



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGIA Y
MECANICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TITULO DE INGENIERO EN MECATRÓNICA**

**TEMA: “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE
UN EQUIPO MEDIDOR DE FUERZA DE IMPACTO, CON
SISTEMA DE ELEVACIÓN, FRENADO Y HMI PARA EL
LABORATORIO DE MECÁNICA DE MATERIALES DE LA
UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS-ESPE.”**

AUTORES:

SR. ORTEGA OJEDA, NELSON ANDRÉS

SR. PAZMIÑO QUITO, MARIO RENÉ

DIRECTOR:

ING. PÉREZ, JOSÉ MSC.

SANGOLQUÍ

2017



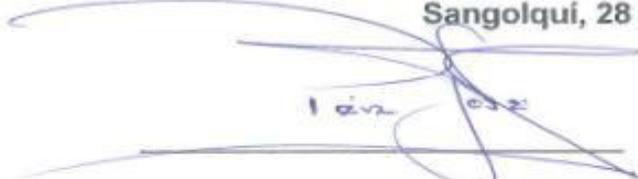
**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGIA Y
MECANICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACION DE UN EQUIPO MEDIDOR DE FUERZA DE IMPACTO, CON SISTEMA DE ELEVACION, FRENADO Y HMI PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE MATERIALES DE LA UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS-ESPE.**” Realizado por los señores **NELSON ANDRÉS ORTEGA OJEDA** y **MARIO RENÉ PAZMIÑO QUITO**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo que cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de la Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los señores **NELSON ANDRÉS ORTEGA OJEDA** y **MARIO RENÉ PAZMIÑO QUITO** para que los sustenten públicamente.

Sangolquí, 28 de febrero del 2017



Ing. José Pérez MSC

DIRECTOR



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGIA Y MECANICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros **NELSON ANDRÉS ORTEGA OJEDA**, con la cedula de identidad N° 1714911359 y **MARIO RENÉ PAZMIÑO QUITO**, con la cedula de identidad N° 1724528789 declaramos que este trabajo de titulación “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACION DE UN EQUIPO MEDIDOR DE FUERZA DE IMPACTO, CON SISTEMA DE ELEVACION, FRENADO Y HMI PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE MATERIALES DE LA UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS-ESPE.**” Ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en la citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

NELSON ANDRÉS ORTEGA OJEDA

C.C. 1714911359

Sangolquí, 28 de febrero del 2017

MARIO RENÉ PAZMIÑO QUITO

C.C. 1724528789



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGIA Y MECANICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros **NELSON ANDRÉS ORTEGA OJEDA** y **MARIO RENÉ PAZMIÑO QUITO**, autorizamos a la Universidad de la Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACION DE UN EQUIPO MEDIDOR DE FUERZA DE IMPACTO, CON SISTEMA DE ELEVACION, FRENADO Y HMI PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE MATERIALES DE LA UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS-ESPE.**” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 28 de febrero del 2017

NELSON ANDRÉS ORTEGA OJEDA

C.C. 1714911359

MARIO RENÉ PAZMIÑO QUITO

C.C. 1724528789

DEDICATORIA

El presente proyecto está dedicado principalmente a mis padres René y Carmen quienes a cada instante de su vida me dieron todo su amor, ejemplo y comprensión en los momentos más difíciles de mi vida como también cambiando sus sueños por los míos, a mi Mami Rosi aquella mujer luchadora que a pesar de no ser su hijo sino nieto me ha apoyado en todos los parámetros de mi vida en lo cual quedo eternamente agradecido, a mis hermanos Juan Diego y Jesús quienes siempre me han hecho aprender cosas nuevas y nutrieron todo mi ser.

MARIO RENÉ PAZMIÑO QUITO

Quiero dedicarle este trabajo a Dios que me ha dado la vida y fortaleza para poder concluir esta etapa de mi vida. A mis Padres por ser el pilar de amor y por estar ahí cuando más los he necesitado. A mi hermana y hermano quienes son un apoyo constante en mi vida.

NELSON ANDRÉS ORTEGA OJEDA

AGRADECIMIENTOS

Agradezco sobre todas las cosas a Dios por brindarme fuerzas para no caer y luchar por mis sueños cada día, ya que él es el único ser en este Universo que desde el momento en que nací jamás me abandonó. Agradezco a mi Padre René, un gran hombre que cultivó en mi desde pequeño una gran esencia de valores y principios, a mi madre Carmen una mujer luchadora que me ayudó a superarme cada día en base a ejemplos, a mi Mami Rosi una mujer excelente por mostrarme el camino de ser cada día mejor, a mis compañeros y profesores por brindarme una etapa de sus vidas y compartir bellos momentos que jamás quedarán en el olvido, al Licenciado Roberto Trujillo al cual considero un gran amigo que me apoyó siempre en el transcurso de mi vida Universitaria, Al Ingeniero José Pérez por brindar su gran colaboración a este proyecto y por ultimo pero no menos importante a mi querida Universidad que me acogió estos cinco años de formación con excelencia académica por la cual quedo eternamente agradecido esperando poder volver a ella pero ahora como docente de tan prestigiosa Universidad.

MARIO RENÉ PAZMIÑO QUITO

A Dios por el amor infinito y la bondad que ha tenido conmigo, por haberme permitido llegar a concluir mis estudios universitarios, por haberme guiado y acompañado a lo largo de mi carrera, por brindarme salud para poder lograr todas mis metas y los objetivos planteados, por ser mi fortaleza y firme esperanza en los momentos difíciles y sobre todo le agradezco por haberme brindado una vida llena de experiencias, felicidad y sobre todo buenas enseñanzas. A padres Nelson y Carmita por apoyarme en todo momento, por los valores y consejos que me han inculcado, por ser mis ejemplos de perseverancia y constancia, pero sobre todo quiero agradecerles por el amor y el cariño incondicional que me han brindado en el transcurso de mi vida. A hermana Nathalia y a mi hermano Esteban por ser mi pilar de apoyo, la parte importante de mi vida, por llenarme de cariño, amor y alegría cuando más lo he necesitado. La prestigiosa institución universitaria ESPE y el cuerpo docente que impartieron sus conocimientos los cuales han contribuido para culminar exitosamente mi carrera. El Ingeniero José Pérez que dedicó todo su tiempo y conocimiento científico para el exitoso desarrollo de esta tesis.

NELSON ANDRÉS ORTEGA OJEDA

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	II
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	III
AUTORIZACIÓN	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTOS.....	VI
ÍNDICE DE CONTENIDO	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XX
ÍNDICE DE TABLAS	XXIX
RESUMEN	XXXII
ABSTRACT	XXXIII
CAPÍTULO I.....	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. ANTECEDENTES	2
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	3
1.3. OBJETIVOS.....	3

1.3.1. General	3
1.3.2. Específicos.....	4
1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	4
1.5. ALCANCE DEL PROYECTO.....	5
1.6. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO	5
CAPÍTULO II.....	6
2. GENERALIDADES	6
2.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	6
2.1.1. Propiedades Mecánicas	6
2.1.1.1. Ductilidad y fragilidad	8
2.1.1.2. Tenacidad.....	9
2.1.1.3. Histéresis Plástica.....	10
2.1.1.4. Maleabilidad	10
2.1.1.5. Fluencia.....	11
2.1.1.6. Mecanización	11
2.1.1.7. Resistencia a la ruptura.....	12
2.1.1.8. Rigidez	12
2.1.1.9. Elasticidad.....	13
2.1.1.10. Dureza.....	14

	x
2.1.1.11. Plasticidad	14
2.1.1.12. Capacidad Energética	16
2.1.1.13. Tipos de ensayos de Materiales.....	16
2.1.1.14. Generalidades para el estudio de la Fuerza de impacto	17
2.2. TEORÍA DE IMPULSIONES	18
2.2.1. Impulsión sobre una partícula	18
2.2.2. Consideraciones energéticas	19
2.2.2.1. Energía Cinética.....	19
2.2.2.2. Coeficiente de restitución	20
2.3. ENSAYOS DE IMPACTO.....	22
2.3.1. Generalidades de una prueba de impacto	22
2.3.2. Propiedades de impacto.....	23
2.3.2.1. Temperatura de transición de dúctil a frágil.....	23
2.3.2.2. Sensibilidad de la muesca.....	23
2.3.2.3. Relación con el diagrama esfuerzo deformación	24
2.3.2.4. Designación de eje del espécimen.....	24
2.3.3. Ensayo tipo Charpy	25
2.3.4. Ensayo tipo Izod.....	26
2.3.5. Ensayos de Impacto Biaxial Instrumentado	27
2.4. ALCANCE Y APLICABILIDAD DE LOS ENSAYOS DE IMPACTO	28

2.4.1. Impacto accidental de vehículos de transporte	28
2.4.2. Impacto accidental sobre edificios e instalaciones	28
2.4.3. Balística y explosiones	29
2.4.4. Clasificación	29
2.4.4.1. Según su velocidad	29
2.4.5. Fenómenos a considerar	29
2.4.6. Norma E23-07a	30
2.4.6.1. Probetas para ensayos	31
2.4.6.2. Requerimientos de Máquinas	32
2.4.7. Preparación de probetas	33
2.5. LEY DE LA CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA	34
2.6. FRENOS ELÉCTRICOS	35
2.6.1. Mapa de aplicaciones de accionamiento en funció	35
2.6.2. Principios generales del dimensionado del frenado eléctrico	36
2.6.3. Conceptos básicos de descripción de cargas	37
2.6.4. Evaluación de las técnicas de frenado	38
2.6.5. Circuitos de acondicionamiento de Frenos	40
2.7. SELECCIÓN DE EMBRAGUES ELECTROMAGNÉTICOS	43
2.7.1. Par estático del embrague. (Me)	43
2.7.2. Par dinámico del embrague. (Md)	44

2.7.3. Par residual del embrague. (Mr).....	44
2.7.4. Par resistente estático. (Mc).....	44
2.7.5. Par de aceleración	44
2.7.6. Tiempo de aceleración	46
2.7.7. Capacidad calorífica.....	46
2.7.8. Determinación del tamaño de embrague	47
2.7.9. Circuitos de alimentación de embragues	48
2.8. DIMENSIONAMIENTO DE CAJAS REDUCTORAS Y TRANSMISIONES PIÑÓN-C.....	49
2.8.1. Cajas reductoras	49
2.8.2. Transmisiones piñón-cadena	50
2.8.2.1. Relación de velocidad	50
2.8.2.2. Diámetros de Catarina mayor y menor.....	50
2.8.2.3. Longitud de cadena.....	51
2.8.2.4. Distancia entre centros.....	51
2.8.2.5. Ángulos de abrazamiento.....	52
2.8.2.6. Fuerza en la cadena y las catarinas.....	52
2.9. SISTEMAS DE MOTORES A PASOS.....	52
2.9.1. Características.....	53
2.9.2. Tipos de Motores a pasos	54
2.10. SENSORES DE FUERZA.....	54

2.10.1. Galgas Extensiométricas.....	55
2.10.2. Celdas de carga basadas en galgas extensiométricas.....	56
2.10.2.1. Celdas de carga de compresión.....	57
2.10.2.2. Celdas de carga de tracción y compresión.....	58
2.10.2.3. Celdas de carga con viga en forma de S.....	58
2.10.2.4. Celdas de carga dinámica	59
2.10.2.5. Celdas de un solo punto.....	59
2.10.3. Celdas de Carga Hidráulicas	60
2.10.4. Sensores electromagnéticos	60
2.10.5. Sensores Piezoeléctricos.....	61
2.10.6. Transmisores de Celdas de Carga	61
2.11. CONTROLADORES Y SENSORES	62
2.11.1. Arduino	62
2.11.2. Sensor de Obstáculos	63
2.11.3. Potenciómetros de Alta Precisión	64
2.12. NORMAS PARA CONSTRUCCIÓN DE TABLEROS ELÉCTRICOS	65
2.13. INTERFAZ DE USUARIO	65
2.13.1. Labview	65
2.14. TEORÍA DE MANTENIMIENTO.....	66
2.14.1. Mantenimiento Correctivo.....	66

2.14.2. Mantenimiento Preventivo	66
2.14.3. Mantenimiento Predictivo	67
2.14.4. Mantenimiento Productivo total	67
2.15. INGENIERÍA CONCURRENTE	68
CAPÍTULO III.....	71
3. DISEÑO MECATRÓNICO.....	71
3.1. DESCRIPCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	71
3.1.1. Sistema Sensorial Medidor de Fuerza de Impacto.....	71
3.1.2. Sistema de Elevación.....	72
3.1.3. Sistema de Frenado	73
3.1.4. Sistema Interfaz de Usuario	73
3.2. DISEÑO MECÁNICO	74
3.2.1. Elementos de la máquina de Ensayos de Impacto.....	74
3.2.2. Consideraciones de diseño	75
3.2.3. Parámetros de diseño	75
3.2.4. Condición de impacto	76
3.2.5. Relaciones energéticas.....	77
3.2.6. Energía del péndulo	78
3.2.7. Diseño Mecánico del Sistema-Péndulo y Elevación	81

3.2.7.1. Calculo de fuerzas y reacciones en la probeta de ensayos	81
3.2.7.2. Diseño del martillo del sistema péndulo	86
3.2.7.3. Diseño del percutor 1	88
3.2.7.3.1. Análisis de Esfuerzos a los largo de los puntos A-A'	89
3.2.7.3.2. Análisis de Esfuerzos a los largo de los puntos B-B'	90
3.2.7.4. Diseño del brazo del péndulo	95
3.2.7.4.1. Calculo de reacciones en el brazo del péndulo	96
3.2.7.4.2. Diagrama de fuerza cortante y momento flector	97
3.2.7.4.2. Esfuerzos en el brazo del péndulo	98
3.2.7.4.3. Diseño estático del brazo del péndulo	99
3.2.7.4.4. Diseño del brazo del péndulo en el instante del impacto	100
3.2.7.4.5. Diseño del brazo del péndulo a fatiga	102
3.2.7.5. Diseño del eje que cuelga el péndulo	109
3.2.7.5.1. Diseño estático del eje que cuelga el péndulo	112
3.2.7.5.2. Diseño del eje que cuelga del péndulo a fatiga	113
3.2.7.6. Diseño del buje	117
3.2.7.6.1. Diseño estático del buje	118
3.2.7.6.2. Diseño de la soldadura del buje entre el brazo del péndulo	119
3.2.7.6.3. Cálculo de esfuerzos en los prisioneros del buje	122
3.2.7.7. Selección de rodamientos	124

3.2.7.8. Diseño de las columnas de soporte	126
3.2.7.8.1. Cálculo previos de soldadura de base de las columnas.....	127
3.2.7.9. Dimensionamiento del yunque	130
3.2.7.10. Diseño del sistema de móvil de los yunques.....	134
3.2.7.10.1. Selección de rodamientos lineales	135
3.2.7.10.2. Selección de Rodamientos de los ejes soporte	140
3.2.7.11. Diseño del sistema de elevación	141
3.2.7.11.1. Selección de Motor a pasos	141
3.2.7.11.2. Selección de Embrague Electromagnético.....	142
3.2.7.11.3. Selección de Reductor de Velocidad	142
3.2.7.11.3. Diseño de las transmisiones.....	143
3.2.7.11.4. Diseño de ejes.....	151
3.2.7.11.4.1. Diseño estático del eje de transmisión 3	152
3.2.7.11.4.2. Diseño a fatiga del eje de transmisión 3.....	152
3.2.7.11.4.3. Diseño estático del eje de transmisión 2	156
3.2.7.11.4.4. Diseño a fatiga del eje de transmisión 2.....	157
3.2.7.12. Análisis CAE – Soporte del Sistema de elevación	160
3.2.7.13. Análisis CAE – Mesa Soporte	163
3.2.7.14. MOTOR A PASOS.....	166
3.2.7.15. EMBRAGUE ELECTROMÁGNETICO	167

3.2.8. Diseño Mecánico del Sistema de frenado	169
3.2.8.1. FRENO ELECTROMÁGNÉTICO	169
3.3. DISEÑO ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO	172
3.3.1. Diseño electrónico del sistema de instrumentación	172
3.3.1.1. INSTRUMENTACIÓN SISTEMA PÉNDULO	172
3.3.1.2. INSTRUMENTACIÓN SISTEMA LINEAL	174
3.3.1.3. INSTRUMENTACIÓN SISTEMA PLANO INCLINADO	177
3.3.2. Diseño del sistema de alimentación	177
3.3.2.1. Fuentes de alimentación	177
3.3.2.2. Sistemas de relés	178
3.3.2.3. Convertidor DC-DC	179
3.3.2.4. Convertidor TTL a analógico	179
3.3.2.5. Dimensionamiento de las protecciones	180
3.4. SISTEMA DE CONTROL	182
3.4.1. ARDUINO MEGA 2560	182
3.4.2. DRIVE	183
3.4.3. Panel de control	187
3.4.4. HMI	188
3.4.5. Sistema Péndulo	189
3.4.6. Sistema Lineal	190

3.4.7. Sistema plano inclinado	190
3.4.8. Programación de la HMI	191
3.4.9. Programación de la tarjeta arduino MEGA	193
3.5. DISEÑO CONCURRENTE	194
CAPÍTULO IV	196
4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y RESULTADOS FINALES	196
4.1. CALIBRACIÓN DEL EQUIPO	196
4.2. CONEXIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO	198
4.3. RESULTADOS EXPERIMENTALES PARA LA DETERMINACIÓN DE LA FUERZA	199
4.3.1. Resolución analítica	199
4.3.2. Resolución mediante CAE de SolidWorks	202
4.3.3. Resultados forma experimental	208
4.3.4. Errores Generales	208
4.4. RESULTADOS EN LA FABRICACIÓN	209
4.5. RESULTADOS EXPERIMENTALES MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTO.	215
4.5.1. Resultados sistema péndulo	215
4.5.2. Resultados sistema lineal.....	217
4.5.3. Resultados sistema plano inclinado	218
CAPÍTULO V	219

5. COSTOS	219
5.1. COSTOS EN GENERAL DIRECTOS E INDIRECTOS.....	219
5.1.1. Materiales.....	219
5.1.2. Costos Mano de obra	220
5.1.3. Costos por transporte.....	220
5.1.4. Costo total	221
CAPÍTULO VI	222
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	222
6.1. CONCLUSIONES	222
6.2. RECOMENDACIONES	223
BIBLIOGRAFÍA	224
ANEXOS.....	230

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema tentativo del sistema	1
Figura 2. Propiedades mecánicas de los materiales.....	8
Figura 3. Resiliencia en términos del diagrama de esfuerzo y deformación	10
Figura 4. Diagrama típico de esfuerzo-deformación unitaria	11
Figura 5. Esfuerzo versus deformación	13
Figura 6. Diagrama Cortante versus deformación cortante	14
Figura 7. Cuerpo Elastoplastico	15
Figura 8. Cuerpo elastoplastico perfecto	15
Figura 9. Plástico perfecto	16
Figura 10. Clasificación de ensayos de materiales	17
Figura 11. Variación de velocidades en una impulsión.....	18
Figura 12. Resistencia al impacto vs Temperatura	23
Figura 13. Propiedades de una muesca en V de Charpy	24
Figura 14. Designación del eje de la probeta.....	25
Figura 15. Posición de la probeta en el ensayo Charpy.....	26
Figura 16. Forma y posición de la probeta en el ensayo Charpy	26
Figura 17. Posición de la probeta para la prueba IZOD	27

Figura 18. Forma de la probeta para la prueba Izod.....	27
Figura 19. Esquema del equipo de impacto tipo falling weight	28
Figura 20. Probetas para ensayos tipo Charpy NORMA E23	31
Figura 21. Probetas Tipo IZOD Norma E23	31
Figura 22. Tipos Tipo C y tipo U Norma E23.....	33
Figura 23. Dimensiones de una probeta tipo Charpy	34
Figura 24. Frenos Eléctricos - Línea de fabricación de Saint-Quen.....	35
Figura 25. Mapas de aplicaciones los accionamientos	36
Figura 26. Curva de frenado con carga constante	39
Figura 27. Curva de frenado con carga cuadrática	39
Figura 28. Curva de Frenado Natural con carga cuadrática	40
Figura 29. Bajo Voltaje DC con Switch	41
Figura 30. Bajo Voltaje con Switch más controlador	41
Figura 31. Bajo Voltaje con Switch AC.....	42
Figura 32. Bajo Voltaje con Switch más controlador	42
Figura 33 Alto Voltaje más Switch DC.....	42
Figura 34. Embrague electromagnético	43
Figura 35. Circuitos de alimentación de embragues	49
Figura 36. Tipos de motores a pasos.....	54
Figura 37. Muelles de deflexión lineal y angular	55

Figura 38. Representación de la resistencia de un conductor	55
Figura 39. Puente simple, doble y complejo de Wheatstone.	57
Figura 40. Celda de carga a compresión	57
Figura 41. Celda de carga tracción y compresión.....	58
Figura 42. Celda de carga tipo S	58
Figura 43. Celda de carga dinámica	59
Figura 44. Fuerzas sobre una celda de un solo punto o flexión de viga	59
Figura 45. Celda de carga hidráulica	60
Figura 46. Circuito de funcionamiento de un sensor electromagnético.....	61
Figura 47. Funcionamiento del sensor piezoeléctrico.	61
Figura 48. Transmisor de Celda de Carga	62
Figura 49. Recursos de Arduino ATmega 2560.....	63
Figura 50. Funcionamiento Sensor de Obstáculos	63
Figura 51. Esquema general del sensor de obstáculo	64
Figura 52. Potenciómetro de alta precisión.....	64
Figura 53. Entorno de Labview	65
Figura 54. Equipo de trabajo multidisciplinario	68
Figura 55. Ciclo de vida bajo el enfoque concurrente y el tradicional	69
Figura 56. Ingeniería Concurrente	70
Figura 57. Condiciones de impacto (Martillo - probeta)	77

Figura 58. Esquema de relaciones Trigonómicas	78
Figura 59. Parámetros de diseño de equipo de impacto.....	79
Figura 60. Probeta tipo "V" para ensayos de impacto.....	82
Figura 61. Reacciones en la probeta	85
Figura 62. Dimensiones del martillo.....	87
Figura 63. Norma ASTM E-23 para el diseño del percutor 1	88
Figura 64. Percutor del martillo	88
Figura 65. Análisis de Esfuerzos en el Percutor.....	89
Figura 66. Relación del Esfuerzo Cortante en Vigas	91
Figura 67. Análisis estático de Von Mises	92
Figura 68. Análisis de desplazamiento.....	93
Figura 69. Análisis de la deformación unitaria	93
Figura 70. Análisis del factor de seguridad	94
Figura 71. Propiedades Físicas del percutor.....	94
Figura 72. Diagrama del cuerpo libre y dimensiones del brazo	95
Figura 73. Diagrama de cuerpo libre del péndulo antes de la caída	96
Figura 74. Simulación en RISA-2D Brazo del péndulo	97
Figura 75. Diagrama Fuerza Cortante	97
Figura 76. Diagrama Momento Flector	98
Figura 77. Diagrama de cuerpo libre brazo del péndulo	101

Figura 78. Sensibilidad a la Muesca Q	104
Figura 79. Factores Teóricos de concentración de esfuerzo a flexión	105
Figura 80. Análisis CAE Factor de Seguridad	107
Figura 81. Análisis CAE Von-Mises.....	108
Figura 82. Análisis CAE Desplazamientos	108
Figura 83. Propiedades Físicas del brazo del péndulo	109
Figura 84. Cargas dinámicas que actúan en el péndulo	110
Figura 85. Simulación de MDSolids 3.5 eje	111
Figura 86. Diagrama de Fuerza Cortante	111
Figura 87. Diagrama Momento Flector	112
Figura 88. Sensibilidad a la Muesca Q	115
Figura 89. Factores Teóricos de concentración de esfuerzo a flexión	115
Figura 90. Desplazamientos máximos y mínimos.....	117
Figura 91. Análisis del factor de seguridad	117
Figura 92. Diagrama de cuerpo libre buje.....	118
Figura 93. Buje.....	122
Figura 94. Especificaciones técnicas perfiles Canal U.....	127
Figura 95. Esquema de soldaduras de filete.....	128
Figura 96. Análisis del factor de seguridad	131
Figura 97. Desplazamientos máximos y mínimos.....	131

Figura 98. Deformaciones unitarias	132
Figura 99. Tensiones de Von-Mises	133
Figura 100. Sistema móvil de yunques	134
Figura 101. Diagrama de factor de duración de vida fl	137
Figura 102. Diagrama del factor de dureza.....	137
Figura 103. Factor de temperatura	138
Figura 104. Rodamientos Lineales compactos	138
Figura 105. Medidas de Rodamientos lineales compactos.....	139
Figura 106. Esquema del sistema de elevación.....	141
Figura 107. Caja Reductora de Velocidad	143
Figura 108. Esquema de transmisión 2	146
Figura 109. Sensibilidad a la Muesca Q	154
Figura 110. Factores Teóricos de concentración de esfuerzo a torsión	155
Figura 111. Sensibilidad a la Muesca Q.....	159
Figura 112. Factores Teóricos de concentración de esfuerzo a torsión	159
Figura 113. Análisis del Factor de Seguridad.....	161
Figura 114. Análisis de los Desplazamientos	161
Figura 115. Análisis de la deformación unitaria.....	162
Figura 116. Análisis de esfuerzos de Von-Mises.....	162
Figura 117. Análisis del factor de seguridad.....	163

Figura 118. Análisis de deformaciones unitarias	164
Figura 119. Desplazamientos.....	164
Figura 120. Análisis de esfuerzos Von-Mises	165
Figura 121.Freno BRAKE DODGE 56 DBSC	169
Figura 122. Celda de carga FC23.....	175
Figura 123. Información general de la celda de carga FC23	175
Figura 124. Conexión de la celda de carga	176
Figura 125. EX2005 Transmisor de Celda de carga	176
Figura 126. Fuente DC 24V-5A.....	178
Figura 127. Relé DC 24v	178
Figura 128. Módulo 8 Canales – Arduino.....	179
Figura 129. Breaker 10A - C10	182
Figura 130. Terminales de Control	184
Figura 131. Conexión de motor bipolar DP-508.....	186
Figura 132. Conexión con el controlador	187
Figura 133. Selección de modo	187
Figura 134. Panel de control del equipo	188
Figura 135. Pantalla principal de la HMI	189
Figura 136. Sistema de Control Péndulo	189
Figura 137. HMI Sistema lineal.....	190

Figura 138. Calibración de altura	190
Figura 139. HMI-Sistema plano inclinado	191
Figura 140. VISA resource name	192
Figura 141. VISA write	192
Figura 142. Función VISA read	193
Figura 143. Función VISA close.....	193
Figura 144. Programación General Arduino MEGA 2560	194
Figura 145. Calibración del acelerómetro	196
Figura 146. Calibración de la celda de carga.....	197
Figura 147. Calibración de los sensores infrarrojos	197
Figura 148. Gabinete eléctrico	198
Figura 149. Desplazamiento del sistema durante el impacto.....	201
Figura 150. CAD-Sistema de prueba	202
Figura 151. Propiedades del material de prueba	202
Figura 152. Información general del mallado.....	203
Figura 153. Configuración de datos del análisis de caída.....	203
Figura 154. Propiedades de la superficie de impacto	204
Figura 155. Análisis de Esfuerzos producidos durante el impacto	204
Figura 156. Deformación unitaria.....	205
Figura 157. Análisis de desplazamientos.....	205

Figura 158. Desplazamiento de la superficie nodal de contacto	206
Figura 159. Velocidad de la zona Nodal de contacto	206
Figura 160. Aceleración de la zona Nodal de contacto	207
Figura 161. Fuerza Resultante durante el impacto	207
Figura 162. Guía sistema lineal	209
Figura 163. Mesa soporte	209
Figura 164. Soldadura de la bases del canal U	210
Figura 165. Sistema péndulo	211
Figura 166. Martillo sistema péndulo	211
Figura 167. Sistema plano inclinado	212
Figura 168. Manufactura Yunques	212
Figura 169. Sistema de elevación.....	213
Figura 170. Manufactura CNC y oxicorte percutores	213
Figura 171. Montaje final	214
Figura 172. Construcción del tablero eléctrico	214
Figura 173. Máquina de ensayos de impacto	215
Figura 174. Probetas para el ensayo Charpy	216

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Requerimientos principales mediante la Norma	32
Tabla 2	Valores del factor de seguridad	48
Tabla 3	Resultados obtenidos	81
Tabla 4	Dimensiones de probetas para los ensayos	82
Tabla 5	Propiedades Físicas del percutor	95
Tabla 6	Propiedades del Brazo del péndulo.....	109
Tabla 7	Carga constantes permisible y tamaños mínimos	121
Tabla 8	Datos de Prisioneros	123
Tabla 9	Rigideces.....	123
Tabla 10	Factor de carga	125
Tabla 11	Rodamientos de Bolas NSK	125
Tabla 12	Características del Rodamiento d=25mm	126
Tabla 13	Especificaciones técnicas del canal U a utilizarse.....	126
Tabla 14	Características Electrodo E6011	128
Tabla 15	Esfuerzos permisibles del Código AISC para el metal	129
Tabla 16	Propiedades físicas del yunque.....	133
Tabla 17	Datos del tornillo Sin-Fin	134
Tabla 18	Datos generales del Rodamiento Lineal.....	139

Tabla 19 Características del Rodamiento d=25mm	140
Tabla 20 Motores a pasos Xinje	142
Tabla 21 Características del Embrague	142
Tabla 22 Características de la Caja reductora	143
Tabla 23 Correa de transmisión	147
Tabla 24 Piñones T2	148
Tabla 25 Piñones T2	150
Tabla 26 Características de los ejes	151
Tabla 27 Resultados del análisis.....	163
Tabla 28 Resultados	165
Tabla 29 Reducciones del sistema de elevación.....	166
Tabla 30 Velocidades angulares Transmisiones	167
Tabla 31 Características Técnicas Brake 56 DBSC	170
Tabla 32 Características ADXL345	174
Tabla 33. Características XL6009	179
Tabla 34 Características del convertidor TTL.....	179
Tabla 35 Consumo de voltaje y corriente de los elementos	180
Tabla 36 Consumo de elementos de potencia	182
Tabla 37 Numero en entrada y salidas a utilizarse.....	183
Tabla 38 Características DRIVE DP-508	183

Tabla 39 Descripción de las señales de control	185
Tabla 40 Configuración de precisión DRIVE DP-508	186
Tabla 41 Datos del material de prueba	199
Tabla 42 Resultados de la resolución analítica	201
Tabla 43 Resultados Análisis Experimental Celda de Carga LMM	208
Tabla 44 Cálculo de Errores Respectivos	208
Tabla 45 Dimensiones de las probetas	215
Tabla 46 Resultados ensayos Charpy Sistema Péndulo.....	216
Tabla 47 Resultados con probetas no-normalizadas	217
Tabla 48 Resultados ensayos sistema lineal	217
Tabla 49 Resultados de ensayos plano inclinado	218
Tabla 50 Costos de materiales.....	219
Tabla 51 Costos de mano de obra	220
Tabla 52 Costo transporte.....	220
Tabla 53 Costo total	221

RESUMEN

El presente proyecto muestra el proceso de diseño, construcción y automatización de una máquina de ensayos de impacto, basada en una máquina de ensayos Charpy. En cada capítulo se va describiendo cada etapa del proceso de implementación de la máquina, basándose en una ingeniería concurrente que motiva a una buena fabricación de la misma. El resultado del trabajo de titulación cuenta con tres sistemas diferentes e interactivos, como son un Sistema Péndulo que ayuda a medir a fuerza de impacto mediante un acelerómetro que nos brinda la fuerza a cada instante una vez iniciada la prueba. Un Sistema Lineal que es la modificación del sistema péndulo para convertirlo en un sistema de choque para medir la fuerza de impacto mediante una celda de carga tipo moneda. Y por último un Sistema Plano Inclinado que es un sistema parecido al lineal con la diferencia que mide la fuerza de impacto de un móvil que se deja caer manualmente de un plano. Todo el conjunto de la máquina esta automatizada, mediante una tarjeta de Arduino Mega con comunicación serial a una interface de Labview con licencia gratuita.

Palabras claves:

- **IMPACTO**
- **HMI**
- **MECÁNICA**
- **FUERZA**

ABSTRACT

The present project shows the process of design, construction and automation of an impact testing machine, based on a Charpy test machine. Each chapter describes each stage of the implementation process of the machine, based on a concurrent engineering that motivates a good manufacturing of the same. The result of the titration work counts on three different and interactive systems, as they are a Pendulum Systems that helps to measure to force of impact by means of an accelerometer that gives us the force to each instant once the test begins. A linear system that is the modification of the pendulum system to convert it into a shock system to measure the impact force through a coin-type load cell. And lastly a Inclined Plane System that is a system similar to the linear with the difference that measures the impact force of a mobile that is dropped manually from a plane. The entire assembly of the machine is automated, using an Arduino Mega card with serial communication to a Labview interface with free license.

Key words:

- **IMPACT**
- **HMI**
- **MECHANICS**
- **FORCE**

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de titulación tiene la finalidad del diseño, construcción e implementación de un equipo capaz de medir la fuerza de impacto, que a su vez sea digitalizado mediante una HMI. Para su implementación se necesita diseñar absolutamente todo elemento mecánico desde ejes, catarinas y tornillos, para garantizar su diseño sostenible a lo largo del tiempo, de igual manera para su control se planea diseñar una interface en un software más conveniente para adquisición de datos gobernado por una tarjeta de arduino mega que es de software libre.

Se pretende implementar tres módulos al sistema con el cual se podrá realizar con cada uno diferentes ensayos de fuerza de impacto en el cual todo consta de un sistema de adquisición de datos mediante una versión gratuita de labview. En el esquema de la Figura se aprecia todo el sistema prototipo.

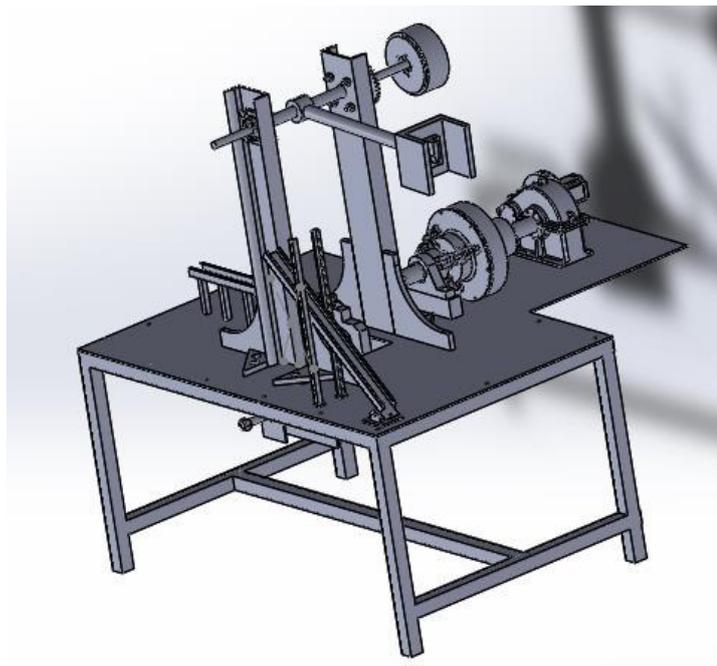


Figura 1. Esquema tentativo del sistema

1.1. Antecedentes

El laboratorio de Mecánica de Materiales está ubicado en el campus Universitario de Sangolquí donde se realizan las prácticas de laboratorio para las asignaturas de mecánica de materiales I y II, las cuales sirven de soporte para asignaturas tales como diseño de elementos mecánicos para las carreras de Mecánica, Mecatrónica e Ingeniería Civil.

En el laboratorio se utilizan máquinas para ensayos que realizan análisis del comportamiento mecánico de los materiales, como también presta el servicio de Vinculación con la colectividad donde se realizan ensayos como prestación de servicios para diferentes empresas, se da soporte de actividades de investigación.

El avance de la tecnología en cuanto a materiales y maquinaria a partir de la revolución industrial, ha dado una nueva necesidad de modernizar o actualizar equipos, por lo que se ha visto la necesidad de dotar al laboratorio un equipo didáctico medidor de fuerza de impacto ya que es necesario para las diferentes aplicaciones, aumentando la facilidad de operación en los estudiantes y docentes encargados, es aquí donde ingresa la Mecatrónica en ayuda de estos problemas, diseñando modelo con el cual se obtenga mejoras y ventajas utilizando los recursos tecnológicos actuales y automatizando el proceso para una mejor aplicación que en este caso sería un aporte a la educación para los nuevos estudiantes del LMM y también para mejorar y ampliar los conocimientos con las maquinas existentes dentro del LMM.

Para el diseño, construcción de este equipo se requiere de un control donde permita mayores y mejores resultados, obtenidos habitualmente por partes netamente mecánicas y operadores humanos, para aquello se necesita un conjunto de elementos tecnológicos, entre los cuales se tiene principalmente un controlador lógico, sensores y un interfaz HMI.

Este equipo es necesario en el laboratorio para la medición de fuerzas de impacto tanto que sea demostrativo y didáctico para los estudiantes, como también para trabajar en conjunto con los otros tipos de máquinas de pruebas de ensayo para diversos materiales. En el cual es el principal objetivo de este proyecto.

1.2. Definición del problema

En el Laboratorio de Mecánica de Materiales no se dispone de un equipo medidor de fuerza de impacto por lo cual es necesario que los estudiantes conozcan el comportamiento de los materiales a velocidades de deformación muy altas. Por lo cual en base a esta necesidad se pretende implementar este equipo para fortalecer el aprendizaje de los estudiantes.

Se desea poner en marcha el proyecto para beneficio del Laboratorio de Mecánica de Materiales del Departamento de Ciencia de Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE". Las normas a utilizarse en el equipo son las nuevas aprobadas recientemente ASTM-E23 METODOS DE PRUEBA PARA HACER pruebas de impacto, dando como resultado el aumento de los conocimientos impartidos a los estudiantes, por esta razón motiva que el proyecto sea necesario.

1.3. Objetivos

1.3.1. General

Diseñar y construir un equipo medidor de fuerza de impacto con sistema de elevación , frenado y HMI para uso de fines académicos y didácticos en el laboratorio de Mecánica de Materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE, utilizando sistemas mecánicos, eléctricos y de control.

1.3.2. Específicos

- Diseñar y seleccionar los elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos necesarios para la construcción e implementación del equipo medidor de fuerza de impacto.
- Implementar un sistema de HMI capaz de interactuar con el operario ofreciendo un análisis del comportamiento mecánico.
- Automatizar el proceso de elevación y frenado, para todas las pruebas a realizarse.
- Desarrollar una interfaz para la adquisición de todos los datos del ensayo en Excel, para la manipulación por parte de los estudiantes.

1.4. Justificación e importancia

El diseño, construcción e implementación de un equipo medidor de fuerza de impacto, reforzara los conocimientos futuros en los Laboratorios de Mecánica de Materiales del Departamento DECEM, obteniendo así resultados de los ensayos realizados dentro del mismo, y logrando rapidez en la obtención de conclusiones sobre los materiales, disminución de errores, la inmersión de nueva tecnología y lo más importante el enfoque educativo centrado en el alumno que considera la individualidad de los estudiantes en el proceso de aprendizaje los resultados.

El equipo nuevo contará con un control mecánico y electrónico adecuado para el funcionamiento en las pruebas de ensayo como la de impacto, se tendrá un análisis de resultados más rápido y una mejor forma de visualizar los resultados y gráfica, beneficiando a los alumnos y profesores encargados en el Laboratorio de mecánica de materiales.

1.5. Alcance del proyecto

El funcionamiento del equipo medidor de fuerza de impacto, trata de una máquina de ensayo por impacto. Sin embargo, a pesar de esa sencillez mecánica, con este instrumento se pueden diseñar varias pruebas de impacto donde se demuestra de forma rápida y didáctica, la influencia que tienen determinados factores en el comportamiento mecánico de los materiales.

A través del mismo se puede conocer el comportamiento que tienen los materiales al impacto, y consiste en golpear mediante una masa una probeta que se sitúa en el soporte. Una masa, la cual se encuentra acoplada al extremo del péndulo con cierta longitud, se controla la altura y se deja caer libremente, se obtienen los resultados de fuerza, velocidad y energía de ruptura. Otra forma de utilizar el medidor de fuerza de impacto es a través de una masa que va de forma lineal contra el medidor de fuerza de impacto donde se analizara los diferentes tipos de energías que se generaran como cinética y potencial las cuales están íntimamente relacionadas con la fuerza de impacto ejercidas, la energía absorbida por la probeta, para producir su fractura, se determina a través de la diferencia de energía potencial del péndulo antes y después del impacto.

1.6. Estructura del documento

En el capítulo I del presente trabajo brinda la descripción del alcance del proyecto acompañado de sus respectivos objetivos y resultados finales a realizarse. En el capítulo II se da la descripción de las generalidades del proyecto donde trata la fundamentación teórica. En el capítulo III se describe todo el diseño mecatrónico, que viene acoplado del diseño mecánico, eléctrico, electrónico y de control. En el capítulo VI describe los resultados finales con diferentes pruebas realizadas. En el capítulo V describe los costos directos e indirectos. El capítulo VI presenta las conclusiones y las recomendaciones, con la descripción de trabajos futuros. A continuación del último capítulo se tiene la sección de Anexos en

donde se adjuntan planos, diagramas eléctricos, manual de usuario y una bitácora de mantenimiento.

CAPÍTULO II

2. GENERALIDADES

2.1. Fundamentos teóricos para la interpretación de los datos obtenidos en los ensayos de Impacto.

2.1.1. Propiedades Mecánicas

Muchos materiales cuando están en servicio están sujetos a fuerzas o cargas. En tales condiciones es necesario conocer las características del material para diseñar el instrumento donde va a usarse de tal forma que los esfuerzos a los que vaya a estar sometido no sean excesivos y el material no se fracture. El comportamiento mecánico de un material es el reflejo de la relación entre su respuesta o deformación ante una fuerza o carga aplicada.

Las propiedades mecánicas pueden dividirse en 2 grupos:

- ***Propiedades Estáticas***

Los materiales sufren cargas estáticas cuando las cargas aplicadas son constantes e inmóviles o casi no presentan movimiento. (Medina, 2000)

- ***Propiedades Dinámicas***

Son aquellas que se caracterizan cuando los materiales son sometidos a cargas dinámicas estas pueden contar de las siguientes características.

(Medina, 2000)

- Padezcan cargas repentinas o de intensidad rápidamente variable.
- Que se carguen o descarguen repentinamente.
- Que se soporten variaciones frecuentes de modo carga, como cambios de tracción a compresión.

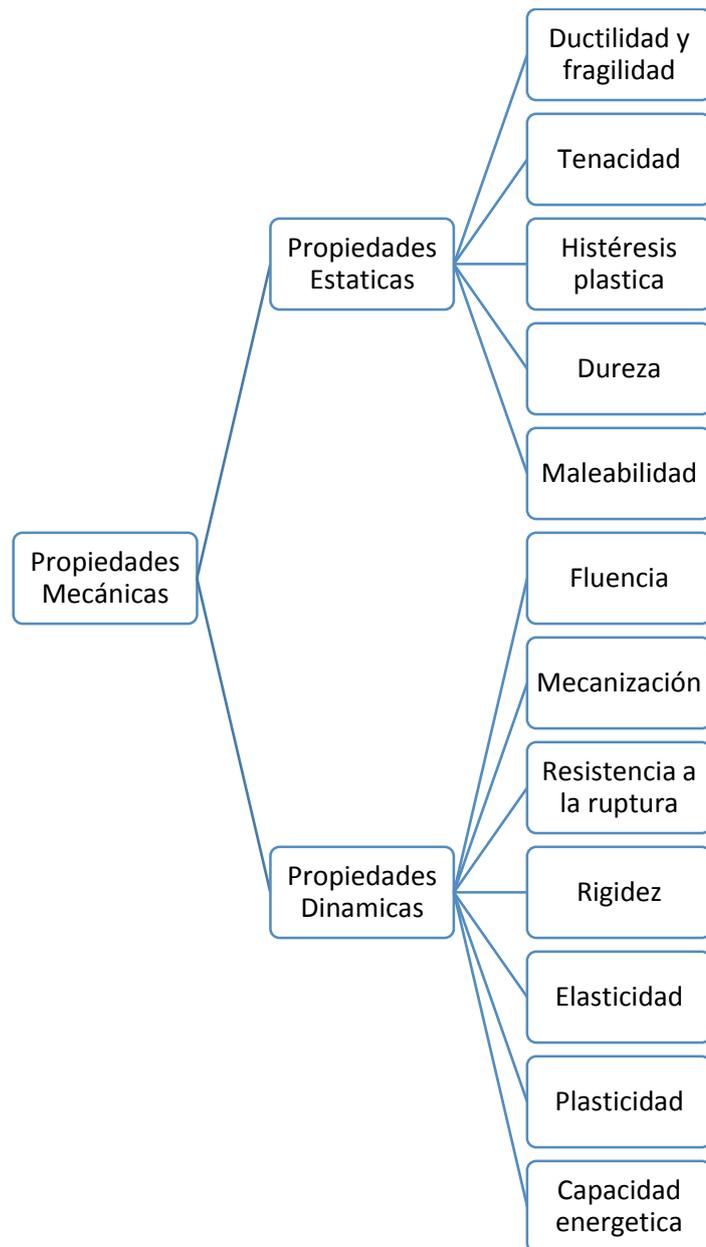


Figura 2. Propiedades mecánicas de los materiales

2.1.1.1. Ductilidad y fragilidad

La ductilidad es una propiedad que permite a un material ser doblado, estirado, ensanchado, formado o permanentemente distorsionado sin ruptura. Un material que tiene alta ductilidad no puede ser quebradizo o muy duro. Los materiales duros por otro lado, son usualmente quebradizos y carecen de ductilidad. La prueba de tensión puede ser como una

medición de la ductilidad por cálculo del porcentaje de elongación del material fracturado.

Entonces:

$$\%e = \frac{L_f - L_o}{L_o} \cdot 100\% \quad [2.1]$$

Donde:

- %e: Porcentaje de elongación.
- Lo: Longitud original de la garganta. [mm]
- Lf: Longitud final después del ensayo. [mm]

La fragilidad es la propiedad contraria a la ductilidad. (Medina, 2000)

2.1.1.2. Tenacidad

Por definición, es el trabajo por unidad de volumen necesario para fracturar un material suele expresarse mediante el ensayo de tracción. (Medina, 2000).

Ya que el área total abarcada por la curva de tensión-deformación representa la energía total necesaria para producir la rotura por unidad de volumen de material. Al utilizar valores de la tenacidad, no obstante debe procederse con cautela, ya que pueden variar notablemente con condiciones de ensayos diferentes. Este término hace referencia a los valores de esta magnitud obtenido en ensayos estáticos, reservando el de resiliencia para los ensayos dinámicos. (E.P. Degarmo, 2002)

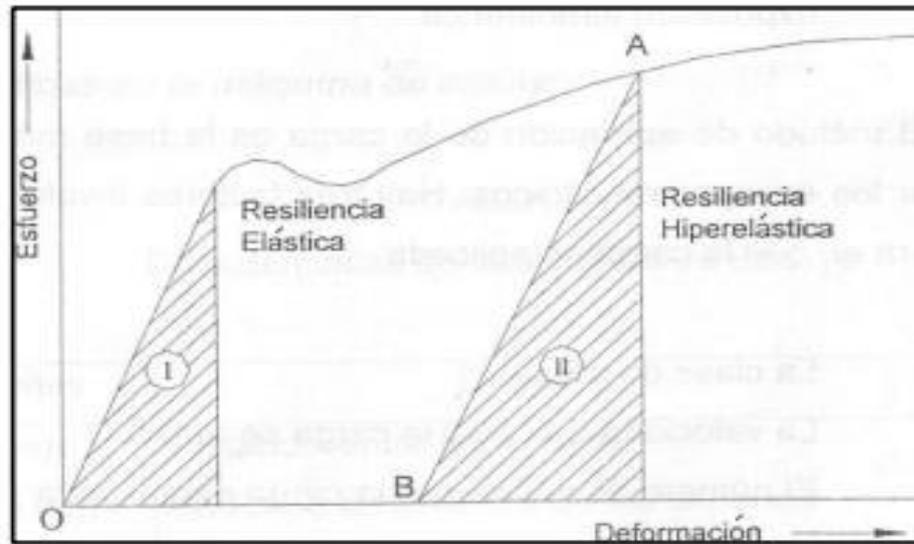


Figura 3. Resiliencia en términos del diagrama de esfuerzo y deformación

Fuente: (H.Avner, 1981)

2.1.1.3. Histéresis Plástica

Es parte de la energía mecánica que se pone en juego, en cargar y descargar el material que se convierte en energía térmica. Ese proceso origina amortiguamiento mecánico y los materiales que poseen esta característica son capaces de absorber vibraciones mecánicas. (Medina, 2000)

2.1.1.4. Maleabilidad

En general representa la propiedad de un material a ser deformado permanentemente por compresión, sin rotura y específicamente significa la aptitud para ser laminado o forjado en delgadas chapas. La maleabilidad es semejante a la ductilidad, pero no es igual. Así, el cobre, aluminio, estaño y plomo son más maleables que dúctiles, y el hierro, níquel son más dúctiles que maleables. (F.R MORRAL, 2004)

2.1.1.5. Fluencia

De igual forma existe una propiedad que mide esta variable se la conoce como Resistencia a la fluencia, en el cual la parte del diagrama esfuerzo – deformación unitaria donde hay un gran incremento de la deformación con poco o ningún aumento del esfuerzo. Esta propiedad indica que el material ha cedió o se ha alargado en gran medida y en forma plástica y permanente. (Medina, 2000)

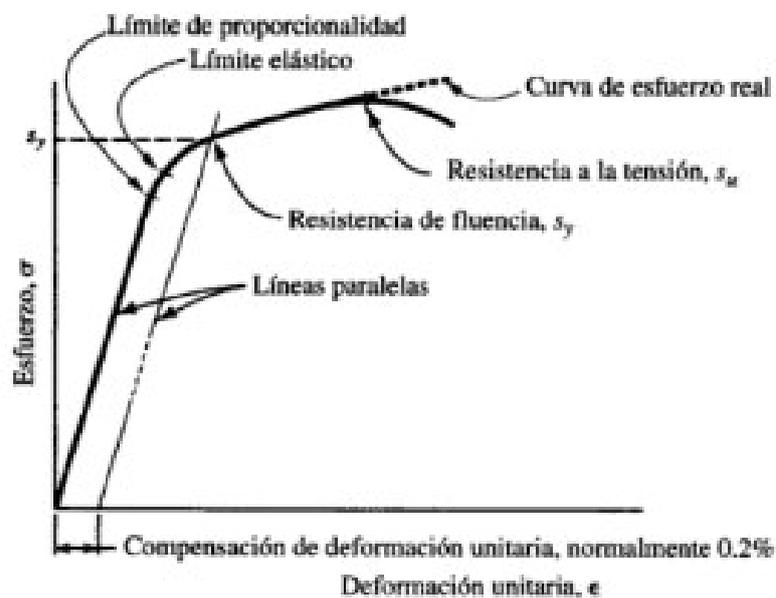


Figura 4. Diagrama típico de esfuerzo-deformación unitaria para aluminio y otros metales que no tiene punto de fluencia.

