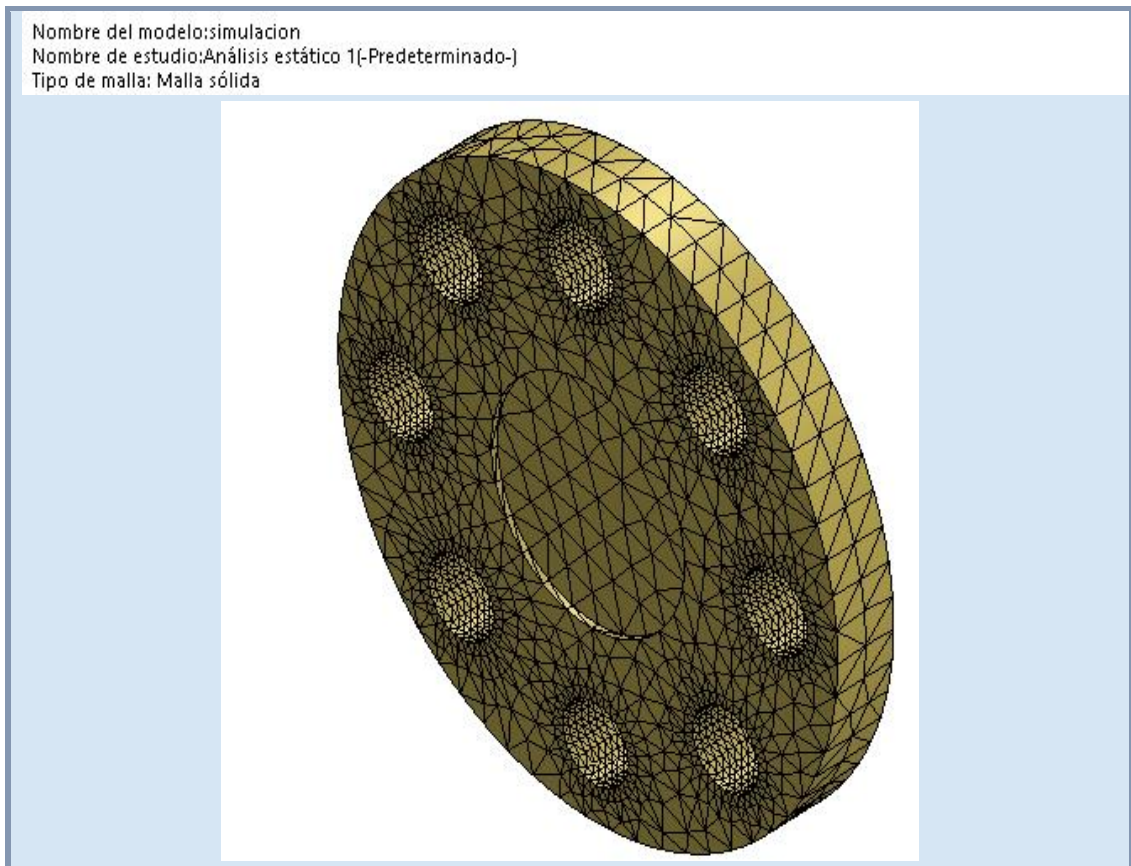
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto		
Contacto-1		<p>Tipo: Sin par de contacto de penetración</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Avanzado: Nodo a superficie</p>		
Fuerza de contacto/rozamiento				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de contacto(N)	-6.7724E-015	5.4401E-015	-3.3881E-021	8.6867E-015

Información de malla

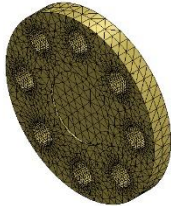
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	0.430979 cm
Tolerancia	0.0215489 cm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	175583
Número total de elementos	114712
Cociente máximo de aspecto	6.2477
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.4
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:11
Nombre de computadora:	PC



Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-2		Entidades 16 cara(s) : Unidades: cm Tamaño: 0.1 Coefficient 1.5 e:

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.00288868	-0.00700378	-2.0504e-005	0.00757614

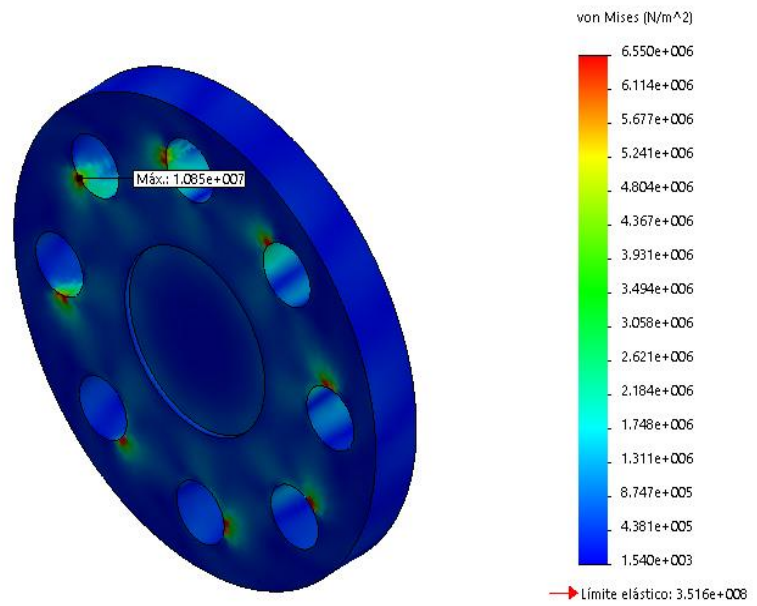
Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1539.84 N/m ² Nodo: 150929	1.08504e+007 N/m ² Nodo: 1567