Fuente: (Robert L.Mott, 2006)

2.1.1.6. Mecanización

Es eliminar la mayor cantidad de materiales en el menor tiempo, sin necesidad de reacondicionar, ni sustituir herramientas útiles, consiguiendo un acabado superficial aceptable con un costo global reducido. (Medina, 2000)

2.1.1.7. Resistencia a la ruptura

Es la oposición que presenta la estructura de un material a ser dividida en dos o más partes mediante diversos esfuerzos o fuerzas aplicadas. El esfuerzo a la tracción (son fuerzas resultantes de igual magnitud, aplicadas en el mismo cuerpo pero en sentido contrario diametralmente hacia fuera del centro). (Medina, 2000)

En esta ocasión se define la resistencia a la ruptura transversal. El valor de la resistencia derivada de esta prueba se llama resistencia a la ruptura, calculada mediante la siguiente formula:

$$TRS = \frac{1.5 F \cdot L}{b t^2} \quad [2.2]$$

Donde:

- TRS: Resistencia a la ruptura. [MPa]
- F: Carga aplicada a la fractura. [N]
- L: longitud del espécimen entre los soportes. [mm]
- b: Base de la sección. [mm]
- t: Altura de la sección. [mm]

Existe otro tipo de resistencia que se conoce como resistencia a la fatiga y esta presente en cuerpos que son sometidos a esfuerzos constantes y combinados a la compresión y a la tracción. (GROOVER, 1997).

2.1.1.8. Rigidez

La rigidez es la magnitud o medida de deformación que ocurre bajo la acción de una carga dentro del comportamiento elástico. (Medina, 2000).

2.1.1.9. Elasticidad

Es términos muy sencillos se lo conoce como una deformación elástica reversible, en el cual posee varios parámetros para su entendimiento, como son el esfuerzo a tracción y el cortante.

Esfuerzo a tracción:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = \frac{F}{A} \quad [2.3]$$

Donde:

- σ : Esfuerzo que puede ser a tracción o compresión. [MPa]
- E : es módulo de elasticidad. [MPa]
- ε : Deformación unitaria.
- F : Fuerza Axial. [N]
- A : Área transversal. [mm²]

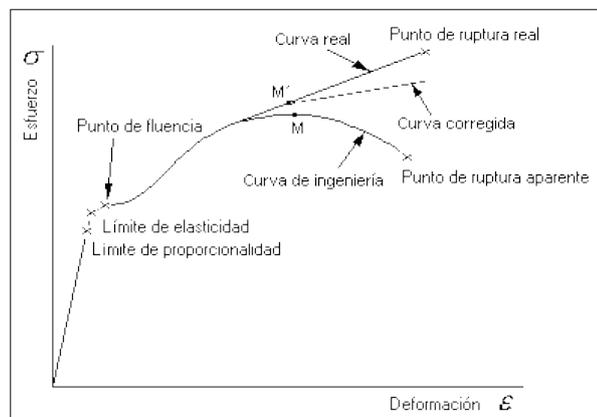


Figura 5. Esfuerzo versus deformación

Fuente: (Askeland, 1998)

De igual manera la fuerza debido al cortante:

Esfuerzo cortante:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad [2.4]$$

Donde:

- τ : Esfuerzo cortante. [MPa]
- G : Módulo de rigidez. [MPa]
- γ : Deformación unitaria angular. [rad]

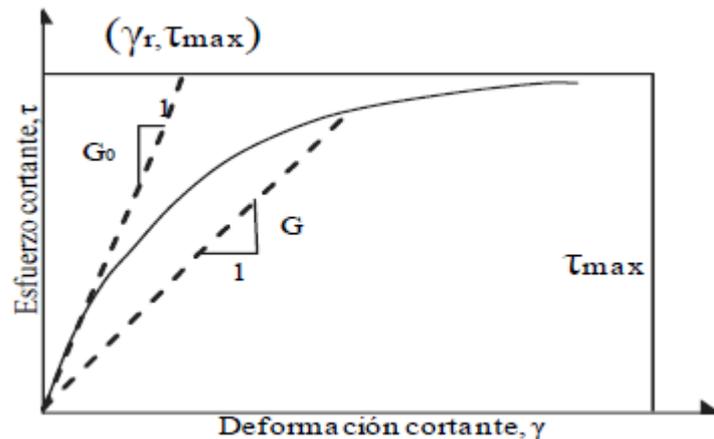


Figura 6. Diagrama Cortante versus deformación cortante

Fuente: (Vucetic, 1991)

2.1.1.10. Dureza

Propiedad característica de la mayoría de los materiales cerámicos, tienen una aplicación especial como válvulas, sellos, herramientas de corte. Existen diferentes tipos de dureza dependiente de la aplicación, en base al tipo de indentador.

- Brinell: Bola (Diámetro=10mm) ,500kg.f
- Rockwell: Bola de acero (1/16 pulg) o cono de diamante.
- Knoop: Diamante piramidal, ángulos de 172.5° y 130°.
- Berkovich: Pirámide de base triangular de 65°.
- Vickers: Pirámide base cuadrada de 136° entre las caras opuestas.

2.1.1.11. Plasticidad

En la mayoría de los materiales y en especial en los metales, cuando el esfuerzo producido por la carga rebasa un valor límite, el cambio de forma se vuelve permanente, se denomina plasticidad. (Velázquez, 2004).

En general hay un tipo de leyes que gobiernan la deformación plástica. Según las relaciones existentes entre los estados de tensión definido por la única variable mecánica Q y el estado de deformación definido por una única variable geométrica q .

Se distingue:

- 1) El cuerpo elastoplastico endurecible por deformación en frio.

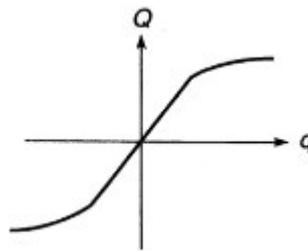


Figura 7. Cuerpo Elastoplastico

Fuente: (Boutin, 2001)

- 2) El cuerpo elastoplástico perfecto

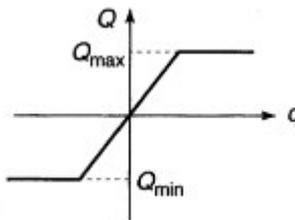


Figura 8. Cuerpo elastoplastico perfecto

Fuente: (Boutin, 2001)

- 3) El cuerpo plástico perfecto o rígido plástico.

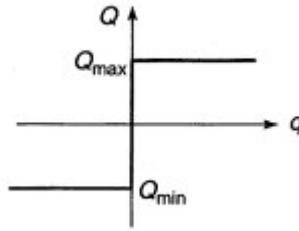


Figura 9. Plástico perfecto

Fuente: (Boutin, 2001)

Como se ve en caso de que sea deformación plástica coincide con la deformación total.

2.1.1.12. Capacidad Energética

La capacidad de un material para absorber o almacenar energía es de importancia en conexión con los problemas de la resistencia al choque, carga por impacto. El principio básico involucrado es que el trabajo es igual a la fuerza por la distancia. La cantidad de energía absorbida al esforzar un material hasta el límite elástico, o la cantidad de energía que puede recobrase cuando el esfuerzo es liberado del límite elástico, es llamada resiliencia elástica. La energía almacenada por unidad de volumen en el límite elástico es el módulo de resiliencia. Para un volumen unitario, por ejemplo, un cubo de una pulgada, la resiliencia es el producto del esfuerzo promedio por la deformación. (H.Avner, 1981).

2.1.1.13. Tipos de ensayos de Materiales.

Los ensayos tienen como finalidad determinar las características de los materiales.

Se pueden clasificar de la siguiente manera:

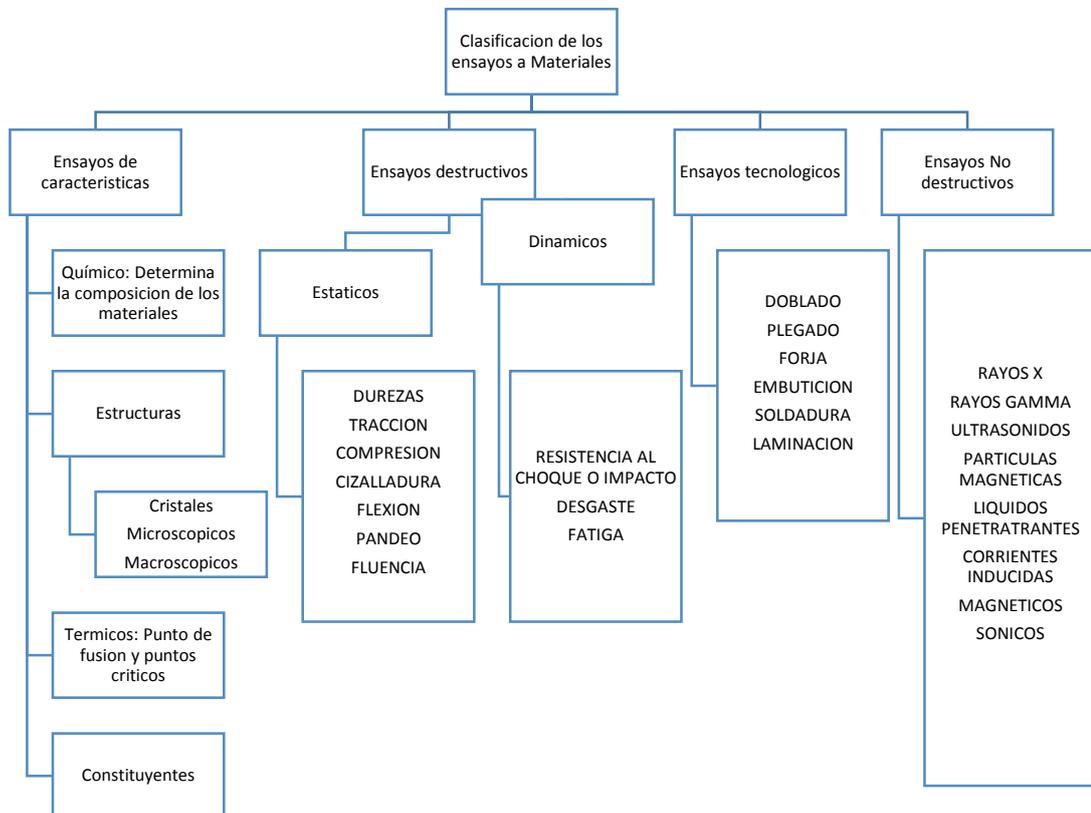


Figura 10. Clasificación de ensayos de materiales

2.1.1.14. Generalidades para el estudio de la Fuerza de impacto

El análisis exige a menudo procedimientos de cálculo distintos a los de otras sollicitaciones dinámicas más comunes en la dinámica estructural. Salvo para los impactos a muy baja velocidad, es frecuente un comportamiento no lineal acusado de la estructura, con grandes desplazamientos y deformaciones, respuesta no lineal del material con posible rotura local, y efectos de interacción complejos en los contactos. A

medida que la velocidad del impacto es mayor, adquieren relevancia los fenómenos de transmisión de ondas de tensión o incluso de ondas de choque.

En este trabajo se discuten en primer lugar los fenómenos dinámicos impulsivos, analizando los distintos tipos de impacto. A continuación se describe de forma sucinta el comportamiento de los materiales, diferenciando los distintos tipos de fallo o rotura. (Goicolea J. M., 2000).

2.2. Teoría de Impulsiones

Dentro de los procedimientos clásicos de la mecánica de sistemas rígidos, el impacto se estudia mediante la teoría de impulsiones

2.2.1. Impulsión sobre una partícula

Si se considera una partícula (punto material) de masa m , con velocidad v_1 en el instante inmediatamente anterior a la impulsión y v_2 en el instante inmediatamente después, moviéndose según una recta. Se trata por tanto de un sistema con un solo grado de libertad.

Se supone que asimismo que se produce una fuerza impulsiva que actúa durante un tiempo pequeño. (Goicolea J. , 2011)

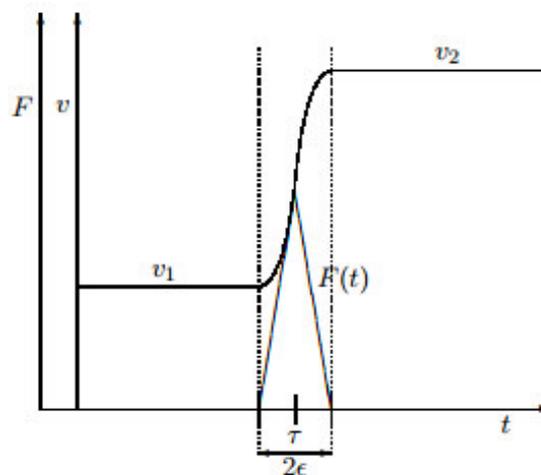


Figura 11. Variación de velocidades en una impulsión

Fuente: (Goicolea J. , 2011)

Se define el impulso como el incremento de la cantidad de movimiento de la partícula debido a esta fuerza:

$$I = mv_2 - mv_1 = \int_{\tau-\varepsilon}^{\tau+\varepsilon} F dt \quad [2.5]$$

Donde:

- I Impulso. [N.s]
- m: masa de la partícula. [Kg]
- v_1 y v_2 : Velocidades antes y después de la colisión: [m/s]

En el caso de que sea no lineal, se utiliza su interpretación vectorial.

$$\vec{I} = mv_2 - mv_1 = \int_{\tau-\varepsilon}^{\tau+\varepsilon} \vec{F} dt \quad [2.6]$$

En la teoría de impulsiones se puede considerar un intervalo de tiempo 2ε es muy breve, pudiendo considerarse el fenómeno como prácticamente instantáneo. Al mismo tiempo se admite que la integral conserva un valor finito para la impulsión.

En general:

$$\varepsilon \rightarrow 0$$

$$F \rightarrow \infty$$

2.2.2. Consideraciones energéticas

2.2.2.1. Energía Cinética

En toda colisión la energía cinética no se conserva, ya que en el instante del impacto se transforma en otra que puede ser calor, ruido,

dislocaciones plásticas, etc. Siguiendo el segundo principio de la termodinámica. (Entropía creciente), la variación de la energía cinética es:

$$\Delta E_c = \frac{1}{2}m(v_2^2 - v_1^2) \quad [2.6]$$

Donde:

- ΔE_c : Variación de energía cinética [J]
- m : masa de la partícula. [kg]
- v_1 y v_2 : Velocidades antes y después del choque.[m/s]

2.2.2.2. Coeficiente de restitución

Es un cociente que describe le grado de conservación de la energía cinética, este valor puede variar en términos mecánicos de 0 a 1 y ser mayor que uno cuando son choques a nivel molecular. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$e = -\frac{v_{2f} - v_{1f}}{v_{1i} - v_{2i}} \quad [2.7]$$

Donde:

- e : Coeficiente de restitución. [0]
- v_{2f} y v_{1f} : Velocidades finales de las partículas en el impacto. [m/s]
- v_{1i} y v_{2i} : Velocidades Iniciales de las partículas antes del impacto. [m/s]

El coeficiente de restitución puede también calcularse de forma experimental, en lo cual depende exclusivamente de la velocidad de deformación y del material de que están hechos los cuerpos que colisionan. Se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$e = 1 - C1 \left(\frac{3}{2}A\right) \left(\frac{\rho}{m_{eff}}\right)^{\frac{2}{5}} vr^{\frac{1}{5}} + C2 \left(\frac{3}{2}A\right)^2 \left(\frac{\rho}{m_{eff}}\right)^{\frac{4}{5}} vr^{\frac{2}{5}} \dots \quad [2.8]$$

Donde:

$$A = \frac{1}{3} \left(\frac{(3n_2 - n_1)^2}{3n_2 + 2n_1} \right) \left[\frac{(1 - 2v)(1 - v^2)}{Ev^2} \right] \quad [2.9]$$

$$\rho = \frac{2E}{3(1 - v^2)} \sqrt{Reff} \quad [2.10]$$

$$m_{eff} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \quad [2.11]$$

$$Reff = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \quad [2.12]$$

$$vr = (v_1 - v_2) \cdot \frac{(r_1 - r_2)}{\|r_1 - r_2\|} \quad [2.13]$$

- e: Coeficiente de restitución.
- n1 y n2: Constantes viscosas del material. [MPa]
- E y v: Constantes elástica del material: Modulo de Young [MPa] y el coeficiente de poisson.
- Ri y mi: Radio [m] y masa [kg] i-esima.
- m_{eff} : Masa efectiva. [kg]
- vr: velocidad relativa de aproximación. [m/s]

- C1 y C2: Son igual a 1.15344 y 0.79826 respectivamente.

2.3. Ensayos de impacto

2.3.1. Generalidades de una prueba de impacto

Cuando un material es sujeto a un golpe repentino y violento, en el que la velocidad de deformación es extremadamente rápida, se puede comportar en una forma mucho más frágil que la que se observa en otro tipo de pruebas, por ejemplo en el ensayo de tensión. Esto, se puede observar en muchos plásticos, ya que al estirarlo con mucha lentitud, las moléculas de polímero tienen tiempo de desenredarse o las cadenas de deslizarse entre sí y permitir deformaciones plásticas grandes.

Sin embargo, si se aplica una carga de impacto, el tiempo es insuficiente para que esos mecanismos jueguen un papel en el proceso de deformación, y los materiales se rompen en forma frágil, Con frecuencia se usa un ensayo de impacto para evaluar la fragilidad de un material bajo estas condiciones. En contraste con el ensayo de tensión, en el de impacto las tasas de deformación unitaria son mucho mayores.

El ensayo de impacto consiste en dejar caer un péndulo pesado, el cual a su paso golpea una probeta que tiene forma de paralelepípedo, ubicada en unos soportes en la base de la máquina. Se debe dejar caer el péndulo desde un ángulo $\alpha = \pm 90^\circ$, para que la velocidad del péndulo, en el momento del golpe y en el punto de la nariz de golpeo sea de 4.11 m/s y de esta manera cumpla con los requerimientos de la norma que especifica que la velocidad del péndulo en el momento del impacto debe estar entre 3 m/s y 6 m/s.

La probeta posee una muesca (entalle) estándar para facilitar el inicio de la fisura. Luego de golpear la probeta, el péndulo sigue su camino alcanzando cierta altura que depende de la cantidad de energía absorbida por la probeta durante el impacto. Las probetas que fallan en forma frágil se rompen en dos mitades, en cambio aquellas con mayor ductilidad (baja

fragilidad) se doblan sin romperse. Este comportamiento es muy dependiente de la temperatura y la composición química, lo cual obliga a realizar el ensayo con probetas a distinta temperatura, para evaluar y encontrar la “temperatura de transición dúctil-frágil. (Garavito, 2008)

2.3.2. Propiedades de impacto

2.3.2.1. Temperatura de transición de dúctil a frágil

Es la temperatura debajo de la cual un material se comporta de forma frágil en un ensayo de impacto. El cambio de dúctil a frágil también depende de la velocidad de deformación. Un material que se somete a un golpe de impacto en servicio debe tener una temperatura de transición menor que la temperatura del entorno. (Garavito, 2008)

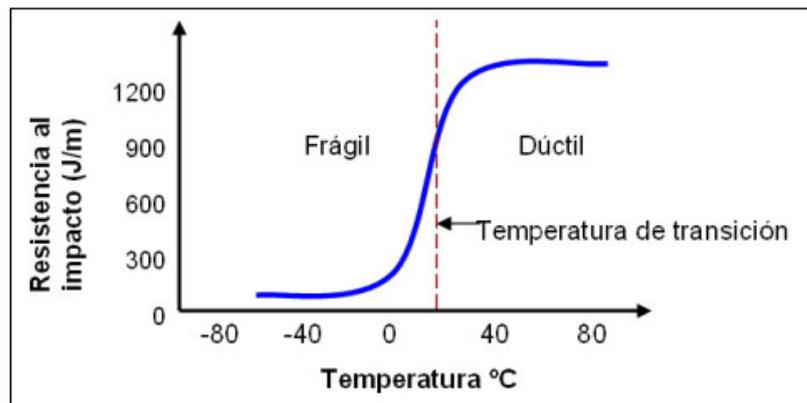


Figura 12. Resistencia al impacto vs Temperatura

Fuente: (Garavito, 2008)

Esta temperatura sirve además como referencia en la selección de materiales, debido a que asegura que la temperatura más baja a la que el material estará expuesto esté muy por encima de la temperatura de transición de dúctil a frágil.

2.3.2.2. Sensibilidad de la muesca

Las muescas que son maquinadas, de fabricación deficiente, o diseñadas, concentran esfuerzos y reducen la tenacidad de los materiales. La sensibilidad de la muesca mide su efecto sobre las propiedades de un

material, como tenacidad o vida de fatiga. Las energías absorbidas son muchos menores en las probetas con muesca.

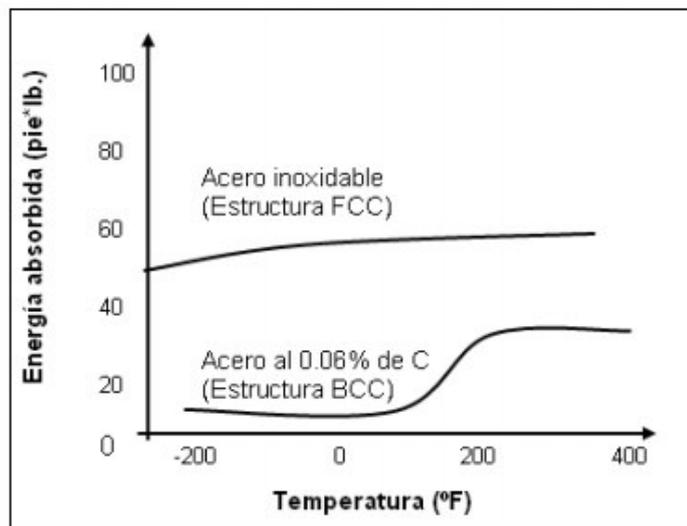


Figura 13. Propiedades de una muesca en V de Charpy para un acero al carbono BBC y un acero inoxidable FCC

Fuente: (Garavito, 2008)

2.3.2.3. Relación con el diagrama esfuerzo deformación

La energía necesaria para romper un material durante un ensayo de impacto, no siempre se relaciona con la resistencia a la tensión. En general, los metales que tienen alta resistencia y a la vez gran ductilidad, tienen buena tenacidad a la tensión. Sin embargo, este comportamiento cambia cuando las velocidades de deformación son altas. Así, dicha velocidad puede desplazar la transición de dúctil a frágil.

2.3.2.4. Designación de eje del espécimen

La orientación con que se sacan las probetas de los lingotes de las laminaciones de acero, permite que esta adquiera mayor o menor resistencia ante la fractura por impacto. Se puede ver como el corte de la muesca y su orientación (el plano) coincide paralela o perpendicularmente al eje de flujo de las fibras naturales (de laminación) del espécimen. (Garavito, 2008)

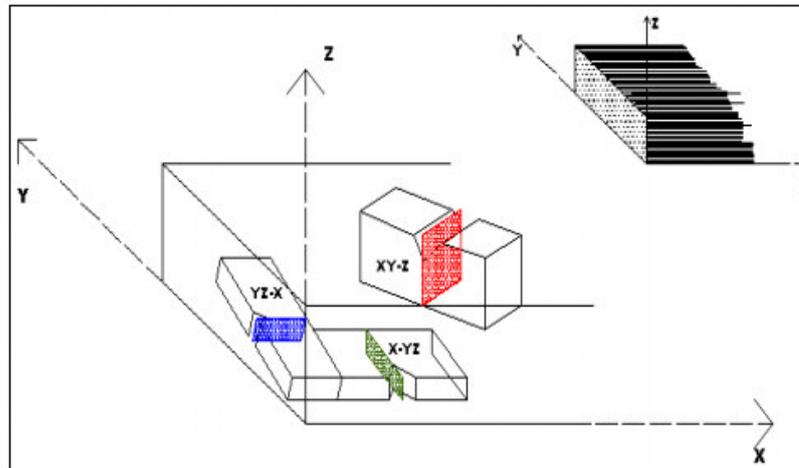


Figura 14. Designación del eje de la probeta

Fuente: (Garavito, 2008)

La orientación de la muesca se designa por la dirección en que la fractura se propaga; como se puede ver en la figura, cuando el plano de la muesca es diagonal a la dirección de las fibras del espécimen, es decir sobre el plano $xy-z$ de la laminación, el espécimen puede tener mayor resistencia al impacto, que el que podría tener el espécimen cortado en la dirección $yz-x$, el cual tendría una menor resistencia al impacto y por lo tanto se fracturaría más fácilmente, y por último el espécimen cuyo plano de muesca está en dirección $x-yz$ presentaría el mayor grado de resistencia a la fractura, ya que la orientación de la muesca está en un plano transversal a la dirección de las fibras del espécimen. (Garavito, 2008)

2.3.3. Ensayo tipo Charpy

Este ensayo consiste en romper una probeta simplemente apoyada en posición horizontal, por medio de un golpe en su punto medio, en donde previamente se le ha hecho una muesca. El martillo golpea en dirección opuesta a la muesca. El goniómetro de máximos permite conocer los ángulos de salida y llegada para establecer cuanta energía absorbe la probeta antes y durante la ruptura. (Garavito, 2008)

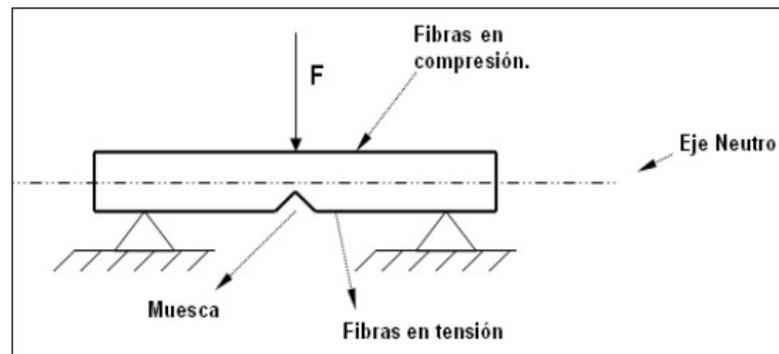


Figura 15. Posición de la probeta en el ensayo Charpy

Fuente: (Garavito, 2008)



Figura 16. Forma y posición de la probeta en el ensayo Charpy

Fuente: (Garavito, 2008)

2.3.4. Ensayo tipo Izod

Este ensayo consiste en romper la probeta sostenida en voladizo en posición horizontal, por medio de un golpe en su extremo libre. En su base, a ésta probeta también se le hace una muesca, sin embargo, esta es realizada a toda una sección transversal de la probeta. El goniómetro de máximos marca los ángulos de salida y llegada con los cuales se establece la energía absorbida por la probeta de determinado material. (Garavito, 2008)

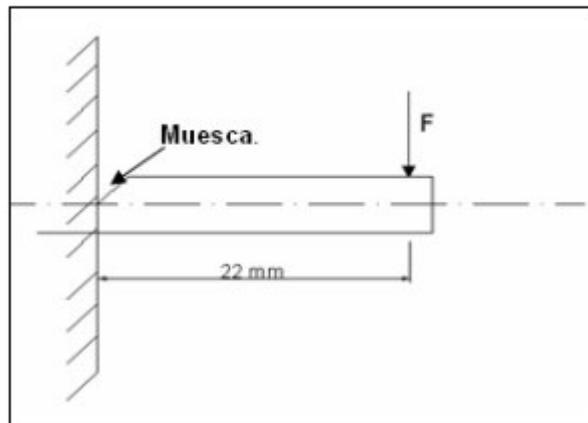


Figura 17. Posición de la probeta para la prueba IZOD

Fuente: (Garavito, 2008)



Figura 18. Forma de la probeta para la prueba Izod

Fuente: (Garavito, 2008)

2.3.5. Ensayos de Impacto Biaxial Instrumentado

El sistema de dardo o peso que cae (falling weight) fue propuesto inicialmente por el U. S. Board en 1881 para ensayar hierro y acero. Este instrumento era menos atractivo que el sistema Charpy o Izod debido a las dificultades en la medición de la energía. Los adelantos en este sistema se originaron en las últimas décadas y se debieron al uso del análisis estadístico y a la utilización de transductores. Actualmente el ensayo de impacto biaxial instrumentado resulta muy apropiado para la caracterización al impacto tanto de materiales como de partes en su forma final. (Frontini, 2011).

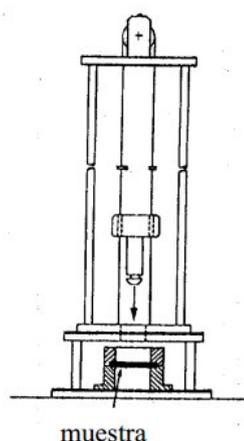


Figura 19. Esquema del equipo de impacto tipo falling weight

Fuente: (Frontini, 2011)

2.4. Alcance y aplicabilidad de los ensayos de impacto

Escenario frecuentes de impacto:

2.4.1. Impacto accidental de vehículos de transporte

El transporte en sus diversos modos involucra vehículos en movimiento, lo cual siempre entraña el riesgo de colisión. Cada vez se asigna más importancia en el diseño a la evaluación de la seguridad frente a impactos, habiéndose constituido este aspecto en una de las claves del éxito comercial de ciertos automóviles. Empezando por las velocidades más bajas, pueden citarse los impactos de barcos, tanto sobre estructuras portuarias o pilas de puentes, como entre sí. (Goicolea J. M., 2000)

2.4.2. Impacto accidental sobre edificios e instalaciones

Las instalaciones que revisten una peligrosidad importante suelen exigir, para limitar los riesgos a la población, la consideración de las hipótesis de impacto. Entre éstas cabe citar los depósitos de gas natural licuado (GNL) o gases licuados del petróleo (GLP), y especialmente los reactores nucleares. De origen externo, los impactos más comúnmente tenidos en cuenta en el diseño son:

- Misiles generados por el viento
- Misiles creados por fallo de otras instalaciones
- Aviones civiles y militares

2.4.3. Balística y explosiones

A diferencia de los escenarios anteriores, en este caso no se trata de impactos accidentales sino por lo general deliberados. Su casuística es por otra parte similar a la de determinados impactos accidentales de proyectiles surgidos de explosiones muy energéticas. (Goicolea J. M., 2000)

2.4.4. Clasificación

2.4.4.1. Según su velocidad

- Baja velocidad ($v < 50\text{m/s}$): Efectos elásticos, o deformación plástica localizada.
- Velocidad media ($50\text{m/s} < v < 500\text{m/s}$): Deformación plástica generalizada.
- Velocidad alta ($500\text{m/s} < v < 2000\text{m/s}$): La resistencia viscosa del material aún tiene importancia.
- Hipervelocidad ($2000\text{m/s} < v$): El material puede considerarse como un fluido hidrodinámico.

2.4.5. Fenómenos a considerar

Existen diferentes fenómenos producidos en el impacto:

- Dinámica y vibraciones estructurales: En ellos la geometría estructural es predominante, siendo relevantes en los impactos a baja velocidad, y puede estudiarse mediante métodos de integración implícita o explícita en el tiempo.

- Propagación de ondas de tensión y de choque: En los impactos a velocidades medias y bajas es importante analizar con detalle el efecto de las ondas de tensión, que convierten en ondas de choque para impactos de hipervelocidad, por encima de los 2000 m/s generalmente.
- Comportamiento no lineal del material: plasticidad, rotura, dependencia de la velocidad de deformación, dependencia de la energía interna o temperatura. Se produce en mayor medida al aumentar la velocidad de impacto, aunque a velocidades muy elevadas el material pasa a comportarse como un fluido su resistencia puede despreciarse.
- Grandes desplazamientos, es decir cambios de geometría y rotaciones finitas que a su vez influyen en las cargas y su efecto.
- Grandes deformaciones. Los alargamientos unitarios de los materiales en fases solidas pueden superar el 100%. Bajo presiones muy elevadas el material se comporta como un fluido, con deformaciones muy grandes.
- Contacto y fenómenos de interfaz en los contornos. El contacto es clave en cualquier modelo de impacto, ya que a través de él se tramiten las cargas.
- Penetración y perforación, por la rotura del material del blanco.
- Fenómenos locales de rotura, como Spalling, Scabbing, Petalling.

2.4.6. Norma E23-07a

Esta norma que es exclusiva para la evaluación de ensayos de impacto Charpy e Izod posee diferentes estatutos, como son las características de la máquina de ensayos y la elaboración de las probetas. Sin embargo evalúa también las unidades que se debe utilizar y demás requerimientos para su evaluación.

2.4.6.1. Probetas para ensayos

Las probetas para este tipo de ensayos dependen exclusivamente del tipo de material y los factores como son peso y diseño del martillo, en esta norma dependiendo de los ensayos son las siguientes figuras:

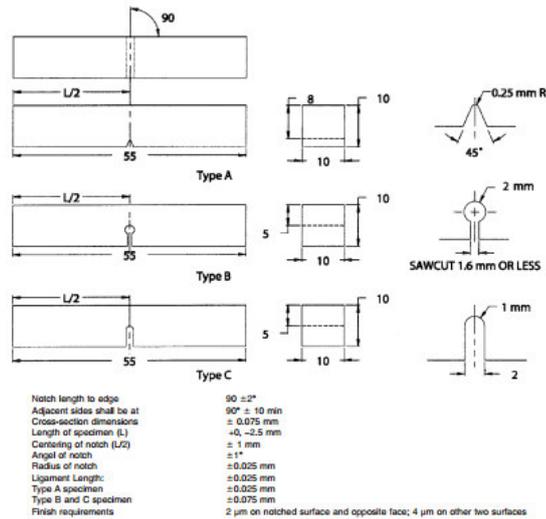
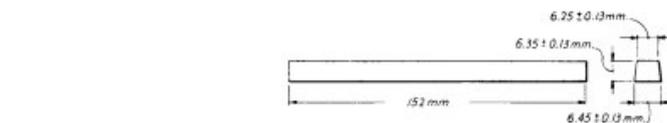
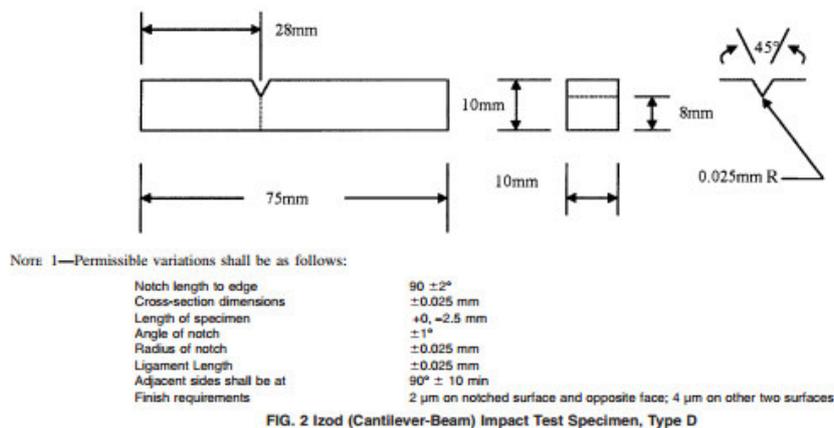


Figura 20. Probetas para ensayos tipo Charpy NORMA E23

Fuente: (American National Standard-ASTM, 2017)



NOTE 1—Two Izod specimens may be cut from this bar.
NOTE 2—Blow shall be struck on narrowest face.

Figura 21. Probetas Tipo IZOD Norma E23

Fuente: (American National Standard-ASTM, 2017)

2.4.6.2. Requerimientos de Máquinas para ensayos de Impacto según Norma E23-07A.

Tabla 1
Requerimientos principales mediante la Norma

Requerimientos Principales	
Fuerza de Fricción	No debe exceder más del 0,25% del rango de la capacidad
Posición del péndulo	2.5mm del centro de gravedad de la probeta
Velocidad del impacto	Menor a 6m/s
Tipos de martillos C y U	

Fuente: (American National Standard-ASTM, 2017)

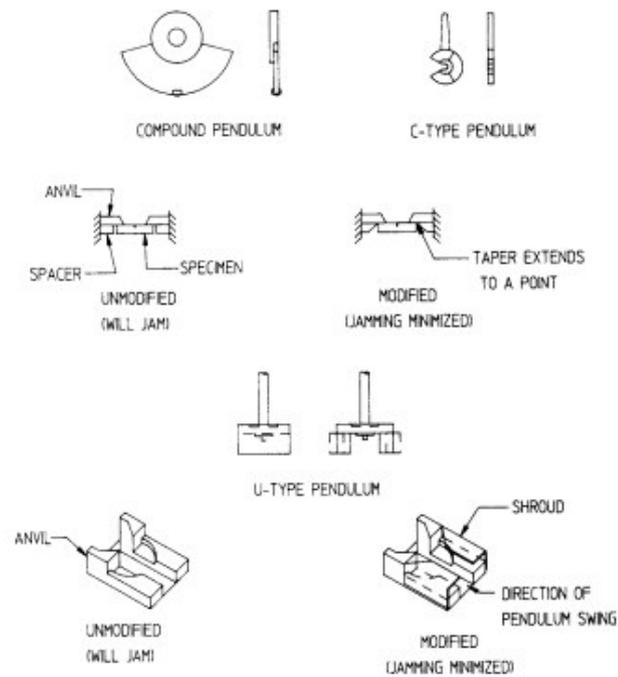


Figura 22. Tipos Tipo C y tipo U Norma E23

Fuente: (American National Standard-ASTM, 2017)

2.4.7. Preparación de probetas

En caso por cuestiones de ergonomía se tenga que tomar otros valores de la probeta de ensayos, que no sean valores determinados por la norma pero que cumplan con los requerimientos de la máquina de ensayos se puede usar la corrección de tamaño, que se basa en un factor de normalización:

$$NF = \left(\frac{B \cdot b^2}{K'_t \cdot L} \right) \quad [2.13]$$

Donde:

- B: Espesor de la probeta. [mm]
- b: Espesor debajo de la entalla. [mm]
- K'_t : Factor de concentración de tensiones modificado. [0]
- L: Longitud de la probeta. [mm]

La dimensiones de una probeta tipo Charpy son las siguientes:

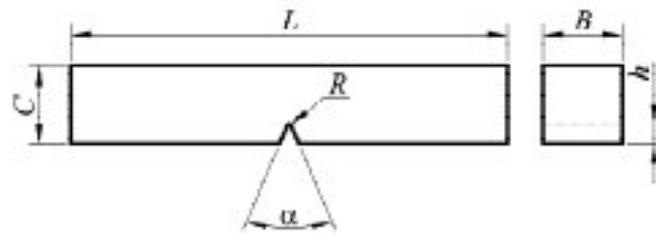


Figura 23. Dimensiones de una probeta tipo Charpy

Fuente: (Matusevich, Mancini, & Giudici, 2017)

Si se iguala los factores de normalización de la probeta estándar con la probeta no-estándar, se obtiene la siguiente ecuación:

$$E_{estandar} = \frac{L_{estandar}}{L_{no-estandar}} E_{no-estandar} \quad [2.14]$$

2.5. Ley de la Conservación de la Energía

Esta ley describe que la energía no se crea ni se destruye solo se transforma, en este caso en base al tema de interés del presente proyecto, actúan en todos los sistemas la energía cinética, potencial y si se toma en cuenta las perdidas la energía absorbida y la energía por fricción.

$$EP_{inicial} = EP_{final} + E_{absorvida} + EP_{perdidas} \quad [2.15]$$

2.6. Frenos Eléctricos

Los frenos eléctricos también llamados ralentizadores o de corrientes parasitas usan el principio de inducción para disipar la energía de frenado mediante la generación de corrientes de Foucault y se instalan en la línea del eje móvil del motor. Se incorporan electrónica de potencia y digital para el control de varios parámetros del mismo como son torque y tiempo de frenado.



Figura 24. Frenos Eléctricos - Línea de fabricación de Saint-Quen

Fuente: (Prensa-Transporte, 2017)

2.6.1. Mapa de aplicaciones de accionamiento en función de la velocidad y el torque

Las aplicaciones de los accionamiento eléctricos se dividen en tres categorías principales en función de la velocidad y el torque. Primera categoría comprende las aplicaciones en un cuadrante en donde la velocidad y el par tienen la misma dirección en el cual el flujo de potencia va del inversor al proceso. Entre las aplicaciones se tiene las bombas y los ventiladores, etc.

La segunda categoría son las aplicaciones en dos cuadrantes en donde sin que cambien la dirección de la velocidad puede cambiar la dirección del par, en casi todos los casos se debe a pérdidas mecánicas por contactos de los elementos o partes de los equipos. La tercera categoría son aplicaciones en cuatro cuadrantes en donde pueden cambiar la dirección

de la velocidad y el par. Las aplicaciones más comunes pueden ser ascensores, bancos de prueba de motores en donde se necesita un cambio de torque y velocidad.

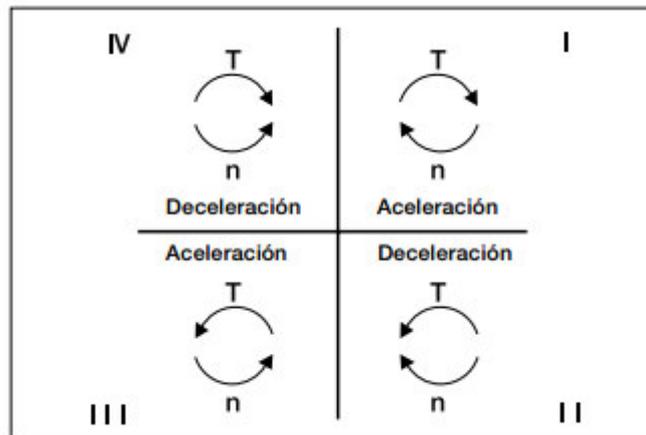


Figura 25. Mapas de aplicaciones los accionamientos en función de la velocidad y el torque

Fuente: (ABB, 2017)

2.6.2. Principios generales del dimensionado del frenado eléctrico

Para el dimensionamiento de frenos eléctricos, se debe saber primordialmente la mecánica del sistema a frenar en el cual van en función a la potencia de frenado. La potencia mecánica de frenado depende únicamente de su par y velocidad de frenado que se puede calcular por la siguiente expresión.

$$P_{mecanica} = T \cdot \omega = T \cdot \frac{n}{60} \cdot 2\pi \quad [2.16]$$

Donde:

- P: Es la potencia mecánica de frenado. [W]
- T: El par de frenado. [N.m]
- ω : La velocidad de frenado. [rad/s]
- n: El número de revoluciones por minuto. [rev].

De igual manera la potencia eléctrica que define la intensidad del motor empleada para magnetizar el motor, que teniendo en cuenta el tipo de conversión de cd a ac.

$$P_{electrica} = U_{cd} \cdot I_{cd} = \sqrt{3} \cdot U_{ac} \cdot I_{ac} \cdot \cos(\phi) \quad [2.17]$$

Donde:

- P es la potencia eléctrica. [W]
- U_{cd} y I_{cd} : Son la tensión. [V] y corriente continua en la conversión. [A]
- U_{ac} y I_{ac} : Es la tensión. [V] y corriente alterna en la conversión. [A]
- $\cos(\phi)$: El desfase de dichas magnitudes. [0]

2.6.3. Conceptos básicos de descripción de cargas

Las cargas se pueden clasificar en constantes y cuadráticas estas dependen exclusivamente de la relación con la velocidad angular del motor, que puede ser constante o cuadrática.

$$P_{carga\ constante} = T \cdot \omega \quad [2.18]$$

$$P_{carga\ cuadratico} = T \cdot \omega^2 \quad [2.19]$$

Donde P son las potencias a carga cuadrática o constante respectivamente, T el par que es la carga y ω la velocidad angular.

2.6.4. Evaluación de las técnicas de frenado mediante un par constante o par cuadrático

El par que genera un motor se de cualquier tipo se calcula tomando en cuenta, la carga, la inercia del mismo y la fuerza de rozamiento:

$$T_{motor} = -[T + \beta \cdot w + J \cdot \alpha] \quad [2.20]$$

Donde:

- T_{motor} : Es el par que genera el motor. [N.m]
- T: Es el par que genera la carga. [N.m]
- B y w : Es el coeficiente de rozamiento y la carga normal. [N.m]
- J y α : Es el momento de inercia y la aceleración angular. [N.m]

El valor del par T este depende exclusivamente de la carga que puede ser constante o cuadrática, si el motor no tienen capacidad de generar un par de frenado se asume que es cero, tampoco se considera las perdidas por rozamiento ya que son difíciles de calcular con esto, la siguiente expresión queda de la siguiente manera:

$$T_{carga} = J \cdot \alpha \quad [2.21]$$

$$T_{carga} = J \cdot \frac{(\omega_f - \omega_o)}{t} \quad [2.22]$$

Donde:

- ω_f, ω_o : Son la velocidad angular final e inicial respectivamente. [rad/s]

- t : Es el tiempo de frenado.[s]

De igual manera los efectos de un frenado acumulativo, que actual un par constante, se lo puede apreciar en la siguiente figura:

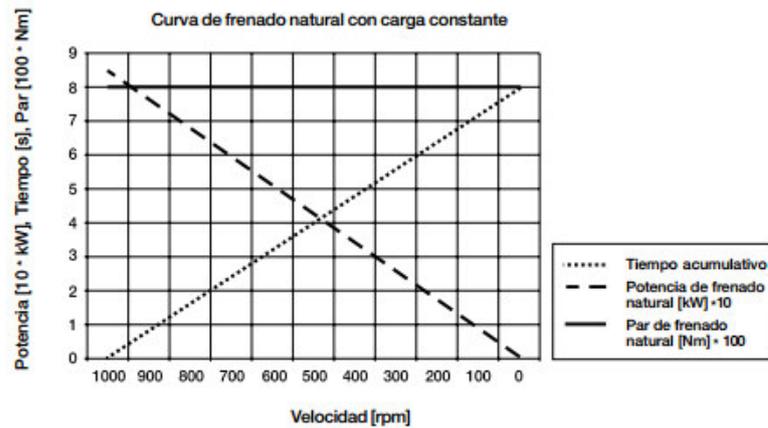


Figura 26. Curva de frenado con carga constante

Fuente: (ABB, 2017)

De igual manera la curva con par de frenado cuadrática es una curva decreciente, en donde depende exclusivamente del actuador en este caso el motor.

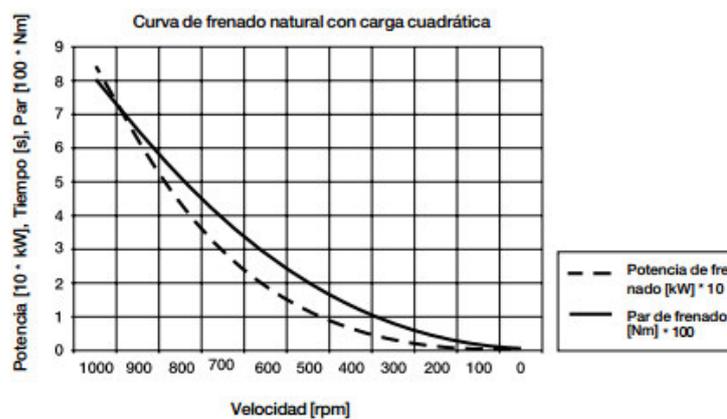


Figura 27. Curva de frenado con carga cuadrática

Fuente: (ABB, 2017)

También se puede configurar la potencia en base el tiempo que se solicita el frenado:

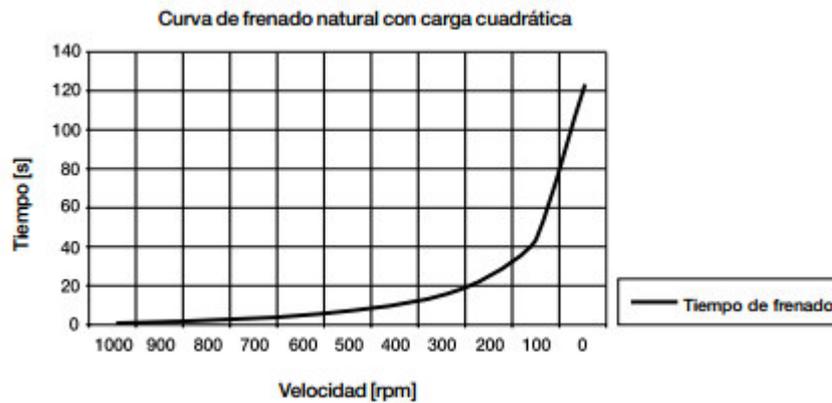


Figura 28. Curva de Frenado Natural con carga cuadrática

Fuente: (ABB, 2017)

Para el dimensionamiento de la potencia de frenado se lo hace mediante la siguiente ecuación dependiente al tiempo que se necesita que el sistema que frene:

$$P = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{t} \quad [2.23]$$

2.6.5. Circuitos de acondicionamiento de Frenos

En el mercado actual existen frenos que pueden ser AC y DC, el uso depende exclusivamente de la aplicación que se desee tomando en cuenta los parámetros del motor y la carga que se desea frenar. En el mundo actual estos frenos son usados para motores DC y AC porque no poseen un torque estático para provocar el freno respectivo, mientras que los nuevos sistemas de motores a pasos y servomotores que ya poseen control en lazo abierto y cerrado, poseen sistema de frenado y embrague respectivamente por lo que no necesita el sistema de embrague y frenado respectivamente, salvo en casos de acoples al sistema. Los circuitos son rectificadores, que a su vez pueden acoplarse a un sistema de control para el frenado respectivo.