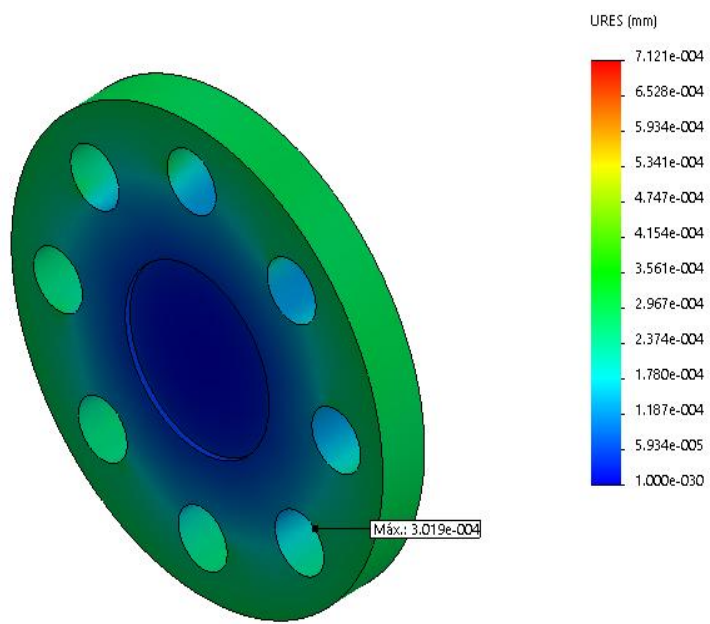
Nombre del modelo: simulacion
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



simulacion-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 1	0.000712113 mm Nodo: 133668

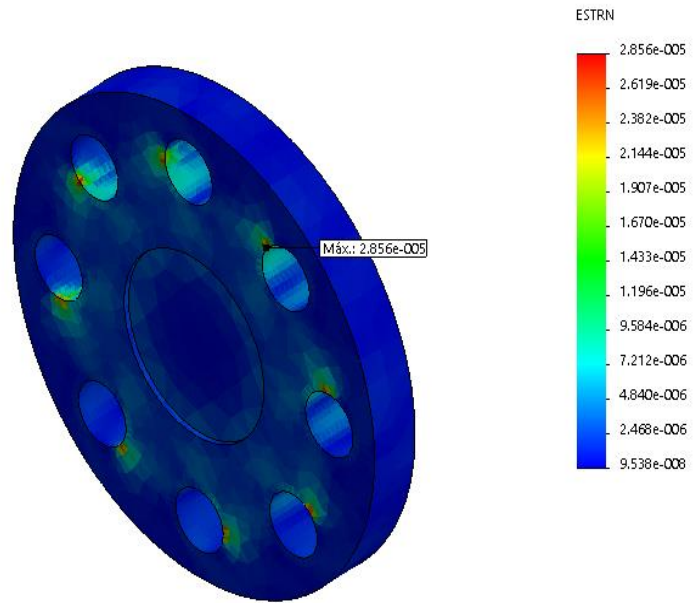
Nombre del modelo: simulacion
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



simulacion-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.46757e-008 Elemento: 75347	2.85611e-005 Elemento: 6922

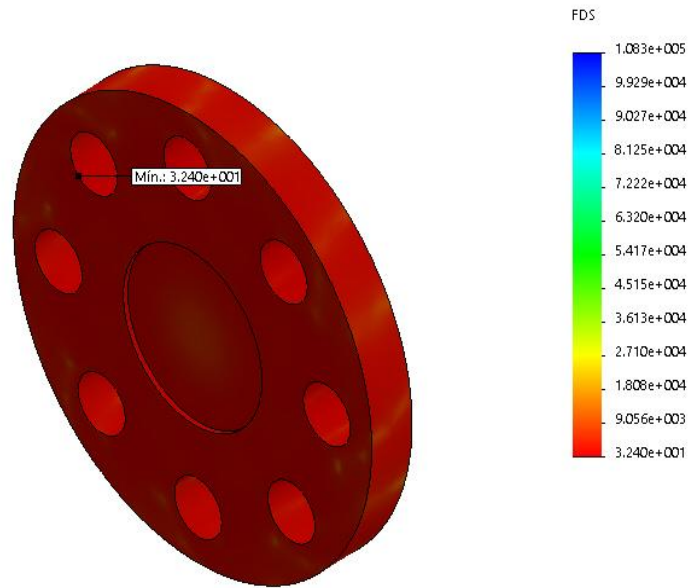
Nombre del modelo: simulacion
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 1



simulacion-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

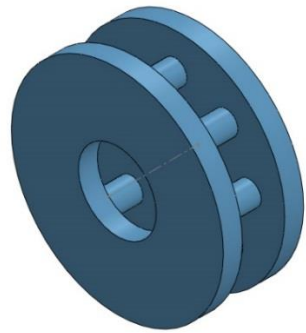
Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Factor de seguridad2	Automático	32.4017 Nodo: 1567	20605.1 Nodo: 552

Nombre del modelo: simulacion
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad2
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 32



simulacion-Análisis estático 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad2

ANEXO E. INFORME DE SIMULACIÓN DE LOS DISCOS DE FRICCIÓN



Informe de Simulación de discos de fricción

Fecha: lunes, 6 de Marzo de 2017

Diseñador: Julián Camilo Jara

Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

Información de modelo

Propiedades de estudio

Unidades

Propiedades de material

Cargas y sujeciones

Marcador no definido.

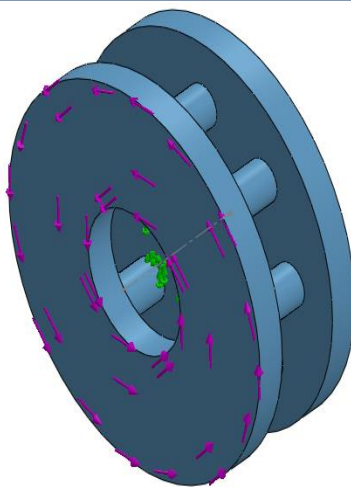
Información de contacto

Información de malla

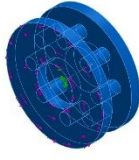
Fuerzas resultantes

Resultados del estudio

Información de modelo



Nombre del modelo: simulacion
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Cortar-Extruir2 	Sólido	Masa:0.29024 7 kg Volumen:3.674 01e-005 m ³ Densidad:7900 kg/m ³ Peso:2.84442 N	D:\JARA\Proyecto de grado\banco solidworks\ analisis de esfuerzo\disco_guia.SLD PRT Marzo 2 14:14:09 2017
Saliente-Extruir3 	Sólido	Masa:0.78535 9 kg Volumen:9.941 26e-005 m ³ Densidad:7900 kg/m ³ Peso:7.69652 N	D:\JARA\Proyecto de grado\banco solidworks\ analisis de esfuerzo\discos_friccion. SLDPRT Marzo 2 12:43:02 2017

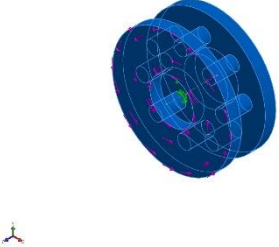
Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (D:\JARA\Proyecto de grado\banco solidworks\ analisis de esfuerzo)