El fabricante de frenos eléctricos DODGE, muestra una serie de circuitos conforme la aplicación:

Bajo Voltaje DC con un Switch:

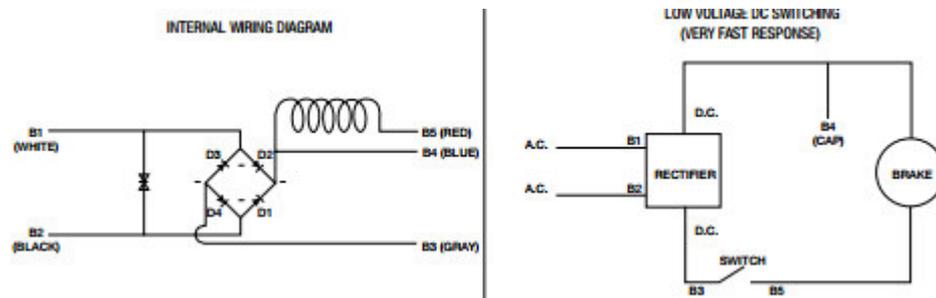


Figura 29. Bajo Voltaje DC con Switch

Fuente: (DODGE- BRAKE, 2011)

Bajo Voltaje con Switch y circuito de rápida respuesta (Controlador):

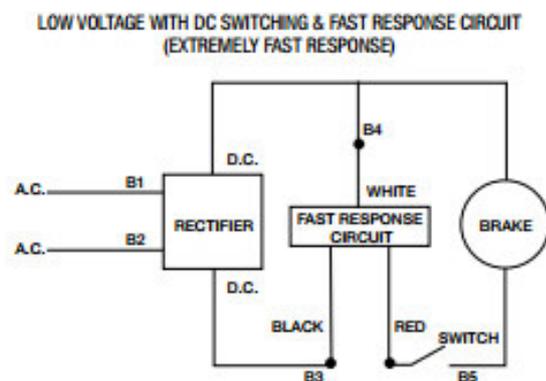


Figura 30. Bajo Voltaje con Switch más controlador

Fuente: (DODGE- BRAKE, 2011)

Bajo voltaje con Switch AC:

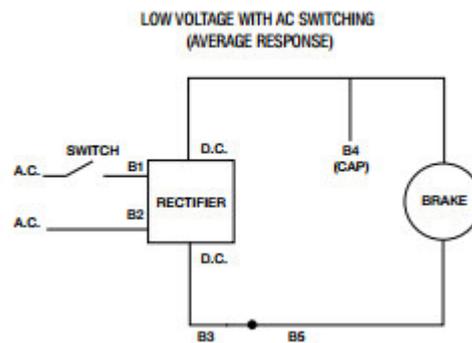


Figura 31. Bajo Voltaje con Switch AC

Fuente: (DODGE- BRAKE, 2011)

Bajo voltaje con Switch mas controlador:

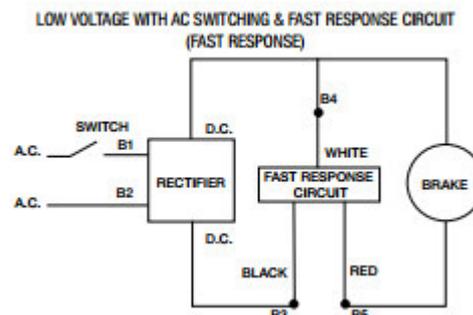


Figura 32. Bajo Voltaje con Switch más controlador

Fuente: (DODGE- BRAKE, 2011)

Alto voltaje mas Switch DC:

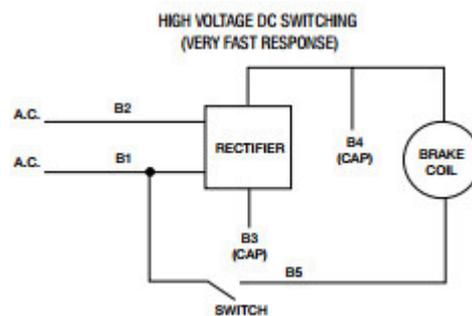


Figura 33 Alto Voltaje más Switch DC

Fuente: (DODGE- BRAKE, 2011)

2.7. Selección de Embragues Electromagnéticos

Los sistemas de embragues son utilizados en la industria o en aplicaciones en donde se necesita el control de movimiento, es decir la independización de movimientos y transmisión de potencia. Pueden ser mecánicos, electromagnéticos, neumáticos e hidráulicos cada uno con diferente tipo de aplicación dependiendo en donde se lo utilice.

Los embragues electromagnéticos son actuadores eléctricos que pueden funcionar a AC o DC, que permiten transmitir el movimiento y la potencia mediante el accionamiento de una señal eléctrica.



Figura 34. Embrague electromagnético

Fuente: (GOIZPER GROUP, 2012)

2.7.1. Par estático del embrague. (Me)

Es el par que se transmite cuando las superficies de fricción de los discos del embrague no tienen velocidad relativa entre ellos. (Posición de enclavado del embrague).

2.7.2. Par dinámico del embrague. (M_d)

Es el par que se transmite cuando hay una velocidad relativa entre la parte conductora y la conducida, regularmente siempre va en el catálogo del embrague.

2.7.3. Par residual del embrague. (M_r)

Es un par que aparece cuando se ha desembragado el embrague, regularmente depende del acople y la posición del mismo.

2.7.4. Par resistente estático. (M_c)

Es el par necesario para realizar un trabajo venciendo exclusivamente, los acoples de la máquina y los rozamientos.

$$M_c = F \cdot r \quad [2.24]$$

Donde:

- M_c : Par resistente estático. [N.m]
- F : Fuerza tangencial. [N]
- r : Longitud del brazo. [m]

2.7.5. Par de aceleración

Es el par necesario para acelerar las masas a una cierta velocidad en un tiempo deseado.

$$M_a = J \cdot \frac{(n_2 - n_1)}{94 \cdot t} \quad [2.25]$$

Donde:

- M_a : Par de aceleración. [daN.m]
- J : Momento de inercia. [$kg \cdot m^2$]

- n_2 : Velocidad del eje conductor. [rpm]
- n_1 : Velocidad del eje conducido. [rpm]
- t : Tiempo. [s]

De igual para referir los momentos a un solo eje principal del embrague, depende exclusivamente de la relación del primero y segundo.

$$J_{red} = J \cdot i^2 \quad [2.26]$$

Donde:

- J_{red} : Momento reducido al eje del embrague. [$kg \cdot m^2$]
- J : Momento de inercia. [$kg \cdot m^2$]
- i : Relación de velocidad entre el primero y segundo. [0]

Si las masas acelerar y tienen un movimiento lineal, por ende sus movimientos reducen al momento del eje del embrague:

$$J_{red} = 91 \cdot m \cdot \frac{v^2}{n^2} \quad [2.27]$$

Donde:

- J_{red} : Momento reducido al eje del embrague. [$kg \cdot m^2$]
- m : Masas en movimiento lineal. [kg]
- V : Velocidad de las masas. [m/s]
- n : Revoluciones por minuto del embrague. [rpm]

El par resistente total resulta de la suma del par de carga y el par de aceleración:

$$M_t = M_c + M_a \quad [2.28]$$

Donde:

- M_c : Par resistente total. [daN.m]

2.7.6. Tiempo de aceleración

Es el tiempo desde iniciado el movimiento y parada del mismo, se lo calcula de la siguiente manera:

$$t_a = \frac{J \cdot (n_2 \pm n_1)}{9.55(M_t \pm M_c)} \quad [2.29]$$

Donde:

- $n_2 - n_1$: Casos de aceleración o deceleración.
- $n_2 + n_1$: En caso de inversión.
- $M_t - M_c$: En casos de aceleración. [N.m]
- $M_t + M_c$: En casos de deceleración. [N.m]

2.7.7. Capacidad calorífica

Cada maniobra que realiza el embrague, genera calor entre las superficies, lo es disipado en el aire. Los embragues están fabricados para resistir este tipo de problemas, por ende cada fabricante cita los diferentes tipos de discos que se pueden usar y con esto garantizar el número de maniobras que puede hacer el embrague sin que este altere al sistema. Los discos utilizados pueden ser los siguientes dependiendo exclusivamente de su capacidad calorífica.

- Discos de acero/acero
- Discos acero/sinterizado
- Discos acero/guarnición

2.7.8. Determinación del tamaño de embrague

Para el dimensionamiento del embrague a utilizarse en cualquier aplicación se debe tener en cuenta, que durante el movimiento el par dinámico debe ser lo suficientemente mayor para vencer la inercia de la carga. Para ello debe cumplirse exclusivamente la siguiente relación.

$$Md \geq Mt \cdot K \quad [2.30]$$

Donde

- K: Es el factor de seguridad.

De igual manera si el embrague no va acoplado a un volante de inercia la potencia dinámica puede evaluarse mediante la siguiente ecuación.

$$Md = 955 \cdot \frac{Pm}{n} \cdot K \quad [2.31]$$

Donde:

- Pm : Potencia del motor. [kw]
- n : Velocidad del embrague. [rpm]
- Md : Par dinámico del embrague. [daN.m]

El factor de seguridad depende generalmente de la inercia del sistema y el tipo de máquina motriz se lo detalla en la siguiente tabla.

Tabla 2
Valores del factor de seguridad

VALORES DEL FACTOR DE SEGURIDAD K

Tipo de máquina receptora	Tipo de máquina motriz			
	Motor eléctrico	Motor explosión 4 ó 6 cilind.	Motor explosión 2 ó 3 cilind.	Motor explosion Monocilindr.
J muy reducido Bombas centrífugas, pequeños ventiladores, compresor centrífugo.	1,5	1,8	2	2,5
J pequeño Elevadores, Grandes ventiladores, Transportadores a cinta, Máquinas herramientas para madera y metal, Pequeña máquina textil.	1,7	2	2,2	2,8
J mediano Horno rotativo, montacargas, Mezcladoras, Cizalla, Máquina de estampar, Bomba y compresor de pistón, Afiladora, Máquina textil pesada, Molinos	2	2,3	2,5	3,2
J elevado y fuertes puntas de carga Palas, Pulidoras, Tractores, Laminadoras de metales ligeros, Trituradoras, Grandes ventiladores, Prensas de matizar, Locomotoras, Bombas grandes de pistón, Grúas.	2,5	2,7	3	3,5
J muy elevado y fuertes puntas de carga Prensas de forjar, Compresor de pistón grande, Laminadoras para acero y caucho, Sierras alternativas, Rodillos transportadores, Limadoras, Bancos de estiraje, Plegadoras, Grandes trituradores, Calandras para papel, Centrifugadoras.	3	3,2	3,5	4

Fuente: (GOIZPER GROUP, 2012)

2.7.9. Circuitos de alimentación de embragues

La alimentación eléctrica al igual que los frenos eléctricos es un rectificador, con sus respectivas protecciones, lo circuitos pueden ser los mismos con switch o con el acople de un circuito de respuesta rápida (controlador).

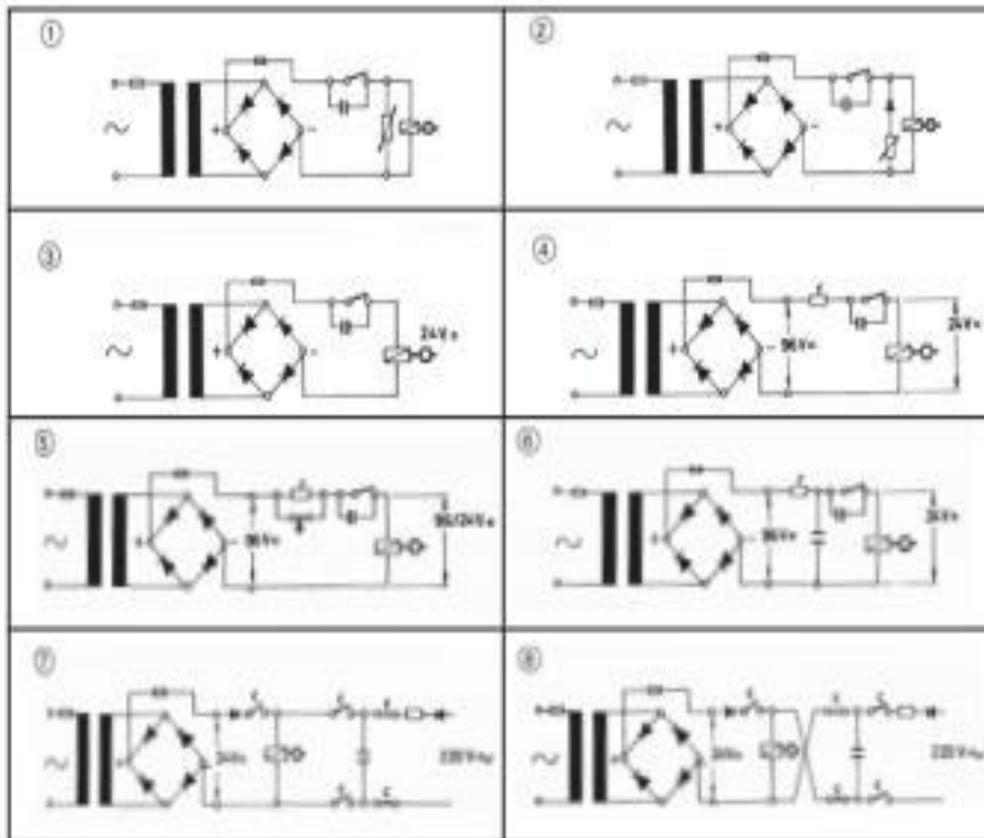


Figura 35. Circuitos de alimentación de embragues

Fuente: (GOIZPER GROUP, 2012)

2.8. Dimensionamiento de Cajas reductoras y transmisiones piñón-cadena.

2.8.1. Cajas reductoras

Las cajas reductoras pueden diseñarse en su totalidad en todos sus elementos desde ejes, engranes y chumaceras. Existen empresas que ya proveen este tipo de cajas con sus respectivas características, los tipos de cajas reductoras más conocidas son las siguientes:

- Tornillo sin fin-corona
- Engranajes
- Cicloidal
- Planetarios

Para la selección de este tipo de cajas, se debe toma en cuenta los siguientes parámetros, deben ser iguales ser un poco mayor que el valor nominal de dicha caja:

- Relación de velocidad i .
- Par nominal
- Potencia
- Potencia térmica

2.8.2. Transmisiones piñón-cadena

Este tipo de transmisiones son muy utilizadas cuando los ejes del motor y la carga están muy distantes entre sí, de igual forma para la selección de la cadena y el piñón se debe tomar en cuenta los siguientes parámetros a describir, tomando en cuenta el fabricante da como datos para la selección de la cadena, el número de dientes y el paso del piñón.

2.8.2.1. Relación de velocidad

La relación de velocidad se la puede calcular fácilmente por la relación del número de dientes de las catarinas mayor y menor:

$$i = \frac{N_{conducida}}{N_{motriz}} \quad [2.32]$$

Donde:

- i : Relación de velocidad.
- $N_{conducida}$: Número de dientes de la Catarina conductora. [0]
- N_{motriz} : Número de dientes de la Catarina conducida. [0]

2.8.2.2. Diámetros de Catarina mayor y menor

Tomando en cuenta el paso de las catarinas y su respectivo número de dientes se puede calcular el diámetro de los mismos:

$$D = \frac{p}{\sin(180/N)} \quad [2.33]$$

Donde:

- D : Diámetro de la Catarina [in]
- p : Paso de la Catarina. [in]
- N : Número de dientes de la Catarina.

2.8.2.3. Longitud de cadena

La longitud aproximada se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$L = 2.C + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{N2 - N1}{4.\pi^2.C} \quad [2.34]$$

Donde:

- L : Longitud de la cadena. [in]
- C : Distancia entre los centros. [in]
- $N1$ y $N2$: Número de dientes de las Catarinas.

2.8.2.4. Distancia entre centros

La distancia entre los centros de las catarinas se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N1 + N2}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N2 + N1}{2} \right]^2 - \frac{8(N2 - N1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad [2.35]$$

Donde:

- L : Longitud de la cadena. [in]
- C : Distancia entre los centros. [in]

- $N1$ y $N2$: Número de dientes de las Catarinas.

2.8.2.5. **Ángulos de abrazamiento**

Los ángulos de abrazamiento son aquellos, que cubre la cadena en su periferia, se los calcula de la siguiente manera:

$$\theta = 180^\circ \pm 2 \cdot \arcsin\left(\frac{D2 - D1}{2 \cdot C}\right) \quad [2.36]$$

Donde:

- θ : Ángulos de abrazamiento.
- C : Distancia entre los centros. [in]
- $D1$ y $D2$: Diámetros de las catarinas. [in]

2.8.2.6. **Fuerza en la cadena y las catarinas**

La fuerza de tensión de la Catarina sobre la cadena se lo calcula de la siguiente forma:

$$F_c = \frac{2T}{D} \quad [2.37]$$

Donde:

- F_c : Fuerza en el lado tenso de la cadena. [N]
- T : Par de torsión. [N.m]
- D : Diámetro de las catarina. [m]

2.9. **Sistemas de Motores a Pasos**

Los motores a pasos difieren en forma fundamental de otros motores de CD, no tienen escobillas ni conmutador mecánico. En lugar de ellos, la acción de conmutación necesaria para que funciones el motor CD se logra con transistores externos. (Maloney, 2006)

2.9.1. Características

Las características principales de los motores a pasos son las siguientes:

- Todos los motores a pasos cumplen un amplio rango de aplicaciones
- El estilo cuadrado de la carcasa produce un alto torque y logra una mejor relación de volumen de torque
- Los rangos de torque estático varían entre 0.59N.m a 12N.m o más dependiendo de qué tipo NEMA sea.
- Los grados de paso es uno de los factores más importantes en la selección de un motor a pasos, define la cantidad de grados que rotara el eje del motor para cada paso completo.

2.9.2. Tipos de Motores a pasos

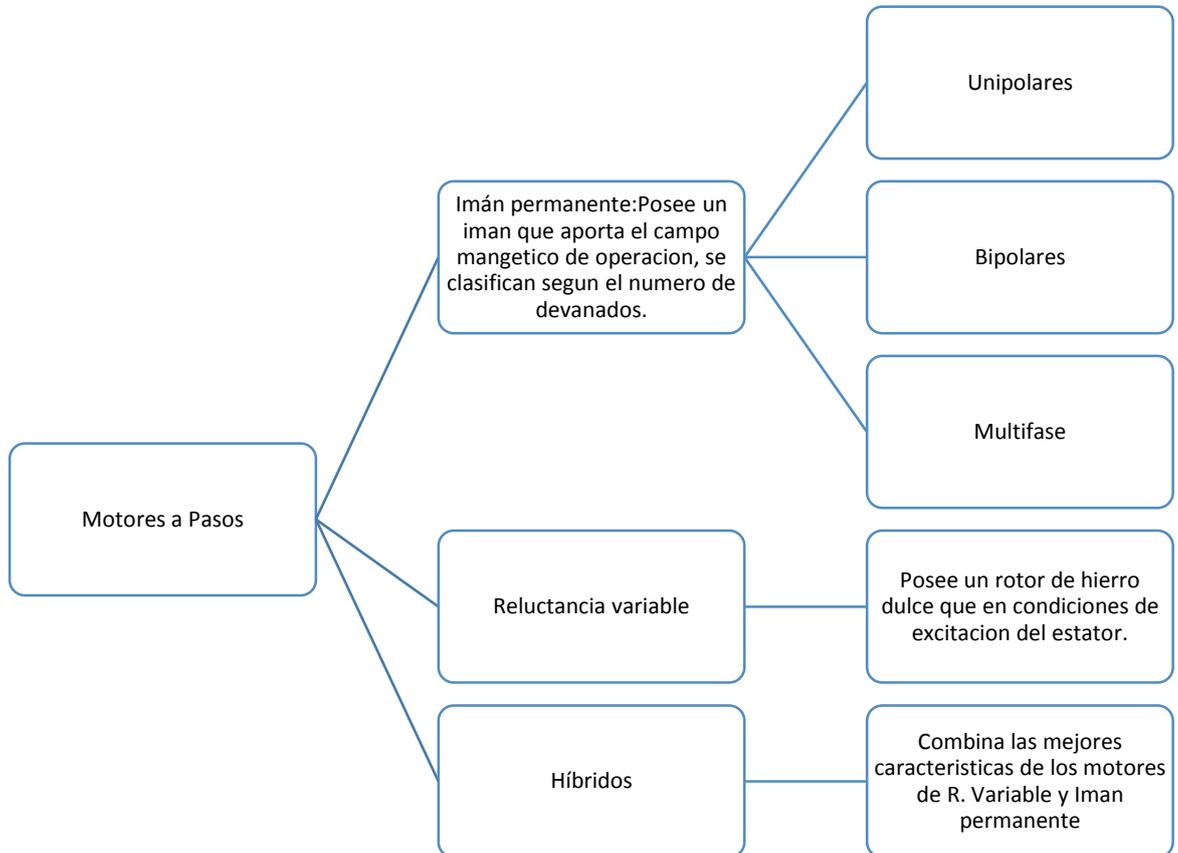


Figura 36. Tipos de motores a pasos

2.10. Sensores de Fuerza

Los métodos para medir una fuerza consisten en compararla con otra conocida con exactitud, como se hacen las balanzas gracias a las celdas de carga. Otro método consiste en medir los efectos de la fuerza sobre un elemento elástico, denominado celda de carga. En las celdas de carga eléctricas, el efecto es una deformación o desplazamiento. En las celdas de carga hidráulicas y neumáticas, el efecto es un aumento de la presión de un líquido o un gas, respectivamente.

Al aplicar un esfuerzo mecánico a un elemento elástico inmóvil, este se deforma hasta que las tensiones generadas por la deformación igualan las debidas al esfuerzo aplicado. El resultado es un cambio en la dimensiones del elementos, que si tiene una forma apropiada puede ser proporcional al esfuerzo mecánico. (Areny, 2003)

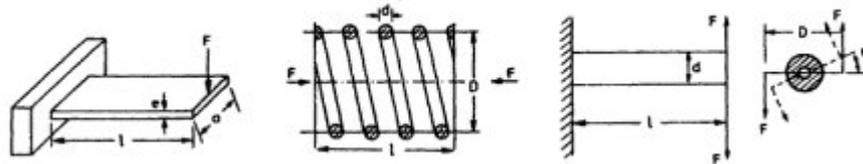


Figura 37. Muelles de deflexión lineal y angular

Fuente: (CREUS, 2006).

2.10.1. Galgas Extensiométricas

Una galga extensiométrica es un transductor pasivo capaz de medir la deformación por el efecto de una fuerza, que puede ser de tracción, compresión o flexión. Su funcionamiento básico se basa en la variación de la resistencia eléctrica, debido a los efectos de la fuerza.

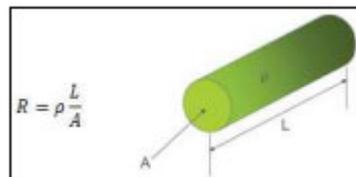


Figura 38. Representación de la resistencia de un conductor

Fuente: (CREUS, 2006).

La ecuación de la figura, representa la resistencia eléctrica de un hilo conductor que se define:

$$R = \rho \frac{L}{A} \quad [2.38]$$

Donde:

- R : Es la resistencia eléctrica. [Ω]

- ρ : La resistividad del material que puede ser metal o no metal a temperatura ambiente y sometida a corriente directa a baja frecuencia. [$\Omega \cdot m$]
- L : Es la longitud del hilo conductor. [m]
- A : La sección transversal. [m²]

2.10.2. Celdas de carga basadas en galgas extensiométricas

Este tipo de celdas consiste en una célula que posee una pieza de elasticidad conocida, que es capaz de soportar la carga sin exceder su límite elástico. La dicha pieza tiene cementada una galga extensiométrica que puede estar formada por varias espiras de hilo pegado a un soporte. (CREUS, 2006).

La variación de la resistencia se refleja en una salida analógica de diferencial de potencial que en casi todos los casos son en orden de milivoltios. El circuito de acondicionamiento de señal que se utiliza en este tipo de celdas es un puente de Wheatstone que puede tener varias configuraciones, como son simple, doble o compleja, que dependiendo a la necesidad puede tener características muy especiales como alta sensibilidad y compensación debido a la temperatura.

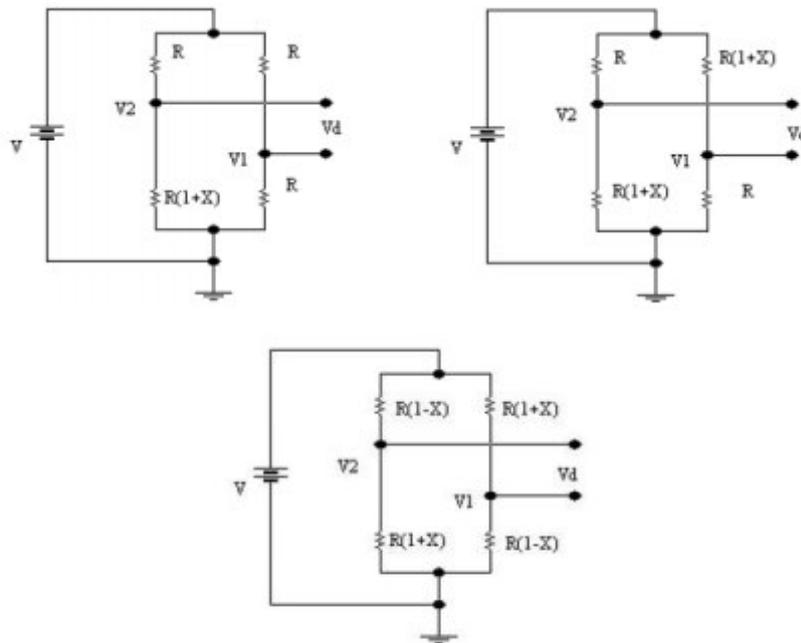


Figura 39. Puente simple, doble y complejo de Wheatstone.

Fuente: (CREUS, 2006).

2.10.2.1. Celdas de carga de compresión

Son sensores que miden la fuerza de compresión a través de un botón que tiene forma de semiesfera que cuya manufactura es excelente para una estabilidad a largo plazo. Las aplicaciones más importantes de este tipo de celdas son para pesaje de tanques a compresión, tolvas y silos en todo tipo de industrias. La carga máxima que puede soportar este tipo de celdas oscila dentro del valor de 5 a 25000kg.



Figura 40. Celda de carga a compresión

Fuente: (Honeywell, 2017)

2.10.2.2. Celdas de carga de tracción y compresión

Son sensores que cuya estructura permite, medir la tracción y compresión de cualquiera carga. Sus aplicaciones son variadas ya que se usan para monitorio de fuerzas durante ensambles de baja capacidad. El rango de carga máxima de este tipo de celdas oscila dentro del valor de 1 a 450 kg.



Figura 41. Celda de carga tracción y compresión

Fuente: (OMEGA , 2017)

2.10.2.3. Celdas de carga con viga en forma de S

Este tipo de celdas tiene forma de S, lo cual le permiten medir carga de tensión y compresión. Su forma le permite rechazar a cargas laterales superiores. Sus aplicaciones más importantes se encuentran dentro de la industria textil, medición de fuerzas en tolvas y prensas. La carga máxima que soporta este tipo de celdas es de 11 a 18200kg.



Figura 42. Celda de carga tipo S

Fuente: (InterGlobal, 2017)

2.10.2.4. Celdas de carga dinámica

Son un tipo de celdas de carga de elevada precisión, velocidad y repetibilidad de medida, son hechas para aplicaciones de alta precisión y control electrónico. Pueden alcanzar tensiones constantes sin necesidad de un tiempo de restablecimiento de medida como en las celdas de carga estática.



Figura 43. Celda de carga dinámica

Fuente: (Pixsys, 2017)

2.10.2.5. Celdas de un solo punto

Son celdas para aplicaciones diversas en control de procesos industriales, en vista que generan un buen nivel de deformación frente a las aplicaciones de pequeñas fuerzas. Sus principales aplicaciones son en tolvas y pesajes relativamente pequeños. Su rango de carga máxima es de 5 a 45500Kg. El principio básico de basa es la aplicación de una pequeña fuerza, lo cual genera una deformación milimétrica que se puede medir por galgas extensiométricas.

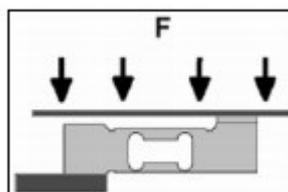


Figura 44. Fuerzas sobre una celda de un solo punto o flexión de viga

Fuente: (NIB, 2017)

2.10.3. Celdas de Carga Hidráulicas

Son celdas que utilizan un fluido hidráulico que en general es aceite, que en base a principio de pascal tramite la fuerza que produce la carga a un plato de pesaje que tiene un transductor de presión que transforma esa señal en eléctrica. Poseen alta rapidez y exactitud en la medida que oscila en $\pm 0.25\%$, su salida es netamente lineal como también son muy robustos.



Figura 45. Celda de carga hidráulica

Fuente: (Cardinal, 2017)

2.10.4. Sensores electromagnéticos

Este tipo de sensores consta de un plato móvil que se encuentra suspendido mediante un campo magnético generado por una bobina, que al aplicar una carga incrementa la radiación luminosa sobre una fotocelda de detector cero (sensor de luz), que genera una variación de corriente que es proporcional al peso aplicado.

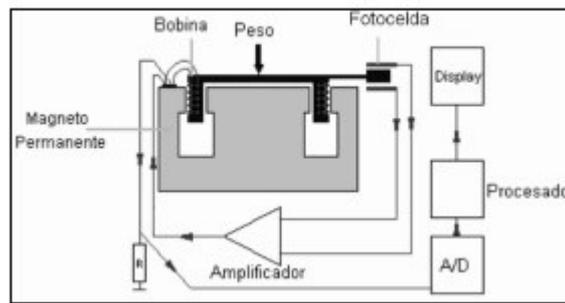


Figura 46. Circuito de funcionamiento de un sensor electromagnético

Fuente: (CREUS, 2006)

2.10.5. Sensores Piezoeléctricos.

Son hechos de materiales compuestos por cristales polarizados lo cuales al recibir una deformación general un señal eléctrica que es directamente proporcional a la fuerza aplicada y para medirla se necesita dos electrodos. La presión sobre el sensor provoca un reparto de cargas en el material. Son aplicados en procesos de control de alta precisión. La carga máxima depende exclusivamente de tipo de cristal que se utiliza.

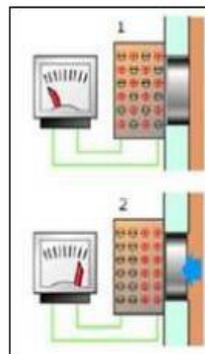


Figura 47. Funcionamiento del sensor piezoeléctrico. (1) Reparto de cargas en estado normal. (2) Reparto de cargas con peso aplicado.

Fuente: (Cipolletti, 2017)

2.10.6. Transmisores de Celdas de Carga

Son módulos diseñados para amplificar, filtrar y atenuar la señal de una celda de carga para que pueda ser transmitida a una DAQ (Data

Acquisition), controlador etc, cuyo formato de salida puede ser analógica amplificada, un formato BCD, RS232 o RS485 dependiendo del fabricante. En su mayoría la salida analógica suele ser de 4 a 20mA.



Figura 48. Transmisor de Celda de Carga

Fuente: (Digital Arts, 2017)

2.11. Controladores y Sensores

2.11.1. *Arduino*

Es un microcontrolador basado en el ATmega1280 u otras versiones de ATmega como 2560 etc., que en si posee 54 entradas y/o salidas digitales que 14 de ellas pueden usarse como salidas de PWM, posee 16 entradas analógicas de 0-5V que en versiones actuales de ya pueden leer entradas de 4-20mA, un oscilador de cristal de 16Mhz, conexión USB y una entrada de alimentación externa.

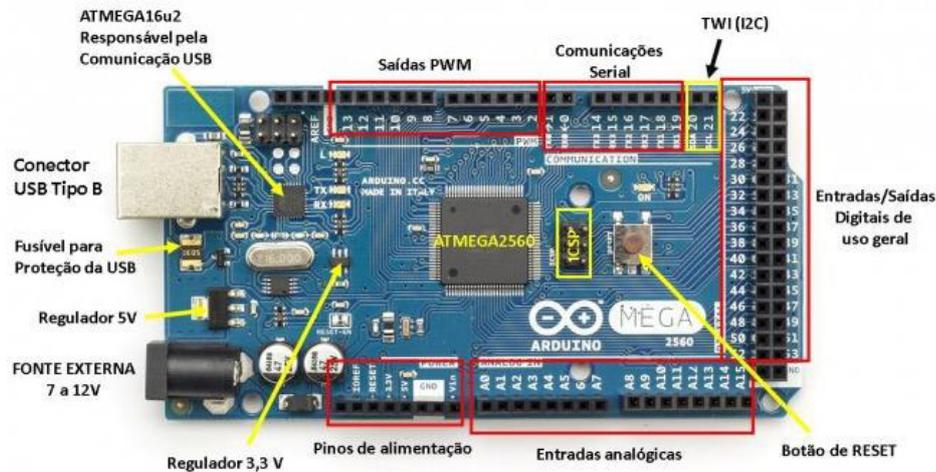


Figura 49. Recursos de Arduino ATmega 2560

Fuente: (Souza, 2017)

2.11.2. Sensor de Obstáculos

Son sensores diseñados para detectar la presencia de un objeto mediante reflexión de luz que este genera. El sensor es sencillo ya que dispone de un LED emisor de luz infrarroja (que no es visible para los humanos) y un fotodiodo (tipo BPV10NF) que recibe la luz reflejada por un obstáculo en frente de él.

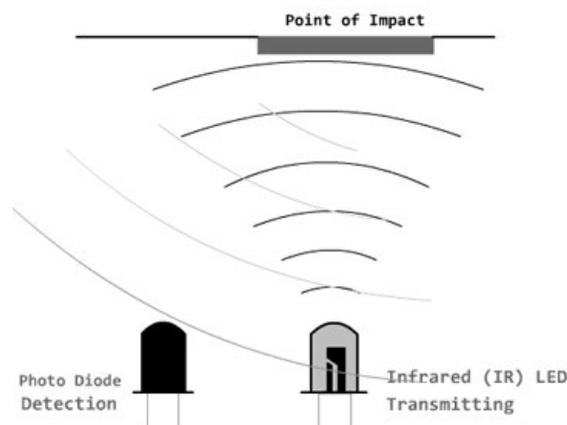


Figura 50. Funcionamiento Sensor de Obstáculos

Fuente: (Llamas, 2017)

Estos sensores en muchos de los casos suelen incorporarse un comparador LM393, que permite obtener una salida digital conforme la comparación de la lectura, suelen regularse con un potenciómetro en muchos casos son de precisión. Son utilizados para detección de objetos a distancias muy cortas que varían de 5 a 20mm, pueden aplicarse en la detección de objetos en pequeños vehículos y robots.

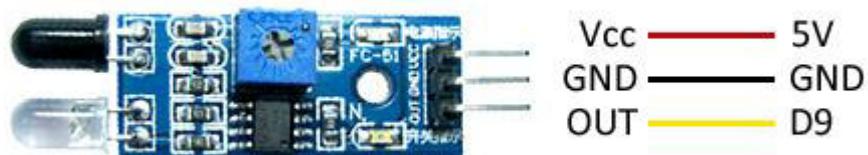


Figura 51. Esquema general del sensor de obstáculo

Fuente: (Llamas, 2017)

2.11.3. Potenciómetros de Alta Precisión

Son sensores lineales y resistivos con la particularidad de que son diseñados para usos de control en donde es importante la exactitud y la alta confiabilidad. Las aplicaciones más importantes son mediciones de distancias, ángulos, equipos de producción, equipos industriales de prueba y medida como también equipos mecánicos.



Figura 52. Potenciómetro de alta precisión

Fuente: (Bourns, 2017)

2.12. Normas para Construcción de Tableros Eléctricos

Las normas para la elaboración de tableros y gabinetes dependen intrínsecamente a varios parámetros como son el país y la aplicación, la norma a utilizar en la elaboración de los proyectos en el Ecuador es la NTE INEN 2568:2010 a cargo de la Instituto Ecuatoriano de Normalización que se actualizan cada año.

Esta Norma establece los requisitos primordiales que deben cumplir los tableros, gabinetes, caja de paso, caja de alumbrado y accesorios de rack. La norma establece puntos muy relevantes como definiciones de elementos, simbología, clasificación de partes, disposiciones generales y específicas, requisitos que pueden ser dimensionales, de material y complementarios.

2.13. Interfaz de Usuario

2.13.1. Labview

Sus siglas en ingles significan Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench, es un entorno grafico de programación con funciones integradas para realizar diferentes aplicaciones como son: adquisición de datos, control de dispositivos y análisis de medidas y presentación de datos. Es un lenguaje potente y más sencillo que otros tradicionales.

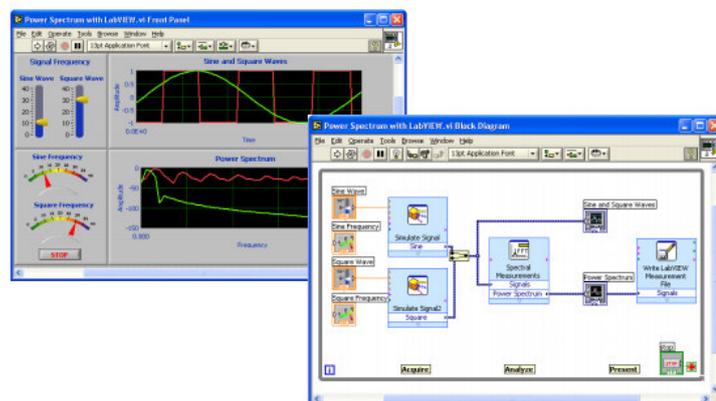


Figura 53. Entorno de Labview

Fuente: (UNAM, 2017)

2.14. Teoría de Mantenimiento

La teoría de mantenimiento es básica para el control constante de instalaciones, productos y/o componentes para garantizar el funcionamiento correcto de los mismos así como la conservación del buen estado del sistema. La teoría de mantenimiento puede dividirse en diferentes tipos dependiendo de su alcance y necesidad.

- Mantenimiento Correctivo
- Mantenimiento Preventivo
- Mantenimiento Predictivo
- Mantenimiento Productivo total

2.14.1. *Mantenimiento Correctivo*

Es un conjunto de actividades para la reparación y sustitución de elementos deteriorados, que se lo hace cuando existe un daño o fallo. Son aplicables en sistemas:

- Complejos (Electrónicos)
- De fácil predicción en fallo
- Admiten interrupción en cualquier momento

Poseen inconvenientes:

- El fallo puede aparecer en un momento inadecuado
- Alto costo en piezas de repuestos
- Fallos no detectados a tiempo puede causar daños irreparables en otros equipos

2.14.2. *Mantenimiento Preventivo*

Son un conjunto de actividades programadas mediante una bitácora o de antemano para reducir la frecuencia y el impacto de los fallos.

Bitácora de Planificación:

- Definición de elementos de mantenimiento
- Establecer vida útil
- Determinación de trabajos a realizar en cada caso
- Agrupar temporalmente los trabajos

Poseen inconvenientes:

- Cambios innecesarios
- Problemas iniciales de operación
- Coste de inventario medio
- Mano de obra
- Casos de mantenimiento no efectuado

2.14.3. *Mantenimiento Predictivo*

Es una agrupación de actividades de seguimiento y diagnóstico continuo que permiten una intervención correctora inmediata como consecuencia de la detención de algún síntoma de fallo. (Abella, 2003)

Algunas de sus ventajas son:

- Monitorización de diferentes parámetros (Presión, Temperatura, Vibraciones, Ruido, etc)
- Registro historia de los análisis
- Programación del mantenimiento en el momento más adecuado.

2.14.4. *Mantenimiento Productivo total*

Comprende tres aspectos muy importantes para su ejecución:

- **Mantenimiento:** Mantener instalaciones en buen estado
- **Productivo:** Aumento de productividad

- **Total:** Implica todo el personal necesario para su ejecución (no solo personal de mantenimiento).

2.15. Ingeniería Concurrente

Un esfuerzo sistemático para un diseño integrado, concurrente del producto y de su correspondiente proceso de fabricación y servicio. Pretende que los encargados del desarrollo desde un principio, tengan en cuenta todos los elementos del Ciclo de vida del Producto (CVP), desde el diseño conceptual hasta su disponibilidad, incluyendo calidad, costo y necesidad de los usuarios.

Otra definición dice: La ingeniería concurrente consiste en la coordinación e integración de las distintas actividades de desarrollo que surgen en una empresa al subdividir los complejos problemas de los procesos de diseño y de fabricación de un nuevo producto.

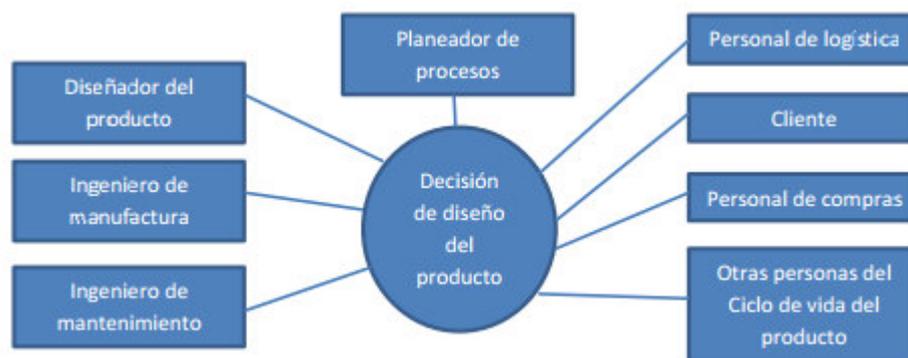


Figura 54. Equipo de trabajo multidisciplinario de la Ingeniería Concurrente

Fuente: (Salazar, 2006)

El diseño concurrente se basa en un proceso secuencial de varias etapas para obtener un producto final, por lo cual exige que se gaste tiempo en la definición más detallada del producto como en su planificación. Este gasto de tiempo conlleva a una reducción de costo en la etapa de prototipos que son muestra de la producción. Aunque en las

primeras etapas conlleva a una alta inversión de tiempo esto genera un ahorro sustancial en la etapa de producción.

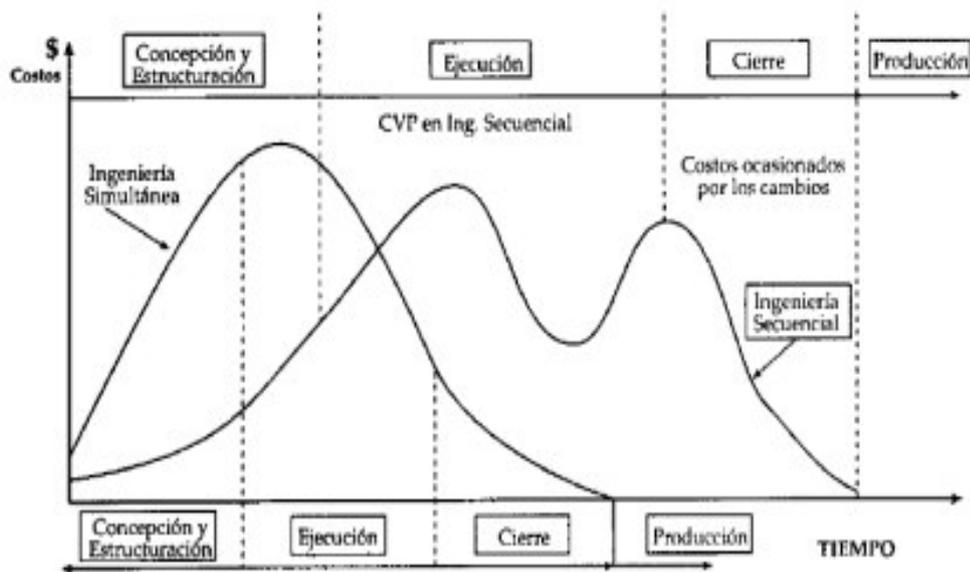


Figura 55. Ciclo de vida bajo el enfoque concurrente y el tradicional

Fuente: (Salazar, 2006)

En diseño concurrente todos los participantes del desarrollo del producto conocen todos sus alcances y los avances de los mismos, por lo cual este proceso secuencial de diseño conlleva a un excelente diseño, planificación, verificación, revisión, producción y pruebas con el fin de garantizar un desarrollo eficiente de los productos, que genera un ahorro de tiempo de correcciones, producción etc.

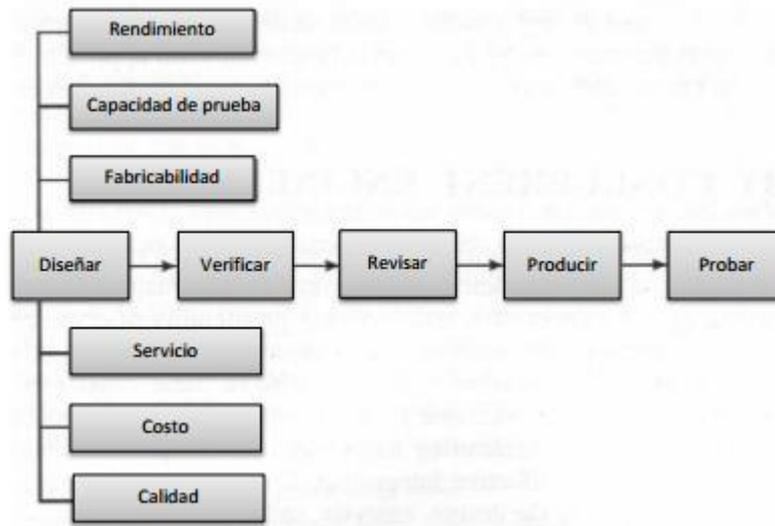


Figura 56. Ingeniería Concurrente

Fuente: (Salazar, 2006)

CAPÍTULO III

3. DISEÑO MECATRÓNICO

3.1. Descripción de las alternativas de Solución

3.1.1. Sistema Sensorial Medidor de Fuerza de Impacto

Para medir la fuerza de impacto se necesita instrumentación con un tiempo de respuesta muy eficaz, por ende algunas soluciones en el mercado son las siguientes:

- Celdas de Carga Dinámicas
- Acelerómetros
- Strain Gage
- Celdas de carga estática con su respectivo controlador

Las celdas de carga dinámica, son aquellas que son aptas para captar esfuerzos muy bruscos y rápidos, la desventaja de este tipo de celda es el alto costo y el drive para la adquisición de datos.

Los acelerómetros son de bajo costo, la desventaja de este tipo de sensores es que son indirectos, es decir no necesitan estar en contacto con las superficies de impacto, lo que genera una baja apreciación en la toma de datos.

Los Strain Gages, son excelentes para una adquisición de datos de forma indirecta, la única desventaja es que en el fin del proyecto se necesita la relación de la fuerza con el tiempo, lo cual Strain Gages no son muy aptas para estas aplicaciones.

Las celdas de carga estática, con un controlador de peso, en donde se la puede configurar para adquirentes de datos un poco más eficaces son una de las mejores opciones a utilizar.

En vista a un análisis resumido las mejores opciones a utilizarse son los acelerómetros y las celdas de carga estática con su respectivo transmisor o

controlador, lo cual en vista a la ergonomía del proyecto el acelerómetro será utilizado en el sistema péndulo y las celdas de carga en los otros sistemas.

3.1.2. Sistema de Elevación

La finalidad del proyecto es de realizar la mayor automatización posible, en el cual los métodos mecánicos de elevación quedan fuera del interés de este proyecto. Los mejores modelos para sistemas de elevación automático son los siguientes:

- Servomotor – Caja reductora – Transmisión
- Motos a pasos – Caja reductora – Transmisión
- Sistema hidráulico

La primera opción, es la mejor que puede haber ya que un servomotor, da un buena apreciación conforme la posición y su torque es constante todo el tiempo, la desventaja principal es su alto costo.

La segunda opción es casi igual que la anterior, con la diferencia de que su exactitud es muy distinta y cambia mucho durante el uso del motor, pero si se utiliza electrónica de control, para comandar un alto rendimiento esto puede ser muy beneficioso.

Los sistemas hidráulicos con los mejores, en la cuestión de levantar cargas pesadas, tiene desventajas como su alto costo de mantenimiento y controladores aptos para sistemas hidráulicos entre otras.

En vista del análisis la mejor opción es el motor a pasos, en el cual gracias a la ayuda de una caja reductora permitirá aumentar su par, para mayor eficiencia en la elevación.

3.1.3. Sistema de Frenado

En el mercado existen muchas tentativas en cuanto a frenado, ya sea en el campo automotriz o en el campo industrial. Las mejores opciones son las siguientes:

- Frenado por medio de zapatas con accionamiento automático
- Frenado por medio de una cooperación embrague- freno eléctrico
- Frenado por medio de poleas con accionamiento automático

El frenado por zapatas es muy eficaz si el accionamiento es por una palanca mecánica, pero como se mencionó el fin del proyecto es automatizar en la mayor forma posible. Si se deseara esta opción, se tendría que diseñar un mecanismo con mando automático que accione las zapatas, lo cual es muy costoso y muy laborioso.

El frenado por medio de una cooperación embrague-freno, es una de las mejores opciones, ya que existen en el mercado freno y embragues electromagnéticos, que funcionan igual que un mecánico solo que este se acciona de forma automática.

El frenado por medio de poleas utilizan maquinas antiguas de ensayos Charpy, lo cual es configurable a distintas alturas. Los sistemas embrague – freno electromagnético son los mejores para estas aplicaciones.

3.1.4. Sistema Interfaz de Usuario

La interfaz humano - máquina debe seleccionarse con el fin último del proyecto, que en este caso es la instrumentación o adquisición de datos, existen muchos software en el mercado, que son muy buenos en cuestión de automatización e intercambio de datos, lo cual por facilidad de exportación de datos a Excel. Labview 2010 es una versión gratuita para estudiantes, lo cual puede realizar muchas aplicaciones en cuestión de ingeniería electrónica.

3.2. Diseño Mecánico

3.2.1. Elementos de la máquina de Ensayos de Impacto

El sistema péndulo constara con los siguientes elementos:

- Yunque
- Ejes de movimientos
- Percutor 1
- Brazo del péndulo
- Martillo
- Soportes
- Chumaceras
- Sistema de calibración yunques
- Sistema de elevación
- Sistema de frenado

El sistema lineal constara de los siguientes elementos:

- Corredera
- Masa de prueba
- Percutor 2
- Soportes

El sistema plano inclinado constara de los siguientes elementos:

- Corredera móvil
- Masa de prueba
- Soportes

3.2.2. Consideraciones de diseño

- Resistencia
- Confiabilidad
- Condiciones térmicas
- Fricción o rozamiento seguridad
- Peso
- Forma
- Rigidez
- Acabado de superficies
- Mantenimiento
- Control

3.2.3. Parámetros de diseño

- La máquina debe medir la fuerza de impacto en distintas formas lo cual tendrá que contar con una construcción rígida y estable, de forma que las pérdidas de energía debido (efectos no-deseados y vibraciones) en la su estructura, durante el ensayo sean despreciables.
- El plano de oscilación del martillo deberá ser vertical o perpendicular a la base.
- El centro de impacto o percusión será el centro de impacto del martillo.
- La máquina tendrá que estar provista de un sistema DAQ, que permita la lectura de los datos con una aproximación de $\pm 5\%$ de la capacidad máxima de impacto.
- La energía de la máquina utilizada para el ensayo tendrá que ser de más de 294J según la norma NTE INEN.

- La velocidad del martillo en el momento de impacto estara en el rango de 3 a 6 m/s según la normal E23, así como la energía general.
- La altura de caída del péndulo será seteado desde la HMI, lo cual este equipo puede medir energía de deformación y fuerza de impacto para polímeros y materiales metálicos.
- El tamaño de las probetas no es estándar debido al diseño de la estructura, por lo cual debe compensarse mediante la ecuación de ajuste.
- Los sistemas: Lineal y plano inclinado deberán constar de correderas para el desplazamiento de los móviles durante las pruebas.
- La celda de carga deberá estar al final de cada corredera para medir la fuerza de impacto.
- Deberá cada corredera tener un sistema para medir la velocidad antes y después del choque, para calcular las pérdidas de energía durante el impacto.

3.2.4. Condición de impacto

Una parte muy relevante, es que la probetas tendrán que estar colocadas de forma simétrica con los apoyos de la misma, y ser sometida a esfuerzos axiales o de flexión, el plano de oscilación del péndulo debe ser perpendicular al eje de la probeta, de manera que el martillo golpee la probeta en el plano de simetría del entalle y sobre la cara opuesta a la que la contiene como lo indica la figura:

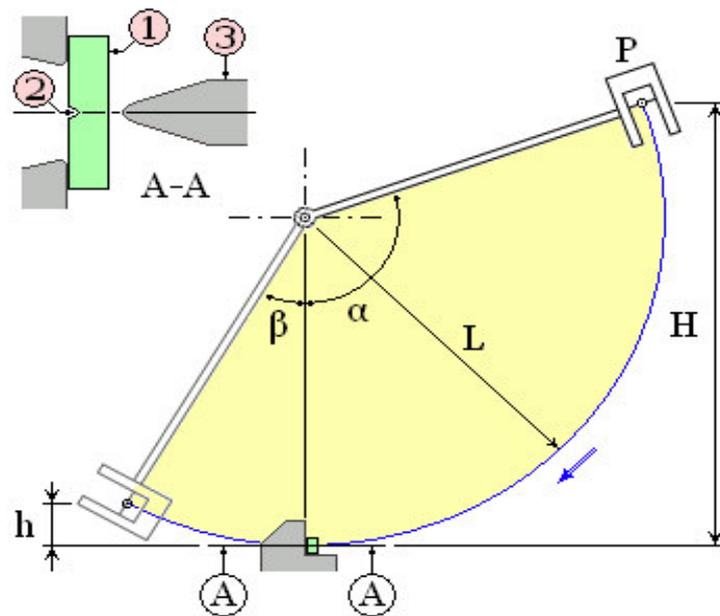


Figura 57. Condiciones de impacto (Martillo - probeta)

Fuente: (Cristina & Edison, 2014)

3.2.5. Relaciones energéticas

Este cálculo se lo realiza mediante la conservación de la energía, por lo que se medirá por la diferencia de energías de antes y después del impacto. Se medirá gracias al potenciómetro que se instalara en el eje axial que soporta el martillo.

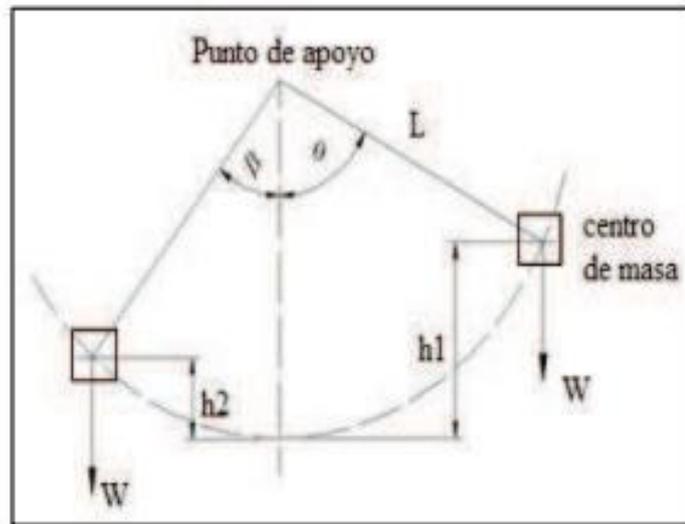


Figura 58. Esquema de relaciones Trigonométricas

Fuente: (Cristina & Edison, 2014)

Donde:

- W : Peso del péndulo
- L : Distancia del centro de gravedad del péndulo respecto al eje de rotación
- θ : Angulo de caída del péndulo
- β : Angulo de elevación del péndulo después del impacto.

3.2.6. Energía del péndulo

Se realiza el análisis mediante la Norma ASTM E23, para ensayos de impacto, la distancia del centro de masa del péndulo será de 0,58m por diseño de la máquina, el peso del péndulo será de 30 kg para adaptarse a los requerimientos de la norma, el ángulo A mayor de desplazamiento será de 120° .

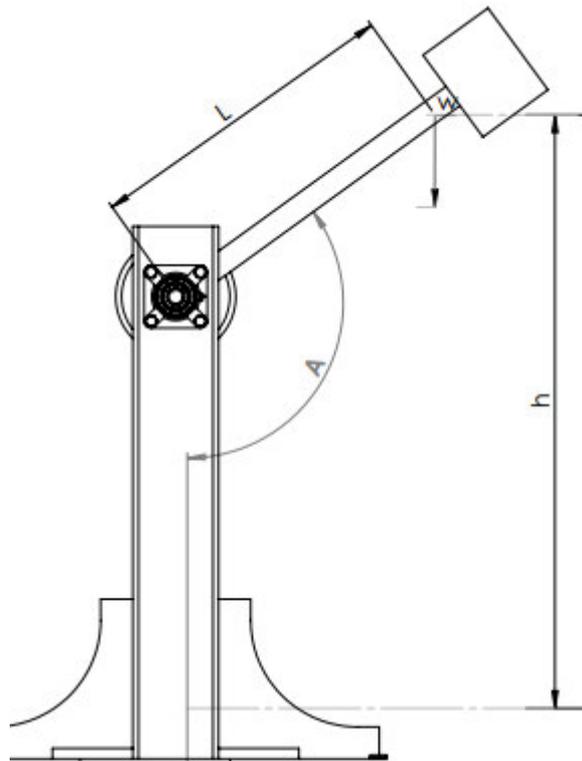


Figura 59. Parámetros de diseño de equipo de impacto

Donde:

- W : Peso del péndulo=294 N
- L : Distancia del centro de masa del péndulo respecto al eje de rotación= 0.58m
- A : Angulo de caída del péndulo= 120°

Haciendo un análisis geométrico, la altura es igual a:

$$h = L x (1 - \cos A) \quad [3.1]$$

$$h = 0.58 x (1 - \cos 120^\circ)$$

$$h = 0.87m$$

La energía potencia es igual a:

$$E_p = m \cdot g \cdot h \quad [3.2]$$

Donde:

- E_p : Es la energía potencial. [J]
- m : La masa del objeto [kg]
- h : Es la altura bajo un sistema de referencia. [m]

Reemplazando en la ecuación [3.2], se tiene la energía inicial disponible, lo cual servirá para los parámetros iniciales de nuestra máquina.

$$E_p = 30 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,87 \text{ m}$$

$$E_p = 255,78 \text{ J}$$

Que es igual a 26.09 *kgf.m* que está dentro de los parámetros de la norma $15 < E_p < 30 \text{ kgf.m}$ según la norma ASTM E23. También como dato relevante de la norma es la velocidad antes del impacto, que puede calcularse como una caída libre a cierta altura:

$$V = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad [3.3]$$

Donde:

- V : Es la velocidad antes del choque. [m/s]
- g : Es la aceleración de la gravedad. [9.8 m/s²]
- h : Es la altura bajo un sistema de referencia. [m]

Reemplazando en la ecuación [3.3], se obtiene la siguiente velocidad:

$$V = \sqrt{2 \times 9,8 \times 0,87}$$

$$V = 4,13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El siguiente enfoque cobre lo siguientes parámetros según la Norma ASTM E-23. Ver Tabla [1].

Tabla 3
Resultados obtenidos

Norma ASTM-E23	
W(N)	294
L(m)	0,58
θ	120°
h(m)	0,87
Energía potencial (J)	255,78
V(m/s)	4,13

3.2.7. Diseño Mecánico del Sistema-Péndulo y Elevación

El equipo medidor está sometido a esfuerzo de flexión, en un plano perpendicular al eje de la probeta, de manera que el martillo golpee la misma en el plano de simetría del entalle.

3.2.7.1. Cálculo de fuerzas y reacciones en la probeta de ensayos

El elemento en el cual se someterá el ensayo de impacto será diseñado mediante la norma E-23 (Standard-ASTM, 2017) como se indica en la figura. Se realiza el ajuste de tamaño mediante la ecuación [2.14]:

$$E_{estandar} = \frac{L_{estandar}}{L_{no-estandar}} E_{no-estandar}$$

$$E_{estandar} = \frac{55mm}{70mm \text{ a } 90mm} E_{no-estandar}$$

Lo cual debido a que el sistema de control varia la altura, podemos poner cualquier longitud de la probeta que este dentro del rango de $70 < L < 90 \text{ mm}$, y la altura podemos variarla de $0 < h < 85 \text{ cm}$.

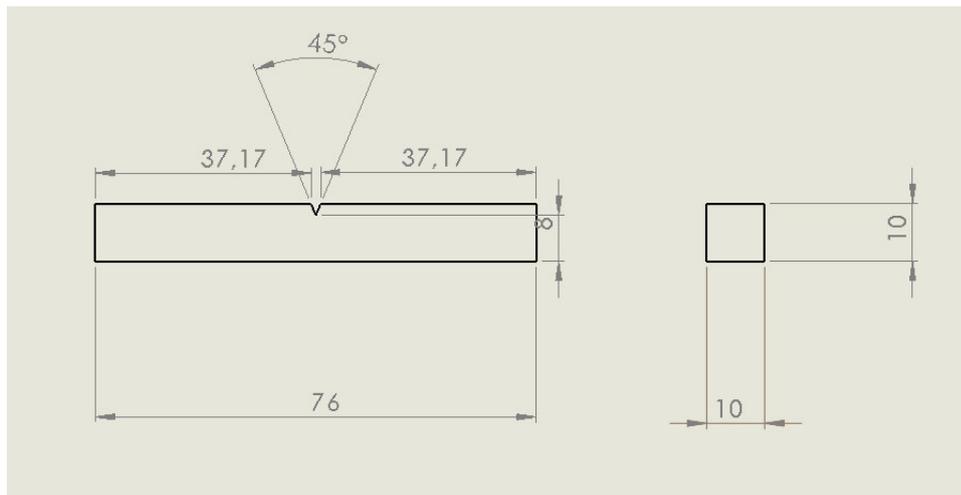


Figura 60. Probeta tipo "V" para ensayos de impacto

Tabla 4
Dimensiones de probetas para los ensayos

Probetas para Ensayos-Sistema Péndulo	
Longitud (mm)	70 a 90
Base (mm)	10
Altura(mm)	10
Entalle de penetración(mm)	>5
Área transversal(mm ²)	100

Para calcular la fuerza de impacto de forma teórica, ya sea la fuerza que resiste la probeta y la fuerza que genera el martillo se lo puede hacer de la siguiente manera. Según (STIOPIN, 1968) para el cálculo de fuerza dinámica es decir la fuerza de impacto en un péndulo antes del choque está dada por la siguiente expresión:

$$F_d = K_d \cdot W \quad [3.4]$$

Donde:

- F_d : Fuerza dinámica de impacto. [N]
- K_d : Factor Dinámico.
- W : Peso del péndulo. [N]

En lo cual el coeficiente dinámico es igual a:

$$K_d = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{Y_s}} \quad [3.5]$$

Donde:

- K_d : Factor Dinámico
- Y_s : Deformación elástica
- h : Altura de caída del péndulo

Para lo cual en una sección posee el siguiente límite de fluencia se lo analiza mediante la siguiente ecuación:

$$Y_s = \frac{W \cdot L^3}{48 E \cdot I} \quad [3.6]$$

Donde:

- W : Peso. [N]
- L : Longitud de la probeta. [mm]
- E : Coeficiente de elasticidad del material. [GPa]
- I : Momento de inercia en el área de la sección transversal. [mm^4]

El momento de Inercia está dado por la siguiente expresión:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad [3.7]$$

Donde:

- I : Momento de inercia en el área de la sección transversal. [mm^4]
- b : Base de la sección. [mm]
- h : Altura de la sección. [mm]

Reemplazando los datos de la probeta:

$$I = \frac{0.01 * 0.005^3}{12} = 104 \text{ mm}^4$$

De acuerdo a la norma INEN 130. Reemplazamos los datos conocidos de la probeta, para el cálculo del límite de fluencia, Si el material es Acero A36 con $E=207 \text{ GPa}$ y la longitud de la probeta varia de 70mm a 90mm. Utilizando la ecuación [3.6]:

$$Y_s = \frac{294 * 0.076^3}{48 (207 * 10^9)(1.04 * 10^{-10} \text{ m}^4)}$$

$$Y_s = 0.13 \text{ mm}$$

Reemplazamos los datos en la ecuación [3.5], para hallar el coeficiente dinámico, si la altura varía de 0 a 85mm:

$$K_d = \sqrt{\frac{2 * (0.85)}{0.13 \text{ mm}}}$$

$$K_d = 116.62$$

Utilizando la ecuación [3.4], se calcula la fuerza de impacto que genera el péndulo debido a su peso:

$$F_d = 116.62 * 284 \text{ N} = 34286.28 \text{ N}$$

Para encontrar la fuerza critica en la probeta, es decir la fuerza con la que reaccionara (lectura del sensor), se lo hace de la siguiente manera con los conceptos de estática, el material de la probeta es acero al carbono 1050, estirado al frio, cuyo límite de fluencia es $S_y = 580 * 10^6 \text{ MPa}$.

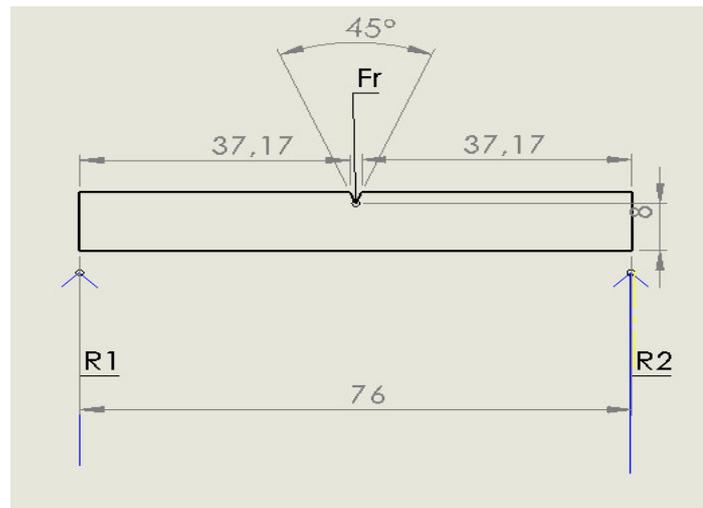


Figura 61. Reacciones en la probeta

La fuerza resistente que puede soportar la probeta y por congruencia la lectura del sensor. Realizando sumatoria de fuerzas en el eje Y.

$$R1 = R2 = \frac{F_r}{2}$$

El momento máximo puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$M_{max} = Z \cdot \frac{S_y}{2} \quad [3.8]$$

Donde:

- M_{max} : Momento Flector Máximo. [N.m]
- Z : Módulo de sección rectangular. [m^3]
- S_y : Limite de Fluencia del material. [MPa]

El módulo de sección para una base rectangular es igual a:

$$Z = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad [3.9]$$

Donde:

- b y h : Son las dimensiones de la sección rectangular. [mm]

Si se realiza la sumatoria de momentos en el punto de impacto de la probeta, queda la siguiente expresión:

$$M_{max} = F_r \times \frac{L}{4}$$

Se reemplaza un ejemplo de longitud de la probeta en este caso 76mm

$$M_{max} = F_r \times \frac{0.076 \text{ m}}{4}$$

$$M_{max} = 0.019 F_r$$

Se determina de la ecuación los siguientes valores de $b=0.01\text{m}$ y $h=0.005 \text{ m}$, despejando M_{max} de la ecuación, da como resultado y considerando $S_y = 580 \times 10^6 \text{ Pa}$ y con un factor de seguridad de $n=2$. Igualando las expresiones se tiene lo siguiente:

$$F_r = \frac{bh^2}{6} \frac{S_y}{2} \frac{1}{0.019}$$

$$F_r = \frac{0.01 \times 0.005^2}{6} \frac{580 \times 10^6}{2} \frac{1}{0.019}$$

$$F_r = 635,33 \text{ N}$$

3.2.7.2. Diseño del martillo del sistema péndulo

El martillo constituye una parte fundamental del equipo, debe ser dimensionado, dependiente de nuestros requerimientos y cumplir con las propiedades mecánicas siguientes:

- Resistencia a la fractura por impacto
- Resistencia a la tensión debido a la fuerza centrífuga

El diseño en base se lo realizo con ajuste de volúmenes, por recomendación el martillo debe tener el 70 % del peso del péndulo, y con eso al momento de los cálculos, será relevante que no fallara el sistema:

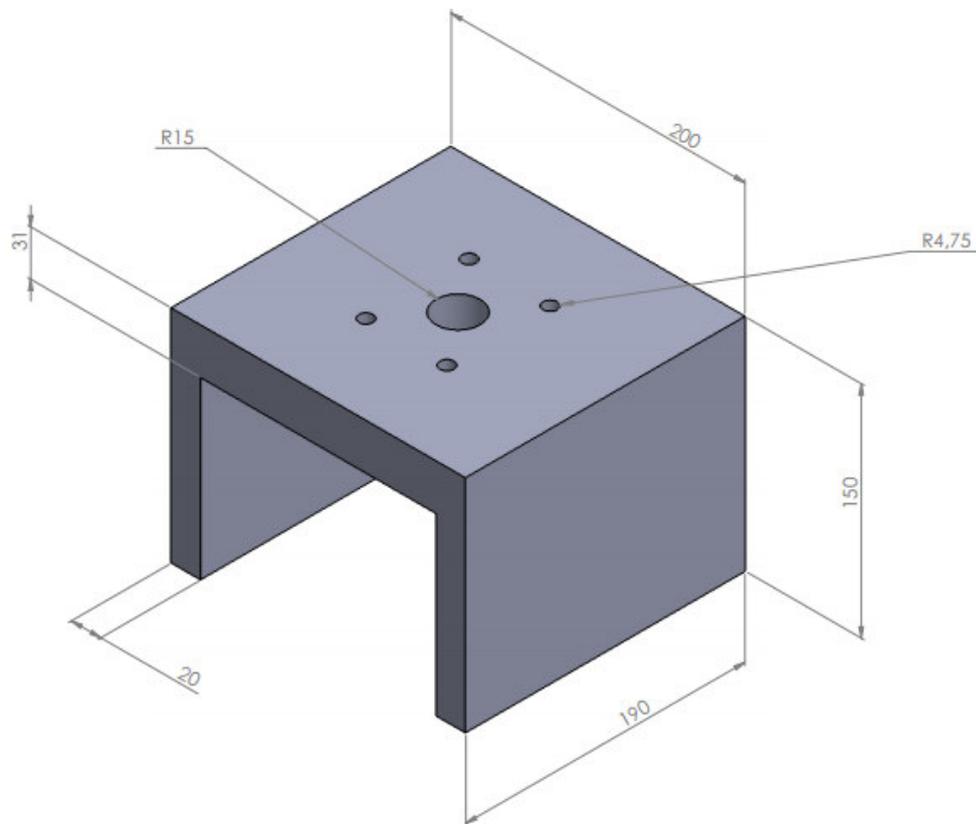


Figura 62. Dimensiones del martillo

El material debido a su precio y economía será de A36 cuya densidad es de $\rho_{acero} = 7850 \frac{kg}{m^3}$. Los volúmenes están divididos respectivamente en cuatro partes:

$$V_1 = 150 \times 20 \times 190 \text{ mm}^3 = 570 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$V_2 = 160 \times 31 \times 190 \text{ mm}^3 = 942.4 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$V_3 = \frac{\pi}{4} \times 30^2 \times 31 \text{ mm}^3 = 21.92 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$V_4 = \frac{\pi}{4} \times 9.5^2 \times 31 \text{ mm}^3 = 2.2 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$VT = 2V_1 + V_2 - V_3 - V_4 = 2.059 \times 10^6 \text{ mm}^3 = 2.059 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$Mm = \rho_{acero} VT = 16.16 \text{ kg}$$

$$Wm = m \cdot g = 158.56 \text{ N}$$

3.2.7.3. Diseño del percutor 1

El percutor es parte fundamental de los sistemas péndulo y lineal, ya que recibe directamente el impacto, por ende debe ser de un material capaz de resistir elevadas cargas, para ello se escogió el material que es el acero K100. El percutor está diseñado bajo la norma ASTM-E23, que considera las dimensiones aptas para resistir dichas cargas.

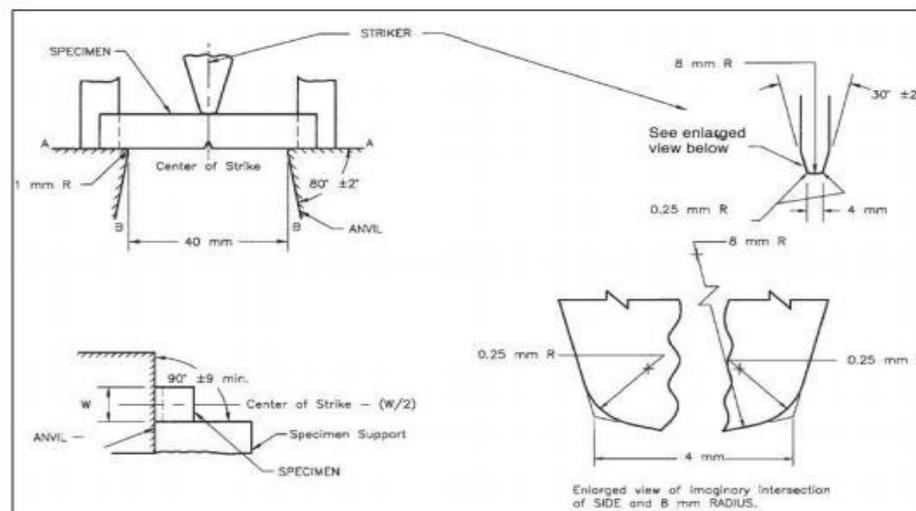


Figura 63. Norma ASTM E-23 para el diseño del percutor 1

Fuente: (Standard-ASTM, 2017)

El diseño se realizó para que pueda ser extraíble del martillo, tiene forma rectangular con pernos de 3/8 de pulgada y sus respectivos avellanados, como se muestra en la figura.

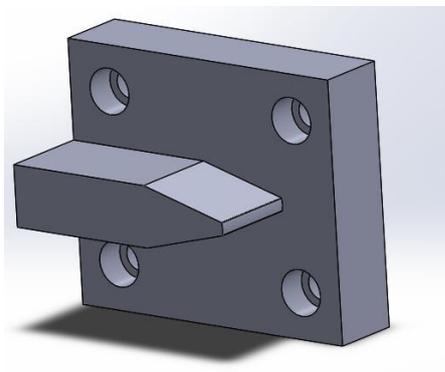


Figura 64. Percutor del martillo

Existen esfuerzos que pueden presentarse a lo largo de los puntos A-A (figura 64), debido al momento de flexión tomando en cuenta que la parte de impacto del percutor la tratamos como viga. Como también a lo largo de los puntos de B-B, que es un esfuerzo cortante transversal.

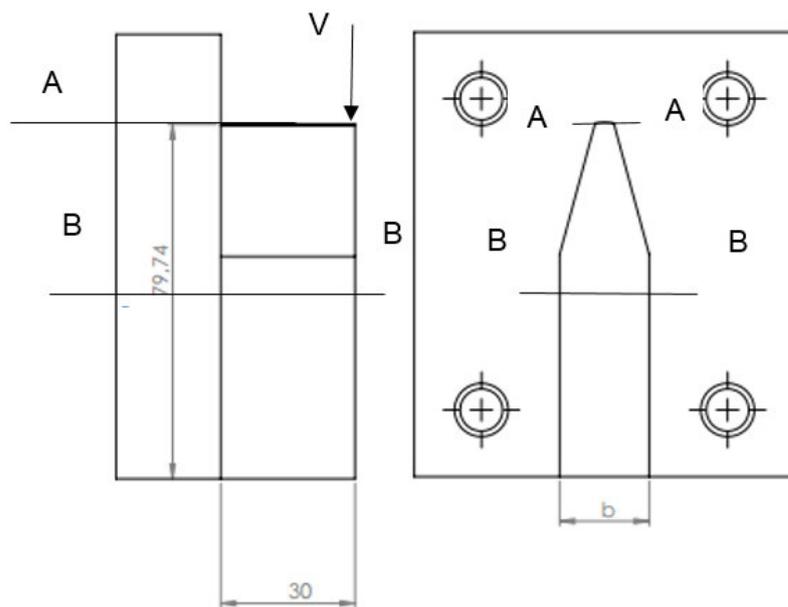


Figura 65. Análisis de Esfuerzos en el Percutor

3.2.7.3.1. Análisis de Esfuerzos a lo largo de los puntos A-A'

Primero se determina el momento de inercia de la sección transversal que es mediante la ecuación [3.6]:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Dado que la base de dicha sección es b y la altura es de 79.7mm, se puede calcular el momento de inercia.

$$I = \frac{b \cdot (0.0797)^3}{12} = 4.22 \times 10^{-5} b \text{ m}^4$$

Según (Hall, Holowenko, & Laughlin, 1971) con la ecuación [3.9] se puede calcular el esfuerzo cortante máximo, que es dada por la siguiente ecuación:

$$\tau_{max} = \frac{M \cdot C}{2 \cdot I} \quad [3.10]$$

Donde:

- τ_{max} : Esfuerzo cortante Máximo [MPa]
- M: Momento de la fuerza resistente. [N.m]
- C: Distancia medida desde la línea neutra al punto de máximo esfuerzo. [m]

Como el momento es igual al producto de la fuerza resistente que puede soportar la probeta por el la distancia a la periferia que es igual a 15mm.

$$\tau_{max} = \frac{(635.33N \times 0.03m)(0.0399m)}{2(4.22 \times 10^{-5}b \text{ m}^4)} = 9.011 \times \frac{10^3}{b} Pa$$

3.2.7.3.2. Análisis de Esfuerzos a los largo de los puntos B-B'

Según (Hall, Holowenko, & Laughlin, 1971), de igual manera como se trata de un esfuerzo cortante transversal se usa la ecuación [3.10], dado que el análisis se lo hace en donde dicho esfuerzo es máximo.

$$\tau_{max} = \frac{3V}{2A} \quad [3.11]$$

Donde:

- τ_{max} : Esfuerzo cortante transversal. [MPa]
- V: Es la fuerza cortante. [N.]
- A: Área de la sección transversal. [m²]

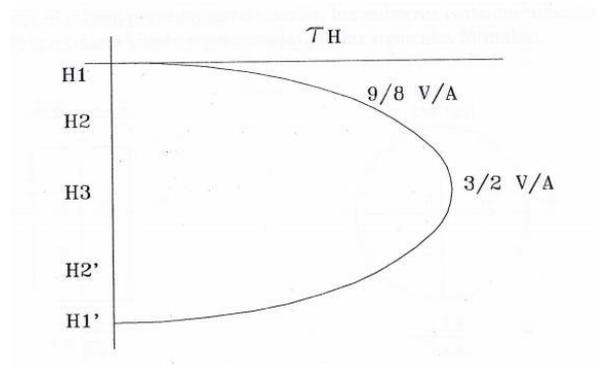


Figura 66. Relación del Esfuerzo Cortante en Vigas y Distancia al centroide de masa o línea neutra.

Fuente: (Perez, 2011)

Se reemplaza los datos de la fuerza crítica que genera el cortante

$$\tau_{max} = \frac{3(635.33N)}{2(b \times 0.0797m)} = 11.96 \times \frac{10^3}{b} Pa$$

En la teoría de impacto, muestra que cuando existe un impacto súbitamente, se debe considerar un factor dinámico de 2, es decir que los esfuerzos y deformaciones al instante serán dos veces mayores a la acción estática, considerando previamente que el esfuerzo cortante estático máximo.

Según (STIOPIN, 1968) , el esfuerzo cortante máximo dinámico durante el impacto es igual a:

$$\tau_{maxd} = Kd \cdot \tau_{max} \quad [3.12]$$

Donde:

- τ_{max} : Esfuerzo cortante estático máximo. [MPa]
- Kd : Es el factor dinámico de carga que es igual a 2.

Según (Budynas R. G., 2008), indica que la falla siempre se genera si con el esfuerzo cortante máximo y es igual a:

$$\tau_{maxd} = 0.577 \frac{S_y}{n} \quad [3.13]$$

Donde:

- S_y : Límite de fluencia. [MPa]
- n : Factor de seguridad.

Si se considera el límite de fluencia del acero K100 igual ha 450 MPa y un factor de seguridad n , se aplica la ecuación [3.11], e igualando con la ecuación [3.9] y ecuación [3.12], se obtiene:

$$\tau_{maxd} = 2 \frac{M \cdot C}{2I} = 0.557 \frac{S_y}{n}$$

$$b = \frac{12 \times 635.33 \text{ N} \times 0.03 \text{ m} \times 0.0399 \text{ m} \times n}{0.577 \times 450 \times 10^6 \times (0.0797^3)} = 7.19 \times 10^{-5} \times n \text{ [m]} = 20 \text{ mm}$$

Realizando un análisis estático en el percutor con la fuerza máxima de impacto que es de 635.33 [N] , aplicando un mallado fino se encuentra los esfuerzos máximo y mínimos como también las deflexiones, al instante del impacto.

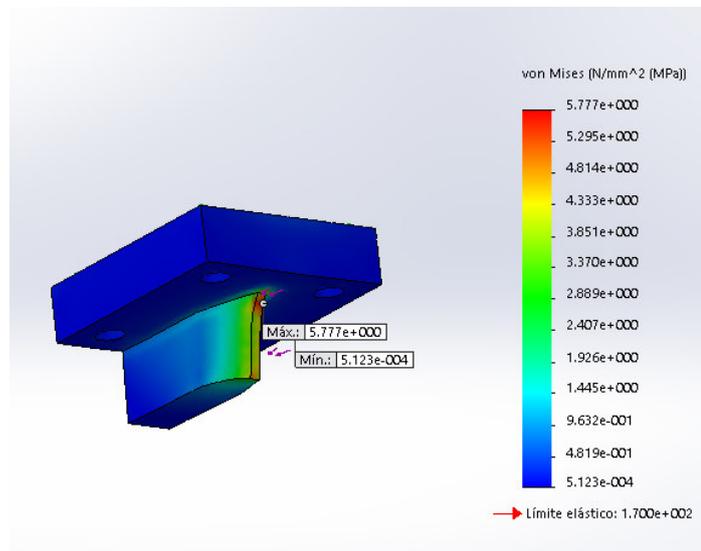


Figura 67. Análisis estático de Von Mises

Los desplazamientos y la deformación unitaria en el momento del impacto se lo indican en la siguiente figura:

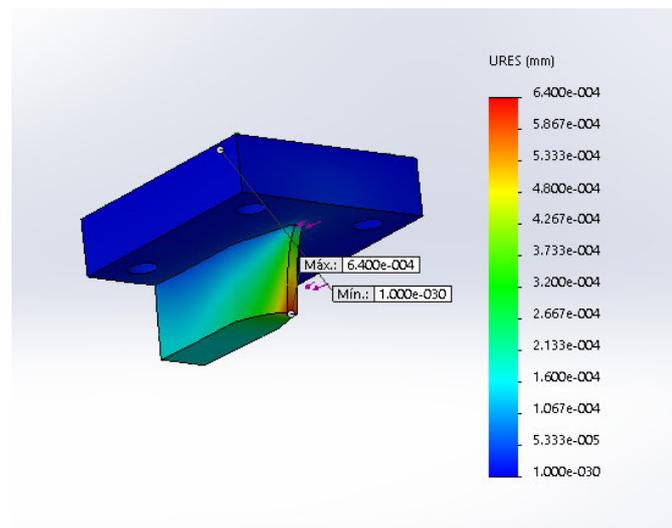


Figura 68. Análisis de desplazamiento

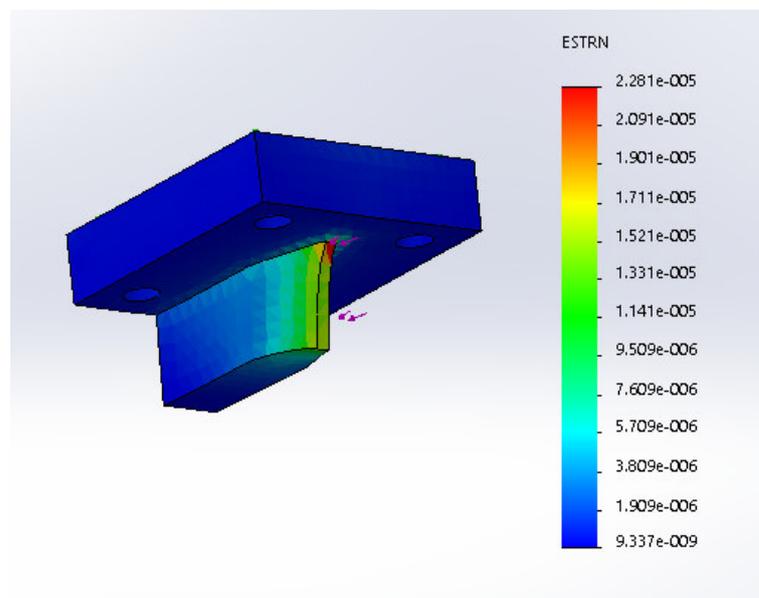


Figura 69. Análisis de la deformación unitaria

Y como la parte principal el factor de seguridad mínimo que debe tener el percutor para evitar cualquier dislocación en el momento del ensayo se lo muestra en la siguiente figura:

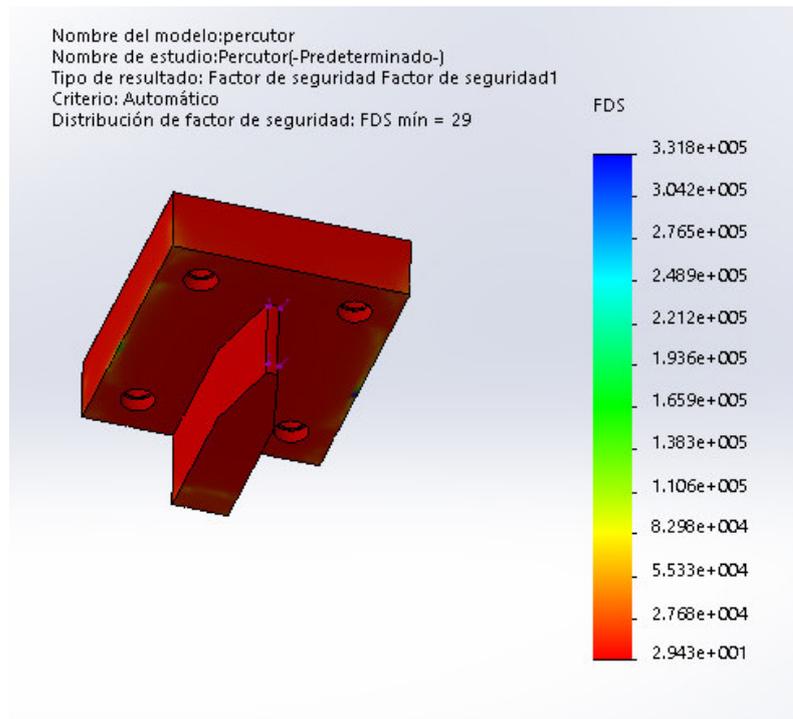


Figura 70. Análisis del factor de seguridad

Construyendo una base de 20mm, entrega un factor de seguridad de 278. Para la determinación del peso y dimensiones del percutor se puede usar la herramienta del SolidWorks en propiedades físicas.

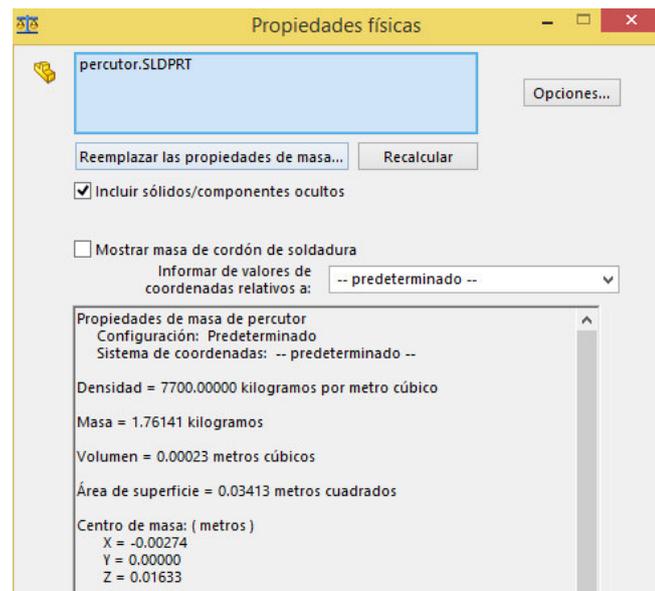


Figura 71. Propiedades Físicas del percutor.

Los datos nos dice que el percutor tiene las siguientes propiedades:

Tabla 5
Propiedades Físicas del percutor

Propiedad	Valor
Material	Acero K100
Densidad	7700 kg/m ³
Volumen	0.00023m ³
Área de la Superficie	0.03413m ²
Masa	1.7614 kg
Peso	17.2793N
Fds-Max	278
Fds-Min	29
VonMises-Max	5.78 MPa
VonMises-Min	523Pa

3.2.7.4. Diseño del brazo del péndulo

Estableciendo como parámetro de diseño un ángulo de 60° , como ángulo de alcance estacionario que ingresara el usuario desde la HMI a través de la altura, como se muestra en la figura se establecen todas las reacciones en esos puntos y el centro de gravedad gracias a la ayuda de SolidWords, que provee los datos del mismo:

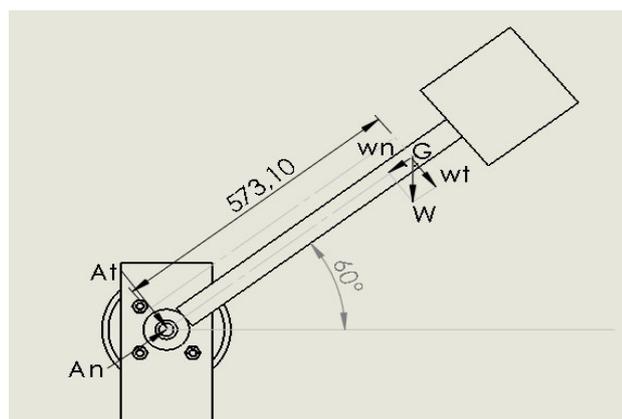


Figura 72. Diagrama del cuerpo libre y dimensiones del brazo

3.2.7.4.1. Cálculo de reacciones en el brazo del péndulo

El peso del martillo es soportado por las sujeciones en el punto A, que son nueve prisioneros que están distribuidos de 3 en 3:

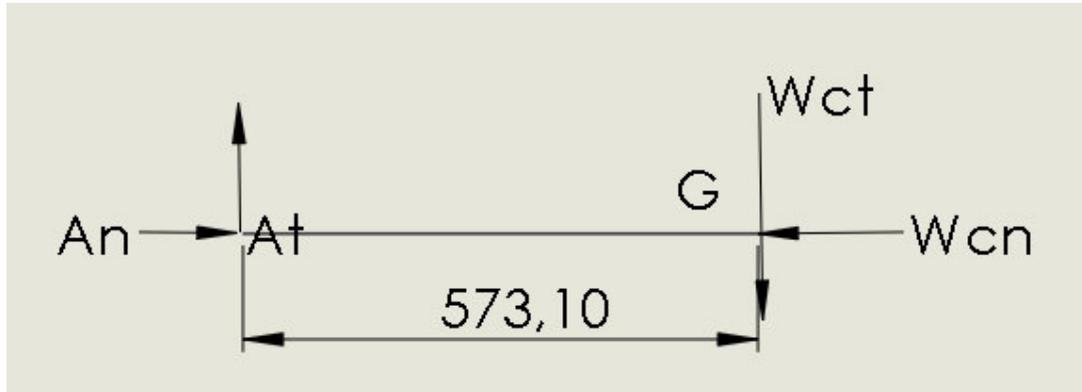


Figura 73. Diagrama de cuerpo libre del péndulo antes de la caída

El peso de todo el sistema péndulo, está dado por:

$$W_c = W_m + W_p$$

Donde:

- W_c : Peso del conjunto del sistema péndulo.
- W_m : Peso del martillo, 158.37 N.
- W_p : Peso del percutor, 17.28 N.

$$W_c = 175.72 \text{ N}$$

Aplicando fundamentos de mecánica básica se puede calcular las reacciones.

$$\sum F_x = 0$$

$$A_n = W_{cn} = W_c \text{sen}(60^\circ)$$

$$A_n = W_{cn} = 152.25 \text{ N}$$

Igualmente con el eje y:

$$\sum Fy = 0$$

$$A_t = W_{ct} = W_c \cos(60^\circ)$$

$$A_t = W_{ct} = 87.89N$$

3.2.7.4.2. Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Una vez se conocen las cargas que actúan en el brazo del péndulo, se puede determinar el diagrama momento flector y fuerza cortante con la ayuda de software RISA-2D Educational como se muestra en las figuras:

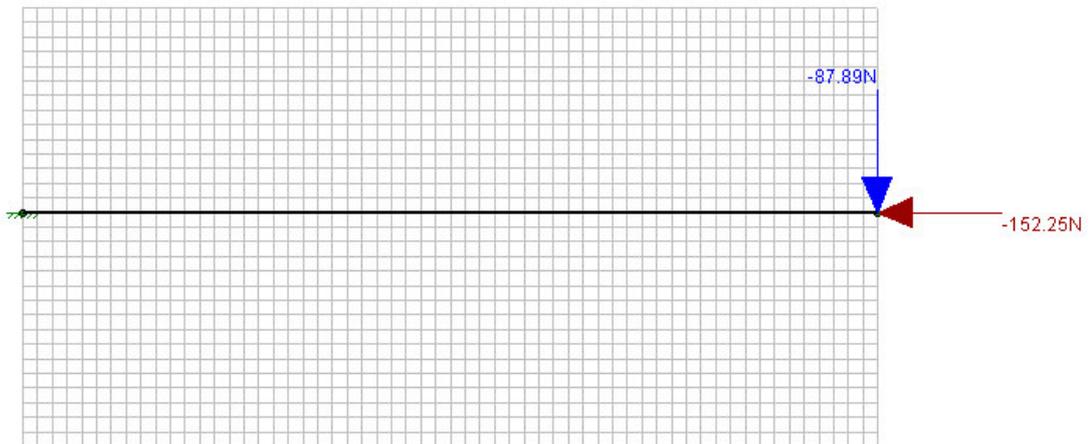


Figura 74. Simulación en RISA-2D Brazo del péndulo

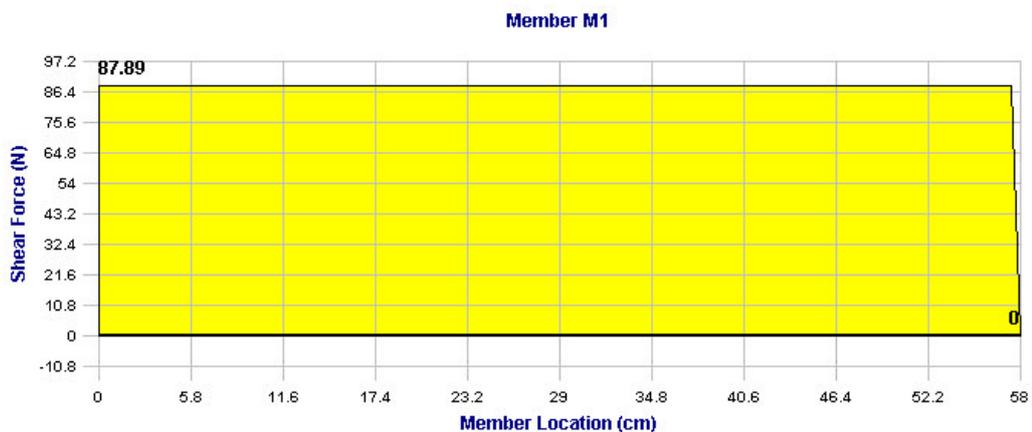


Figura 75. Diagrama Fuerza Cortante

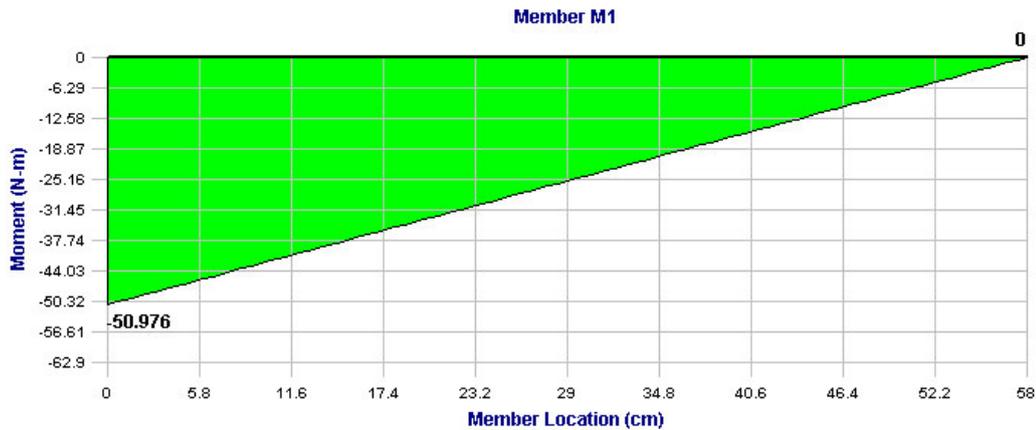


Figura 76. Diagrama Momento Flector

En donde el momento flector máximo es 50.98 N.m. Gracias a la ayuda de estos diagramas se puede determinar el diámetro del eje del brazo, para un análisis estático y dinámico.

3.7.1.4.2. Esfuerzos en el brazo del péndulo

Existen 2 esfuerzos para diseñar el eje mediante un análisis estático, estos son debidos a la compresión y momento flector en dicho eje.

- **Esfuerzo de Compresión o Axial:**

El esfuerzo axial es de compresión con el cual se puede calcular mediante la siguiente ecuación [2.3]:

$$\sigma_c = -\frac{F}{A}$$

La fuerza Axial en el brazo del eje es igual a 152.25N, y se toma una sección circular como sección transversal.

$$\sigma_c = -\frac{193.85}{D^2}$$

- **Esfuerzo debido al momento Flector:**

Por la existencia de un momento flector en el brazo del péndulo existe dicho esfuerzo, en el cual se puede calcular mediante la siguiente expresión.

$$\sigma_f = \frac{M \cdot y}{I} \quad [3.14]$$

Donde:

- σ_f : Esfuerzo debido al momento flector. [MPa]
- M : Momento flector. [Pa]
- y : Distancia medida desde la línea neutra a la periferia. [mm]
- I : Momento de área de la sección transversal. [mm^4]

Como el momento flector es igual a 50.98 N.m y la distancia de la línea neutra debe ser la máxima se obtiene:

$$\sigma_f = \frac{519.28}{D^3}$$

3.2.7.4.3. Diseño estático del brazo del péndulo

Se selecciona un material que cumpla primero su costo y su fácil maquinabilidad, en este caso el acero AISI SAE 1018 estirado en frío (ANEXO E) que tiene las siguientes características mecánicas:

- Resistencia a la fluencia: $S_y = 370 \text{ MPa}$
- Resistencia última a la tensión: $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$

Según (Budynas R. G., 2008), el esfuerzo normal máximo en una sección circular está dado por:

$$\sigma_{max} = \sigma_f \pm \sigma_c \quad [3.15]$$

Donde:

- σ_{max} : Esfuerzo normal máximo. [MPa]

- σ_f : Esfuerzo de flexión. [MPa]
- σ_c : Esfuerzo axial. [MPa]

Según (Budynas R. G., 2008), “La teoría de energía de deformación dice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total alcanza o excede la energía de deformación por resistencia a la fluencia en tensión o compresión del material” está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2} \quad [3.16]$$

Donde:

- σ_x : Esfuerzo normal máximo. [MPa]
- τ : Torsión pura. [MPa]

Utilizando los datos de los cálculos anteriores, se reemplaza en la ecuación [3.15], y [3.14] y se obtiene lo siguiente:

$$\frac{370 \times 10^6}{n} = \sqrt{\left(\frac{519.28}{D^3} - \frac{193.85}{D^2}\right)^2 + 0}$$

Utilizando un diámetro comercial de $1\frac{3}{4}$ in , reemplazando en la ecuación se obtiene un factor de seguridad de 63, que sería más que suficiente para el diseño del brazo del péndulo.

3.2.7.4.4. Diseño del brazo del péndulo en el instante del impacto

Para diseñar el brazo al instante del impacto, se tendrá que tomar en cuenta, el peso del martillo, la fuerza dinámica de impacto, la fuerza de reacción de la probeta y la fuerza de tracción, considerando el factor dinámico igual a 2. Se realiza un diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el instante del impacto como se tiene en la siguiente figura:

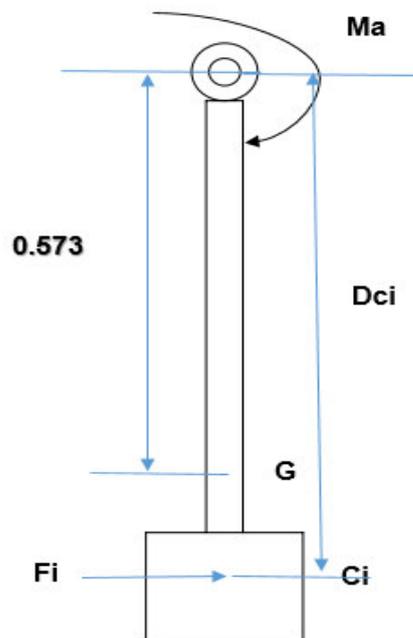


Figura 77. Diagrama de cuerpo libre brazo del péndulo

Según (STIOPIN, 1968), el momento máximo de impacto es igual al producto de la fuerza de impacto por la distancia del punto de impacto al centro de rotación del péndulo y el factor dinámico que es igual a dos:

$$M_{max} = Fi \times Dci \times kd \quad [3.17]$$

Donde:

- M_{max} : Esfuerzo normal máximo. [N.m]
- Fi : Fuerza de impacto. [N]
- Dci : Distancia al centro de impacto. [m]
- kd : Factor dinámico. [0]

Si la distancia al centro de impacto es de 73cm, el factor dinámico igual a dos y la fuerza de impacto es la fuerza con la que reacciona la probeta al instante de impacto el momento máximo de impacto será igual a:

$$M_{max} = 635.33 \text{ N} \times 0.73\text{m} \times 2$$

$$M_{max} = 927.58 \text{ N.m}$$

Se calcula los esfuerzos axial y de flexión con las ecuaciones [2.3] y [3.13], tomando en cuenta que el peso del martillo es igual a 175.8N en el esfuerzo axial de tracción y el momento máximo de impacto en la fuerza de flexión:

$$\sigma_c = \frac{223.84}{D^2} \quad y \quad \sigma_f = \frac{9448.25}{D^3}$$

Utilizando la ecuación [3.15], y el material es acero AISI 1018 estirado en frio, se reemplaza los datos y se obtiene:

$$\frac{370 \times 10^6}{n} = \sqrt{\left(\frac{9448.25}{D^3} - \frac{223.84}{D^2}\right)^2 + 0}$$

El diámetro seleccionado del brazo del péndulo es de tamaño comercial $1\frac{3}{4}$ in, reemplazando todos los datos se obtiene un factor de seguridad de 3.44.

3.2.7.4.5. Diseño del brazo del péndulo a fatiga

Por cuestiones de comparación de diseño estático se hará este paso, porque la máquina de ensayos solo se utilizara una vez por semestre y no es un gran número de ciclos que trabajara.