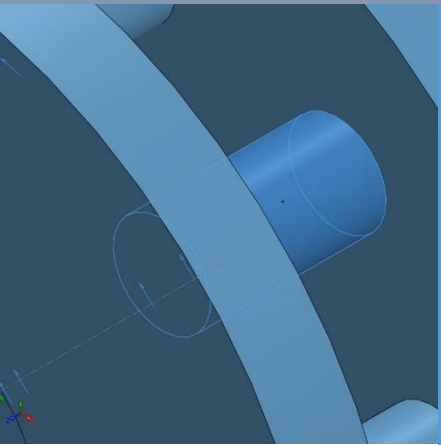
Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 1020 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: 3.51571e+008 N/m² Límite de tracción: 4.20507e+008 N/m² Módulo elástico: 2e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7900 kg/m³ Módulo cortante: 7.7e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1.5e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir2)(disco_guia-1), Sólido 1(Saliente-Extruir3)(discos_friccion-1)</p>
Datos de curva:N/A		

Información de contacto

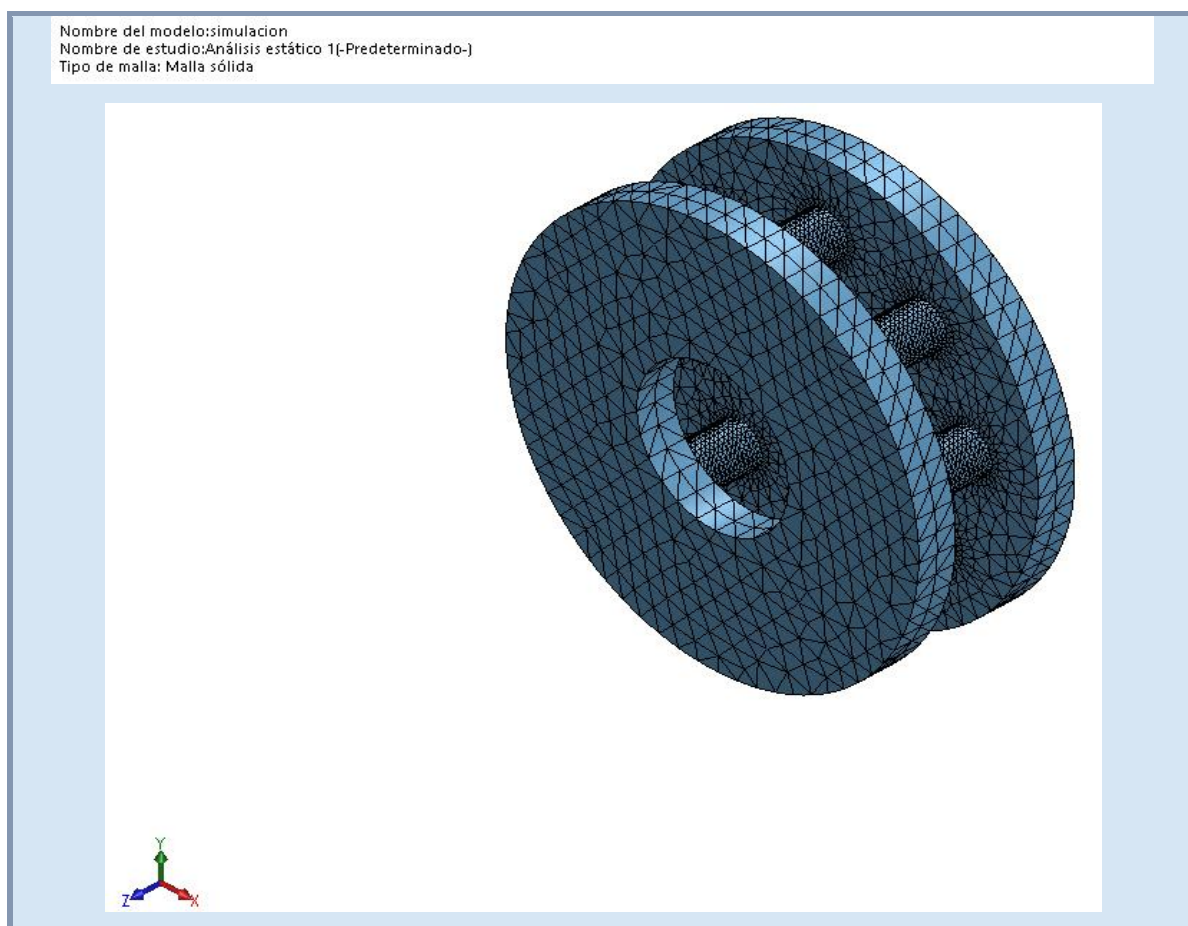
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto		
Contacto-1		<p>Tipo: Sin par de contacto de penetración</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Avanzado: Nodo a superficie</p>		
Fuerza de contacto/rozamiento				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de contacto(N)	-6.7724E-015	5.4401E-015	-3.3881E-021	8.6867E-015

Información de malla

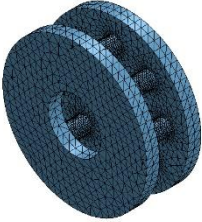
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	0.430979 cm
Tolerancia	0.0215489 cm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	175583
Número total de elementos	114712
Cociente máximo de aspecto	6.2477
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.4
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:11
Nombre de computadora:	PC



Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-2		Entidades: 16 cara(s) Unidades: cm Tamaño: 0.1 Coefficient e: 1.5

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.00288868	-0.00700378	-2.0504e-005	0.00757614

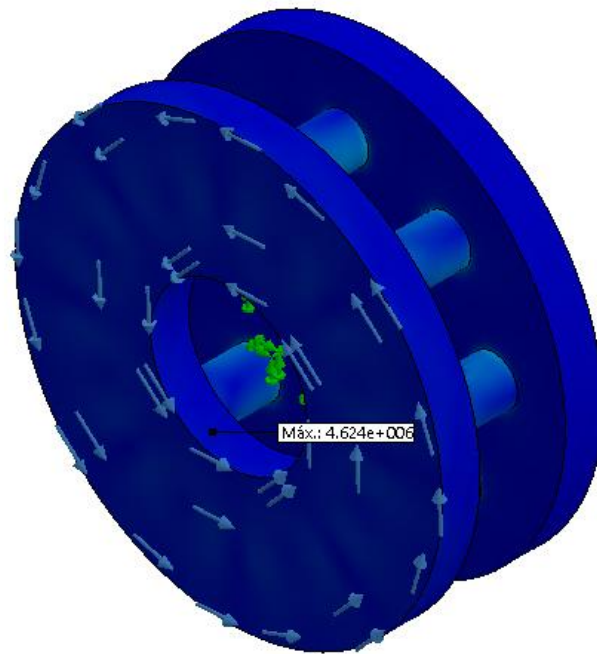
Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1539.84 N/m ² Nodo: 150929	1.08504e+007 N/m ² Nodo: 1567