- **Esfuerzos Fluctuantes**

Primero se calcula los esfuerzos máximos de flexión y esfuerzo máximo de tracción con las ecuaciones [2.3] y [3.15]:

$$\sigma_c = \frac{223.84}{D^2} \quad y \quad \sigma_f = \frac{9448.25}{D^3}$$

$$\sigma_c = 113.29 \text{ kPa} \quad y \quad \sigma_f = 107.58 \text{ MPa}$$

Con la ecuación [3.14], se calcula el esfuerzo normal máximo reemplazando los otros esfuerzos:

$$\sigma_{max} = 113.29 \text{ kPa} + 107.58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 107.69 \text{ MPa}$$

- **Resistencia a la fatiga**

Según (Budynas R. G., 2008), el límite de resistencia a la fatiga es igual al producto de todos los factores debido a los efectos de la condición superficial, el tamaño, carga, la temperatura etc, se denomina ecuación de Marin:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S_e' \quad [3.18]$$

Donde:

- S_e : Limite de resistencia a la fatiga del elemento de análisis. [MPa]
- S_e' : Limite de resistencia a la fatiga de la viga giratoria. [MPa]

Si el material es AISI SAE 1018, con $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$, se calcula S_e' que está dado por la siguiente expresión:

$$S_e' = 0.5 \times S_{ut} \quad [3.19]$$

$$S_e' = 0.5 \times 440 \text{ MPa} = 220 \text{ MPa}$$

- k_a que representa el acabado superficial se lo calcula con la ecuación [3.19]. La superficie es maquinada en base al (Anexo) se tiene los factores a y b:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad [3.20]$$

$$k_a = (4.51) \cdot (440 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.9$$

- k_b el factor de tamaño se lo calculo con la ecuación [3.20], tomando en cuenta los diámetros que se seleccionó en los análisis anteriores:

$$k_b \left\{ \begin{array}{l} 0.879 \times d^{-0.107} \\ 0.91 \times d^{-0.157} \end{array} \right. \quad \left. \begin{array}{l} 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \end{array} \right\} \quad [3.21]$$

Reemplazando los datos del diámetro que es 1.75 pulg, se obtiene lo siguiente:

$$kb = 0.879 \times d^{-0.107}$$

$$kb = 0.879 \times (1.75)^{-0.107} = 0.827$$

- k_c es el factor de carga que es igual a uno, por ser carga de flexión:

$$k_c = 1$$

- k_d el factor de temperatura, como se va a trabajar a factores ambientales normales k_d es igual a uno:

$$k_d = 1$$

- k_e el factor de confiabilidad, si se considera una confiabilidad del 95%:

$$k_e = 0.868$$

- k_f el factor de concentración de esfuerzos:
Según la siguiente figura si el radio de la ranura será de 1mm, por ende $q=0.73$

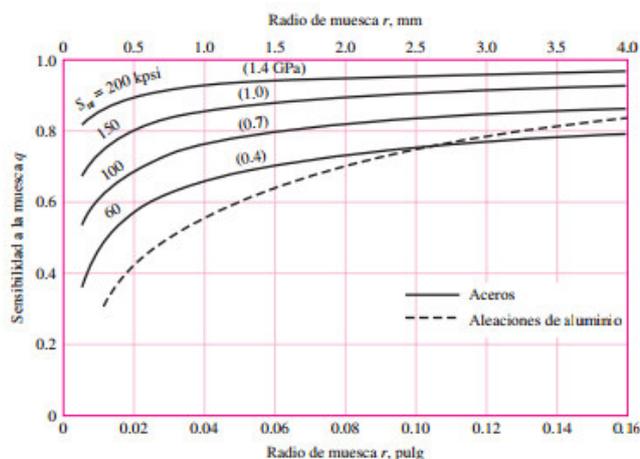


Figura 78. Sensibilidad a la Muesca Q

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

Si $D=44.45\text{mm}$ y d que es el diámetro del roscado del eje, que va junto al martillo $d=30\text{mm}$.

$$\frac{D}{d} = \frac{44.45}{30} = 1.48$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{30} = 0.033$$

Con estos datos se escoge el valor de K_t , ya que está diseñado a flexión:

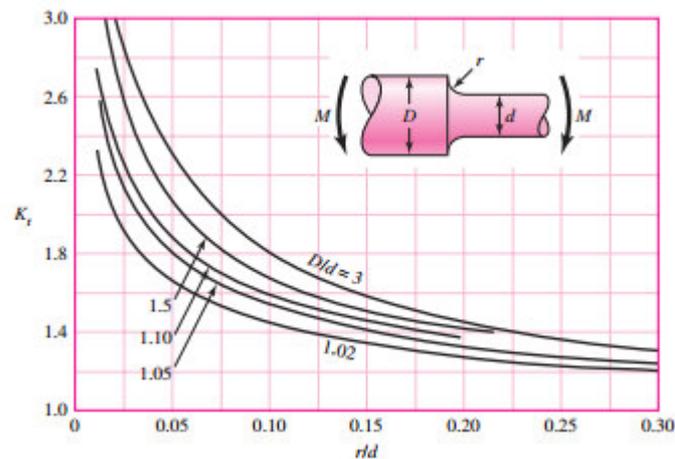


Figura 79. Factores Teóricos de concentración de esfuerzo a flexión

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

$$K_t = 2.3$$

Según (Budynas R. G., 2008), el factor de concentración de tensiones es igual a:

$$k_f = 1 + q(K_t - 1) \quad [3.21]$$

Reemplazando los datos, da como resultado:

$$k_f = 1 + 0.73(2.3 - 1) = 1.95$$

Reemplazando los datos en la ecuación de Marin [3.17], se obtiene lo siguiente:

$$S_e = 0.9 \times 0.827 \times 1 \times 1 \times 0.868 \times 1.95 \times 220\text{MPa}$$

$$S_e = 277.16\text{MPa}$$

- **Esfuerzos medios y alternantes**

Según (Budynas R. G., 2008), los esfuerzos medios y alternantes están dados por las siguientes expresiones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad [3.22]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad [3.23]$$

Donde:

- σ_m : Esfuerzo medio. [MPa]
- σ_a : Esfuerzo alternante. [MPa]

Si los esfuerzos máximos y mínimos son:

$$\sigma_{max} = 107.69 \text{ MPa} \text{ Y } \sigma_{min} = -107.69 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 107.69 \text{ MPa}$$

Según (Budynas R. G., 2008), la teoría de falla de la recta de Soderberg, que indica con la siguiente ecuación:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n} \quad [3.24]$$

Reemplazando los datos anteriores, se obtiene lo siguiente:

$$\frac{0}{370 \text{ MPa}} + \frac{107.69 \text{ MPa}}{277.16 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2.57$$

Realizando la simulación en el proceso CAE, se puede obtener los valores de Von-Mises conforme al mallado, el factor de seguridad y los desplazamientos correspondientes en el instante del impacto:

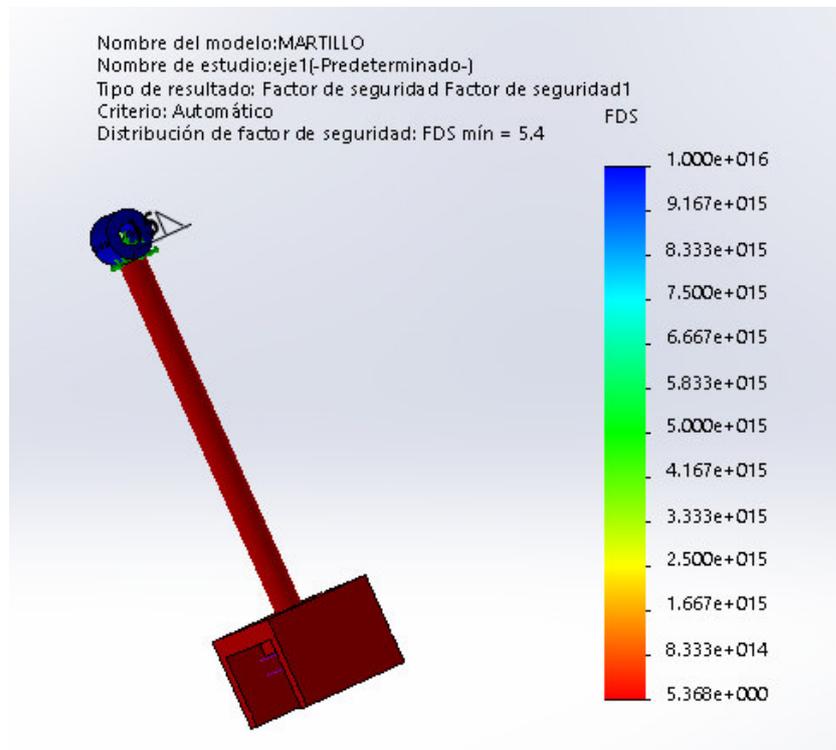


Figura 80. Análisis CAE Factor de Seguridad

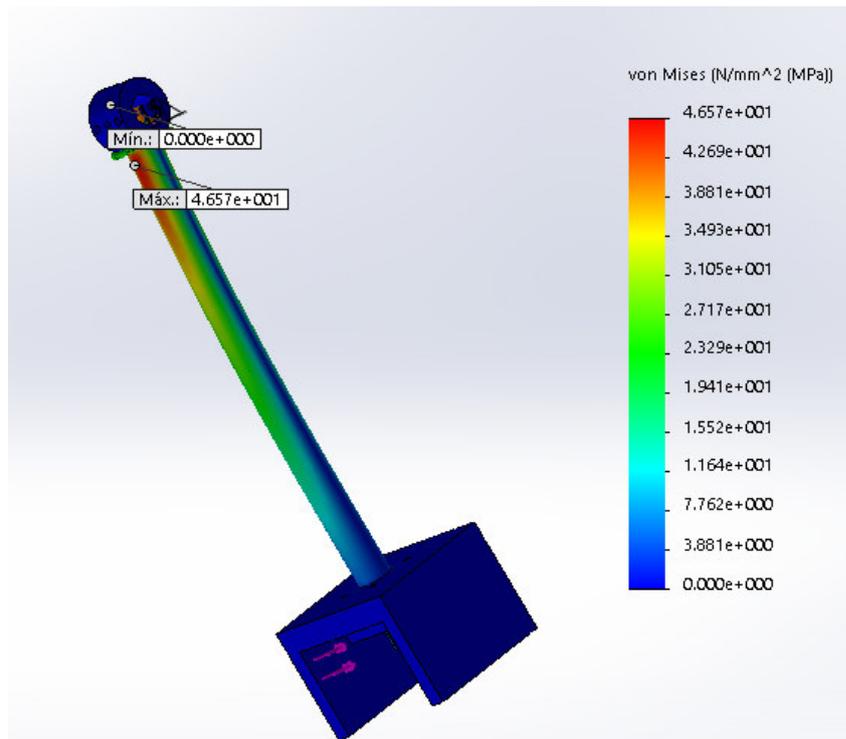


Figura 81. Análisis CAE Von-Mises

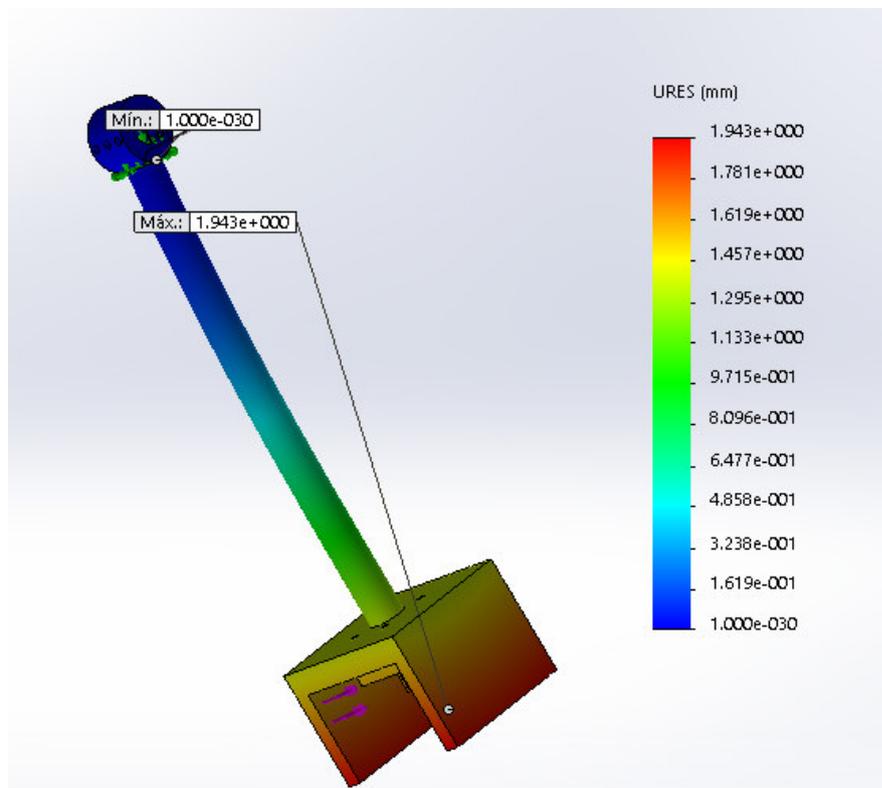


Figura 82. Análisis CAE Desplazamientos

Utilizando la herramienta de simulación se sacan los siguientes datos:

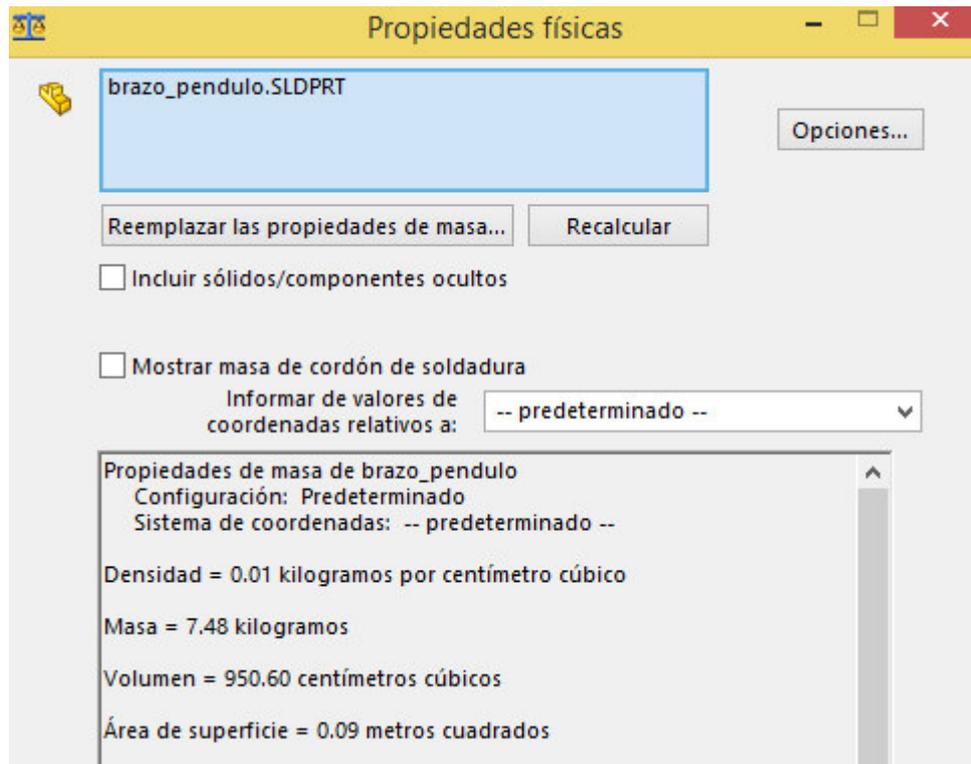


Figura 83. Propiedades Físicas del brazo del péndulo

**Tabla 6
Propiedades del Brazo del péndulo**

Propiedad	Valor
Material	Acero AISI 1018
Densidad	7870 kg/m ³
Volumen	950.6 cm ³
Área de la Superficie	0.09m ²
Masa	7.48 kg
Peso	73.38 N
Fds	2.57
VonMises-Max	46.57 MPa

3.2.7.5. Diseño del eje que cuelga el péndulo

Si se realiza un diagrama de cuerpo libre en el instante del impacto, se detallan las siguientes fuerzas que actúan en el sistema péndulo:

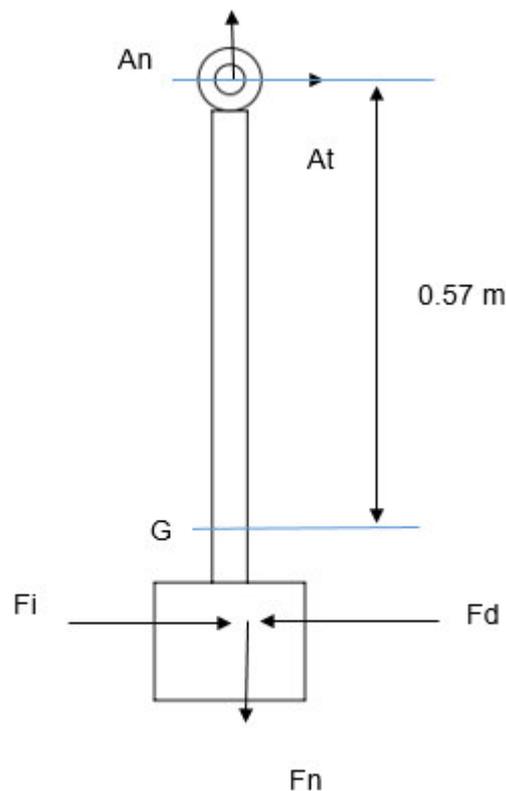


Figura 84. Cargas dinámicas que actúan en el péndulo

Ya que el martillo, el percutor y el brazo ya están diseñando se calcula la masa total del sistema, que es igual a 25.4 kg=249.17 N y la velocidad angular antes del choque es igual a 7.25 rad/s.

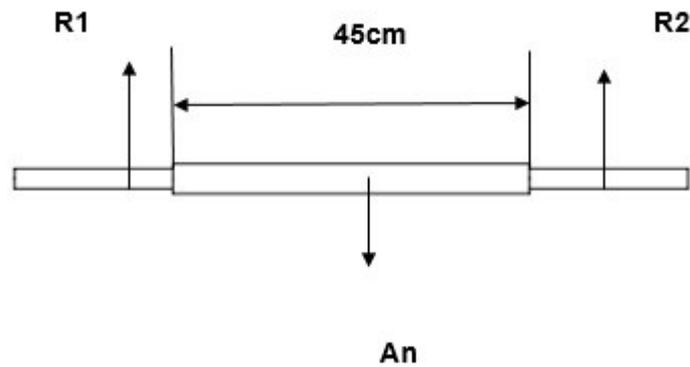
Realizando sumatoria de fuerzas en el eje normal, con una ecuación de la física clásica:

$$\sum F_n = m \times R \times \omega^2$$

$$A_n - 25.4 \times 9.8 = 25.4 \text{ kg} \times 0.57 \text{ m} \times (7.25 \text{ rad/s})^2$$

$$A_n = 1010.17 \text{ N}$$

Realizando un diagrama de cuerpo libre, del eje que cuya longitud tiene un espacio permisible para la libre movilidad del péndulo y cualquier operario:



Realizando una simulación para hallar los diagramas de momento flector y fuerza cortante:

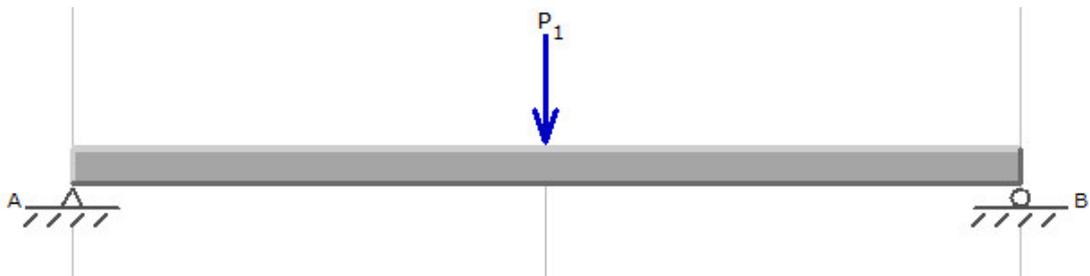


Figura 85. Simulación de MDSolids 3.5 eje

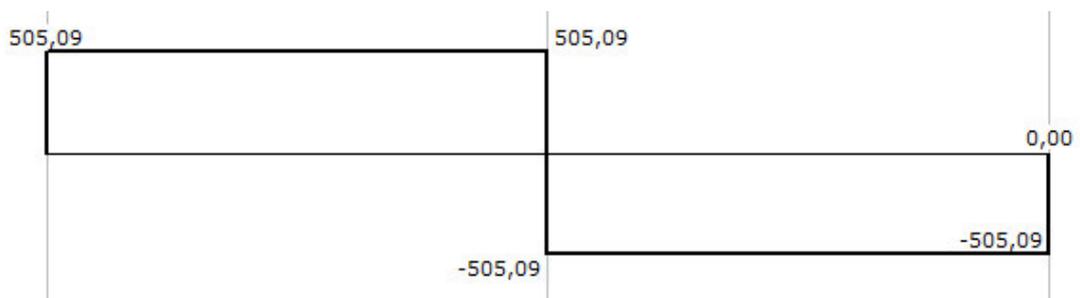


Figura 86. Diagrama de Fuerza Cortante

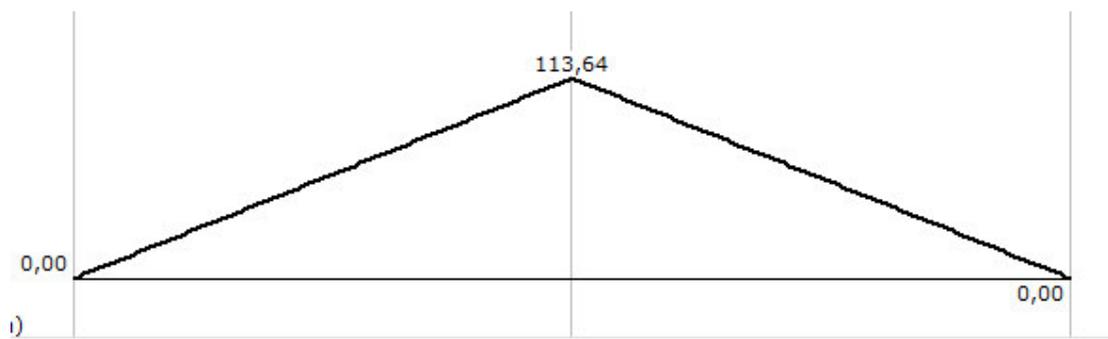


Figura 87. Diagrama Momento Flector

3.2.7.5.1. Diseño estático del eje que cuelga el péndulo

Se selecciona el mismo material acero AISI SAE 1018 estirado en frío (ANEXO E) que tiene las siguientes características mecánicas:

- Resistencia a la fluencia: $S_y = 370 \text{ MPa}$
- Resistencia última a la tensión: $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$

Calcula el esfuerzo normal máximo se una sección circular:

Según (Budynas R. G., 2008), el esfuerzo normal máximo es igual a:

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi \cdot d^3} \quad [3.25]$$

Como el momento flector máximo es igual a 113.64 N.m, se selecciona un diámetro de eje de tamaño preferido y comercial $d = 1\frac{1}{2} \text{ pulg}$ y utilizando la ecuación [3.15].

$$\frac{32M}{\pi \cdot d^3} = \frac{S_y}{n}$$

$$n = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32M}$$

$$n = \frac{\pi \cdot (38.1 \times 10^{-3})^3 \cdot 370 \times 10^6}{32 \times 113.64}$$

$$n = 17.7$$

3.2.7.5.2. Diseño del eje que cuelga del péndulo a fatiga

- **Esfuerzos Fluctuantes**

Primero se calcula los esfuerzos máximos de flexión y esfuerzo máximo de tracción con las ecuaciones [2.3] y [3.15]:

$$\sigma_c = 0 \quad y \quad \sigma_f = \frac{1157.53}{D^3}$$

$$\sigma_c = 0 \quad y \quad \sigma_f = 20.93 \text{ MPa}$$

Con la ecuación [3.14], se calcula el esfuerzo normal máximo reemplazando los otros esfuerzos:

$$\sigma_{max} = 0 + 20.93 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 20.93 \text{ MPa}$$

- **Resistencia a la fatiga**

Si el material es AISI SAE 1018, con $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$, se calcula S_e' que está dado por la ecuación [3.18]:

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

$$S_e' = 0.5 \times 440 \text{ MPa} = 220 \text{ MPa}$$

- k_a que representa el acabado superficial se lo calcula con la ecuación [3.19]. La superficie es maquinada en base al (Anexo) se tiene los factores a y b:

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

$$k_a = (4.51) \cdot (440 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.9$$

- k_b el factor de tamaño se lo calculo con la ecuación [3.20], tomando en cuenta los diámetros que se seleccionó en los análisis anteriores:

$$k_b \begin{cases} 0.879 \times d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91 \times d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \end{cases}$$

Reemplazando los datos del diámetro que es 1.5 pulg, se obtiene lo siguiente:

$$k_b = 0.879 \times d^{-0.107}$$

$$k_b = 0.879 \times (1.5)^{-0.107} = 0.841$$

- k_c es el factor de carga que es igual a uno, por ser carga de flexión:

$$k_c = 1$$

- k_d el factor de temperatura, como se va a trabajar a factores ambientales normales k_d es igual a uno:

$$k_d = 1$$

- k_e el factor de confiabilidad, si se considera una confiabilidad del 99%:

$$k_e = 0.814$$

- k_f el factor de concentración de esfuerzos:

Según la siguiente figura si el radio de la ranura será de 1mm, por ende $q=0.73$.

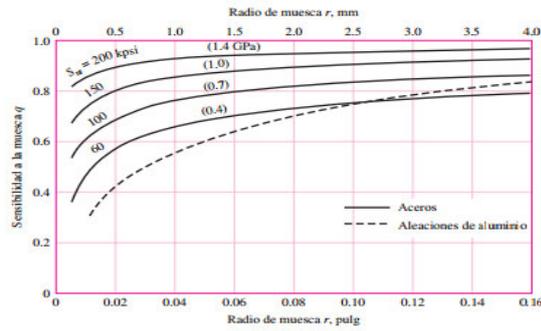


Figura 88. Sensibilidad a la Muesca Q

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

Si $D=38.1\text{mm}$ y d que es el diámetro de las sujeciones que van a las $d=25.4\text{mm}$.

$$\frac{D}{d} = \frac{38.1}{25.4} = 1.5$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{30} = 0.033$$

Con estos datos se escoge el valor de K_t , ya que está diseñado a flexión:

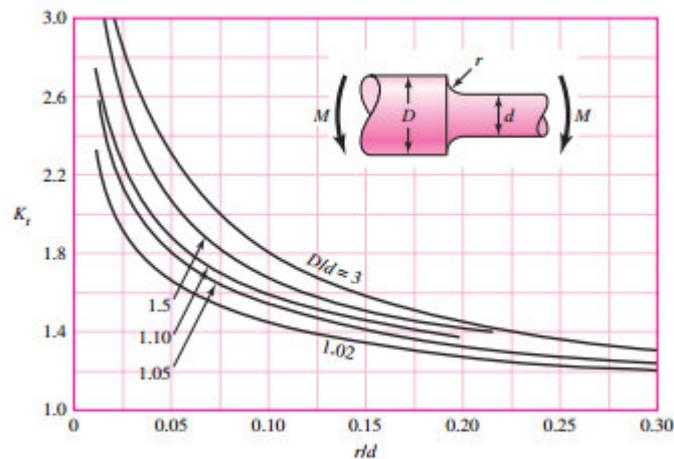


Figura 89. Factores Teóricos de concentración de esfuerzo a flexión

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

$$K_t = 2.4$$

Se utiliza la ecuación [3.21], para el cálculo del factor de concentración de tensiones:

$$kf = 1 + q(Kt - 1)$$

$$kf = 1 + 0.73(2.4 - 1) = 2.022$$

Reemplazando los datos en la ecuación de Marin [3.17], se obtiene lo siguiente:

$$S_e = 0.9 \times 0.841 \times 1 \times 1 \times 0.814 \times 2.022 \times 220 \text{MPa}$$

$$S_e = 274.073 \text{MPa}$$

- **Esfuerzos medios y alternantes**

Los esfuerzos medios y alternantes están dados por las siguientes expresiones [3.22] y [3.23]:

Si los esfuerzos máximos y mínimos son:

$$\sigma_{max} = 20.93 \text{MPa} \quad \text{Y} \quad \sigma_{min} = -20.93 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 20.93 \text{MPa}$$

Utilizando la teoría de la recta de Soderberg, ecuación [3.24], reemplazando los datos anteriores, se obtiene lo siguiente:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{0}{370 \text{MPa}} + \frac{20.93 \text{MPa}}{274.073 \text{MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 13.09$$

Realizando la simulación en el proceso CAE, se puede obtener los valores del factor de seguridad y los desplazamientos correspondientes en el instante del impacto:

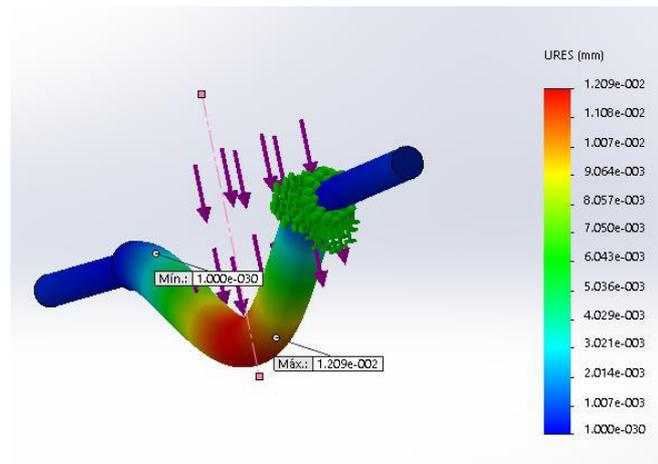


Figura 90. Desplazamientos máximos y mínimos

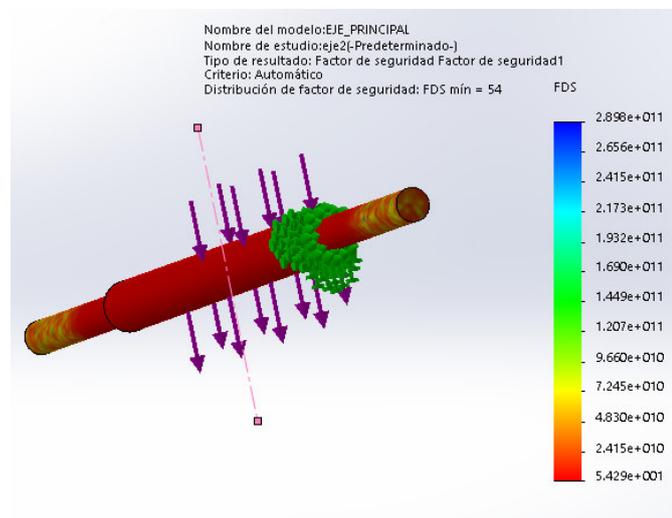


Figura 91. Análisis del factor de seguridad

3.2.7.6. *Diseño del buje*

Las medidas por considerar una fácil movilidad, maquinabilidad son la siguiente: diámetro externo de 80mm y diámetro interno de 38.1mm como se muestra en la figura:

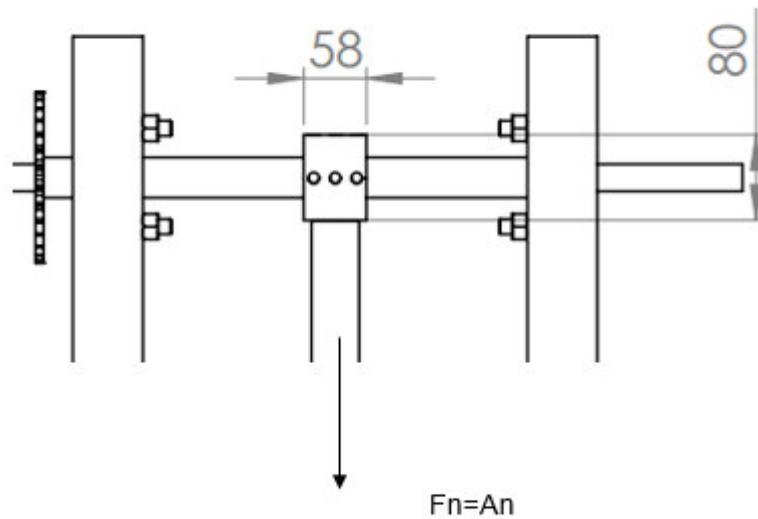


Figura 92. Diagrama de cuerpo libre buje

Según (Budynas R. G., 2008), el momento máximo que produce un buje es igual a:

$$M_{max} = \frac{Fn \cdot L}{2} \quad [3.26]$$

Donde:

- Fn : Fuerza en el eje normal. [N]
- L : La longitud del buje. [m]

$$M_{max} = \frac{1010.17N \times 0.058 \text{ m}}{2}$$

$$M_{max} = 29.29 \text{ N.m}$$

3.2.7.6.1. Diseño estático del buje

Se selecciona el mismo material acero AISI SAE 1018 estirado en frío (ANEXO E) que tiene las siguientes características mecánicas:

- Resistencia a la fluencia: $S_y = 370 \text{ MPa}$
- Resistencia última a la tensión: $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$

Se calcula el esfuerzo normal máximo en una sección circular hueca:

Según (Budynas R. G., 2008), el esfuerzo normal máximo es igual a:

$$\sigma_{max} = \frac{32 \cdot M \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \quad [3.27]$$

Se reemplaza los datos, y se obtiene:

$$\sigma_{max} = \frac{32 \times 29.29 \text{ N.m} \times 0.08}{\pi \cdot (0.08^4 - 0.0381^4)}$$

$$\sigma_{max} = 0.614 \text{ MPa}$$

Según (Budynas R. G., 2008), la condición de diseño estático debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_f \leq \frac{S_y}{n} \quad [3.28]$$

$$n \leq \frac{370 \text{ MPa}}{0.614 \text{ MPa}} = 602.6$$

3.2.7.6.2. Diseño de la soldadura del buje entre el brazo del péndulo

Según (Hall, Holowenko, & Laughlin, 1971), el esfuerzo cortante en la soldadura es igual a:

$$\tau = \frac{F}{0.765 \times a \times L} \quad [3.29]$$

Donde:

- τ : Esfuerzo cortante. [MPa]
- F : Fuerza transversal. [N]
- L : Longitud de la soldadura. [m]
- a : Longitud del filete. [m]

Según (Hall, Holowenko, & Laughlin, 1971) , para que una soldadura sea eficaz, debe cumplir:

$$\tau_{adm} = 0.6.S_y > \tau$$

[3.30]

Donde:

- τ_{adm} : Esfuerzo cortante admisible. [MPa]
- τ : Esfuerzo cortante calculado. [MPa]

Reemplazando los datos en la ecuación [3.29], considerando que la fuerza transversal es 635.33N, una longitud de filete de 5mm y longitud de soldadura de 119.7mm

$$\tau = \frac{635.33N}{0.765 \times 5mm \times 119.7mm}$$

$$\tau = 1.39 MPa$$

Utilizando la ecuación [3.30], el límite de fluencia del brazo del péndulo es igual a $S_y = 370 MPa$.

$$\tau_{adm} = 0.6.S_y = 0.6 \times 370 MPa = 222 MPa$$

Lo cual cumple con la condición de la ecuación [3.30]:

$$222 MPa > 1.39 MPa$$

Que indica que es satisfactoria la soldadura. En base a la siguiente tabla se puede seleccionar el electrodo que satisfaga los requerimientos, de fuerza unitaria permisible.

Tabla 7
Carga constante permisible y tamaños mínimos

Tabla 9-6

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete								Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h	
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)									
	60*	70*	80	90*	100	110*	120		
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial									
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0		
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal									
$^{\dagger}f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h		
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal								
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45		
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27		
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09		
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91		
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73		
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14		
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54		
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95		
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36		
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77		
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18		
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59		

Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive	$\frac{1}{8}$
Mayor que $\frac{1}{4}$ Hasta $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
Mayor que $\frac{1}{2}$ Hasta $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
† Mayor que $\frac{3}{4}$ Hasta $1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
Mayor que $1\frac{1}{2}$ Hasta $2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$
Mayor que $2\frac{1}{4}$ Hasta 6	$\frac{1}{2}$
Mayor que 6	6/8

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.
 *El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no puede ser menor a $\frac{3}{16}$ pulg.
 † Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no puede ser mayor que la soldadura de filete de $\frac{5}{16}$ pulg por cada $\frac{3}{4}$ pulg de material.

*En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AWS-ANSI Task Committee.
 $^{\dagger}f = 0.707\tau_{\text{per}}$

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

El electrodo E7018, la altura del filete es de 3/16 pulg, ofrece una fuerza permisible de 2.39 kip/pulg, lo cual la fuerza que es la fuerza de resistencia de probeta es igual a $635.33\text{N}=0.14\text{kip}$.

Según (Hall, Holowenko, & Laughlin, 1971), cuando el material de aporte de la soldadura es satisfactorio debe cumplir lo siguientes:

$$F_{per} > F_{req} \quad [3.31]$$

Donde:

- F_{per} : Fuerza permisible. [N]
- F_{req} : Fuerza requerida. [N]

La fuerza permisible es el producto de la fuerza permisible por unidad de pulgada y la longitud de soldadura que da igual a:

$$F_{per} = 2.39 \frac{kip}{pulg} \times 4.71 \text{ pulg}$$

$$F_{per} = 11.26kip$$

Lo cual cumple con la condición de la ecuación [3.31]:

$$11.26kip > 0.14 \text{ kip}$$

3.2.7.6.3. Cálculo de esfuerzos en los prisioneros del buje

Los nueve prisioneros distribuidos de tres en tres, tres de 3/8 pulg y los otros seis de 1/2 pulg lo cual solo tres están libres es decir son empalmes en el eje principal para no debilitar el eje, y su función principal es estabilizar por varios motivos como son vibraciones con se ve en la siguiente figura:

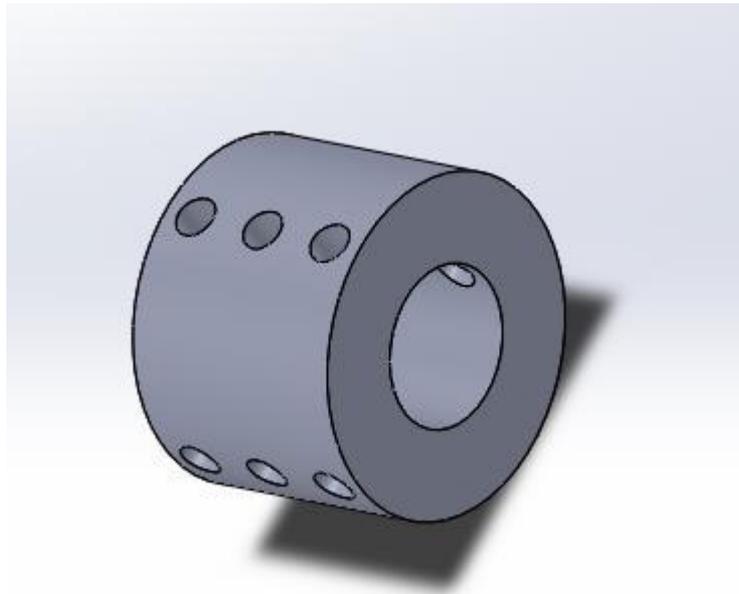


Figura 93. Buje

La fuerza fluctuante que actúa es de 635.33 N=0.14 kip di se divide para 6 se tiene 0.023 kip por prisionero, Según (ANEXO):

Tabla 8
Datos de Prisioneros

Serie UNC				
Designación tamaño	Diámetro nominal(pulg)	Roscas por pulgada N	Área de esfuerzo de tensión (pulg ²)	Área del diámetro menor (pulg ²)
3/8	0.375	16	0.0775	0.0678
1/2	0.5	13	0.1419	0.1257

Según la siguiente tabla las constantes de la rigidez que se somete al perno y los elementos que en este caso sería el buje:

Tabla 9
Rigideces

Agarre del perno, pulg	Rigideces, M lbf/pulg			
	k_b	k_m	C	1 - C
2	2.57	12.69	0.168	0.832
3	1.79	11.33	0.136	0.864
4	1.37	10.63	0.114	0.886

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

$$kb = 2.57 \quad y \quad km = 12.69$$

Según (Budynas R. G., 2008), el esfuerzo de precarga que actúa en un perno es igual a:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} \quad [3.32]$$

Donde:

- σ_i : Esfuerzo de precarga. [kpsi]

- F_i : Fuerza de tensión inicial. [kip]
- A_t : Área de esfuerzo de tensión. [pulg²]

Para cada perno de 1/2 pulg:

$$\sigma_i = \frac{0.023 \text{ kip}}{0.1419 \text{ pulg}^2} = 0.16 \text{ kpsi}$$

Para cada perno de 3/8 pulg:

$$\sigma_i = \frac{0.023 \text{ kip}}{0.0775 \text{ pulg}^2} = 0.29 \text{ kpsi}$$

3.2.7.7. Selección de rodamientos

Para la selección de rodamientos se debe tomar en cuenta que tipo de carga actúa en dicho apoyo, en este caso solo es radial que es igual a 505.09N.

Según (Hall, Holowenko, & Laughlin, 1971), la capacidad de carga estática en la cual trabaja el sistema, ya que el rodamiento no está trabajando a ciclos continuos ni en cargas dinámicas es igual a:

$$C_{o_{req}} = P_o \times f_s \quad [3.33]$$

Donde:

- $C_{o_{req}}$: Capacidad de carga estática.
- f_s : Factor de carga estático
- P_o : Carga estática equivalente.

La carga estática equivalente es igual a P_o , que por no existir carga axial $P_o=505.09\text{N}$.

$$P_o = 505.09 \text{ N}$$

Según la siguiente tabla el factor estático está dado por el tipo de aplicación a la cual se somete el rodamiento:

Tabla 10
Factor de carga

Tipo de aplicación	Factor de carga
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeras	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderadas	1.5-3.0

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

Se utiliza una máquina con impactos moderados lo que daría igual a 1.5.

$$C_{o_{req}} = 505.09 N \times 1.5$$

$$C_{o_{req}} = 757.64 N$$

Lo cual según la tabla del (ANEXO E), puede ser de $C_o = 6.95 kN$, utilizando el catálogo de rodamientos NSK.

Tabla 11
Rodamientos de Bolas NSK

Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento			
d	D	B	r mín.	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado	
								Z : ZZ	DU	Abierto					
								V : VV	DDU	Z					
25	37	7	0.3	4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0.3	7 050	4 550	715	460	15.4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	8	0.3	8 850	5 600	905	570	15.1	15 000	—	18 000	16005	—	—	—
	47	12	0.6	10 100	5 850	1 030	595	14.5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV	DDU
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU
	62	17	1.1	20 600	11 200	2 100	1 150	13.2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV	DDU

Fuente: (NSK, 2009)

Se selecciona el siguiente rodamiento para el eje principal, que soportara el péndulo.

Tabla 12
Características del Rodamiento d=25mm

Rodamientos			Índices de carga (N)	
Diámetro interno(mm)	Diámetro externo(mm)	Ancho(mm)	Cr	Co
25	52	15	14000	7850

Para la chumacera que soportara el rodamiento, debe adaptarse al mismo lo cual en el mercado existen chumaceras que viene conjuntamente con sus rodamientos en este caso sería una chumacera de pared.

3.2.7.8. Diseño de las columnas de soporte

Se implementará perfiles canal U bajo la norma NTE INEN 1623, de un metro de longitud a cada extremo y con las siguientes características.

Tabla 13
Especificaciones técnicas del canal U a utilizarse

Denominación	Dimensiones			Peso		Área
	h(mm)	b(mm)	e(mm)	kg/m	kg/6m	cm ²
CU	150	50	4	7.35	44.09	9.48

Lo cual los datos del perfil fueron sacados de la siguiente tabla de perfiles estructurales de NOVACERO.

Denominación	Dimensiones			Peso		Área
	h mm	b mm	e mm	kg/m	kg/6m	cm ²
CU	50	25	1.50	1.13	6.79	1.35
CU	50	25	2.00	1.47	8.82	1.87
CU	50	25	3.00	2.12	12.72	2.70
CU	80	40	2.00	2.41	14.46	3.07
CU	80	40	3.00	3.54	21.24	4.51
CU	80	40	4.00	4.49	26.94	5.87
CU	100	50	2.00	3.04	18.24	3.87
CU	100	50	3.00	4.48	26.88	5.71
CU	100	50	4.00	5.75	34.47	7.48
CU	125	50	2.00	3.43	20.58	4.37
CU	125	50	3.00	5.07	30.42	6.46
CU	125	50	4.00	6.76	40.56	8.67
CU	150	50	2.00	3.82	22.93	4.87
CU	150	50	3.00	5.66	33.96	7.21
CU	150	50	4.00	7.35	44.09	9.48
CU	200	50	2.00	4.61	27.64	5.87
CU	200	50	3.00	6.83	40.98	8.70
CU	200	50	4.00	8.86	53.13	11.48

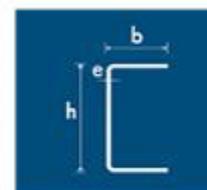


Figura 94. Especificaciones técnicas perfiles Canal U

Fuente: (NOVACERO, 2017)

Realizando la simulación en SolidWorks, para analizar los diferentes efectos como son frecuencia de vibraciones, factor de seguridad, tensiones de Von Mises, desplazamientos y deformaciones unitarias.

3.2.7.8.1. Cálculos previos de soldadura de base de las columnas

En las bases de las columnas se instalarán soportes, que servirán para fijación de las columnas a la plancha por medio de pernos M24, como se indica en la figura:

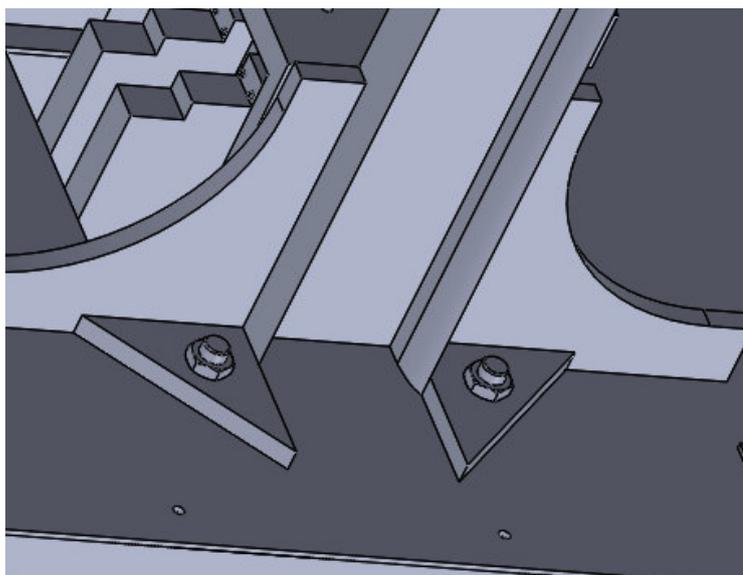


Figura 95. Esquema de soldaduras de filete

Se selecciona el electrodo E6011 ya que el mismo se utiliza en aplicaciones de estructuras metálicas. Posee las siguientes características:

Tabla 14
Características Electrodo E6011

ELECTRODO E6011	
Limite Fluencia (MPa)	424
Resistencia a Tracción (MPa)	495
Agrietamiento en 50mm	27%
Energía absorbida	34 J a -30°C

Debido a que la soldadura está sometida a esfuerzos de flexión por las pruebas que se hagan por impacto, se escoge la carga permisible según la siguiente tabla:

Tabla 15
Esfuerzos permisibles del Código AISC para el metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u$	

*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

†El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_u$ del metal base.

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

Según la ecuación [3.30], el esfuerzo permisible está dado por:

$$\sigma_{adm} = 0.66 \times S_y = 0.66 \times 424 \text{ MPa} = 0.66 \times 61.5 \text{ kpsi}$$

$$\sigma_{adm} = 40.59 \text{ kpsi}$$

Según (Budynas R. G., 2008) , es espesor de la garganta efectiva es igual a:

$$T_e = 0.707 \times a \quad [3.34]$$

Donde:

a : Tamaño de la soldadura. [pulg]

Según (Budynas R. G., 2008), la resistencia de la garganta efectiva es igual a:

$$R = 0.3 \cdot T_e \cdot \sigma_t \quad [3.35]$$

Si se utiliza electrodo de 1/8 pulg E6011, el espesor de la garganta es igual a:

$$T_e = 0.707 \times \frac{1}{8} = 0.088 \text{ pulg}$$

$$R = 0.3 \cdot T_e \cdot \sigma_t$$

$$R = 0.3 \cdot 0.08 \text{ pulg} \cdot 71.8 \text{ kpsi}$$

$$R = 1.9 \frac{\text{klb}}{\text{pulg}}$$

La longitud de soldadura 280 mm = 11.02 pulg, lo cual según la ecuación [3.31], da igual a:

$$F_{per} = R \times L = 20.938 \text{ klb}$$

Dado que la fuerza de resistencia de la probeta es igual a 635.33 N= 0.143 klb, lo que usando la ecuación [3.31]

$$F_{per} > F_{req}$$

$$20.938 \text{ klb} > 0.143 \text{ klb}$$

Lo que indica que el electrodo es apto para el diseño.

3.2.7.9. Dimensionamiento del yunque

El yunque es el elemento principal del equipo, ya que permite el apoyo de las probetas y permite reducir la pérdida de energía de deformación provocado por vibraciones etc. Según la norma da una dimensión específica, pero debida al diseño de la máquina se diseñara con tal que soporte el impacto y los esfuerzos de flexión y compresión.