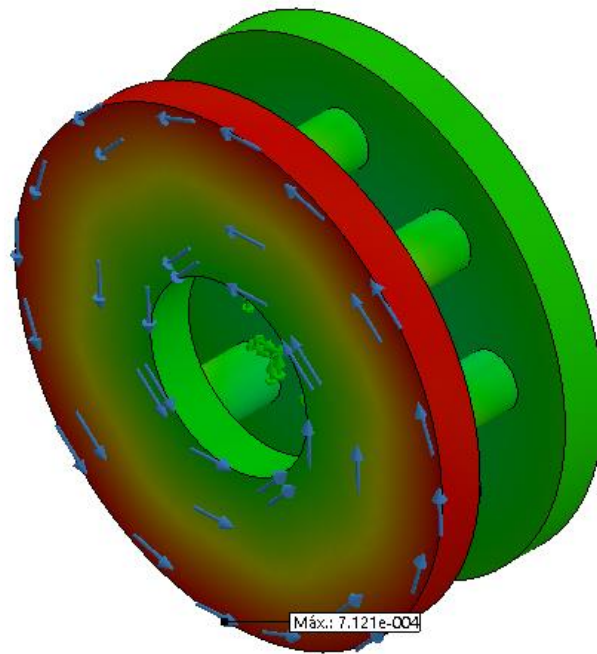
Nombre del modelo: simulacion
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



simulacion-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 1	0.000712113 mm Nodo: 133668

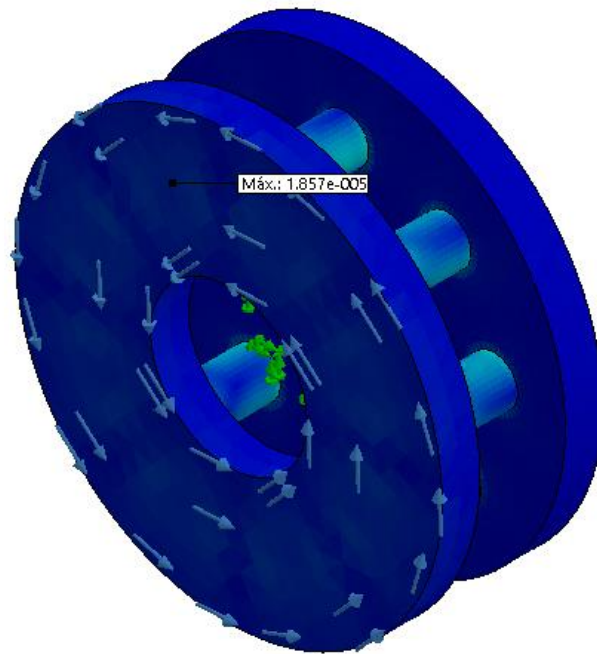
Nombre del modelo: simulacion
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



simulacion-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.46757e-008 Elemento: 75347	2.85611e-005 Elemento: 6922

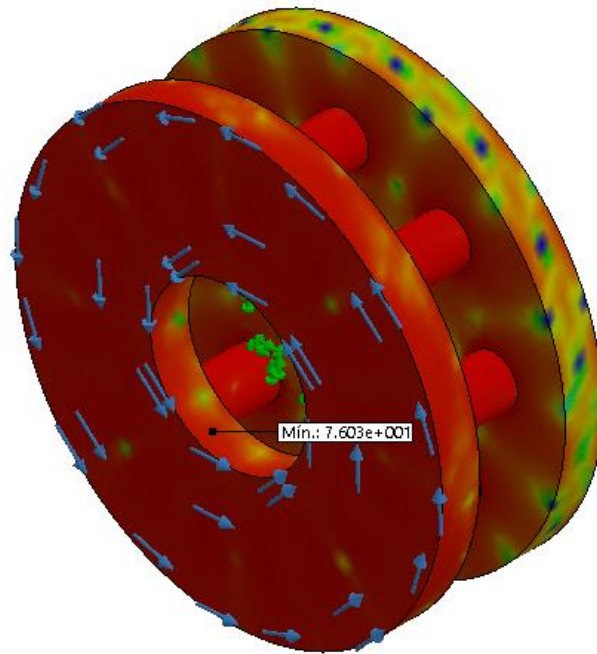
Nombre del modelo: simulacion
Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 1



simulacion-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad2	Automático	76.0335 Nodo: 135040	228316 Nodo: 150929

Nombre del modelo:simulacion
Nombre de estudio:Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad2
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 76



simulacion-Análisis estático 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad2

ANEXO F. DATASHEET TRANSISTOR 2N4055



2N3055
MJ2955

COMPLEMENTARY SILICON POWER TRANSISTORS

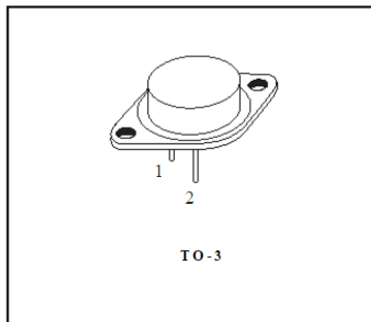
- STMicroelectronics PREFERRED SALESTYPES
- COMPLEMENTARY NPN-PNP DEVICES

DESCRIPTION

The 2N3055 is a silicon Epitaxial-Base Planar NPN transistor mounted in Jedec TO-3 metal case.

It is intended for power switching circuits, series and shunt regulators, output stages and high fidelity amplifiers.

The complementary PNP type is MJ2955.