Realizando una simulación en SolidWorks, se tiene los siguientes resultados:

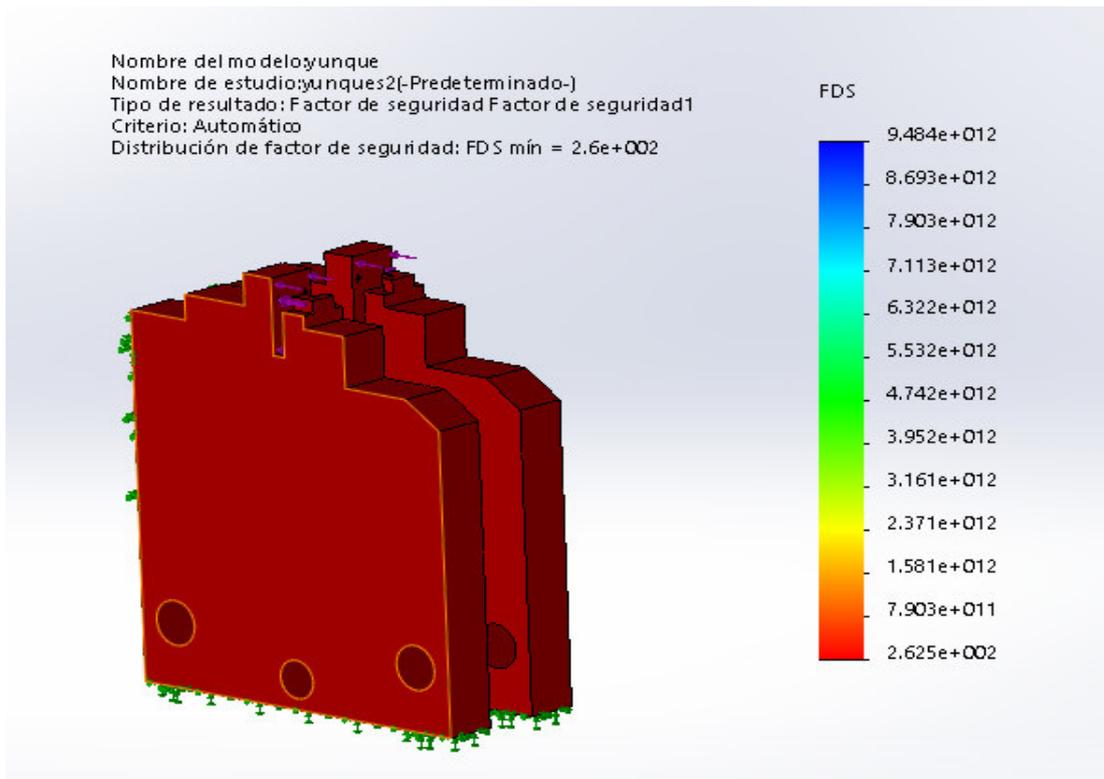


Figura 96. Análisis del factor de seguridad

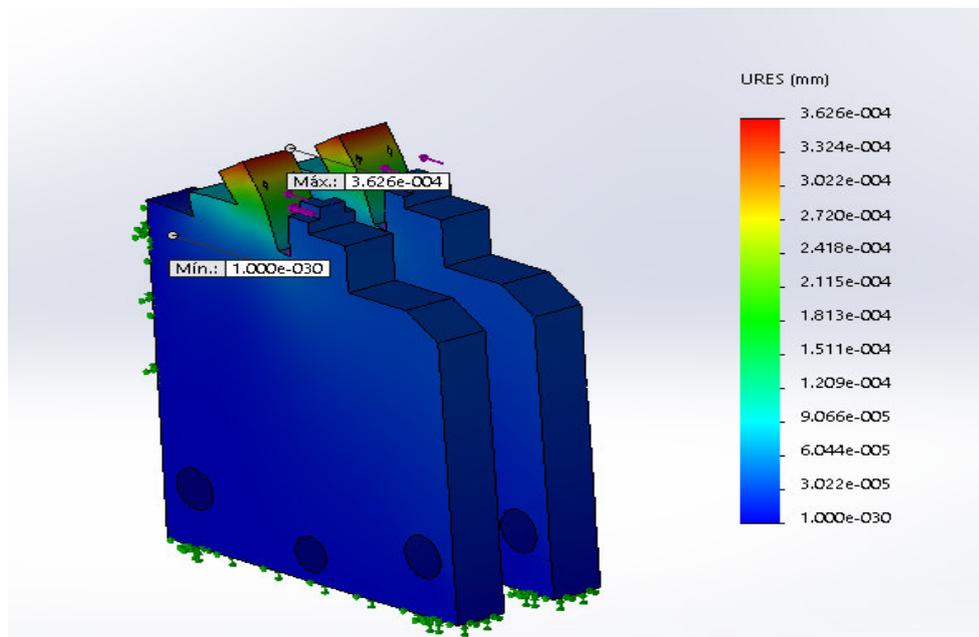


Figura 97. Desplazamientos máximos y mínimos

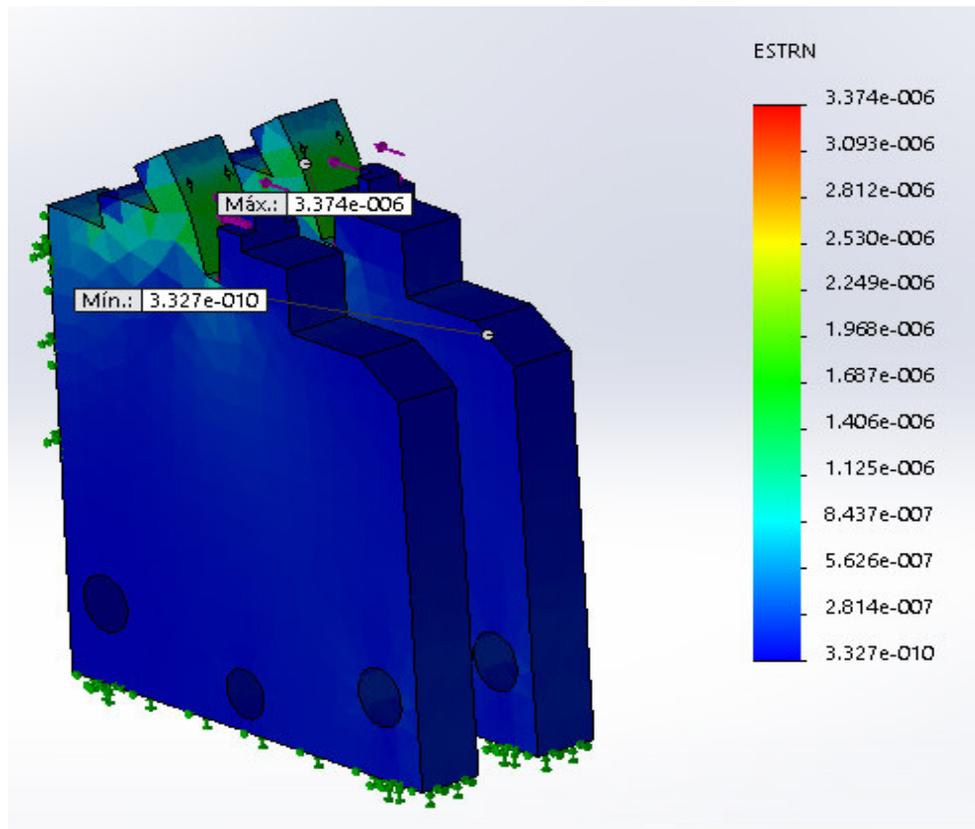


Figura 98. Deformaciones unitarias

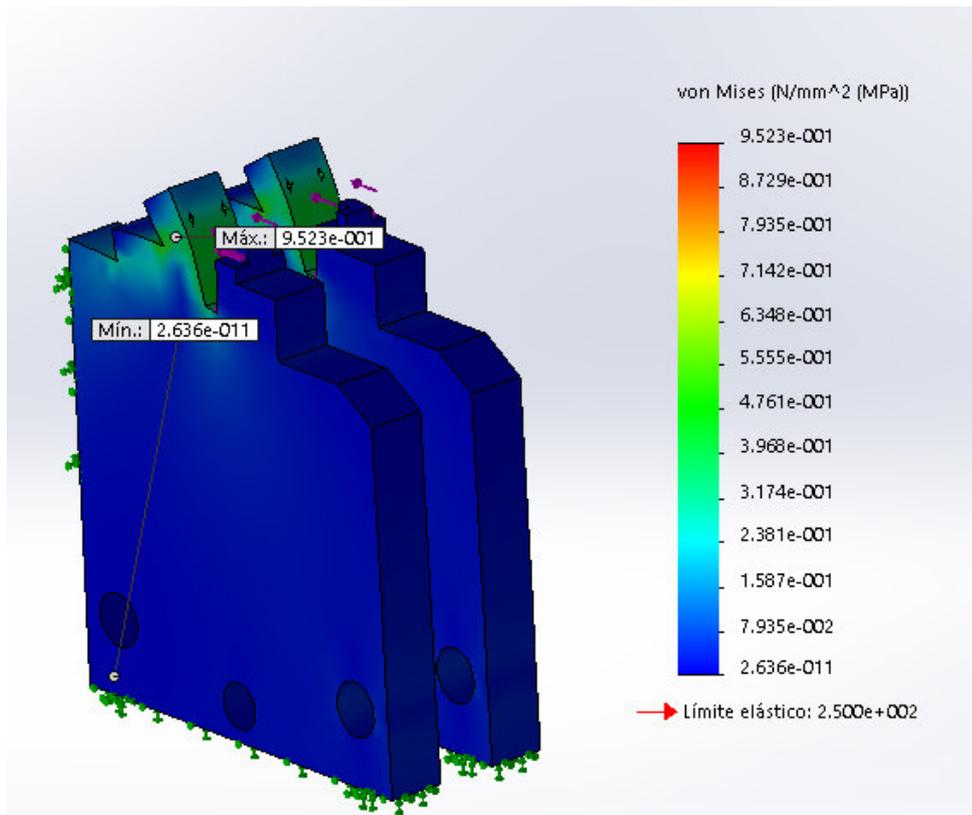


Figura 99. Tensiones de Von-Mises

Tabla 16
Propiedades físicas del yunque

Propiedad	Valor
Material	Acero AISI 1018
Densidad	7850 kg/m ³
Volumen	5930.12 cm ³
Área de la Superficie	4427.68 cm ²
Masa	46.55 kg
Peso	456.19N
Fds-Min	260
VonMises-Max	0.952 MPa
Desplazamiento máximo (mm)	3.626 E-4
Deformación Unitaria Max	3.374 E-6

3.2.7.10. Diseño del sistema de móvil de los yunques

Para la facilidad del usuario se empleara una palanca lo cual generara una fuerza de torque que empujara los yunques a la calibración deseada, como se muestra en la figura:

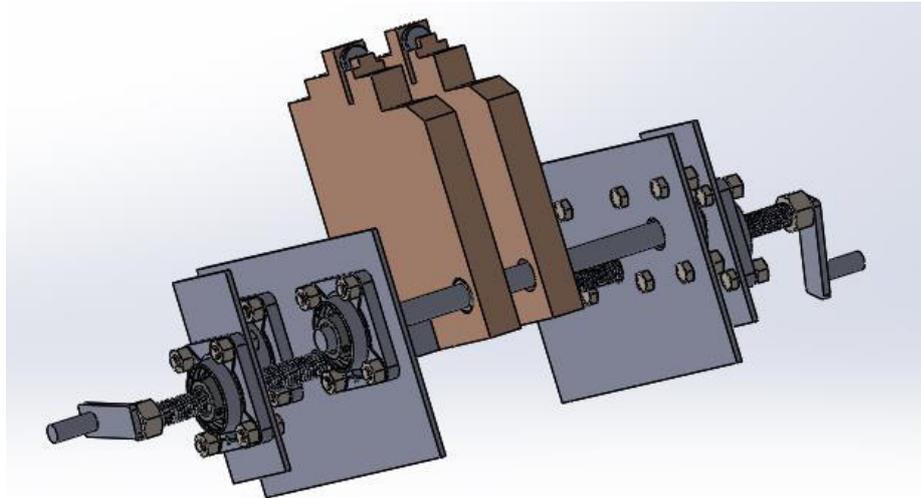


Figura 100. Sistema móvil de yunques

Tabla 17
Datos del tornillo Sin-Fin

Tornillo Sin-Fin	
Material	Acero AISI 1040
Diámetro (mm)	20
Paso(mm)	4
Longitud (cm)	37

Según (Garcia, 2006), la velocidad de desplazamiento del transportador es igual a:

$$v = \frac{t \cdot n}{60} \quad [3.36]$$

Donde:

- t : Paso del tornillo. [m]

- n : Velocidad de giro del tornillo. [rpm]

Si la velocidad de giro del tornillo aplicado por el usuario es igual a 60 r.p.m, la velocidad de desplazamiento de los yunques es igual a:

$$v = \frac{4 \times 10^{-3} \times 60 \text{ rpm}}{60} = 4 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Según (Garcia, 2006), la potencia de accionamiento de un tornillo sin fin es igual a:

$$P = \omega \times T \quad [3.37]$$

Donde:

- ω : Velocidad angular. [rad/s]
- T : Par torsor. [N.m]

El par torsor que se aplica va en función de la palanca de radio igual a 10cm, con una fuerza de aplicación de 5N, que se calcula experimentalmente que daría un torque de 0.5 N.m.

La potencia que tiene que hacer el usuario para mover una masa de 23.6 kg, que es el peso de cada yunque es igual a:

$$P = 60 \times \frac{2 \pi}{60} \times 0.5 = 3.14 \text{ W}$$

3.2.7.10.1. Selección de rodamientos lineales

La carga perpendicular que se montara es de 456.66N, y estará bajo 4 rodamientos lineales, el desplazamiento es de 20 cm con una frecuencia de 30 carreras dobles/ min, tomando un cifra de posible trabajo. La duración de vida mínima deberá ser de 8000 h. Y la temperatura de servicio variara de 0°C y 80°C por tomar un valor de temperatura de área de trabajo. Se usara ejes de precisión con dureza mínima de 60HRC. Para condiciones de bajas vibraciones.

Según (Group, 2007), la capacidad de carga para el diseño de un rodamiento es igual a:

$$C_{req} = \frac{F_m}{f_H \cdot f_t \cdot f_s \cdot f_L} \quad [3.38]$$

Donde:

- C_{req} : Capacidad de carga dinámica requerida. [N]
- F_m : Carga dinámica equivalente. [N]
- f_H : Factor de dureza de los ejes.
- f_t : Factor de temperatura.
- f_s : Factor de carrera corta.
- f_L : Factor de duración de vida

La carga mínima para cada rodamiento es:

$$F_m = \frac{456.66N}{4} = 114.16 N$$

Según (Group, 2007), la duración de vida de todo un recorrido es igual a:

$$L = 2 \cdot s \cdot n_s \cdot 60 \cdot L_h \quad [3.39]$$

Donde:

- L : Duración de la vida útil. [m]
- L_h : Duración de la vida nominal. [h]
- s : Longitud de la carrera. [m]
- n_s : Frecuencia de la carrera. [min]

$$L = 2 \times 0.2 \times 30 \times 60 \times 8000$$

$$L = 57.6 \times 10^5 m$$

El siguiente diagrama indica el factor de duración de vida, para que la duración sea de $57.6 \times 10^5 m$ le corresponde un factor de duración de 0.25:

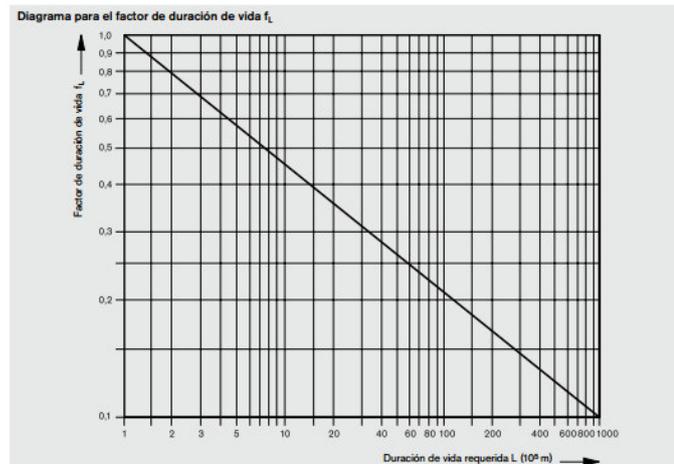


Figura 101. Diagrama de factor de duración de vida f_L

Fuente: (Group, 2007)

Si el eje que soporta los yunques tiene una dureza de HRC 60, se establece un factor de dureza de 1, como indica el siguiente gráfico:

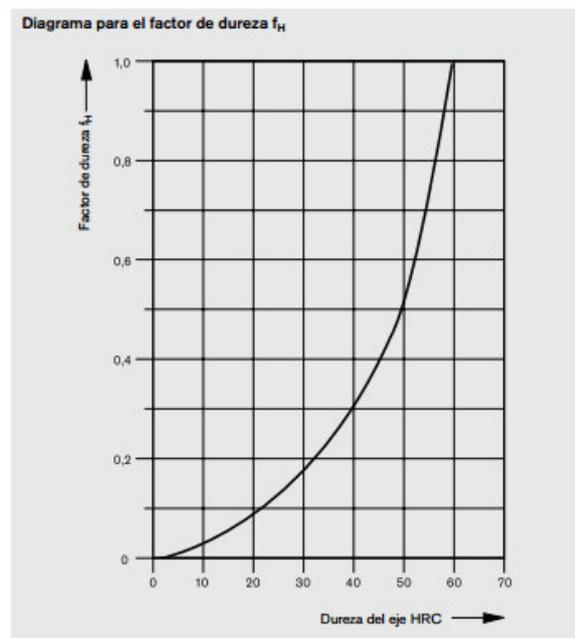


Figura 102. Diagrama del factor de dureza

Fuente: (Group, 2007)

El factor de temperatura, es igual a uno debido a la temperatura de trabajo, de dicho rodamiento lineal, como se indica el siguiente gráfico:

Temperatura del rodamiento (°C)	100	125	150	175	200
Factor de temperatura f_t	1	0,92	0,85	0,77	0,70

Figura 103. Factor de temperatura

Fuente: (Group, 2007)

El factor de carrera es igual a uno debido a que no existen carreras cortas.

La capacidad de carga requerida resulta ser igual a:

$$C_{req} = \frac{114.16 N}{1 \times 1 \times 1 \times 0.25} = 456.66N$$

Usando el catálogo de (Group, 2007), se selecciona el rodamiento lineal RO658 25444, que según las siguientes tablas tiene las siguientes características:

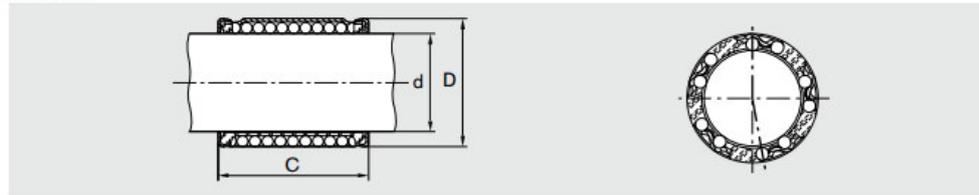
 <p>Diámetro de eje de 12 hasta 50</p>	Eje				Peso (kg)
	Referencias con 2 retenes integrados				
	Ø d (mm)	Rodamiento lineal eLINE (juego radial reducido, lubricado)		Rodamiento lineal Compacto ¹⁾ (juego radial normal, sin lubricación)	
	normales	anticorrosivos	normales	anticorrosivos	
8	R0658 262 44	R0658 262 34	R0658 208 40	R0658 208 30	0,011
10	R0658 261 44	R0658 261 34	R0658 210 40	R0658 210 30	0,014
12	R0658 251 44	R0658 251 34	R0658 212 40	R0658 212 30	0,016
14	-	-	R0658 214 40	R0658 214 30	0,018
16	R0658 252 44	R0658 252 34	R0658 216 40	R0658 216 30	0,025
20	R0658 253 44	R0658 253 34	R0658 220 40	R0658 220 30	0,028
25	R0658 254 44	R0658 254 34	R0658 225 40	R0658 225 30	0,058
30	R0658 255 44	R0658 255 34	R0658 230 40	R0658 230 30	0,080
40	R0658 256 44	R0658 256 34	R0658 240 40	R0658 240 30	0,140
50	-	-	R0658 250 40	R0658 250 30	0,170

¹⁾ Con un solo retén integrado: R0658 1.. 40 o R0658 1.. 30.

Figura 104. Rodamientos Lineales compactos

Fuente: (Group, 2007)

Medidas



Medidas (mm)			Hileras de bolas	Juego radial (μm) Eje/Taladro		Capacidades de carga (N)							
$\varnothing d$	D	C $\pm 0,2$		eLINE h6/H7	Compacto h6/H7	normales C		C_0		anticorrosivos C		C_0	
						min.	max	min.	max	min.	max	min.	max
8	15	24	4	+5 -18	+25 +2	500	580	350	500	350	410	280	400
10	17	26	5	+5 -18	+25 +2	600	720	410	600	420	500	330	480
12	19	28	5	+8 -24	+32 0	730	870	420	620	510	610	340	500
14	21	28	5	-	+32 0	760	900	430	630	530	630	340	500
16	24	30	5	+8 -24	+32 0	950	1120	500	730	660	780	400	580
20	28	30	6	+9 -25	+33 -1	1120	1410	610	900	780	990	480	720
25	35	40	6	+12 -24	+36 0	2330	2930	1310	1950	1630	2050	1050	1560
30	40	50	6	+12 -24	+36 0	3060	3250	1880	2790	2140	2700	1510	2230
40	52	60	6	+18 -25	+42 -1	5040	6380	3140	4650	3520	4470	2510	3720
50	62	70	6	-	+42 -1	5680	7180	3610	5350	3970	5030	2890	4280

Figura 105. Medidas de Rodamientos lineales compactos

Fuente: (Group, 2007)

Tabla 18

Datos generales del Rodamiento Lineal

Rodamiento RO658 25444	
Diámetro de eje(mm)	25
Diámetro exterior(mm)	35
Ancho (mm)	40
Hileras de bolas	6
Capacidades de carga C-(min-max)	2330 N-2930N
Capacidades de carga Co-(min-max)	1310 N- 1950N

3.2.7.10.2. Selección de Rodamientos de los ejes soporte de los Yunques

Para la selección de rodamientos se debe tomar en cuenta que tipo de carga actúa en dicho apoyo, en este caso solo es radial que es igual al peso de los yunques que es 456.66N.

La carga estática equivalente es igual a P_o , que por no existir carga axial $P_o=456.66N$.

$$P_o = 456.66 N$$

Según la tabla 8 el factor estático está dado por el tipo de aplicación a la cual se somete el rodamiento. Se utiliza una máquina con impactos moderados lo que daría igual a 1.5.

$$C_{o_{req}} = 456.66 N \times 1.5$$

$$C_{o_{req}} = 684.99 N$$

Lo cual según la tabla del (ANEXO E), puede ser de $C_o = 6.95 kN$, utilizando el catálogo de rodamientos NSK. Se selecciona el siguiente rodamiento para el eje principal, que soportara los yunques.

Tabla 19
Características del Rodamiento d=25mm

Rodamientos			Índices de carga (N)	
Diámetro interno(mm)	Diámetro externo(mm)	Ancho(mm)	Cr	Co
25	52	15	14000	7850

Para la chumacera que soportara el rodamiento, debe adaptarse al mismo lo cual en el mercado existen chumaceras que viene conjuntamente con sus rodamientos en este caso sería una chumacera de pared.

3.2.7.11. Diseño del sistema de elevación

El sistema de elevación constara de tres transmisiones dos de piñón-cadena y una de polea-correa, la masa móvil que se elevara a 5 rad/s, es igual a 25.4 kg que es igual a 249.17 N. Lo cual el momento máximo que debe ejercer el sistema de elevación para levantar el péndulo debe ser mayor a 144.52 [N.m], se describe el sistema de elevación mediante el siguiente esquema:

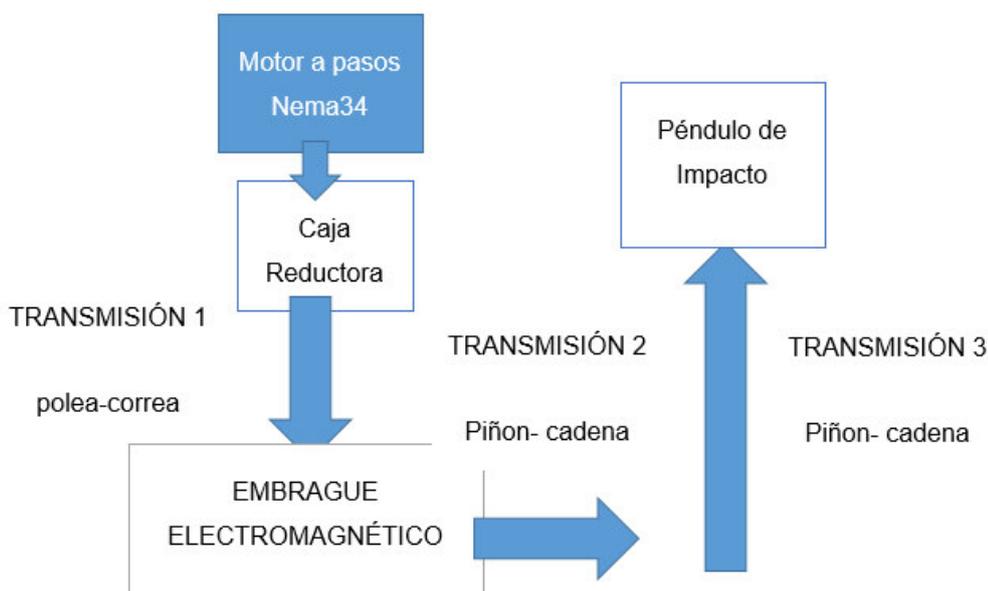


Figura 106. Esquema del sistema de elevación

3.2.7.11.1. Selección de Motor a pasos

El par necesario para mover el péndulo del reposo debe ser mayor que 144.52 [N.m], para vencer la inercia y levantar el péndulo, si se selecciona un motor a pasos Nema 34 que otorga 12N.m, la ganancia de torque debe ser 12.043 veces para levantar el péndulo, si adaptamos el diseño al motor DP-508 86BYGH156:

Tabla 20
Motores a pasos Xinje

■ **Types of 2-phase stepper motors**

Drive	Compatible motor	Step Angle (°)	Length (mm)	Holding torque (N.m)	Phase current (A)	Phase resistor(Ω)	Phase inductance (mH)	Rotor inertia (g.cm ²)	Shaft diameter (mm)	Weight (kg)
DP-504	42BYGH038	1.8	38	0.26	1.2	3.3	3.2	54	5.0	0.28
DP-504	42BYGH047	1.8	47	0.32	1.2	3.3	2.8	68	5.0	0.35
DP-504	57BYGH051	1.8	51	0.76	3	0.74	0.9	275	6.35	0.65
DP-504	57BYGH056	1.8	56	0.9	3	0.75	1.1	300	6.35	0.7
DP-504	57BYGH076	1.8	76	1.35	3	1.0	1.6	480	6.35	1
DP-504/DP-508	86BYGH065	1.8	65	3.3	2.8	1.4	3.9	1000	9.5	1.7
DP-508/DP-708	86BYGH080	1.8	80	4.5	4.2	0.8	3.4	1400	12.7	2.3
DP-508/DP-708	86BYGH118	1.8	118	8.5	4.2	1.2	6.0	2700	12.7	3.8
DP-508/DP-708	86BYGH156	1.8	156	12	4.2	1.25	8.0	4000	12.7	5.4
DP-708	110BYGH099	1.8	99	8.5	5.5	0.9	1.0	5500	16	5
DP-708	110BYGH115	1.8	115	12	6	0.33	1.1	7200	16	6
DP-708	110BYGH150	1.8	150	21	6.5	0.58	1.3	10900	16	8.4

Fuente: (Xinje, 2017)

3.2.7.11.2. Selección de Embrague Electromagnético

De igual forma que el motor, debido a necesidades del comercio exterior, se escoge un embrague electromagnético que este en el mercado ecuatoriano para así adaptar todo el diseño a los dos elementos principales que es el motor y el embrague:

Tabla 21
Características del Embrague

CLUTCH SD5008-TM21	
Masa(kg)	1.9
Voltaje(V)	24
Potencia(W)	49
Resistencia (Ohmios)	14
Torque Estático(N.m)	70N.m

Fuente: (MEI CORPORATION, 2013)

Con los actuadores que son el embrague y el motor a pasos se procede a diseñar las transmisiones, ejes, chumaceras etc.

3.7.1.11.3. Selección de Reductor de Velocidad

El reductor de velocidad de igual forma que los demás elementos se lo escoge en base a interés comercial, y sus demás elementos se diseñan en base al mismo:



Figura 107. Caja Reductora de Velocidad

Tabla 22
Características de la Caja reductora

Caja Reductora	
Relación	1:40
Tipo	Ortogonal Tornillo Sin Fin
Par Nominal (N.m)	100
Potencia (hp)	1

3.2.7.11.3. Diseño de las transmisiones

TRANSMISIÓN 0 – CAJA REDUCTORA

La primera transmisión se hace desde el motor a la caja reductora, con una reducción de 1:40, en donde la resolución de posición de carga es igual a:

$$Rp = \frac{d}{i \times L} \quad [3.40]$$

Donde:

- Rp : Resolución de posición. [Pasos/rev]
- d : Desplazamiento que se mueve por revolución del eje del motor. [Paso]
- L : Resolución deseada. [°]
- i : Relación de velocidad. [0]

$$Rp = \frac{360^\circ}{40 \times 0.05^\circ}$$

$$Rp = 180 \frac{\text{pasos}}{\text{rev}}$$

Los pulsos totales para completar el movimiento es:

$$P_{total} = \frac{D \cdot i}{d} \times Rp \quad [3.41]$$

Donde:

- P_{total} : Pulsos Totales. [pulsos]
- D : Desplazamiento total. [Grados ° o mm]

Tomando en cuenta a 1 rev que recorre el motor:

$$P_{total} = \frac{360^\circ \times 40}{360^\circ} \times 180 \frac{\text{pasos}}{\text{rev}}$$

$$P_{total} = 7200 \text{ pulsos}$$

La frecuencia máxima trapezoidal, que es la frecuencia en donde se alcanza el máximo torque del motor, desde una aceleración – Velocidad Constante – Desaceleración es igual a:

$$f_{trapez} = \frac{P_{total} - (f_o \times t_{acel})}{t_{total} - t_{acel}} \quad [3.42]$$

Donde:

- f_o : Frecuencia inicial. [Hz]
- t_{acel} : Tiempo de aceleración. [s]
- t_{total} : Tiempo total. [s]

Para el cálculo de los parámetros queda lo siguiente, usando un tiempo de total de 0.7s y un tiempo de aceleración de 0.15s provistos del catálogo del motor:

$$f_{trapez} = \frac{7200 \text{ pulsos} - (0 \times 0.15)}{0.7 - 0.15}$$

$$f_{trapez} = 13.09 \text{ kHz}$$

Lo que en términos cinemáticos puede entenderse con una velocidad angular de:

$$\omega = 13.09 \text{ kHz} \times 60 \times \frac{1}{180}$$

$$\omega = 4363.33 \text{ RPM}$$

El momento de inercia del péndulo al momento de acelerar a 5 RPM=0.52 rad/s, en un tiempo de 1min, en el momento de elevación será igual a:

Utilizando una ecuación matemática del momento de inercia de una barra rígida:

$$I_{pendulo} = \frac{1}{3} ML^2$$

$$I_{pendulo} = \frac{1}{3} \times 25.4 \text{ kg} \times 0.58^2$$

$$I_{pendulo} = 2.848 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Para hallar el torque de aceleración para elevar el péndulo se calcula de la siguiente forma:

$$T_{acel} = I_{pendulo} \cdot \alpha_{pendulo} \quad [3.43]$$

Donde:

- $\alpha_{pendulo}$: Es la aceleración del péndulo. [rad/s²]

$$T_{acel} = 2.848 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \times \frac{5 \text{ RPM}}{60 \text{ s}} \times \frac{2\pi}{60}$$

$$T_{acel} = 0.0248 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Y el torque de resistencia que sería igual a 144.52 N.m, que es el peso del péndulo. El torque que debe ofrecer la transmisión será igual a:

$$T_{total} = 144.52 \text{ N.m} + 0.0248 \text{ N.m}$$

$$T_{total} = 144.54 \text{ N.m}$$

El torque de salida de la caja reductora es del 480 N.m, debido al aumento de torque 12 N.m que es del motor a pasos.

TRANSMISIÓN 1 – POLEA CORREA

La transmisión siguiente es de polea a polea, la salida de la caja reductora se colocara una polea de 6 [pulg] de Hierro Fundido, que transmitirá el par a otra de 5.71 [pulg] que es la polea del embrague como muestra la siguiente figura:

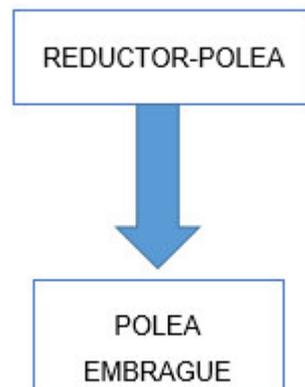


Figura 108. Esquema de transmisión 2

La relación de reducción utilizando la ecuación [2.32], es igual a:

$$i_1 = \frac{N_{conducida}}{N_{motriz}} = \frac{5.71}{6} = 0.95$$

Se selecciona la transmisión por la correa como indica la siguiente tabla:

El torque que se aplica en el embrague será igual a:

$$T_2 = 480 \text{ N.m} \times 0.95$$

$$T_2 = 456 \text{ N.m}$$

En base a estos criterios se selecciona la correa (ANEXO E), A16 que posee las siguientes características.

Tabla 23
Correa de transmisión

Sección "A"(13 x 8mm)		
Tipo	Desarrollo Interior (mm)	Desarrollo Primitivo (mm)
A16	406	439

Fuente: (DAYCO Aftermarket, 2010)

TRANSMISIÓN 2 y 3 – PIÑÓN CADENA

Usando la ecuación [2.32], para calcular las transmisiones tomando en cuenta que la velocidad de salida del motor es igual 4363.33 RPM y la primera transmisión es igual a $i_0 = 40$.

Le velocidad de elevación del péndulo debe ser de 5RPM, para lo cual se necesita la reducción igual a:

$$i_t = \frac{4363.33 \text{ RPM}}{5 \text{ RPM}}$$

$$i_t = 872.66 \approx 873$$

Tomando en cuenta la reducción de 40 de la caja reductora y de 0.95 de la transmisión polea – correa, la reducción de las transmisiones dos y tres debe ser igual a:

$$i_t = i_0 \times i_1 \times i_2 \times i_3$$

$$873 = 40 \times 0.95 \times i_2 \times i_3$$

$$i_2 \times i_3 = 22$$

La etapa de reducción número dos, se la realiza por términos de requerimiento de torque del embrague que es de 100N.m, para lo cual el torque para levantar el péndulo es 144.54 N.m es decir se necesita que la reducción de las transmisiones uno y dos sea igual a:

$$i_2 \times i_3 = \frac{144.54 \text{ N.m}}{100 \text{ N.m}} = 1.45$$

Por lo tanto la relación debe estar en el rango de:

$$1.45 < i_2 \times i_3 < 22$$

- Piñones Transmisión 2

Del catálogo de transmisiones piñones y cadenas, la transmisión dos se selecciona, los siguientes piñones (ANEXO E):

Tabla 24
Piñones T2

Piñones	Numero de Dientes	PESO(KG)	PASO(PULG)
P1-NK40B25	25	0.88	0.5
P2-NK40B36	36	1.5	0.5

Fuente: (KANA, 2015)

$$i_2 = \frac{36}{25} = 1.44$$

Utilizando la ecuación [2.33], se calcula el diámetro de las catarinas mayor y menor:

$$D1 = \frac{0.5}{\sin(180/25)} = 3.98 \text{ pulg}$$

$$D2 = \frac{0.5}{\sin(180/36)} = 5.74 \text{ pulg}$$

La distancia entre los centros es igual a 13 pulg, para lo cual se calcula la longitud de cadena mediante la ecuación [2.34]:

$$L = 2.C + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{N2 - N1}{4.\pi^2.C}$$

$$L = 2 \times 13 + \frac{36 + 25}{2} + \frac{36 - 25}{4.\pi^2 \times 11}$$

$$L = 56.52 \text{ pasos}$$

$$L = 28.26 \text{ pulg}$$

La distancia real entre los centros se calcula mediante la ecuación [2.34], que es igual a:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N1 + N2}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N2 + N1}{2} \right]^2 - \frac{8(N2 - N1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[56.52 - \frac{36 + 25}{2} + \sqrt{\left[56.52 - \frac{36 + 25}{2} \right]^2 - \frac{8(36 - 25)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 12.89 \text{ pulg}$$

Los ángulos de abrazamiento de las catarinas, se los calcula mediante la ecuación [2.35]:

Catarina menor:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2.\arcsin\left(\frac{5.74 \text{ pulg} - 3.98 \text{ pulg}}{2 \times 12.89 \text{ pulg}}\right)$$

$$\theta_1 = 172.17^\circ$$

Catarina mayor:

$$\theta_2 = 180^\circ + 2.\arcsin\left(\frac{5.74 \text{ pulg} - 3.98 \text{ pulg}}{2 \times 12.89 \text{ pulg}}\right)$$

$$\theta_2 = 187.83^\circ$$

- Piñones Transmisión 3

Del catálogo de transmisiones piñones y cadenas, la transmisión tres se selecciona, los siguientes piñones:

Tabla 25
Piñones T2

Piñones	Numero de Dientes	PESO(KG)	PASO(PULG)
P3-NK40B16	16	0.4	0.5
P4-NK40B48	48	2.45	0.5

Fuente: (KANA, 2015)

$$i_2 = \frac{48}{16} = 3$$

Utilizando la ecuación [2.33], se calcula el diámetro de las catarinas mayor y menor:

$$D3 = \frac{0.5}{\sin(180/16)} = 2.56 \text{ pulg}$$

$$D2 = \frac{0.5}{\sin(180/48)} = 7.64 \text{ pulg}$$

La distancia entre los centros es igual a 28 pulg, para lo cual se calcula la longitud de cadena mediante la ecuación [2.34]:

$$L = 2 \cdot C + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{N2 - N1}{4 \cdot \pi^2 \cdot C}$$

$$L = 2 \times 28 + \frac{48 + 16}{2} + \frac{48 - 16}{4 \cdot \pi^2 \times 28}$$

$$L = 88.03 \text{ pasos}$$

$$L = 44.01 \text{ pulg}$$

La distancia real entre los centros se calcula mediante la ecuación [2.34], que es igual a:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N1 + N2}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N2 + N1}{2} \right]^2 - \frac{8(N2 - N1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[44.01 - \frac{16 + 48}{2} + \sqrt{\left[44.01 - \frac{16 + 48}{2} \right]^2 - \frac{8(48 - 16)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 28 \text{ pulg}$$

Los ángulos de abrazamiento de las catarinas, se los calcula mediante la ecuación [2.35]:

Catarina menor:

$$\theta_3 = 180^\circ - 2 \cdot \arcsin \left(\frac{7.64 \text{ pulg} - 2.56 \text{ pulg}}{2 \times 28 \text{ pulg}} \right)$$

$$\theta_3 = 169.6^\circ$$

Catarina mayor:

$$\theta_4 = 180^\circ + 2 \cdot \arcsin \left(\frac{7.64 \text{ pulg} - 2.56 \text{ pulg}}{2 \times 28 \text{ pulg}} \right)$$

$$\theta_4 = 190.41^\circ$$

3.2.7.11.4. Diseño de ejes

El par de torsión en cada eje es el siguiente:

Tabla 26
Características de los ejes

EJE	Material	Diámetro (pulg)	Torque(N.m)
TRANSMISIÓN 3	AISI SAE 1018	1.25	48.18
TRANSMISIÓN 2	AISI SAE 1018	1	33.46

3.2.7.11.4.1. Diseño estático del eje de transmisión 3

Se selecciona el mismo material acero AISI SAE 1018 estirado en frío (ANEXO E) que tiene las siguientes características mecánicas:

- Resistencia a la fluencia: $S_y = 370 \text{ MPa}$
- Resistencia última a la tensión: $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$

Calcula el esfuerzo normal máximo se una sección circular:

Según (Budynas R. G., 2008), el esfuerzo de torsión máximo es igual a:

$$\tau_{max} = \frac{32T}{\pi d^3} \quad [3.44]$$

Donde:

- τ_{max} : Esfuerzo cortante debido a la Torsión. [MPa]
- T : Par Torsor. [N.m]

Como el par torsor máximo es igual a 48.18N.m, se selecciona un diámetro de eje de tamaño preferido y comercial $d = 1 \text{ pulg}$ y utilizando la ecuación [3.15].

$$\frac{32T}{\pi d^3} = \frac{S_y}{n}$$

$$n = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32T}$$

$$n = \frac{\pi \cdot (25.4 \times 10^{-3})^3 \cdot 370 \times 10^6}{32 \times 48.18}$$

$$n = 12.35$$

3.2.7.11.4.2. Diseño a fatiga del eje de transmisión 3

- **Esfuerzos Fluctuantes**

Primero se calcula los esfuerzos máximos de flexión y esfuerzo máximo de tracción con las ecuaciones [2.3] y [3.15]:

$$\sigma_c = 0 \quad , \quad \sigma_f = 0 \quad y \quad \tau_{max} = 29.95 \text{ MPa}$$

Con la ecuación [3.14], se calcula el esfuerzo normal máximo reemplazando los otros esfuerzos:

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \sqrt{3} * \tau_m = \sqrt{3} * (29.95 \text{ MPa}) = 51.9 \text{ MPa}$$

- **Resistencia a la fatiga**

Si el material es AISI SAE 1018, con $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$, se calcula S'_e que está dado por la ecuación [3.18]:

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

$$S'_e = 0.5 x 440 \text{ MPa} = 220 \text{ MPa}$$

- k_a que representa el acabado superficial se lo calcula con la ecuación [3.19]. La superficie es maquinada en base al (Anexo) se tiene los factores a y b:

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

$$k_a = (4.51) \cdot (440 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.9$$

- k_b el factor de tamaño se lo calculo con la ecuación [3.20], tomando en cuenta los diámetros que se seleccionó en los análisis anteriores:

$$k_b \begin{cases} 0.879 x d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91 x d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \end{cases}$$

Reemplazando los datos del diámetro que es 1.5 pulg, se obtiene lo siguiente:

$$kb = 0.879 \times d^{-0.107}$$

$$kb = 0.879 \times (1)^{-0.107} = 0.879$$

- k_c es el factor de carga que es igual a uno, por ser carga de flexión:

$$k_c = 1$$

- k_d el factor de temperatura, como se va a trabajar a factores ambientales normales k_d es igual a uno:

$$k_d = 1$$

- k_e el factor de confiabilidad, si se considera una confiabilidad del 99%:

$$k_e = 0.814$$

- k_f el factor de concentración de esfuerzos:

Según la siguiente figura si el radio de la ranura será de 1mm, por ende $q=0.73$.

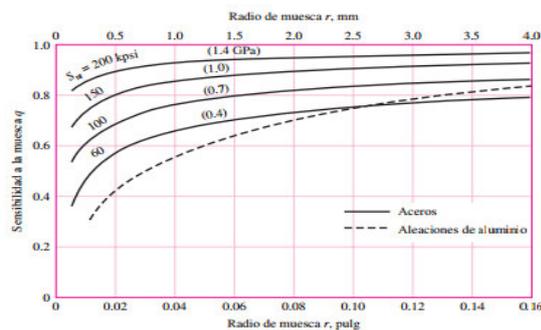


Figura 109. Sensibilidad a la Muesca Q

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

Si $D=25.4\text{mm}$ y d que es el diámetro de las sujeciones que van a las $d=25.4\text{mm}$.

$$\frac{D}{d} = \frac{25.4}{25.4} = 1$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{25.4} = 0.039$$

Con estos datos se escoge el valor de K_t , ya que está diseñado a flexión:

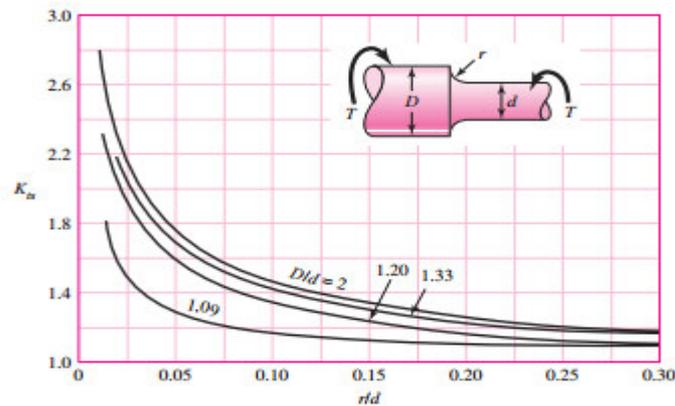


Figura 110. Factores Teóricos de concentración de esfuerzo a torsión

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

$$K_t = 1.3$$

Se utiliza la ecuación [3.21], para el cálculo del factor de concentración de tensiones:

$$k_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0.73(1.3 - 1) = 1.22$$

Reemplazando los datos en la ecuación de Marin [3.17], se obtiene lo siguiente:

$$S_e = 0.9 \times 0.879 \times 1 \times 1 \times 0.814 \times 1.22 \times 220 \text{MPa}$$

$$S_e = 172.84 \text{MPa}$$

- **Esfuerzos medios y alternantes**

Los esfuerzos medios y alternantes están dados por las siguientes expresiones [3.22] y [3.23]:

Si los esfuerzos máximos y mínimos son:

$$\sigma_{max} = 51.9MPa \text{ Y } \sigma_{min} = -51.9MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 51.9MPa$$

Utilizando la teoría de la recta de Soderberg, ecuación [3.24], reemplazando los datos anteriores, se obtiene lo siguiente:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{0}{370 MPa} + \frac{51.9MPa}{172.84MPa} = \frac{1}{n}$$

$$n = 3.33$$

3.2.7.11.4.3. Diseño estático del eje de transmisión 2

Se selecciona el mismo material acero AISI SAE 1018 estirado en frío (ANEXO) que tiene las siguientes características mecánicas:

- Resistencia a la fluencia: $S_y = 370 MPa$
- Resistencia última a la tensión: $S_{ut} = 440 MPa$

Calcula el esfuerzo normal máximo se una sección circular:

Según (Budynas R. G., 2008), el esfuerzo de torsión máximo es igual a:

$$\tau_{max} = \frac{32T}{\pi d^3} \quad [3.45]$$

Donde:

- τ_{max} : Esfuerzo cortante debido a la Torsión. [MPa]
- T : Par Torsor. [N.m]

Como el par torsor máximo es igual a 33.46 N.m, se selecciona un diámetro de eje de tamaño preferido y comercial $d = 1.25$ pulg y utilizando la ecuación [3.15].

$$\frac{32T}{\pi d^3} = \frac{S_y}{n}$$

$$n = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32T}$$

$$n = \frac{\pi \cdot (31.75 \times 10^{-3})^3 \cdot 370 \times 10^6}{32 \times 33.46}$$

$$n = 34.75$$

3.2.7.11.4.4. Diseño a fatiga del eje de transmisión 2

- **Esfuerzos Fluctuantes**

Primero se calcula los esfuerzos máximos de flexión y esfuerzo máximo de tracción con las ecuaciones [2.3] y [3.15]:

$$\sigma_c = 0 \quad , \quad \sigma_f = 0 \quad y \quad \tau_{max} = 10.65 \text{ MPa}$$

Con la ecuación [3.14], se calcula el esfuerzo normal máximo reemplazando los otros esfuerzos:

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \sqrt{3} \times \tau_m = \sqrt{3} \times (10.65 \text{ MPa}) = 18.45 \text{ MPa}$$

- **Resistencia a la fatiga**

Si el material es AISI SAE 1018, con $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$, se calcula S'_e que está dado por la ecuación [3.18]:

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

$$S'_e = 0.5 \times 440 \text{ MPa} = 220 \text{ MPa}$$

- k_a que representa el acabado superficial se lo calcula con la ecuación [3.19]. La superficie es maquinada en base al (Anexo) se tiene los factores a y b :

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

$$k_a = (4.51) \cdot (440 \text{MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.9$$

- k_b el factor de tamaño se lo calculo con la ecuación [3.20], tomando en cuenta los diámetros que se seleccionó en los análisis anteriores:

$$k_b \begin{cases} 0.879 \times d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91 \times d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \end{cases}$$

Reemplazando los datos del diámetro que es 1.5 pulg, se obtiene lo siguiente:

$$k_b = 0.879 \times d^{-0.107}$$

$$k_b = 0.879 \times (1.25)^{-0.107} = 0.858$$

- k_c es el factor de carga que es igual a uno, por ser carga de flexión:

$$k_c = 1$$

- k_d el factor de temperatura, como se va a trabajar a factores ambientales normales k_d es igual a uno:

$$k_d = 1$$

- k_e el factor de confiabilidad, si se considera una confiabilidad del 99%:

$$k_e = 0.814$$

- k_f el factor de concentración de esfuerzos:
Según la siguiente figura si el radio de la ranura será de 1mm, por ende $q=0.73$.