ABSOLUTE MAXIMUM RATINGS

Symbol	Parameter	Value		Unit
		NPN	MJ2955	
V _{CB0}	Collector-Base Voltage (I _z =0)		100	V
V _{CE0}	Collector-Emitter Voltage (R _{BE} ≤ 100Ω)		70	V
V _{CE0}	Collector-Emitter Voltage (I _s =0)		60	V
V _{EB0}	Emitter-Base Voltage (I _c =0)		7	V
I _c	Collector Current		15	A
I _B	Base Current		7	A
P _{tot}	Total Dissipation at T _c = 25°C		115	W
T _{stg}	Storage Temperature		-65 to 200	°C
T _j	Max. Operating Junction Temperature		200	°C

THERMAL DATA

R _{θj-case}	Thermal Resistance Junction-case	Max	1.5	°C/W
----------------------	----------------------------------	-----	-----	------

ELECTRICAL CHARACTERISTICS (T_{case} = 25 °C unless otherwise specified)

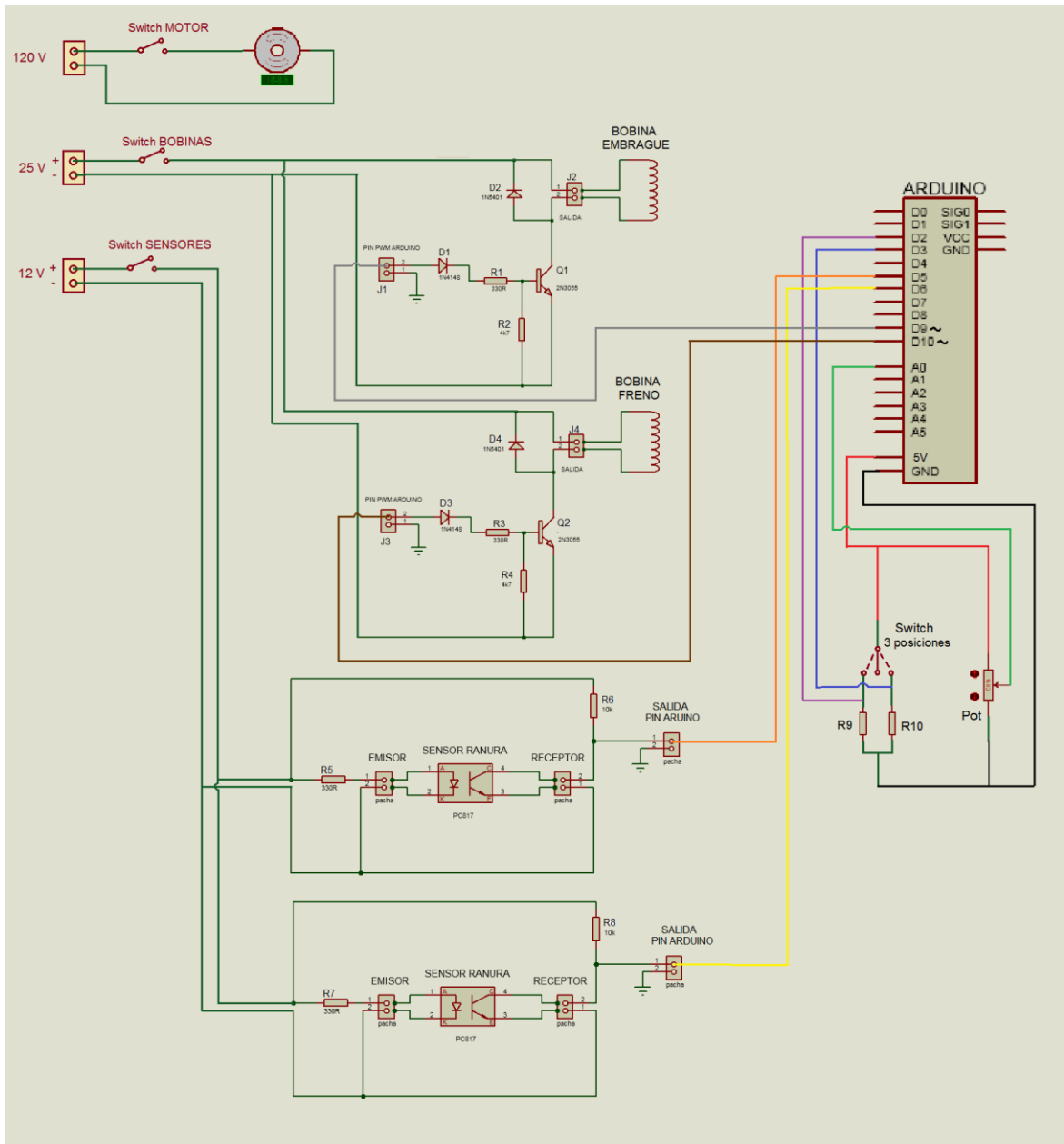
Symbol	Parameter	Test Conditions	Min.	Typ.	Max.	Unit
I _{CEX}	Collector Cut-off Current (V _{BE} = -1.5V)	V _{CE} = 100 V V _{CE} = 100 V T _j = 150 °C			1 5	mA mA
I _{CE0}	Collector Cut-off Current (I _B = 0)	V _{CE} = 30 V			0.7	mA
I _{EB0}	Emitter Cut-off Current (I _c = 0)	V _{EB} = 7 V			5	mA
V _{CE0(sus)}	Collector-Emitter Sustaining Voltage (I _B = 0)	I _c = 200 mA	60			V
V _{CE(sus)}	Collector-Emitter Sustaining Voltage (R _{BE} = 100 Ω)	I _c = 200 mA	70			V
V _{CE(sat)}	Collector-Emitter Saturation Voltage	I _c = 4 A I _c = 10 A I _B = 400 mA I _B = 3.3 A			1 3	V V
V _{BE *}	Base-Emitter Voltage	I _c = 4 A V _{CE} = 4 A			1.8	V
h _{FE *}	DC Current Gain	I _c = 4 A I _c = 10 A V _{CE} = 4 A V _{CE} = 4 A	20 5		70	
f _t	Transition frequency	I _c = 0.5 A V _{CE} = 10 V	3			MHz
I _{sb *}	Second Breakdown Collector Current	V _{CE} = 40 V	2.87			A

* Pulsed: Pulse duration = 300 μs, duty cycle 1.5 %
For PNP types voltage and current values are negative.

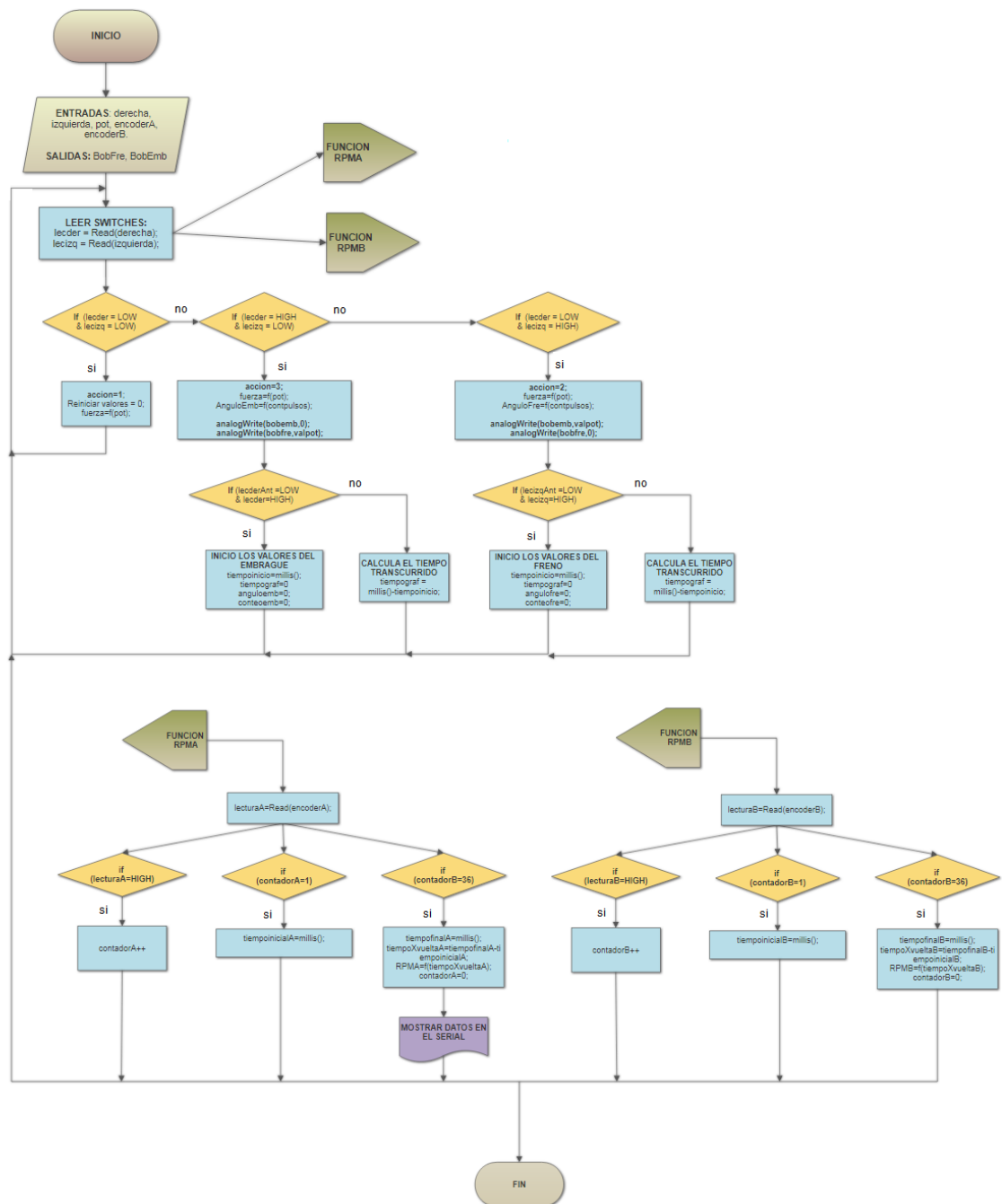
ANEXO G. LECTURA DE VALORES DE RPM CON ARDUINO

Lectura de RPM con Arduino				
1818,18	1764,71	1818,18	1764,71	1714,29
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	1500
1764,71	1818,18	1764,71	1818,18	1764,71
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	1764,71
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	1714,29
1818,18	1714,29	1818,18	1764,71	1764,71
1764,71	1714,29	1764,71	1764,71	1818,18
1764,71	1714,29	1764,71	1764,71	1714,29
1764,71	1764,71	1764,71	1818,18	1714,29
1764,71	1714,29	1764,71	1764,71	1714,29
1818,18	1764,71	1818,18	1764,71	
1818,18	1764,71	1818,18	1764,71	
1764,71	1764,71	1714,29	1764,71	
1764,71	1818,18	1714,29	1818,18	
1764,71	1764,71	1714,29	1764,71	
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	
1818,18	1764,71	1818,18	1764,71	
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	
1764,71	1818,18	1764,71	1818,18	
1764,71	1764,71	1764,71	1714,29	
1818,18	1764,71	1818,18	1714,29	
1764,71	1764,71	1818,18	1714,29	
1764,71	1764,71	1764,71	1714,29	
1764,71	1818,18	1764,71	1818,18	
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	
1818,18	1764,71	1818,18	1764,71	
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	
1764,71	1764,71	1764,71	1764,71	

ANEXO H. ESQUEMA ELÉCTRICO-ELECTRÓNICO GENERAL



ANEXO I. DIAGRAMA DE FLUJO DEL CÓDIGO EN ARDUINO



ANEXO J. FICHA DE CONEXIÓN Y USO DEL BANCO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

Instalación de la interfaz de Monitoreo

1. Requisitos previos a la instalación:

Compruebe que el “runtime” versión 8.5 de Matlab R2015a está instalado, si no está instalado, haga lo siguiente:

- En el indicador de Matlab, escribir el comando MCRINSTALLER y teclear Enter; se mostrará la ubicación del instalador del runtime.
- Ejecute el instalador del runtime, si no tiene instalado Matlab, descargue la versión de 64 bits desde el sitio web de MathWorks:
<Http://www.mathworks.com/products/compiler/mcr/index.html>

2. Instale la aplicación ejecutando el archivo “MyApplInstaller_mcr” dentro de la carpeta: CJRPMUIS/for_redistribution y siga los pasos de instalación.

Nota: Si ocurre algún error en la instalación del programa y tiene instalado una versión de Matlab superior o igual a la 2012, puede abrir y ejecutar el archivo “rpm.m” con Matlab. Se podrá monitorear igualmente el banco pero quizá se produzca retardos.