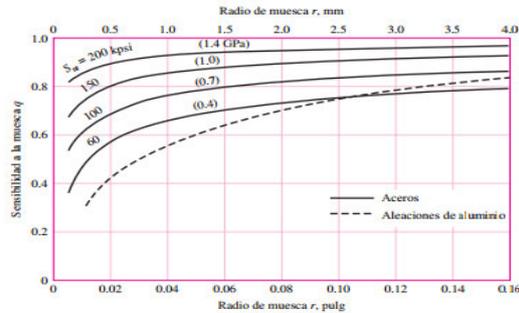


Figura 111. Sensibilidad a la Muesca Q

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

Si $D=1.25$ pulg y d que es el diámetro de las sujeciones que van a las $d=1.25$ pulg.

$$\frac{D}{d} = \frac{1.25}{1.25} = 1$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{31.75} = 0.031$$

Con estos datos se escoge el valor de K_t , ya que está diseñado a flexión:

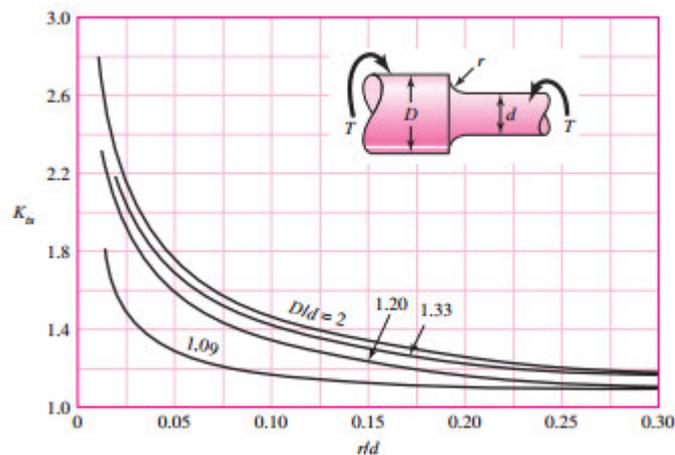


Figura 112. Factores Teóricos de concentración de esfuerzo a torsión

Fuente: (Budynas R. G., 2008)

$$K_t = 1.3$$

Se utiliza la ecuación [3.21], para el cálculo del factor de concentración de tensiones:

$$kf = 1 + q(Kt - 1)$$

$$kf = 1 + 0.73(1.3 - 1) = 1.22$$

Reemplazando los datos en la ecuación de Marin [3.17], se obtiene lo siguiente:

$$S_e = 0.9 \times 0.858 \times 1 \times 1 \times 0.814 \times 1.22 \times 220MPa$$

$$S_e = 168.71MPa$$

- **Esfuerzos medios y alternantes**

Los esfuerzos medios y alternantes están dados por las siguientes expresiones [3.22] y [3.23]:

Si los esfuerzos máximos y mínimos son:

$$\sigma_{max} = 18.45 MPa \quad \sigma_{min} = -18.45 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 18.45 MPa$$

Utilizando la teoría de la recta de Soderberg, ecuación [3.24], reemplazando los datos anteriores, se obtiene lo siguiente:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{0}{370 MPa} + \frac{18.45 MPa}{168.71MPa} = \frac{1}{n}$$

$$n = 9.14$$

3.2.7.12. **Análisis CAE – Soporte del Sistema de elevación**

Realizando el análisis CAE, de la estructura de soporte del sistema de elevación se obtiene los siguientes resultados:

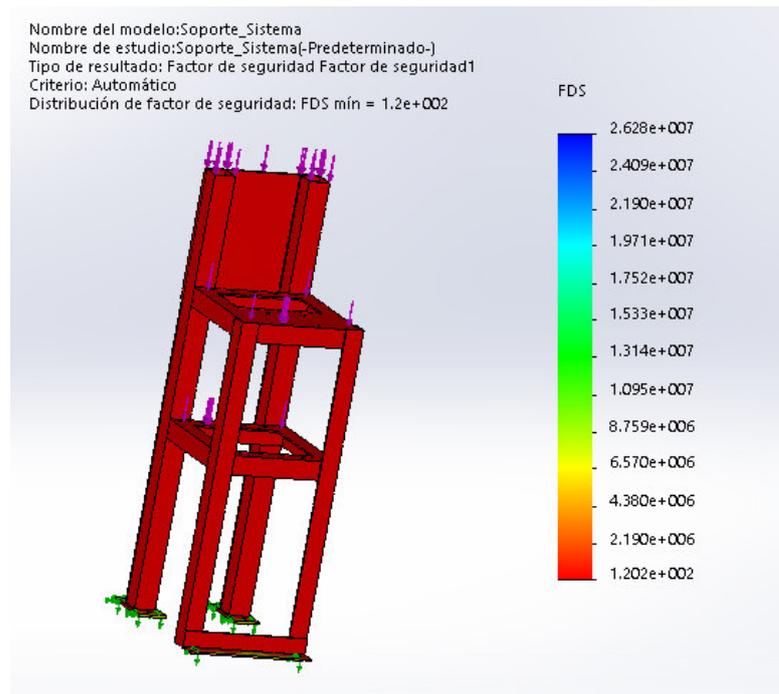


Figura 113. Análisis del Factor de Seguridad

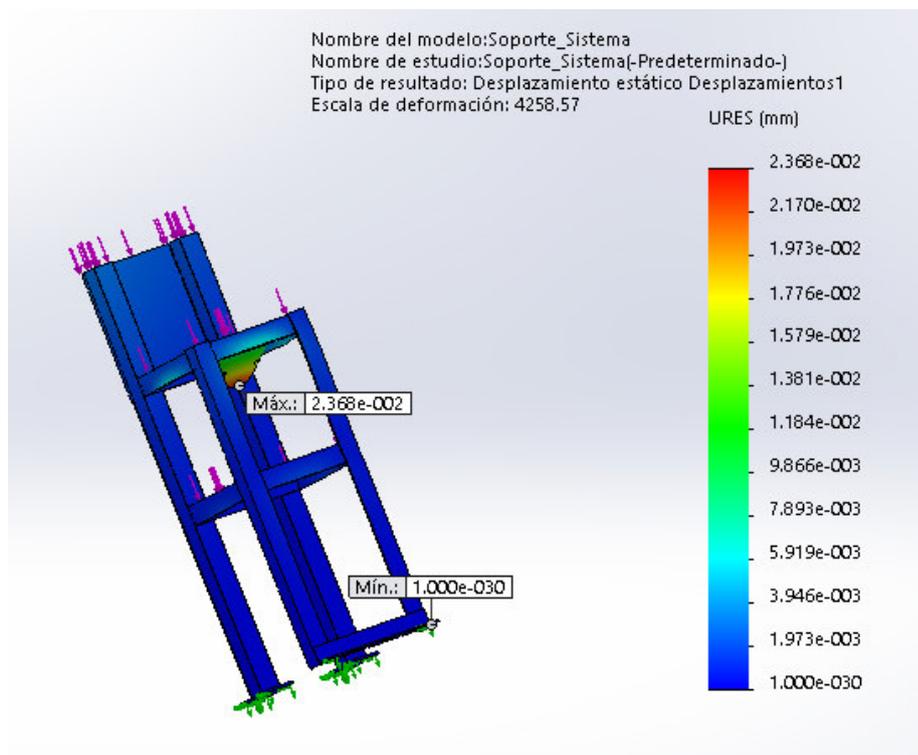


Figura 114. Análisis de los Desplazamientos

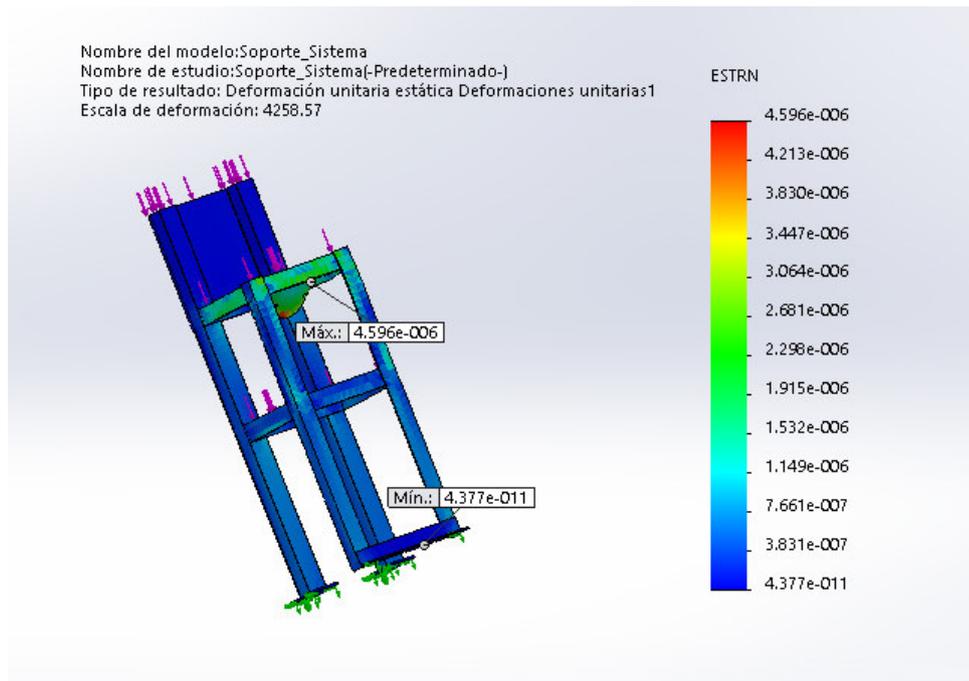


Figura 115. Análisis de la deformación unitaria

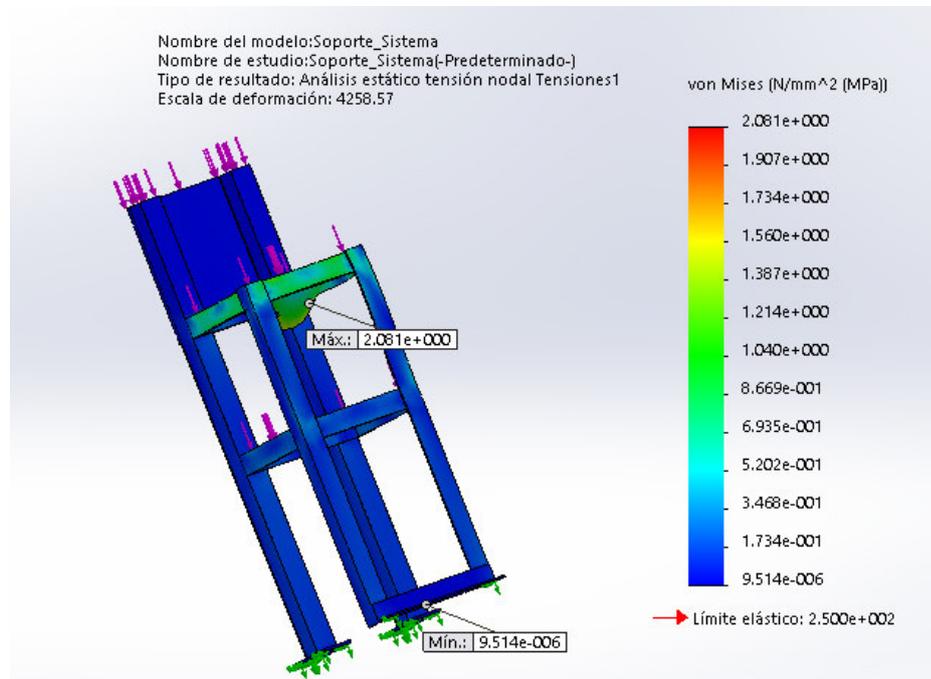


Figura 116. Análisis de esfuerzos de Von-Mises

Tabla 27
Resultados del análisis

Soporte Sistema de Elevación	
Material	Acero A36
Von-Mises (Max)	2.081 MPa
Von-Mises (Min)	9.514uPa
Deformación unitaria (Max)	4.59 u
Deformación unitaria (Min)	4.377u
Desplazamiento(Max)	0.0237 mm
Desplazamiento(Min)	1 e-30 mm
Factor de Seguridad(Max)	2.628 e+7
Factor de Seguridad(Min)	1.2 e+2

3.2.7.13. Análisis CAE – Mesa Soporte

La mesa es la estructura que soporta a todo el conjunto de los sistemas, de igual manera tomando en cuenta el peso de los elementos se obtiene los siguientes resultados:

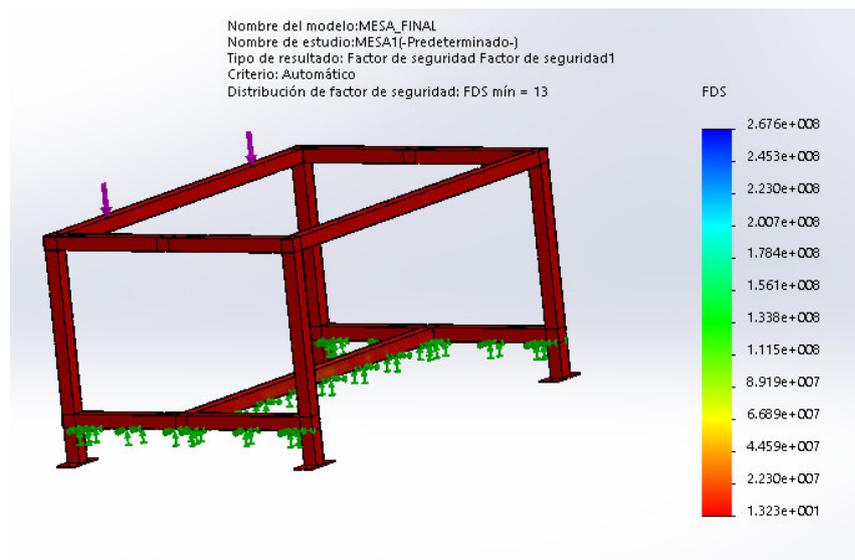


Figura 117. Análisis del factor de seguridad

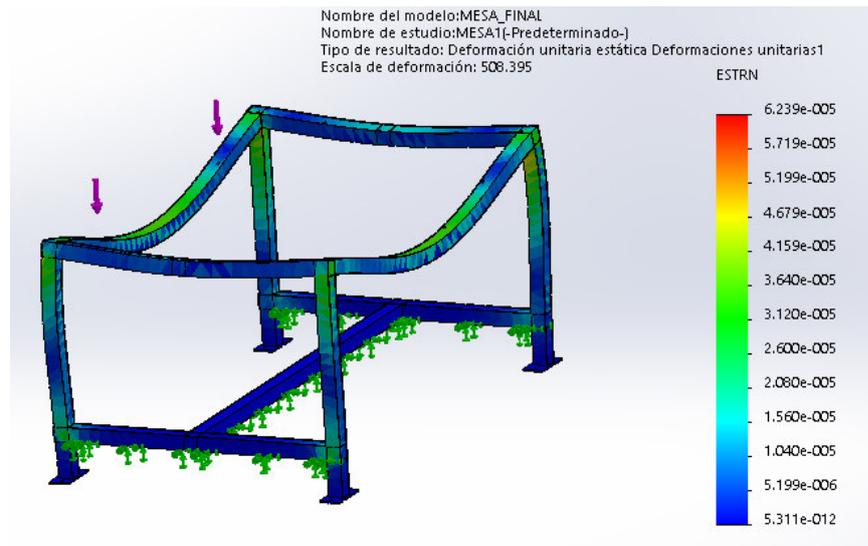


Figura 118. Análisis de deformaciones unitarias

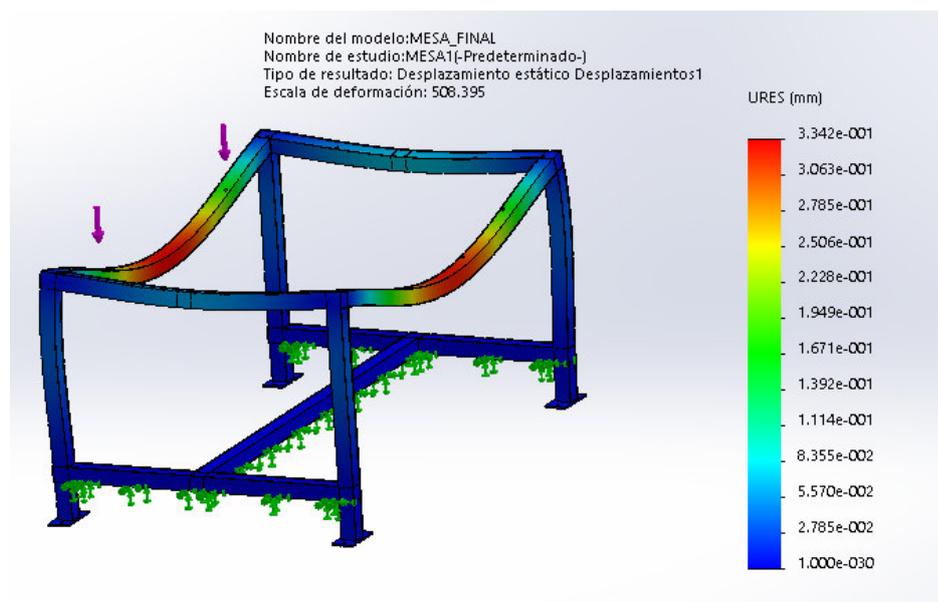


Figura 119. Desplazamientos

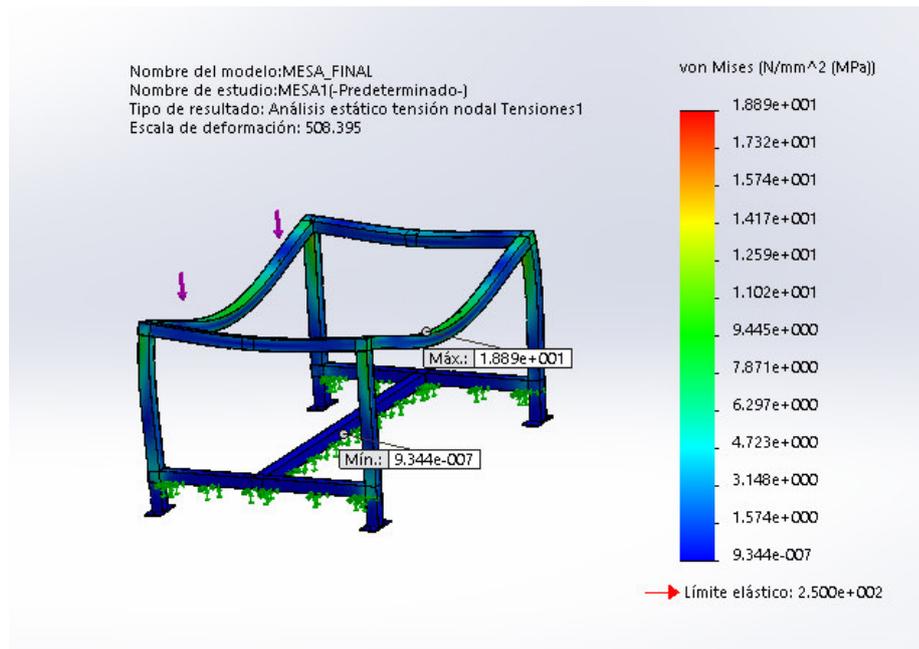


Figura 120. Análisis de esfuerzos Von-Mises

Tabla 28
 Resultados

Mesa Soporte	
Material	Acero A36
Von-Mises (Max)	18.9 MPa
Von-Mises (Min)	0.93 uPa
Deformación unitaria (Max)	62 u
Deformación unitaria (Min)	5.31 e-12
Desplazamiento(Max)	0.33 mm
Desplazamiento(Min)	1e-30 mm
Factor de Seguridad(Max)	2.68 e+8
Factor de Seguridad(Min)	13

3.2.7.14. MOTOR A PASOS

El motor a pasos será programado para funcionar a 200 pasos por revolución, según el drive que se seleccione, la parte primordial para el control es sacar una función que relacione el número de pasos, con la altura que se desea que el péndulo este, tomando en cuenta las reducciones del anterior capítulo que fueron calculadas:

Tabla 29
Reducciones del sistema de elevación

TRANSMISIONES	REDUCCIÓN
TRANS 0	40
TRANS 1	0.95
TRANS 2	1.44
TRANS 3	3

Tomando en cuenta este criterio, se multiplica todas las relaciones de reducción y se obtiene la relación de la velocidad del péndulo con la velocidad del motor:

$$\omega_m = 164.16 \times \omega_p$$

Esta misma relación es con los desplazamientos angulares:

$$\theta_m = 164.16 \times \theta_p$$

Tomando en cuenta la relación geométrica de la figura 58 y la ecuación [3.1], el centro de gravedad, se obtiene que el número de pasos en función de la altura es igual a:

$$X = 164.16 \times \left(\frac{100}{\pi}\right) \times \arccos\left(\frac{58.58 - h}{58.58}\right) \quad [3.46]$$

Esta función deberá ir programada en el controlador, para posicionar el péndulo en la altura deseada.

3.2.7.15. EMBRAGUE ELECTROMÁGNÉTICO

El embrague electromagnético seleccionado es el descrito en la tabla 22, el cual soporta un torque estático de 70N.m.

- **Par resistente estático. (Mc)**

En base a la ecuación [2.24], el par resistente estático es igual a:

$$Mc = 33.46 \text{ N.m}$$

- **Par de aceleración. (Ma)**

Es base a las relaciones de posición, la velocidad angular en cada transmisión es igual a:

Tabla 30
Velocidades angulares Transmisiones

TRANSMISIONES	REDUCCIÓN	VELOCIDAD ANGULAR(RPM)
TRANS 0	40	20.52
TRANS 1	0.95	21.6
TRANS 2	1.44	15
TRANS 3	3	5
VELOCIDAD DEL MOTOR	820.8	

La velocidad de la transmisión 1 se transmite a la 2 mediante el embrague electromagnético lo cual con la ecuación [2.15], se calcula el par de aceleración:

El momento de inercia de la patea es igual a 0.5 Kg.m²

$$Ma = J \cdot \frac{(n2 - n1)}{94. t}$$

$$Ma = (0.5) \times \frac{(21.6 - 15)}{94. (0.5)}$$

$$Ma = 0.07 \text{ [daN.m]}$$

El par resistente total será igual a:

$$Mt = 33.46 \text{ [N.m]} + 0.07 \text{ [daN.m]}$$

$$Mt = 34.16 \text{ N.m}$$

- **Tiempo de aceleración**

En base a la ecuación [2.29], se obtiene lo siguiente:

$$ta = \frac{J \cdot (n2 \pm n1)}{9.55(Mt \pm Mc)}$$

$$ta = \frac{0.5 \times (21.6 - 15)}{9.55 \times (34.16 \text{ N.m} - 33.46 \text{ N.m})}$$

$$ta = 0.49 \text{ s}$$

Tomando en cuenta la potencia del motor que es igual a 1hp, y la caja reductora que es para motores de 1hp y la velocidad que gira el embrague es de 21.6 RPM. Se determina el Par dinámico del embrague, en base a la ecuación [2.31]:

$$Md = 955 \times \frac{0.746}{21.6} \times 2$$

El factor de seguridad va conforme la aplicación, la tabla 3 indica los factores de seguridad de cada máquina receptora:

$$K = 2$$

Ya que es una máquina para levantar un péndulo mediano, como un montacargas:

$$Md = 65.7 \text{ N.m}$$

Lo cual indica que el embrague seleccionado es eficiente.

- **Alimentación eléctrica**

El embrague electromagnético se energiza mediante una señal DC, con 3.5A, lo cual el circuito sería un rectificador o una fuente.

3.2.8. Diseño Mecánico del Sistema de frenado

3.2.8.1. FRENO ELECTROMAGNÉTICO

De igual forma como se hizo con el embrague se utiliza un freno que esté disponible en el mercado ecuatoriano y se lo adapta a este diseño, el freno en este proyecto solo amortiguara o disminuirá el par en el embrague es decir cómo se describía en la figura 25, es el freno a carga constante. El freno a utilizarse en el proyecto es el siguiente:

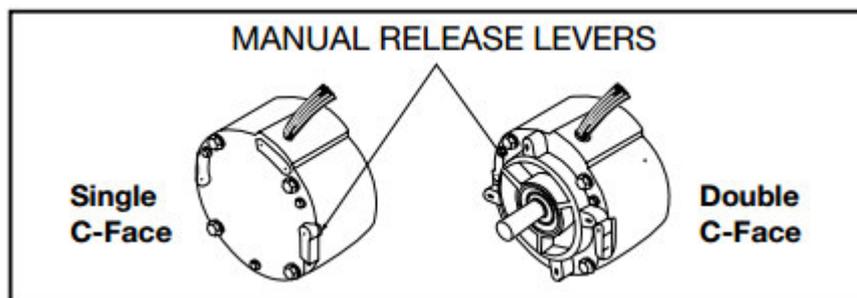


Figura 121.Freno BRAKE DODGE 56 DBSC

Fuente: (DODGE- BRAKE, 2011)

Tabla 31
Características Técnicas Brake 56 DBSC

Coil Voltage Low/High	3 & 6 Ft.-Lb.		10 – 50 Ft.-Lb	
	Current Draw (A)	Resistance (Ω) (Ohms)	Current Draw (A)	Resistance (Ω) (Ohms)
115/230 VAC (1)	0.19	562	0.28	387
230/460 VAC (2)	0.10	2078	0.14	1550
287/575 VAC (3)	0.09	2987	0.12	2245
104/208 VAC (4)	0.24	384	0.31	290
190/380 VAC (5)	0.13	1341	0.19	923
250/500 VAC (6)	0.10	2336	0.13	1793
48 VDC	0.48	100	0.58	82
24 VDC	0.97	24.7	1.14	21.7
12 VDC	1.95	6.2	2.24	5.4

Fuente: (DODGE- BRAKE, 2011)

- **Potencia mecánica de frenado**

Usando la ecuación [2.16], se calcula la potencia mecánica de frenado:

$$P_{mecanica} = T \cdot \frac{n}{60} \cdot 2\pi$$

El freno va ir acoplado al eje principal, lo cual el momento en ese punto es igual a:

$$P_{mecanica} = 144.52 \text{ N} \cdot \text{m} \times \frac{5 \text{ RPM}}{60} \times 2\pi$$

$$P_{mecanica} = 75.67 \text{ W}$$

Lo cual según las especificaciones del freno el torque de frenado es igual a 50 lb.ft o 67.8N.m, que por comparación no es suficiente para el

frenado instantáneo, lo cual este se puede compensar con la activación del embrague.

- **Potencia eléctrica**

Usando los parámetros de la tabla 32 y usando la ecuación [2.17], la potencia eléctrica es igual a:

$$P_{electrica} = U_{cd} \cdot I_{cd} = \sqrt{3} \cdot U_{ac} \cdot I_{ac} \cdot \cos(\phi)$$

$$P_{electrica} = \sqrt{3} \times 115 \times 0.28 \times \cos(0)$$

$$P_{electrica} = 55.77 \text{ W}$$

- **Potencia carga constante**

Basándose en la tabla 32 y la ecuación [2.18], el par a carga constante es igual a:

$$P_{carga\ contante} = 67.8 \text{ N.m} \times 5RPM \times \frac{2\pi}{60}$$

$$P_{carga\ contante} = 35.5 \text{ W}$$

- **Dimensionamiento de la potencia de frenado**

El dimensionamiento, en si en este caso no se lo debería de hacer ya que se seleccionó un freno ya existente y este se lo acopla a este diseño, usando la ecuación [2.23]:

$$P = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{t}$$

Despejando el tiempo se obtiene la duración que frenada el sistema, con la ayuda del embrague:

$$t = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{P}$$

Reemplazando los datos del freno, y la potencia que genera la carga, se obtiene lo siguiente:

$$t = \frac{1}{2} \times (2.848 + 8.41) \times \left(5 \times \frac{2\pi}{60}\right)^2 \cdot \frac{1}{35.5}$$

$$t = 0.043 \text{ s}$$

- **Circuito de alimentación y control**

De igual manera que el embrague, el circuito de alimentación es un rectificador, lo cual se utiliza para permitir la inducción y aplicar el torque que permitirá el frenado

3.3. Diseño eléctrico y electrónico

3.3.1. *Diseño electrónico del sistema de instrumentación*

3.3.1.1. **INSTRUMENTACIÓN SISTEMA PÉNDULO**

El sistema péndulo tiene la misión de medir la energía de ruptura, velocidad antes del impacto y la fuerza de impacto.

- **Potenciómetro Lineal de alta precisión**

Para medir la altura después de un impacto se lo hace mediante un potenciómetro lineal que calibrando conforme la función altura del motor a pasos, se obtiene lo siguiente:

$$h = -3.3161 \times S + 1966.4 \quad [3.47]$$

Donde:

- h : Es la altura que mide el potenciómetro a cada instante. [m]
- S : Es la señal analógica que lee la tarjeta puede varia de 0 -1023 conforme la altura.

Este mismo sensor a su vez de medir la altura mide la velocidad, debido a que la entrada del sensor es analógica y se discretiza de [0-1023], se establece los valores enteros que ocupada cuando alcanza las alturas más bajas y gracias a un función que se denomina `millis()`, que devuelve el tiempo del sistema en milisegundos.

$$V = \frac{h2 - h1}{T2 - T1} \quad [3.48]$$

Donde:

- $h2$ y $h1$: Es la altura que mide el potenciómetro a cada instante $T1$ y $T2$. [m].
- $T1$ y $T2$: Son los tiempos en milisegundos en las alturas $h2$ y $h1$ [ms].

- **Acelerómetro ADXL345**

Es un dispositivo para aplicaciones móviles, dispone de una resolución de 16 bits y se conecta mediante un bus de comunicación I2C y SPI. La aceleración que se medirá del péndulo es dinámica, justo en el instante del impacto.

Las características de este acelerómetro son las siguientes:

Tabla 32
Características ADXL345

Acelerómetro ADXL345
Interfaz digital I2C y SPI
Rango de medición seleccionable 2,4,8 y 16 g
Circuito regulador de voltaje
Pines para interrupciones
Voltaje de operación 3.6V
Detección de picos de aceleración
Detección de caída libre

Para obtener la aceleración total se usa un arreglo vectorial que devolverá lo siguiente:

$$a_t = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad [3.49]$$

La fuerza de impacto será igual al producto de masa por la aceleración, en el instante del impacto:

$$F_i = M \times \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad [3.50]$$

Donde:

M : Es la masa total del péndulo. [kg]

Las funciones integradas en la librería de arduino ADXL345 permiten obtener las aceleraciones en cada uno de los ejes x, y y z.

3.3.1.2. INSTRUMENTACIÓN SISTEMA LINEAL

El sistema lineal mide la fuerza de impacto, velocidad y la energía de perdida debido al impacto:

- **Celda de carga FC23 Compression Load Cell**

Esta celda de carga de compresión permite medir la fuerza estática y dinámica. Está hecha para medir la fuerza en una pequeña semiesfera que permite concentrar la medición en dicha zona.



Figura 122. Celda de carga FC23

Fuente: (SPECIALTIES.TM, 2012)

La información de la celda de carga se la describe en su catálogo que es la siguiente:

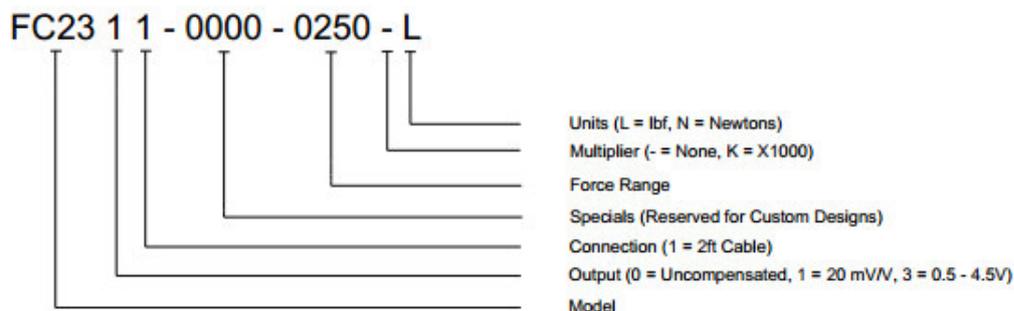


Figura 123. Información general de la celda de carga FC23

Fuente: (SPECIALTIES.TM, 2012)

La forma de conexión de la celda de carga es la siguiente, conforma al tipo de celda:

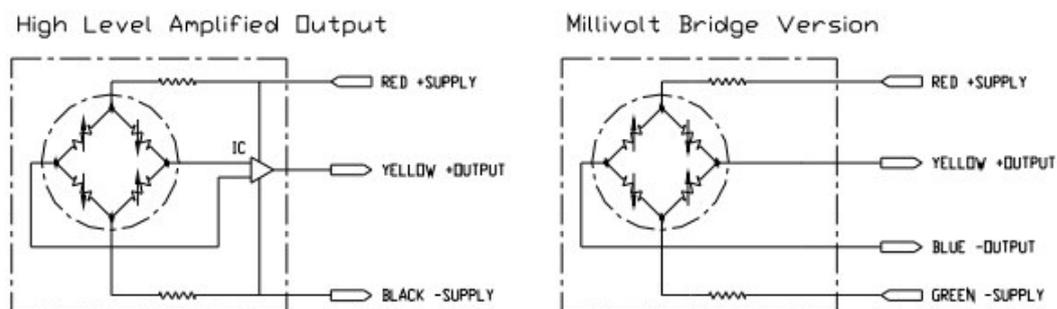


Figura 124. Conexión de la celda de carga

Fuente: (SPECIALTIES.TM, 2012)

Con esta información se selecciona un transmisor de celda de carga que convertirá la señal de mV, a diferentes salidas que puedan ser medidas por el controlador, se selecciona el siguiente:

EX2005



Figura 125. EX2005 Transmisor de Celda de carga

Fuente: (PRECISIONCO.LTD, 2005)

El controlador de peso puede calibrarse en los rangos que se desea, y los tiempos de establecimiento también.

La salida de transmisor se lo hace gracias EX2005+OP3, que es un módulo de salida de salida analógica que puede calibrarse de (0-20mA), según las necesidades.

- **Sensores de obstáculos**

Como se explicó en el capítulo 2, las características principales de los sensores de obstáculos, para medir las velocidades mediante este sensor se lo case de la misma manera que se hizo para medir la velocidad en el sistema péndulo de impacto. Distanciando los sensores 5 cm para que cada uno establezca un pico de tiempo y la diferencia sea el dividendo de la velocidad constante.

$$V = \frac{0.05}{T2 - T1} \quad [3.51]$$

Donde:

- V : Es la velocidad lineal del cuerpo de prueba. [m/s].
- $T1$ y $T2$: Son los tiempos en milisegundos en las alturas $h2$ y $h1$ [ms].

3.3.1.3. INSTRUMENTACIÓN SISTEMA PLANO INCLINADO

El plano inclinado de igual forma posee la misma celda de carga, y los sensores de obstáculos para medir la velocidad, la diferencia es que este sistema vale calibrar la altura de impacto, se basa en el mismo funcionamiento del sistema lineal.

3.3.2. Diseño del sistema de alimentación

3.3.2.1. Fuentes de alimentación

Las fuentes de alimentación DC, se utilizan para la energización del DRIVE, sensores y la tarjeta de control en este caso se utilizara dos fuentes dependientes del requerimiento de los actuadores y sensores:

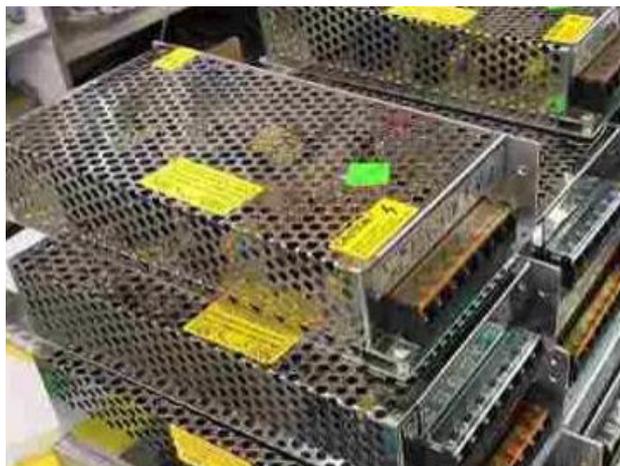


Figura 126. Fuente DC 24V-5A

3.3.2.2. *Sistemas de relés*

Los sistemas de relés, se lo utiliza para el control ON-OFF, en este caso se encargaran del control del embrague, freno y las luces indicadoras que en si se utilizara lo siguiente:



Figura 127. Relé DC 24v

Fuente: (web, 2017)

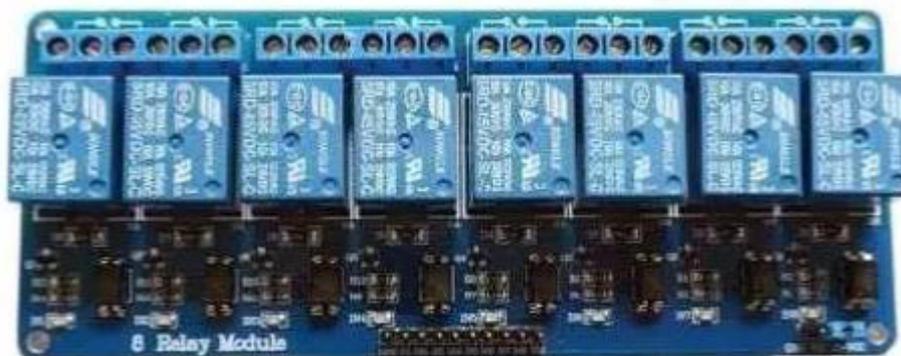


Figura 128. Módulo 8 Canales – Arduino

Fuente: (Tecnologica, 2017)

3.3.2.3. Convertidor DC-DC

El convertidor a utilizarse es el XL6009, que en general convierte un voltaje de entrada a uno de salida deseado de 3-35V, posee las siguientes características:

Tabla 33. Características XL6009

Buck-Elevador XL6009	
Corriente de Salida(mA)	3000
Voltaje de entrada(V)	4.5 a 60
Salida de voltaje(V)	3 a 35V

3.3.2.4. Convertidor TTL a analógico

El convertidor de corriente a voltaje se lo utiliza, para la conversión de la salida del sistema analógico de la celda de carga, lo cual el mismo se puede configurar para la salida de voltaje deseada:

Tabla 34
Características del convertidor TTL

Convert TTL-KF301-2

Voltaje (V)	0-10V
Rango de conversión	4-20mA to 0-5V
	4-20mA to 0-15V
	0-20mA to 0-15V

3.3.2.5. Dimensionamiento de las protecciones

Para el dimensionamiento de las protecciones, en este caso pueden ser breakers y fusibles se lo hace con las corrientes de corto-circuito de cada elemento, principales los transformadores, como indica la siguiente tabla:

Tabla 35
Consumo de voltaje y corriente de los elementos

Elementos Eléctricos (Control y Potencia)			
Elementos de Potencia	Cantidad	Voltaje(V)	Corriente(A)
Motor Nema 34-12N.m	1	24	4
Embrague Electromagnético (24V)	1	24	3,5
Freno Electromagnético (115V)	1	115	2,24
Elementos de Control	Cantidad	Voltaje(V)	Corriente(A)
Tarjeta Arduino Mega 2560	1	5	0,093

Potenciómetro 100 Ohmios Ultra-Precisión	1	5	0,05
Sensor de Obstáculo	4	5	0,05
Relé 24V-MY2-Camsco	1	24	0,04
Relé 24V-EBCHQ-47400	1	24	0,048
Señal Luminosa-24V-Schutzfolie	5	24	0,02
Módulo SR2-KF301-2	1	4	0,259
LCD-16x2	1	5	0,02
Relé 5VDC-JZC-4123	4	5	0,07
Fuente 24V-8A	1	110	8
Fuente 24V-5A	1	110	5
Acelerómetro ADXL345	1	5	0,02
Weighing Controller-EX2005	1	24	0,42
Celda de Carga FC23	1	5	0,12
Convertidor LM2596	1	24	3
Total			26,95

Aparentemente sería 26,95 A, pero se debe tomar en cuenta que las fuentes energizan los demás elementos como son el Motor, las tarjetas y los sensores así que el verdadero consumo sería igual a:

$$C = 26.95 - 4 - 3.5 - 3 - 1.21$$

$$C = 15.24 A$$

Ese sería el verdadero consumo de corriente, de todo el sistema, se podría utilizar un breaker de 16A, pero no existen en el mercado así que se utilizara 2 breaker de 10A, para la distribución de corriente, como indica en la siguiente figura:



Figura 129. Breaker 10A - C10

Fuente: (Electric, 2017)

De igual manera se colocaran fusibles para la protección de los elementos principales de control como son el embrague y el freno:

Tabla 36
Consumo de elementos de potencia

Elementos Eléctricos (Control y Potencia)			
Elementos de Potencia	Cantidad	Voltaje(V)	Corriente(A)
Motor Nema 34-12N.m	1	24	4
Embrague Electromagnético (24V)	1	24	3,5
Freno Electromagnético (115V)	1	115	2,24

Con esta información, los fusibles deben ser de 4A, con su respectivo porta fusible.

3.4. Sistema de control

3.4.1. ARDUINO MEGA 2560

Como se describió en el capítulo 2, es de software libre, lo cual permite el control de servomotores, motores a pasos y variadores de frecuencia, y a su vez con módulos puede tener comunicaciones R2-232, RS-485, TTL, etc.

Este tipo de tarjeta se seleccionó por el número de entradas y salidas, las cuales se indican en la siguiente tabla:

Tabla 37
Numero en entrada y salidas a utilizarse

CONTROLADOR	
ENTRADAS	SALIDAS
15	8

3.4.2. DRIVE

En el capítulo anterior se indicó todos los detalles y características del motor a pasos, en el cual tomando en cuenta la configuración del DRIVE, se obtendrá la función de altura que es de vital importancia para el control de posición. El drive más óptimo para el control del motor es aquel que suministra la corriente necesaria para obtener el torque deseado, según la tablas [21], la corriente de fase es igual a 4.2A, lo cual se necesita un drive que suministre en cada pulso esa corriente. El drive DP-508 que posee las siguientes características:

Tabla 38
Características DRIVE DP-508

Item	Min. value	Typical value	Max. value	
Power supply (VDC)	DP-504	20	36	40
	DP-508	20	80	80
Effective value of output current	0	-	5	
Logic input current (mA)	4	7	16	
Stepper pulse frequency (KHz)	0	-	200	
Insulation resistance(M Ω)	500	-	-	
Ambient temperature	0 $^{\circ}$ C~50 $^{\circ}$ C			
Max working temperature	70 $^{\circ}$ C			
Humidity	40%~90% RH (no condensation)			
Vibration	5.9m/s ² Max			
Storage temperature	-20 $^{\circ}$ C~65 $^{\circ}$ C			
Dimension	138mm \times 85mm \times 38mm			

Fuente: (SCANTECH, 2010)

La configuración de los terminales SW, como muestra en la siguiente figura permite controlar la corriente de fase en cada pulso, de igual manera las terminales que permite la conexión del controlador externo y el motor bipolar:

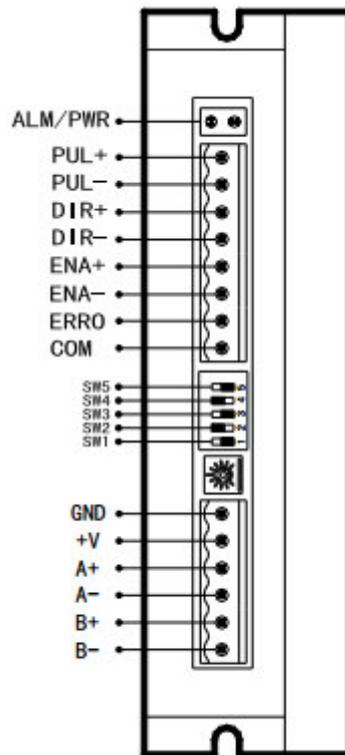


Figura 130. Terminales de Control

Fuente: (SCANTECH, 2010)

Las terminales de control cumple las siguientes funciones como indica la siguiente tabla:

Tabla 39
Descripción de las señales de control

Descripción de terminales de control DP-508		
Señal	Función	Descripción
PUL+	Señal de pulso de control	Recibe la señal de pulsos a francos accedentes, en donde permite mover el motor franco por franco
PUL-		
DIR+	Señal de control e dirección	Permite el control de dirección, mediante un franco alto o bajo
DIR-		
ENA+	Señal de control de activación	Permite mantener la corriente en el motor
ENA-		
ERRO	Señal de salida de Error y Común	Señal de salida de aviso de error y común
COM		

De igual manera la configuración de la bobinas del motor A+, A-,B+,B- y de la fuente externa de 24 VDC, que suministrara la corriente necesaria para el funcionamiento del DRIVE indica la siguiente figura:

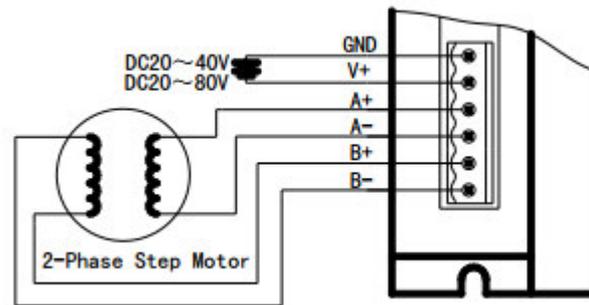


Figura 131. Conexión de motor bipolar DP-508

Fuente: (SCANTECH, 2010)

La configuración de los SW2-SW5 conforme a la precisión de que se desea, en este caso será 200 pasos/rev, que es la primera configuración:

Tabla 40
Configuración de precisión DRIVE DP-508

The precision of the subdivision is based on the status of 4-bits switch, as below:

Subdivision multiple	Steps/turn (1.8°/step)	SW2	SW3	SW4	SW5
1	200	OFF	OFF	OFF	OFF
2	400	OFF	OFF	OFF	ON
4	800	OFF	OFF	ON	OFF
8	1600	OFF	OFF	ON	ON
16	3200	OFF	ON	OFF	OFF
32	6400	OFF	ON	OFF	ON
64	12800	OFF	ON	ON	OFF
128	25600	OFF	ON	ON	ON
5	1000	ON	OFF	OFF	OFF
10	2000	ON	OFF	OFF	ON
20	4000	ON	OFF	ON	OFF
25	5000	ON	OFF	ON	ON
40	8000	ON	ON	OFF	OFF
50	10000	ON	ON	OFF	ON
100	20000	ON	ON	ON	OFF
200	40000	ON	ON	ON	ON

Fuente: (SCANTECH, 2010)

La conexión general del controlador externo, que en este caso sería el Arduino MEGA con el drive sería como lo describe la siguiente figura:

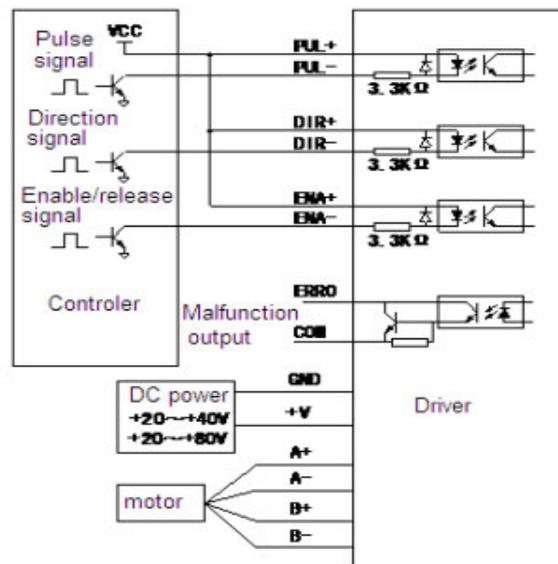


Figura 132. Conexión con el controlador

Fuente: (SCANTECH, 2010)

3.4.3. Panel de control

El sistema de control de la máquina está hecho, en LABVIEW 2010, con licencia gratuita de seis meses para estudiantes lo cual permite controlar los tres sistemas, en si el mando esta hecho Manual y Automático.



Figura 133. Selección de modo

En el manual de usuario esta detallado, todo el uso de la máquina y con sus respectivas configuraciones.

En el modo manual, permite al usuario el cambio de martillo y realizar ensayos teóricos sin necesidad de instrumentación lo cual, con un mando se botones permite controlar el motor, embrague y el freno. También se puede realizar mantenimiento de la máquina.



Figura 134. Panel de control del equipo

3.4.4. HMI

La HMI está diseñada mediante las normas Gedis, para la mejor utilización de la misma por parte del usuario, en la siguiente figura muestra la descripción de la HMI.



Figura 135. Pantalla principal de la HMI

3.4.5. Sistema Péndulo

La primera opción del menú, permite controlar el sistema péndulo en donde se setea la altura deseada, para cualquier ensayo, previamente en la HMI, de describe la forma correcta de utilizarla.

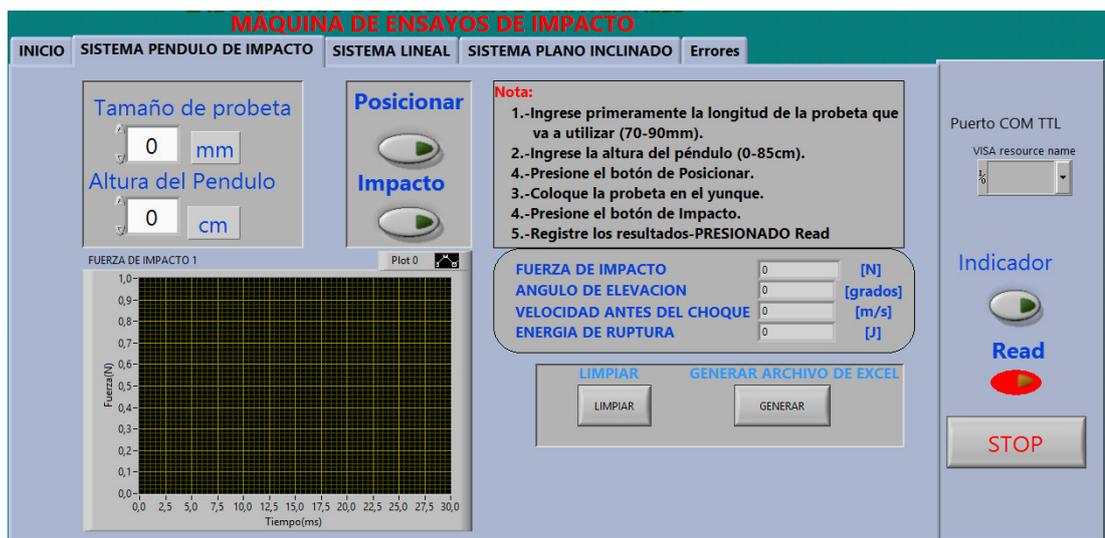


Figura 136. Sistema de Control Péndulo

3.4.6. Sistema Lineal

Lo mismo que el sistema anterior, permite controlar la altura y medir velocidad, fuerza de impacto y energía perdida debido al impacto.

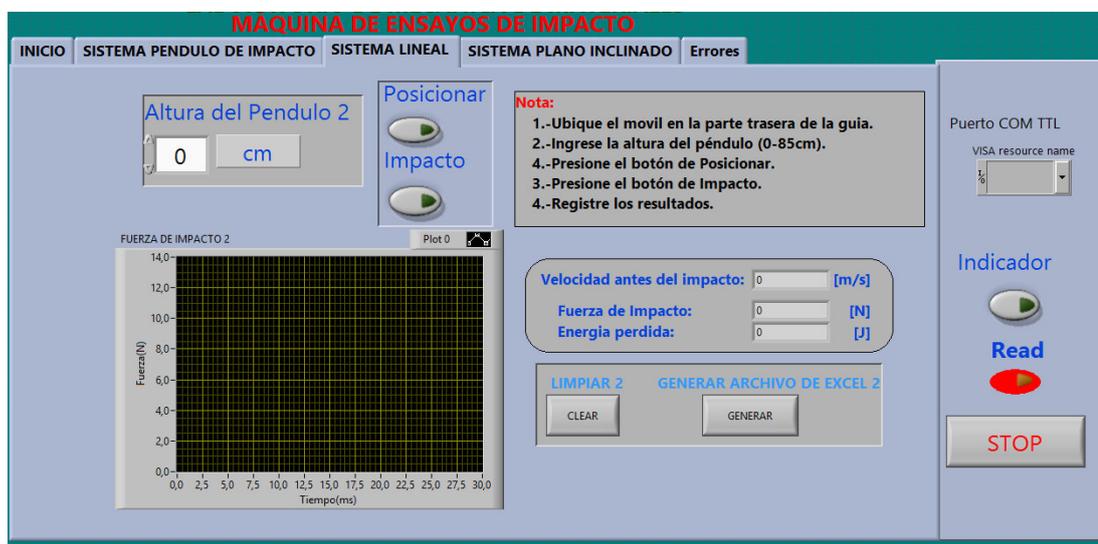


Figura 137. HMI Sistema lineal

3.4.7. Sistema plano inclinado

De igual forma que el sistema anterior, permite medir la fuerza de impacto, velocidad antes del choque y energía perdida en la deformación, el único dato de entrada en la altura, debido a que es un sistema manual, la regleta ubicada en la zona respectiva dará la altura.



Figura 138. Calibración de altura

La HMI gracias a la instrumentación dará los siguientes resultados de fuerza de impacto, energía perdida y velocidad antes del impacto.

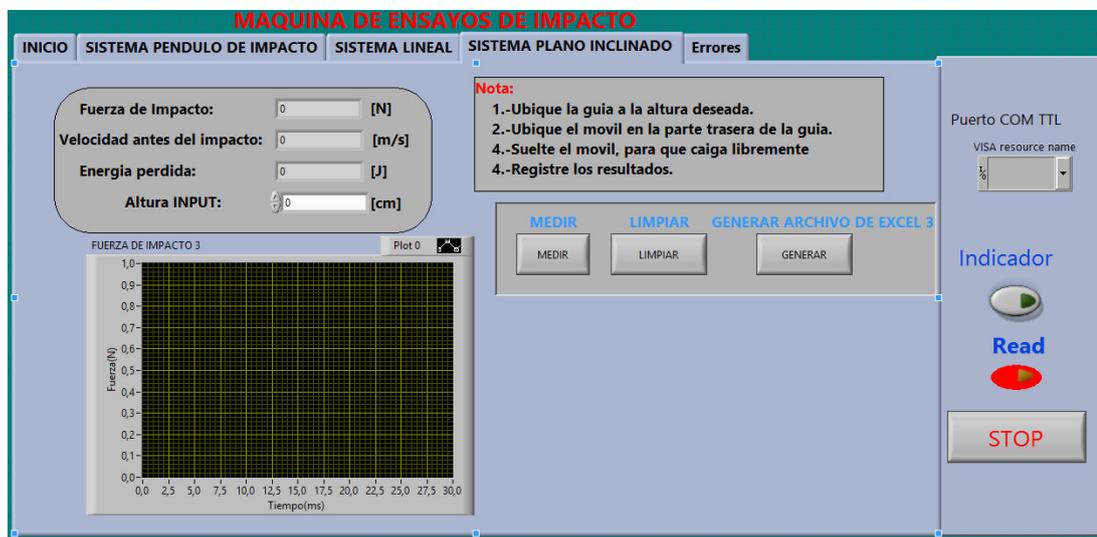


Figura 139. HMI-Sistema plano inclinado

3.4.8. Programación de la HMI

Las funciones de la HMI, es solamente escribir y leer datos de la tarjeta de Arduino Mega que se encuentra conectada por comunicación serial, y algunos cálculos previos antes y después de recibir los datos, algunas de la funciones que permite escribir y leer datos en la tarjeta son las siguientes:

La función VISA resource name, permite iniciar la comunicación serial, en el respectivo COM del arduino, previamente permite configurar la velocidad de transmisión serial en este caso es 115200.