Funcionamiento del banco:

1. Verificar la conexión de los pines de Arduino según el código de colores.
2. Conecte el cable de Arduino a la computadora y en el Administrador de dispositivos, verifique el puerto en el que está conectado.
3. Abra la interfaz de monitoreo (CJRPMUIS).
4. En el tablero de control energice el sistema de monitoreo y luego las bobinas verificando que el sistema se encuentre en neutro.

5. En la interfaz, escriba la ubicación del puerto donde está conectado el Arduino (Ej: COM7) y presione Enter (Si Arduino está ubicado en el COM5, omita éste paso.)
6. Mueva el potenciómetro que regula la fuerza de accionamiento y verifique que en la interfaz funcione correctamente.
7. Habilite los checkbox “graficar” debajo de cada gráfica.
8. Encienda el motor y verifique que la lectura de RPM de entrada se está efectuando, aproximadamente a 1800 rpm.
9. Encienda la bobina de embrague y observe la gráfica; una vez se haya estabilizado, detenga el graficado desactivando el checkbox de la gráfica de embragado
10. Accione el Freno e igualmente detenga el graficado cuando se haya detenido la carga.
11. Tome los datos de tiempo y ángulo en ambos casos.

Nota: Para realizar las prácticas de torque dinámico no es necesario observar el comportamiento de la gráfica, y en caso del torque estático mucho menos de encender el motor, solamente se usa el programa para monitorear la fuerza.

CÓDIGO DE COLORES			
	Negro	Pin GND	Tierra
	Rojo	Pin 5v	Positivo +5v
	Verde	Pin A0	Potenciómetro
	Morado	Pin D2	Switch Embrague
	Azul	Pin D3	Switch Freno
	Naranja	Pin D5	Sensor de ranura 1
	Amarillo	Pin D6	Sensor de ranura 2
	Gris	Pin 9	PWM bobina Embrague
	Café	Pin 10	PWM bobina Freno

ANEXO K. TALLER DE LABORATORIO



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
LABORATORIO DE DISEÑO DE MÁQUINAS II

FRENOS Y EMBRAGUES

NOMBRE:	CODIGO:
FECHA:	GRUPO:

1. Con un peso P de 100 grf a una distancia d , halle la fuerza de accionamiento mínima que permita mantener la masa estática tanto para el freno como para el embrague (con el eje de entrada bloqueado). Repita las mediciones aumentando cada vez el peso hallando el torque estático.

Peso [grf]	Fuerza Freno [N]	Fuerza Embr [N]	Ts Freno [N m]	Ts Embr [N m]	Ts Teórico [N m]	Error Freno [%]	Error Embr [%]


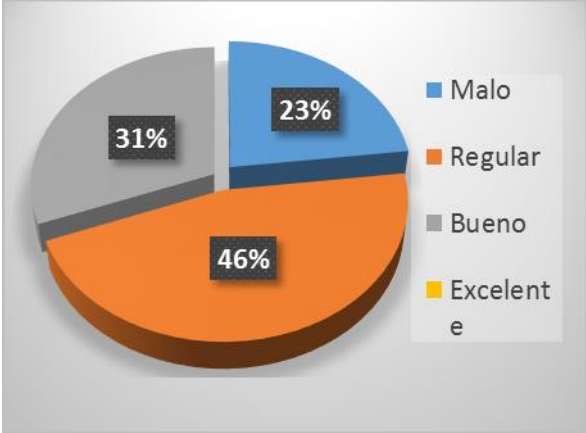
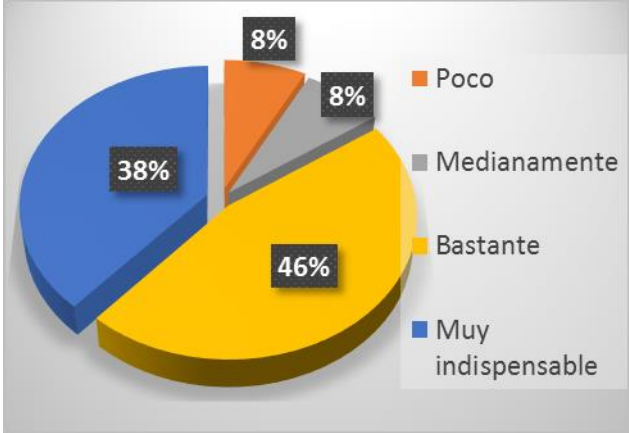
2. Con el motor encendido y con el dinamómetro conectado al disco inercial, aumente progresivamente la fuerza de accionamiento en el embrague y mida el peso que genera a la salida, calculando el torque dinámico.

Peso [grf]	Fuerza Freno [N]	Td embrague [N m]	Td Teórico [N m]	Error [%]

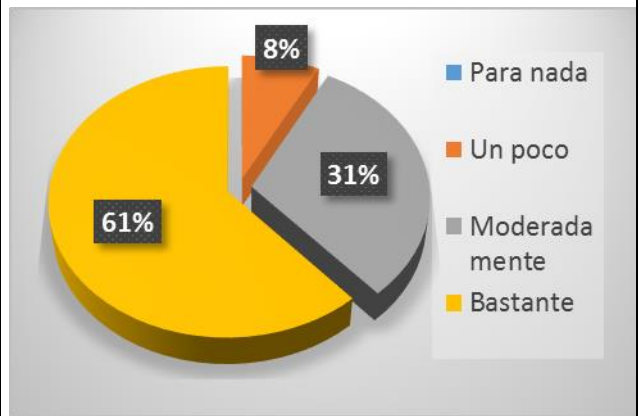
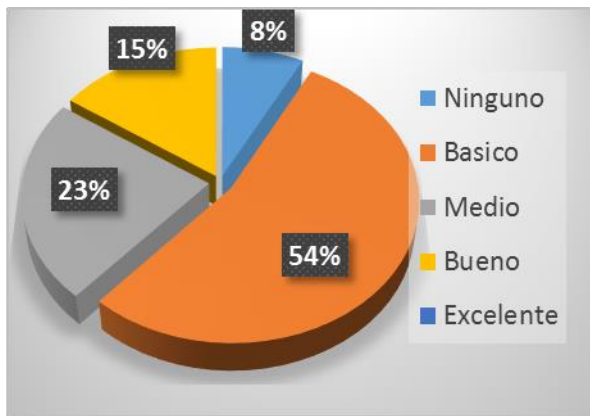
3. Halle el tiempo y ángulo de estabilización para distintas discos inerciales, calcule el trabajo de la fuerza de rozamiento W_r con el torque dinámico y compárelo con la energía cinética de rotación E para una misma fuerza de accionamiento.

Inercia [Kg m ²]	Tiempo de estabilizac [s]	Angulo de estabilizac [°]	Torque dinámico [N m]	W_r [N m]	E [N m]	Error [%]

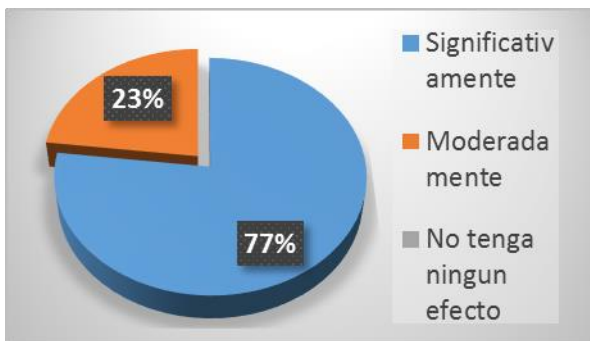
ANEXO L. INFORME DE DESEMPEÑO

 <p style="text-align: center;">UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA INFORME DE DESEMPEÑO</p>																					
<p>En la sede central aproximadamente hay 1200 estudiantes activos de ingeniería mecánica. En el 1º semestre académico del 2017 se abrieron 3 cursos de Diseño de Máquinas II con un total de 86 estudiantes que cursaron la asignatura.</p> <p>Los encuestados corresponden a 14 estudiantes de ingeniería mecánica en un nivel igual o superior a 7º semestre, que han cursaron la asignatura de Diseño de Máquinas II; donde el 92% coinciden en recordar temas relacionados con embragues y frenos.</p>																					
<p>Desempeño de los estudiantes en la asignatura cursada:</p>  <table border="1"> <caption>Desempeño de los estudiantes en la asignatura cursada</caption> <thead> <tr> <th>Categoría</th> <th>Porcentaje</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Malo</td> <td>23%</td> </tr> <tr> <td>Regular</td> <td>46%</td> </tr> <tr> <td>Bueno</td> <td>31%</td> </tr> <tr> <td>Excelente</td> <td>0%</td> </tr> </tbody> </table>	Categoría	Porcentaje	Malo	23%	Regular	46%	Bueno	31%	Excelente	0%	<p>Importancia que un estudiante de mecánica sepa sobre el funcionamiento de frenos y embragues</p>  <table border="1"> <caption>Importancia que un estudiante de mecánica sepa sobre el funcionamiento de frenos y embragues</caption> <thead> <tr> <th>Categoría</th> <th>Porcentaje</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Muy indispensable</td> <td>46%</td> </tr> <tr> <td>Bastante</td> <td>38%</td> </tr> <tr> <td>Medianamente</td> <td>8%</td> </tr> <tr> <td>Poco</td> <td>8%</td> </tr> </tbody> </table>	Categoría	Porcentaje	Muy indispensable	46%	Bastante	38%	Medianamente	8%	Poco	8%
Categoría	Porcentaje																				
Malo	23%																				
Regular	46%																				
Bueno	31%																				
Excelente	0%																				
Categoría	Porcentaje																				
Muy indispensable	46%																				
Bastante	38%																				
Medianamente	8%																				
Poco	8%																				
<p>Conocimiento sobre el intercambio energético en embragues y frenos antes de realizar la práctica:</p>	<p>Cree usted que la práctica le ayudó de forma didáctica a entender los fenómenos que ocurren en frenos y embragues?</p>																				

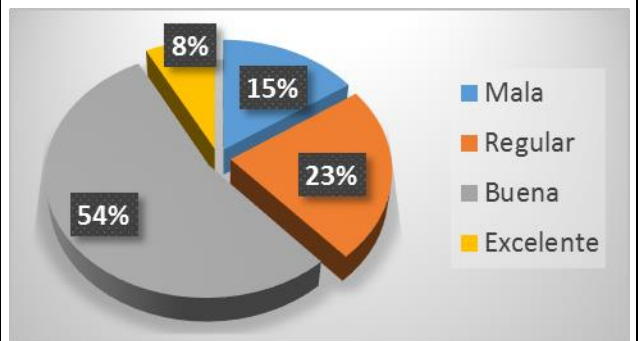
ANEXO M. PLANOS DE LOS COMPONENTES EN SOLIDOWRKS



Cree que es favorable para el aprendizaje que se implementen bancos de laboratorio como éste?



Resultado de la manipulación del banco:



Entre las inconformidades que hubo en las prácticas, resaltan las dos siguientes:

1. La estabilidad de la conexión de Arduino con la interfaz gráfica; debido a que en ocasiones después de realizar una práctica, no se pudo hacer otra toma de datos seguidamente ya que dejaba de funcionar el sistema de monitoreo, teniendo que reiniciar el programa.
2. La sincronía que debe tener el o los operarios para observar la interfaz gráfica, activar o desactivar las gráficas; y la manipulación en el tablero de control, ya que al ocurrir el intercambio de energía en tiempos cortos requiere que el usuario esté pendiente simultáneamente de ambas cosas, lo que requiere cierta habilidad para la manipulación.

ANEXO M. PLANOS DE LOS COMPONENTES EN SOLIDOWRKS

Item	Cant	Descripción	Material
1	1	Base	Lamina plegada
2	1	Motor DC	
3	1	Sistema Freno-Embrague	
4	1	Acople rígido	
5	2	Disco ranurado - Encoder	Acrílico
6	2	Disco Inercial	Fundición
7	1	Acople de disco	AISI 1035
8	1	Tuerca	
9	1	Fuente de Poder	
10	1	Tablero de control	Acrílico
11	1	Arduino UNO	
12	1	Base Arduino	Acrílico
13	1	Circuito sensores	
14	1	Circuito PWM	
15	4	Patas	Caucho
16	4	Tornillo base	
17	4	Tornillo pasante	
18	4	Tornillo motor	
19	4	tornillo tablero	

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO: BANCO EXPERIMENTAL DE FRENO Y EMBRAGUE PARA EL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO

ELABORACIÓN: JULIÁN CAMILO JARA MORA	FECHA: 15-06-2017	
REVISIÓN: ING. RICARDO ALFONSO JAMES	MATERIAL: VARIOS	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

OBSERVACIONES:

CÓDIGO: BFE 01 00 000	A4
PLANO N° A4.01	HOJA 1 DE 2
	ESCALAS