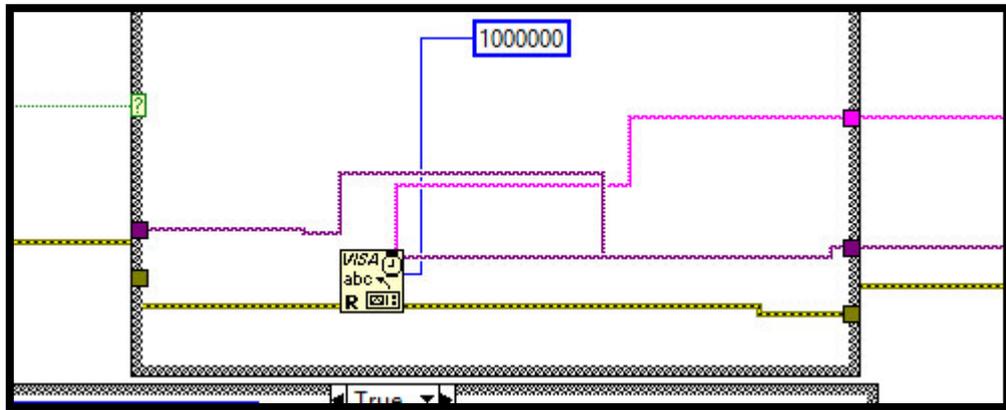


Figura 142. Función VISA read

Por ultima la función VISA close permite terminar cualquier proceso en caso de error en la configuración.

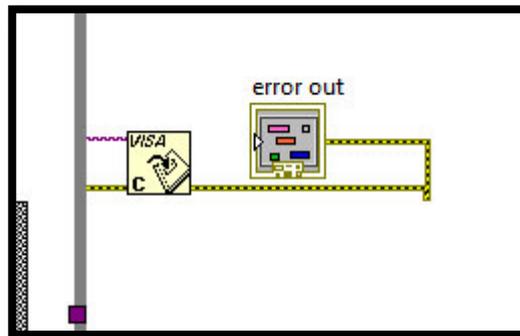
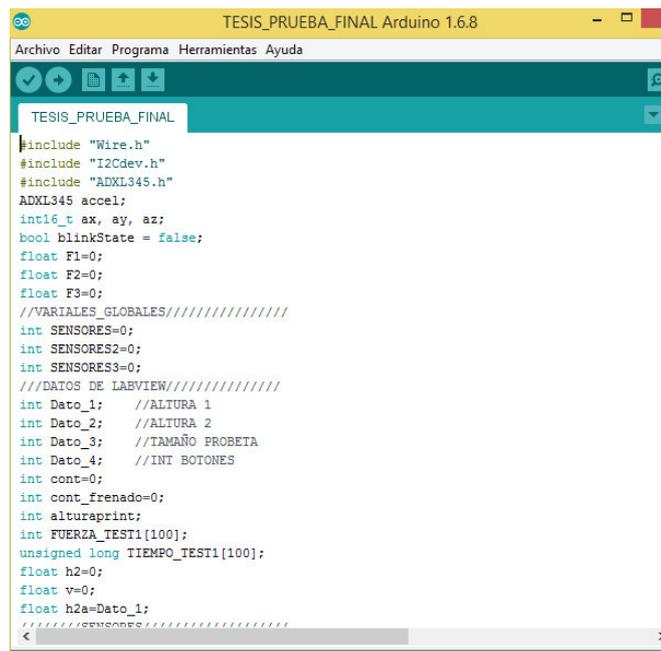


Figura 143. Función VISA close

3.4.9. Programación de la tarjeta arduino MEGA

La programación de la tarjeta permite recibir los datos de la HMI, medir las respuestas de los sensores, y controlar los actuadores como son el MOTOR, EMBRAGUE Y FRENO, de igual manera para el control manual, la configuración del LCD16X2, al momento de inicio del sistema.



```

TESIS_PRUEBA_FINAL
#include "Wire.h"
#include "I2Cdev.h"
#include "ADXL345.h"
ADXL345 accel;
int16_t ax, ay, az;
bool blinkState = false;
float F1=0;
float F2=0;
float F3=0;
//VARIABLES_GLOBALES////////////////////////////////
int SENSORES=0;
int SENSORES2=0;
int SENSORES3=0;
//DATOS DE LABVIEW////////////////////////////////
int Dato_1; //ALTURA 1
int Dato_2; //ALTURA 2
int Dato_3; //TAMAÑO PROBETA
int Dato_4; //INT BOTONES
int cont=0;
int cont_frenado=0;
int alturaprint;
int FUERZA_TEST1[100];
unsigned long TIEMPO_TEST1[100];
float h2=0;
float v=0;
float h2a=Dato_1;
//SENSORES////////////////////////////////

```

Figura 144. Programación General Arduino MEGA 2560

3.5. Diseño Concurrente

Todo el diseño del equipo es hecho de forma al diseño concurrente, tomando en cuenta los parámetros importantes como son:

- **Diseño**

El diseño mecánico, se diseñó todos los elementos en base a todos los parámetros necesarios para su mejor funcionamiento, tomando en cuenta el diseño a carga estática, fatiga y estudio de impacto.

Cada pieza y elemento se la fabricara de la forma disponible, tomando en cuenta el costo y su capacidad de servicio.

- **Verificación**

Una vez construido cada elemento, se ensamblara la máquina y se comprobara su calidad y capacidad de prueba.

- **Revisión y Producción**

El objetivo final de esta máquina es la medición de la fuerza de impacto, lo cual en base a estudio de anteriores diseños de otros trabajos de titulación se sacaran la confiabilidad del equipo.

- **Resultados**

Los resultados finales son la toma de medidas de los parámetros con el 90% de confiabilidad.

CAPÍTULO IV

4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y RESULTADOS FINALES

4.1. Calibración del equipo

El equipo tiene como fin medir la energía de deformación y la fuerza de impacto, cada uno de los sistemas descritos anteriormente, cuenta a su vez para medir la fuerza ya sea el acelerómetro o la celda de carga.

El acelerómetro se calibra de una forma muy paralela a la superficie, en donde la gravedad es igual a 2g, que son los rangos de lectura del acelerómetro, de ahí simplemente se obtuvo la fuerza de impacto.



Figura 145. Calibración del acelerómetro

La celda de carga por otro lado, se la ensaya y cada medición, siempre y cuando se haya calibrado con un peso conocido, con el switch CAL en ON, en el transmisor EX2005.



Figura 146. Calibración de la celda de carga

Los otros sensores como los infrarrojos de igual manera se los calibro, encerado a cada a un cierta distancia, teniendo en cuenta que deben activarse siempre y cuando un objeto móvil pase cerca de él.

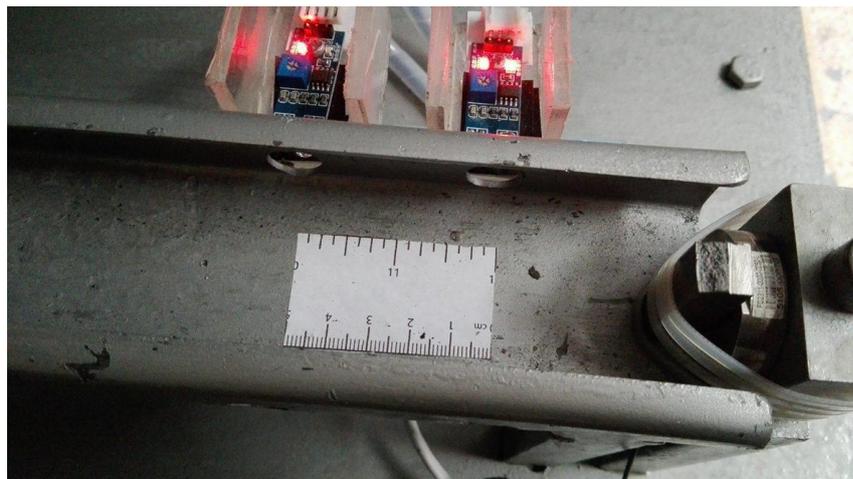


Figura 147. Calibración de los sensores infrarrojos

4.2. Conexión del sistema eléctrico y electrónico

El sistema eléctrico, debe ser muy eficaz a los largo de todo prueba a realizarse, comprobando todas las conexiones estén en buen estado, esto debidamente en el manual de usuario se explica detalladamente.



Figura 148. Gabinete eléctrico

4.3. Resultados experimentales para la determinación de la fuerza de impacto

Algunos ensayos realizados en el laboratorio de mecánica de materiales, con una esfera de acero permitieron obtener varios resultados de la instrumentación de la fuerza de impacto. La herramienta de SolidWorks permite realizar un análisis por elementos finitos y se basa en general en la siguiente ecuación:

$$[M][a] + [C][v] + [K][x] = [F] \quad [4.1]$$

Para la simulación y cálculo de la fuerza de impacto se resuelve la siguiente ecuación en base a Elementos finitos, que a su vez indica que a medida que el objeto cae y choca contra el suelo, las fuerzas y la rigidez cambian. En base a estos los software tipo CAE, dan la facilidad de la resolución de esta ecuaciones en base a AEF, por lo cual se obtiene los siguientes resultados.

4.3.1. Resolución analítica

En base a la mecánica Newtoniana, y a los principios de conservación de momento lineal y realizando una cierta aproximación. Se tomó como base una masa de Acero A36, con una masa de 291g y un diámetro de 1 plg,

Tabla 41
Datos del material de prueba

Calculo de Fuerza de IMPACTO		
Acero A36		D(m)
p (kg/m ³)	8027,00	h(m)
V(m ³)	8,58E-06	
m(kg)=p.V	0,291000	

Los conceptos generales de Mecánica Newtoniana para el cálculo de velocidades y Aceleraciones. Se puede determinar la fuerza de impacto multiplicando la masa del objeto por la aceleración instantánea en el intervalo de tiempo de duración de dicho impacto.

$$F = m \frac{V_o}{\Delta t} \quad [4.2]$$

En dónde V_o es la Velocidad antes del choque y Δt es el tiempo de duración del impacto que a su vez es una suma analítica del tiempo inicial de impacto que es en unidades de $[us]$ (microsegundos) y el tiempo de desaceleración que lo tiene en lo que dura el impacto y m la masa del dicho cuerpo o sistema.

De igual forma para el análisis de la velocidad antes del choque, considerando que no existe resistencia del aire:

$$V_o = \sqrt{2gh} \quad [4.3]$$

En donde g es la aceleración de la gravedad y h la altura en donde se deja caer el objeto.

$$a = \frac{V_o^2}{2d} \quad [4.4]$$

$$\Delta t = \frac{V_o}{a} \quad [4.5]$$

De igual forma para el cálculo de desplazamiento d que queda fuera del nuestro alcance, debido a que se necesita instrumentación un poco más avanzada, debido a que el impacto es en cuestión de $[ms]$, y conforme a la característica de elasticidad los materiales.

Tabla 42
Resultados de la resolución analítica

d(mm)	Vo(m/s)	a(m/s ²)	t(s)	F(N)
0,16	6,35745232	126303,75	1,96E-02	9,44E+01

La distancia de desplazamiento del impacto es proporcionada mediante el software CAE.

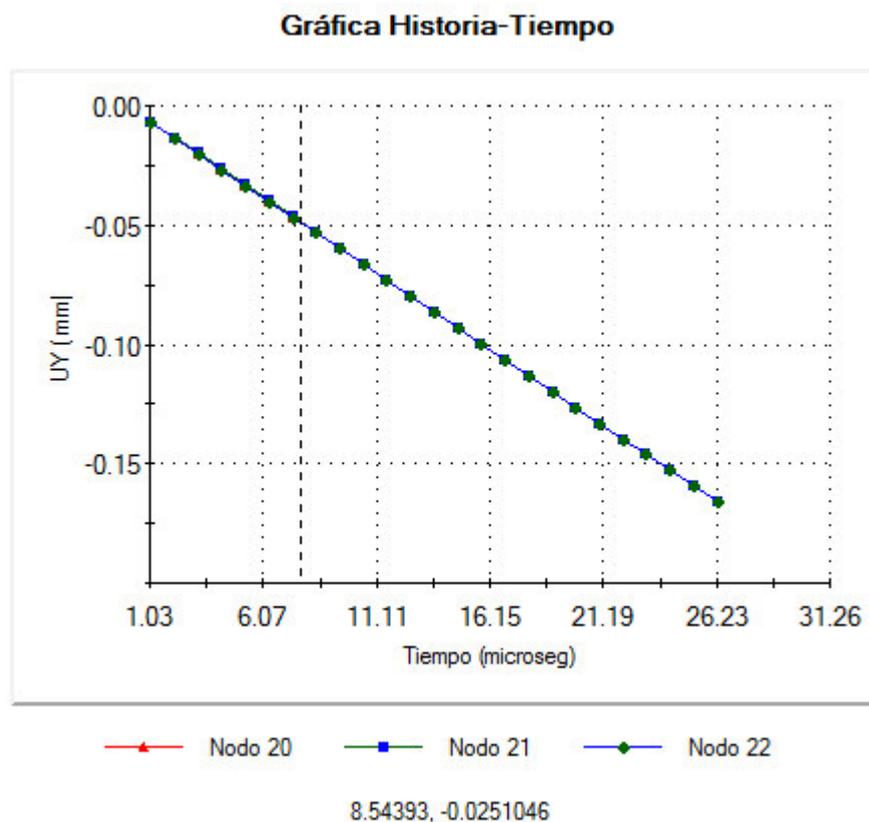


Figura 149. Desplazamiento del sistema durante el impacto

4.3.2. Resolución mediante CAE de SolidWorks

Generando la misma geométrica de la esfera de prueba.

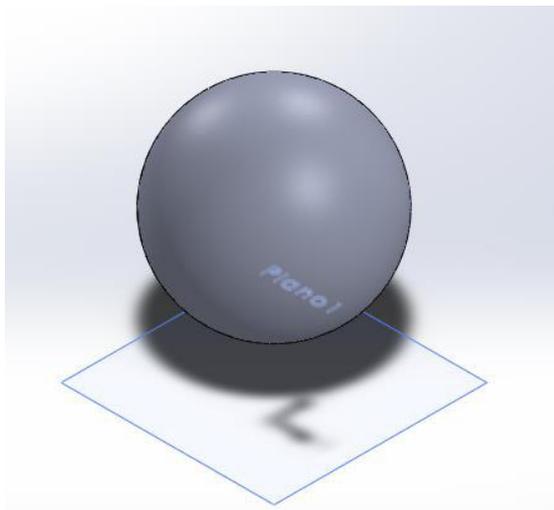


Figura 150. CAD-Sistema de prueba

Se selecciona el análisis de Caída, para la prueba de impacto a la cual someteremos este sistema. El Acero a prueba AISE 361L, en el cual fue sometido a la prueba, posee las siguientes propiedades.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.265	N/D
Módulo cortante	8.2e+010	N/m ²
Densidad de masa	8027	kg/m ³
Límite de tracción	485000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	170000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.65e-005	/K
Conductividad térmica	14.6	W/(m·K)
Calor específico	450	J/(kg·K)

Figura 151. Propiedades del material de prueba

De igual forma utilizando las propiedades de malla para la resolución del sistema por elementos finitos.

Malla Detalles	
Nombre de estudio	PRUEBA_LAB1 (-Predeterminado-)
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	2.04803 mm
Tolerancia	0.102401 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	8773
Número total de elementos	7815
Cociente de aspecto máximo	3.9978
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	99.8
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:01
Nombre de computadora	RENE

Figura 152. Información general del mallado

Se configura previamente la altura de caída, para el análisis.

Configuración de análisis de caída

✓ ✗

Especificar ⌵

Altura de caída
 Velocidad al impacto

Altura ⌵

Desde centro de gravedad
 Desde punto más bajo

cm

Gravedad ⌵

m/sec²

Figura 153. Configuración de datos del análisis de caída

Y previamente la rigidez normal y tangencial del suelo, se asumió que cae sobre una celda de carga, de una pequeña área y densidad uniforme con 2 cm de espesor.

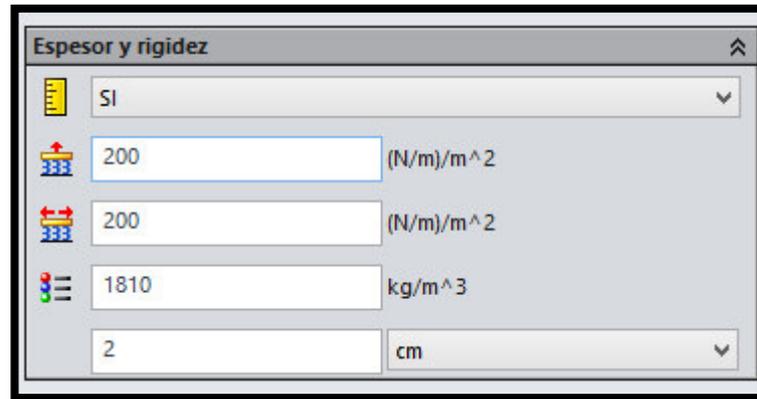


Figura 154. Propiedades de la superficie de impacto

Los resultados obtenidos son los siguientes:

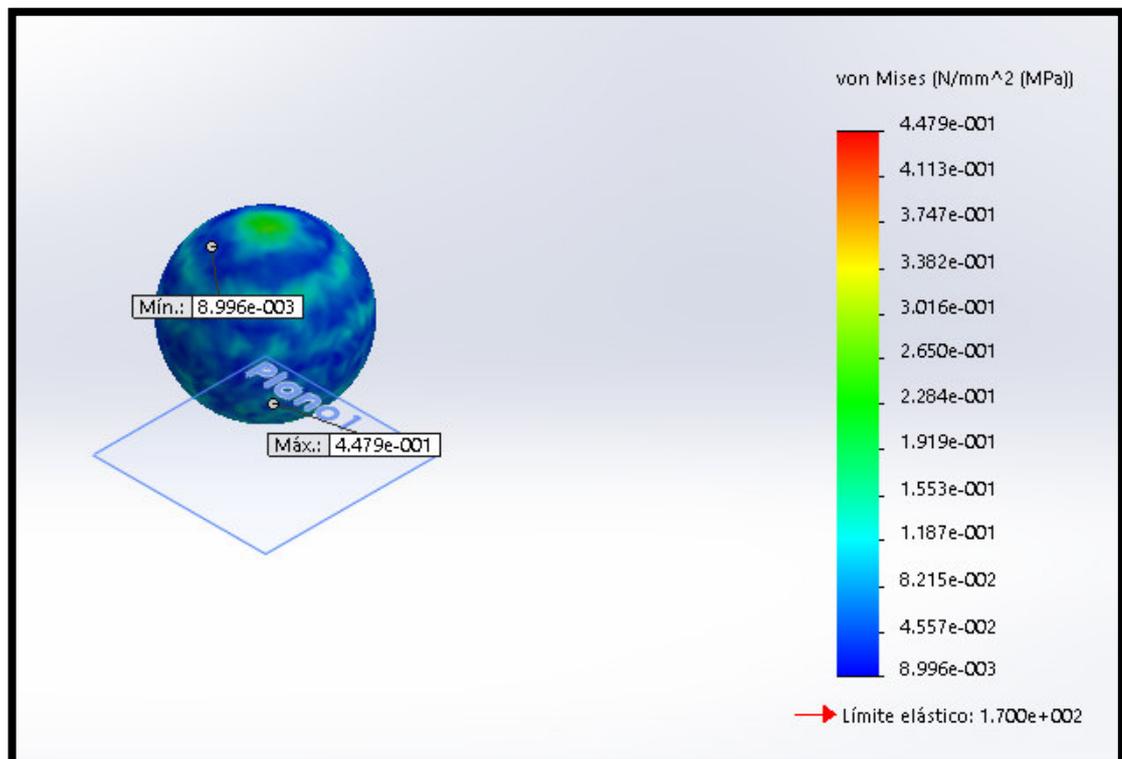


Figura 155. Análisis de Esfuerzos producidos durante el impacto

En donde los valores min y máx. Son 8.996 kPa y 0.45 MPa respectivamente. De igual forma los valores de las deformaciones unitarias.

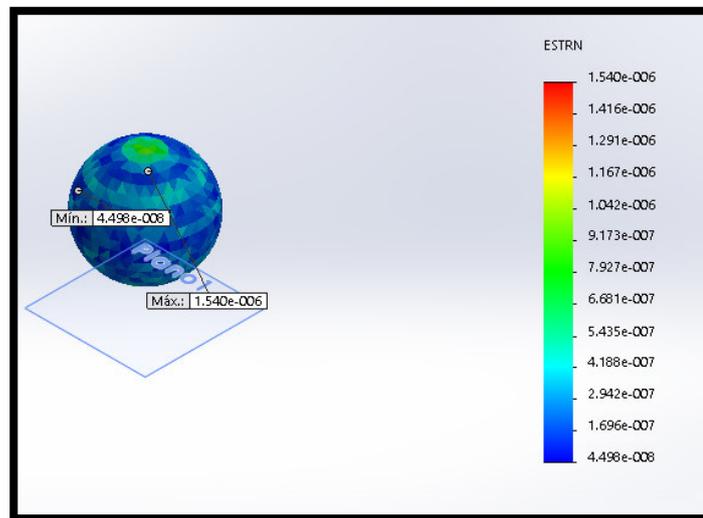


Figura 156. Deformación unitaria

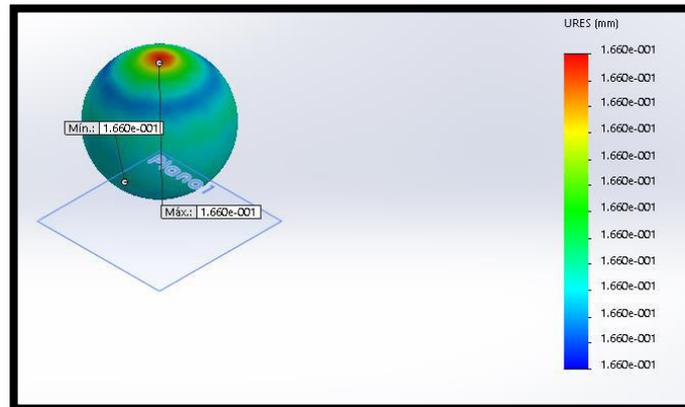


Figura 157. Análisis de desplazamientos

En donde los valores min y máx. Son 0.16 mm y 0.161 mm respectivamente. El software SolidWorks nos proporciona, la determinación de los desplazamientos, velocidades y aceleraciones de cada nodo de prueba los resultados son los siguientes:

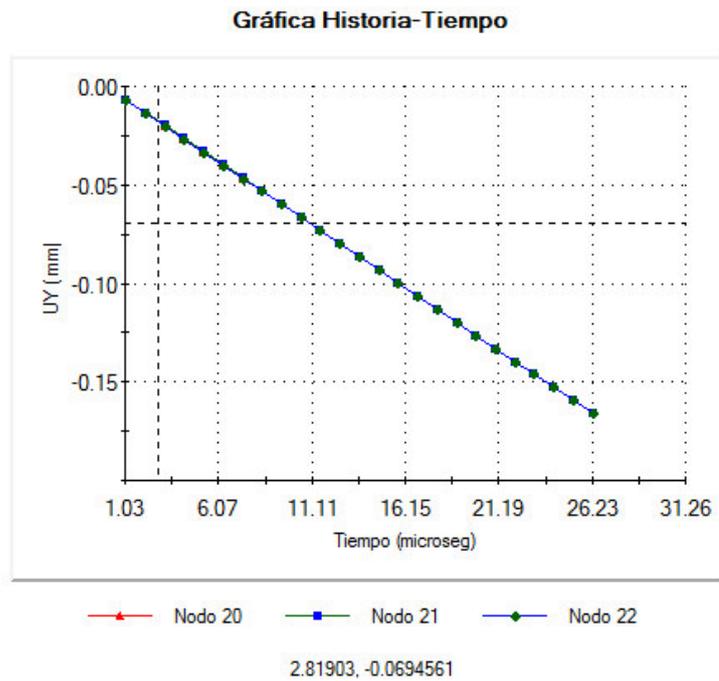


Figura 158. Desplazamiento de la superficie nodal de contacto

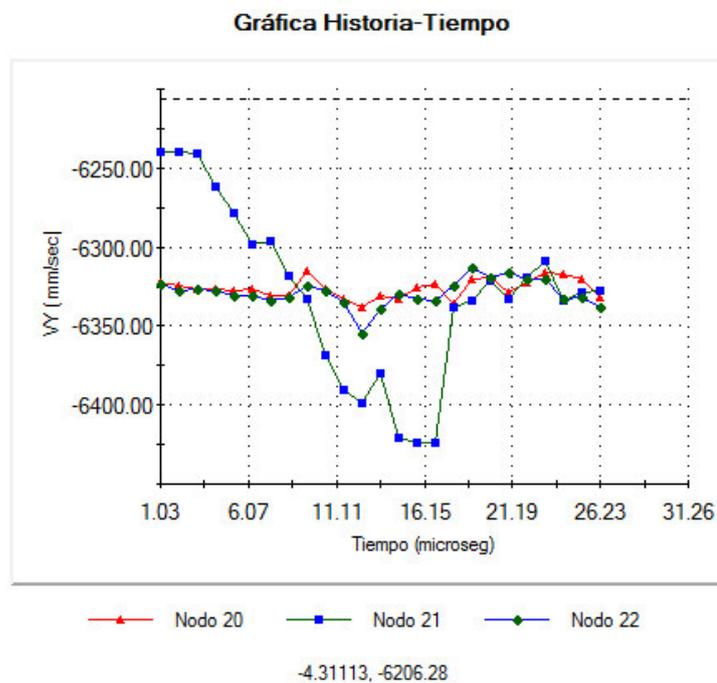


Figura 159. Velocidad de la zona Nodal de contacto

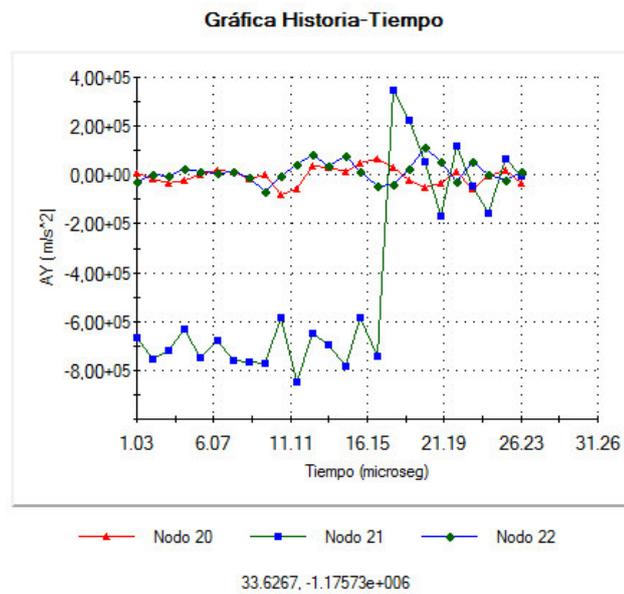


Figura 160. Aceleración de la zona Nodal de contacto

Y lo más importante la fuerza de impacto respecto al tiempo. En lo cual la fuerza máxima durante la colisión es de 97N.

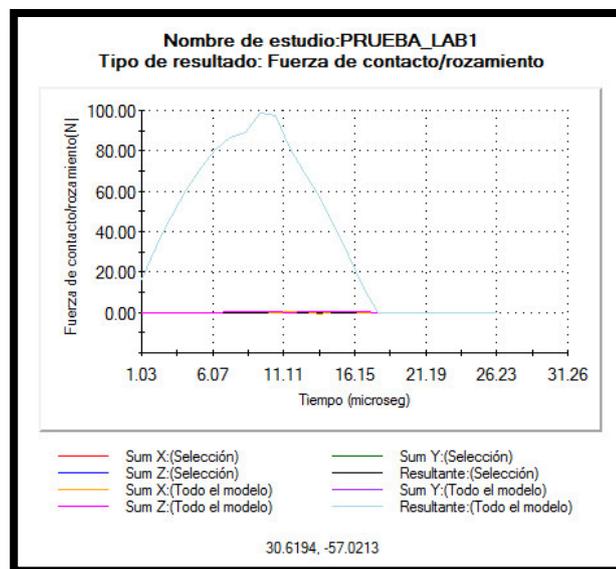


Figura 161. Fuerza Resultante durante el impacto

4.3.3. Resultados forma experimental

Tabla 43
Resultados Análisis Experimental Celda de Carga LMM - ESPE

Fuerza de Impacto / LMM	
Prueba	Valor Celda Carga (N)
1	97
2	98
3	96
Promedio	97

4.3.4. Errores Generales

Tabla 44
Cálculo de Errores Respectivos

Fuerza de Impacto	F(N)	%Errores	
Celda de Carga	97,00	%E Celda/CAE	1,04%
CAE-AEF	98,01	%E Celda/Analítico	2,68%
ANALITICO	94,40	%E CAE/Analítico	3,68%

4.4. Resultados en la fabricación

Una vez de haber culminado el diseño en general se procese a la construcción de todo los elementos que conforman el sistema, aplicando técnicas de manufactura se construye los siguientes elementos:

- **Construcción de la guía del sistema lineal**



Figura 162. Guía sistema lineal

- **Construcción de la mesa soporte**



Figura 163. Mesa soporte

- Soldadura de las bases de las torres del sistema péndulo



Figura 164. Soldadura de la bases del canal U

- Montaje sistema péndulo



Figura 165. Sistema péndulo

- **Montaje martillo**



Figura 166. Martillo sistema péndulo

- **Montaje guía sistema lineal**



Figura 167. Sistema plano inclinado

- **Sistema yunques**



Figura 168. Manufactura Yunques

- **Construcción y montaje del sistema de elevación**



Figura 169. Sistema de elevación

- **Construcción percutores**



Figura 170. Manufactura CNC y oxicorte percutores

- **Montaje Final –Diseño mecánico**



Figura 171. Montaje final

- **Cableado, construcción del tablero y gabinete eléctrico**



Figura 172. Construcción del tablero eléctrico

- **Montaje final**

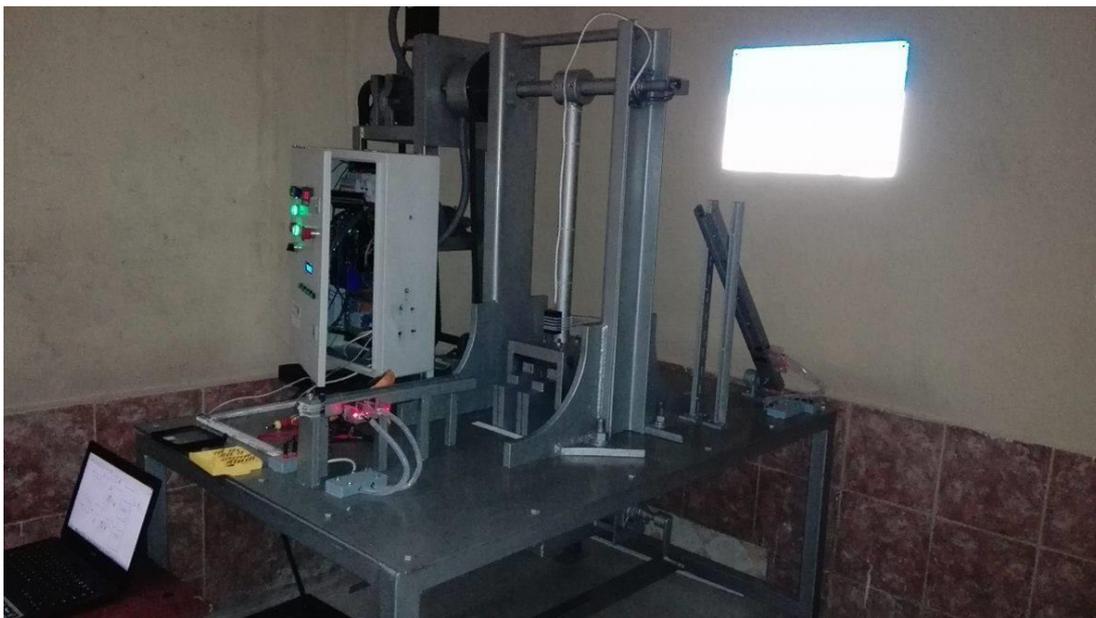


Figura 173. Máquina de ensayos de impacto

4.5. Resultados experimentales máquina de ensayos de impacto.

4.5.1. Resultados sistema péndulo

Utilizando probetas de ACERO AL CARBONO A36. Con las siguientes características.

Tabla 45
Dimensiones de las probetas

Probetas para Ensayos-Sistema Péndulo	
Longitud (mm)	70 a 90
Base (mm)	10
Altura(mm)	10
Entalle de penetración(mm)	>5
Área transversal(mm²)	100

Iniciando el sistema en modo automático, y utilizando probetas de 76cm, 80cm, 85cm y 90cm.



Figura 174. Probetas para el ensayo Charpy

Configurando el sistema con la respectiva altura de 85cm, se obtiene los siguientes resultados:

Tabla 46
Resultados ensayos Charpy Sistema Péndulo

RESULTADOS DE ENSAYOS CHARPY SISTEMA PÉNDULO				
Probeta	Altura (cm)	Fuerza de Impacto(N)	Energía de Ruptura (J)	Velocidad antes del choque(m/s)
76cm	85	637,33	104,31	3,95
80cm	85	605,56	104,2	4,05
85cm	85	569,06	103,51	4,08
90cm	85	538,5	102,63	4,3

Utilizando probetas sin entalle, para verificar las deformación de cada una de ellas.

Tabla 47
Resultados con probetas no-normalizadas

RESULTADOS DE ENSAYOS CHARPY SISTEMA PÉNDULO				
Probeta	Altura (cm)	Fuerza de Impacto(N)	Energía de Ruptura (J)	Velocidad antes del choque(m/S)
76cm	85	635,13	139,31	3,75
80cm	85	604,56	138,05	3,95
85cm	85	566,06	139,29	5,08
90cm	85	534	136,31	5,4

4.5.2. Resultados sistema lineal

De igual manera se hacen ensayos, variando la altura y se obtiene los siguientes resultados, utilizando un sistema móvil de 400g:

Tabla 48
Resultados ensayos sistema lineal

RESULTADOS DE ENSAYOS SISTEMA LINEAL				
Probeta	Altura (cm)	Fuerza de Impacto(N)	Energía de perdida (J)	Velocidad antes del choque(m/S)
PRUEBA 1	2	6,71	0,96	0,63
PRUEBA 2	3	6,06	3,94	1,77
PRUEBA 3	4	7,41	5,92	2,89
PRUEBA 4	8	21,82	10,84	2,25
PRUEBA 5	10	22,13	8,8	2,40
PRUEBA 6	11	23,78	12,78	3,47
PRUEBA 7	16	40,95	13,68	2,97
PRUEBA 8	20	42,06	23,6	4,98

4.5.3. Resultados sistema plano inclinado

Utilizando la misma masa de 400g, y calibrando a ciertas alturas, se obtiene los siguientes resultados:

Tabla 49
Resultados de ensayos plano inclinado

RESULTADOS DE ENSAYOS PLANO INCLINADO				
Probeta	Altura (cm)	Fuerza de Impacto(N)	Energía de Ruptura (J)	Velocidad antes del choque(m/S)
PRUEBA 1	5	6,00	0,22	0,99
PRUEBA 2	6	6,80	0,26	1,08
PRUEBA 3	7	6,60	0,31	1,17
PRUEBA 4	8	8,40	0,35	1,25
PRUEBA 5	10	10,00	0,44	1,40
PRUEBA 6	11	10,80	0,49	1,47
PRUEBA 7	16	14,80	0,71	1,77
PRUEBA 8	20	18,00	0,88	1,98
PRUEBA 9	25	22,00	1,10	2,21
PRUEBA 10	30	26,00	1,32	2,43
PRUEBA 11	35	30,00	1,54	2,62

CAPÍTULO V

5. COSTOS

Los costos en general del proyecto son los siguientes:

5.1. Costos en general directos e indirectos

5.1.1. Materiales

Tabla 50
Costos de materiales

Materiales			
UNIDADES	DENOMINACION	COSTO UNIDAD (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Insumos electrónicos			
1	MOTOR A PASOS +DRIVE	500,00	500,00
1	FRENO	200,00	200,00
1	EMBRAGUE	280,00	280,00
1	SENSORES EN GENERAL	500,00	500,00
1	GABINETE Y CABLEADO	200,00	200,00
1	PROTECCIONES ELECTRICAS Y ESTUCHES	50,00	50,00
1	ELEMENTOS DE CONTROL /TARJETAS	200,00	200,00
Insumos Mecánicos			
1	Materiales en generales	1.000,00	1.000,00
		TOTAL	2.930,00

5.1.2. Costos Mano de obra

Tabla 51
Costos de mano de obra

Mano de obra			
1	MANO DE OBRA MECANICO (USD)	1.500,00	1.500,00
		TOTAL (USD)	1.500,00

5.1.3. Costos por transporte

Tabla 52
Costo transporte

TRANSPORTE			
1	CAMIONETA (USD)	200,00	200,00
		TOTAL	200,00

5.1.4. Costo total

Tabla 53
Costo total

Materiales			
1	MANO DE OBRA MECANICO (USD)	1.500,00	1.500,00
		TOTAL (USD)	1.500,00
TRANSPORTE			
1	CAMIONETA (USD)	200,00	200,00
		TOTAL (USD)	200,00
Materiales			
UNIDADES	DENOMINACION	COSTO UNIDAD (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Insumos electrónicos			
1	MOTOR A PASOS +DRIVE	500,00	500,00
1	FRENO	200,00	200,00
1	EMBRAGUE	280,00	280,00
1	SENSORES EN GENERAL	500,00	500,00
1	GABINETE Y CABLEADO	200,00	200,00
1	PROTECCIONES ELECTRICAS Y ESTUCHES	50,00	50,00
1	ELEMENTOS DE CONTROL /TARJETAS	200,00	200,00
Insumos Mecánicos			
1	Materiales en generales	1.000,00	1.000,00
		TOTAL	2.930,00
		TOTAL	4.630,00

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- Se diseñó cada uno de los elementos del equipo medidor de fuerza de impacto tomando en cuenta los criterios de carga estática, fatiga y estudio de impacto.
- Se construyó en base al diseño mecánico cada uno de los elementos que conforman la máquina, cumpliendo todo los estándares de interés de la NORMA E23, como son velocidad antes del choque, energía estándar de la máquina, forma del martillo de impacto, sección proporcional del percutor.
- La estructura del equipo está diseñada, para evitar las vibraciones y todo reunido que pueda afectar las medidas del mismo.
- Se automatizo de la forma mayor posible toda la máquina, con la tarjeta de Arduino MEGA 2560, el sistema péndulo es aquel que es mayormente automatizado, en el cual el usuario puede controlar la altura que desee.
- La interacción HMI esta con una comunicación serial, en el cual el usuario envía y recibe datos de la tarjeta de control, de igual manera al finalizar el ensayo permite a los usuarios tener los datos en Excel para futuros trabajos.
- Los ensayos de impacto tienen una confiabilidad de 97 a 93%, en base a estudios anteriores de trabajos de titulación en lo cual en base a criterios de apreciación las medidas de todas las magnitudes como son fuerza, energía y velocidad tienen un error que oscila entre 4 a 5%.

- La máquina se encuentra 100% funcional, y su cumple con todos los requisitos del perfil del proyecto.
- El manual de usuario y el plan de mantenimiento son herramientas que permitirán a los usuarios la larga conservación y vida de todos los elementos del equipo.

6.2. Recomendaciones

- Se recomienda modernizar el equipo ya que el controlador no es apto para trabajar en ambientes con mucho ruido en el cual afectaría en las lecturas.
- Realizar un mantenimiento preventivo por lo menos 2 veces al año, verificando el estado de los sistemas mecánico, eléctrico y de control.
- En futuros trabajos de titulación se recomienda cambiar la parte de control y el controlador, ya sea reemplazarlo con un PLC o una tarjeta DAQ más eficaz.
- Siempre cuando se use equipo se recomienda estar con el manual de usuario y verificar todos los parámetros que debe cumplir antes de cualquier ensayo.
- Con el fin de que la maquina trabaje de una forma óptima, se recomienda el montaje a un piso que tenga un alto grado de compresión, con el fin de evitar errores de medida y vibraciones que afectaría la confiabilidad de la medidas.

Bibliografía

- ABB. (22 de 01 de 2017). *Library ABB*. Obtenido de Library ABB: https://library.e.abb.com/public/92546f2be5281d93c1256d280041534a/Technical_Guide_No_8_ES.pdf
- Abella, M. B. (2003). *Mantenimiento Industrial*. Leganes: Area de Ingenieria Mecanica.
- American National Standard-ASTM. (08 de 02 de 2017). *mhriau*. Obtenido de mhriau: [http://mhriau.ac.ir/_DouranPortal/Documents/ASTM%20E23%20\(impact%20test\)_20160406_233024.pdf](http://mhriau.ac.ir/_DouranPortal/Documents/ASTM%20E23%20(impact%20test)_20160406_233024.pdf)
- Areny, R. P. (2003). Sensores de fuerza y par. En R. P. Areny, *SENSORES Y ACONDICIONADORES DE SEÑAL* (pág. 42). Barcelona: Marcombo Boixareu Editores.
- Askeland, D. R. (1998). *Ciencia e ingenieria de los materiales*. Madrid: Thomson Editores.
- Bourns. (18 de 01 de 2017). *Direct Industry*. Obtenido de Direct Industry: <http://www.directindustry.es/prod/bourns/product-11910-501867.html>
- Boutin, J. G. (2001). *Prontuario de resistencia de materiales*. Madrid: Thomson Editores Spain.

- Budynas, R. (2010). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Chicago: Mc Graw Hill.
- Budynas, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica* . Mexico: McGraw-Hill.
- Cardinal. (13 de 01 de 2017). *Direct Industry*. Obtenido de Direct Industry: <http://www.directindustry.es/prod/cardinal-scale/product-17862-678753.html>
- Cipolletti, C. (13 de 01 de 2017). *Sensores de Presion*. Obtenido de Sensores de Presion : [.scribd.com/document/4560444/TC-UNIDAD-4-Sensores-de-Presion](https://www.scribd.com/document/4560444/TC-UNIDAD-4-Sensores-de-Presion)
- CREUS, A. (2006). *Instrumentacion Industrial*. Mexico: AlfaOmega.
- Cristina, V., & Edison, L. (2014). *Diseño y Contrucción de una maquina de ensayos de impacto charpy, para el laboratorio de electromecanica de la Universidad Tecnica de Cotopaxi en el periodo 2014*. Latacunga : UTC.
- DAYCO Aftermarket. (2010). *Catálogo de Correas Industriales*. Buenos Aires - Argentina : Dayco.
- Digital Arts. (18 de 01 de 2017). *EXCELL*. Obtenido de EXCELL: http://www.digitalarts.co.in/portfolio/aws/images/excell/ex2005m_brochure.jpg
- DODGE- BRAKE. (2011). *INSTALLATION MANUAL FOR DODGE D-SERIES POWER BRAKE*. Chicago: BALDOR.
- E.P. Degarmo, J. B. (2002). *Materiales y Procesos de Fabricación* . Barcelona-Bogota-Buenos Aires-Caracas-Mexico: Editorial Reverté, S.A.
- Electric, S. (24 de 02 de 2017). *Schneider Electric*. Obtenido de Schneider Electric: <http://www.schneider-electric.com/en/product-subcategory/1605-acti-9-miniature-circuit-breakers---mcbs/>

- F.R MORRAL, E. J. (2004). *METALURGIA GENERAL - TOMO II*. Barcelona: Editorial REVERTÉ, S.A.
- Frontini, V. P. (2011). *Caracterización de materiales por ensayos de impacto biaxial*. Buenos Aires: AAENDE.
- Garavito, J. (2008). *MAQUINA DE IMPACTO-PROTOCOLO CURSO DE MATERIALES*. EDITORIAL-ECI: ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERIA.
- Garcia, J. (2006). *Tornillos Sin Fin*. MADRID: UC III DE MADRID.
- Goicolea, J. (2011). *Mecánica 2do Curso Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos*. Madrid: Escuela de Ingenieros de Caminos.
- Goicolea, J. M. (2000). *Estructura Sometidas a Impacto*. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid.
- GOIZPER GROUP. (2012). *EMBRAGUES Y FRENOS ELECTROMAGNETICOS*. Gipuzkoa: Growing through cooperation.
- GROOVER, M. P. (1997). *FUNDAMENTOS DE MANUFACTURA MODERNA*. MÉXICO: PEARSON PRINTICE HALL.
- Group, B. (2007). *Rodamientos Lineales Catalogo*. Schweinfurt: Rexroth.
- H.Avner, S. (1981). *Introducción a la metalurgia física*. México: Ediciones Castillo.
- Hall, A. s., Holowenko, A., & Laughlin, H. (1971). *Diseño de Maquinas*. Mexico: MCGRAW-HILL.
- Honoywell. (12 de 01 de 2017). *Direct Industry*. Obtenido de Direct Industry: http://www.directindustry.es/prod/honeywell-sensing-and-productivity-solutions/product-12365-1728292.html?utm_source=ProductDetail&utm_medium=Web&utm_content=SimilarProduct&utm_campaign=CA
- InterGlobal. (13 de 01 de 2017). *INTERGLOBAL S.A.S*. Obtenido de INTERGLOBAL S.A.S.:

http://interglobalsas.com/web/index.php?page=shop.browse&category_id=11&option=com_virtuemart&Itemid=66

KANA. (2015). *CATALOGO DE PIÑONES Y CADENAS -NK40B*. Hong Kong: DXF.

Llamas, L. (18 de 01 de 2017). *Luis Llamas INGENIERIA, INFORMATICA Y DISEÑO*. Obtenido de Luis Llamas INGENIERIA, INFORMATICA Y DISEÑO: <http://www.luisllamas.es/2016/06/detectar-obstaculos-con-sensor-infrarrojo-y-arduino/>

Maloney, T. J. (2006). *ELECTRONICA INDUSTRIAL MODERNA*. Michigan: PEARSON Educación.

Matusevich, A. E., Mancini, R., & Giudici, A. (09 de 02 de 2017). *REV. LATINAM. METAL. MAT*. Obtenido de REV. LATINAM. METAL. MAT: www.rlmm.org

Medina, I. I. (2000). *Procesos de Manufactura para el Administrador*. México: Editorial Spanta.

MEI CORPORATION. (2013). *CLUTCHES CATALOGO*. New York: MEI. Obtenido de MEI.

NIB. (13 de 01 de 2017). *Tipos de Celdas de carga*. Obtenido de Tipos de Celdas de carga: <http://www.nib.fmed.edu.uy/Seminario%202009/Monografias%20seminario%202009/Bellini-Celdas%20de%20carga%20para>

NOVACERO. (18 de 02 de 2017). *Catalogo de productos*. Obtenido de Catalogo de productos: <http://www.novacero.com/catalogo-productos/perfiles-estructurales/conformados/canales.html#especificaciones-técnicas>

NSK. (2009). *Catalogo de Rodamientos NSK*. Madrid: NSK.

OMEGA . (12 de 01 de 2017). *Omega* . Obtenido de Omega : <http://mx.omega.com/pptst/LC201.html>

- Perez, J. (2011). *MECANICA DE MATERIALES II*. Sangolqui: ESPE.
- Pixsys. (13 de 01 de 2017). *Productos Pixsys*. Obtenido de Productos Pixsys: <http://www.pixsys.net/es/productos/sensores-de-fuerza-celdas-de-carga/celdas-de-carga-dinamicas>
- PRECISIONCO.LTD, E. (2005). *EX2005 OPERATION MANUAL*. Chicago: EXCELL.
- Prensa-Transporte. (22 de 01 de 2017). *Transporte y Logistica* . Obtenido de Transporte y Logistica : http://www.telma.com/actualite/documents/Prensa_del_Transporte_3_15_Juin_2015_ES.pdf
- Robert L.Mott, P. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS*. MÉXICO: PEARSON EDUCACION.
- Salazar, A. T. (2006). *Fundamentos de Ingeniería Concurrente* . Chicago: CIATEQ.
- SCANTECH, X. (2010). *DP-504/DP-508 Steper Driver*. HONG KONG : Automacao Industrial.
- Secretaría de Educación Superior, Ciencia, Tecnología e Innovación*. (s.f.). Obtenido de www.educacionsuperior.gob.ec
- Souza, F. (18 de 01 de 2017). *EMBARCADOS*. Obtenido de EMBARCADOS: <https://www.embarcados.com.br/arduino-mega-2560/>
- SPECIALTIES.TM, m. (2012). *FC23 Compression Load Cell*. North America : meas-spec.
- Standard-ASTM, A. N. (08 de 02 de 2017). *mhriau*. Obtenido de mhriau: [http://mhriau.ac.ir/_DouranPortal/Documents/ASTM%20E23%20\(impact%20test\)_20160406_233024.pdf](http://mhriau.ac.ir/_DouranPortal/Documents/ASTM%20E23%20(impact%20test)_20160406_233024.pdf)
- STIOPIN, P. (1968). *RESISTENCIA DE MATERIALES*. MOSCU: MIR-MOSCU.

- Tecnologica, A. (24 de 02 de 2017). *Anastia Tecnologica* . Obtenido de Anastia Tecnologica : <http://dinastiatecnologica.com/producto/modulo-rele-de-8-canales/>
- UNAM. (19 de 01 de 2017). *Facultad de Ingenieria Electrica* . Obtenido de Facultad de Ingenieria Electrica : http://www3.fi.mdp.edu.ar/electrica/opt_archivos/ENTORNO.pdf
- Velázquez, G. (2004). *Mecánica de fractura* . México: LIMUSA NORIEGA EDITORES.
- Vucetic, M. a. (1991). *Journal of Geotechnical Engineering, Effect of soil plasticity on cyclic response*. Chicago: ASCE.
- web, E. (24 de 02 de 2017). *Relevadores TTE*. Obtenido de Relevadores TTE: <http://www.tutiendaelectricidad.com/p-215/Aparamenta/Rel%C3%A9s/Rele-230Vca-CHINT>
- Xinje. (21 de 02 de 2017). *Xinje electronic.co*. Obtenido de Xinje electronic.co: www.xinje.com
- Y.Ortega. (2005). *Prueba de impacto: ensayo Charpy*. Madrid: Revista Mexicana de Fisica.

ANEXOS