

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

TEC | Tecnológico
de Costa Rica



Rediseño de limitadores mecánicos para Generadores Lineales de la Plataforma
CEO-PSG escala 1:20 del CICESE

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el Título de:

Ingeniero en Mantenimiento Industrial

Por el grado académico de:
Licenciatura

Javier Brenes Céspedes

Costa Rica - Cartago, mayo 2022



Carrera evaluada y acreditada por:

Canadian Engineering Accreditation Board
Bureau Canadien d'Accréditation des
Programmes d'Ingénierie.

Hoja de información

Información del estudiante

Nombre completo: Javier Francisco Brenes Céspedes

Número de cédula: 1-1614-0458

Número de carné: 2014030897

Edad: 26 años

Números de teléfono: +506 8349 5122

Correos electrónicos: brenesck@gmail.com - jbreck@estudiantec.cr

Dirección exacta de domicilio: Cartago, Turrialba, San Rafael de Santa Cruz. 800mts dirección este del Restaurante La Cabaña.

Información del Proyecto

Nombre del proyecto: “Rediseño de limitadores mecánicos para Generadores Lineales de la Plataforma CEO-PSG escala 1:20 del CICESE”

Profesor asesor: Ing. Luis Margil Chévez Gómez

Información de la institución

Nombre: Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada (CICESE).

Actividad Principal: Investigación, Desarrollo Tecnológico, Escuela Posgrado.

Dirección: Carretera Ensenada - Tijuana No. 3918, Zona Playitas, CP. 22860, Ensenada, Baja California, México.

Contacto: Dr. Pedro Osuna Cañedo

Teléfono: +52 (646) 175 0500 x24073

Correo: osunac@cicese.mx

*A mi mamá y mi papá,
por dármele todo sin tener mucho*

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento al Dr. Pedro Osuna Cañedo, por darme la oportunidad de participar en este proyecto y permitirme trabajar en un área tan bonita y apasionante, en una institución de tan alta categoría como lo es el CICESE.

Al M.I. Carlos Rodríguez Hidalgo le agradezco la orientación y el apoyo constante a lo largo de todo el proyecto y por mostrarme tan excelentemente la definición de compañerismo.

A mi familia quienes son mi mayor inspiración y motivo de seguir adelante, que han velado por mi bienestar durante toda mi vida y me han guiado en cada paso que doy.

A mis amigos por estar apoyándome en todos estos años durante todas mis luchas en la universidad, por estar ahí en los momentos que los necesité y ser los pilares para no darme por vencido.

Al Ing. Carlos Otárola Zúñiga por hacer de este proyecto una realidad y por actuar como un mentor excepcional evacuando las dudas que me surgieron a lo largo de todo el proyecto.

A todos los demás profesores que fueron parte de mi formación académica, me faltan páginas para agradecerles en lo que me han convertido, lo que les debo y la motivación que me han dado para adentrarme en un mundo tan apasionante como lo es la ingeniería.

Tabla de Contenido

| | |
|--|----|
| Tabla de Contenido..... | 5 |
| Índice de Figuras | 10 |
| Índice de Tablas..... | 15 |
| Tabla de Abreviaturas..... | 17 |
| Resumen | 18 |
| Abstract..... | 19 |
| Introducción..... | 20 |
| Capítulo 1 . Descripción de la Institución | 21 |
| 1.1. Aspectos Generales | 21 |
| 1.2. Valores..... | 22 |
| 1.3. Estructura Organizacional | 22 |
| 1.3.1. División de Biología experimental | 22 |
| 1.3.2. División de Física Aplicada..... | 22 |
| 1.3.3. División de Ciencias de la Tierra..... | 23 |
| 1.3.4. División de Oceanografía | 23 |
| 1.3.4.1. Departamento de Oceanografía Física | 23 |
| 1.4. Contribución de otras identidades | 24 |
| 1.4.1. CEMIE-Océano | 24 |
| 1.4.2. CIGoM..... | 24 |
| 1.4.3. Universidad de Colima | 25 |
| Capítulo 2 . Definición del proyecto | 26 |
| 2.1. Contexto Operativo | 26 |
| 2.1.1. CEO-PSG..... | 26 |

| | |
|--|----|
| 2.1.2. Condiciones actuales | 27 |
| 2.2. Justificación del proyecto..... | 28 |
| 2.2.1. Interés de investigación | 30 |
| 2.3. Planteamiento del problema | 30 |
| 2.4. Objetivos | 31 |
| 2.4.1. Objetivo General..... | 31 |
| 2.4.2. Objetivos Específicos | 31 |
| 2.5. Metodología..... | 31 |
| 2.5.1. Etapas del proyecto..... | 31 |
| 2.5.2. Actividades | 32 |
| 2.5.3. Cronograma de desarrollo del proyecto..... | 33 |
| 2.6. Alcance..... | 34 |
| Capítulo 3. Marco Teórico..... | 36 |
| 3.1. Dispositivos WECs o CEO..... | 36 |
| 3.1.1. Funcionamiento por columnas de agua oscilante | 37 |
| 3.1.2. Funcionamiento por rebasamiento..... | 37 |
| 3.1.3. Funcionamiento por cuerpos oscilantes..... | 38 |
| 3.2. Ondas mecánicas | 40 |
| 3.2.1. Oleaje..... | 41 |
| 3.3. Modelos a escala | 46 |
| 3.3.1. Ley de Similitud de Froude | 47 |
| 3.3.2. Canal generador de olas..... | 48 |
| 3.4. Análisis estadístico de datos..... | 49 |
| 3.4.1. Regresión lineal para aplicaciones ingenieriles | 49 |
| 3.5. Principios mecánicos..... | 52 |

| | |
|--|-----|
| 3.5.1. Fuerza de boyante | 52 |
| 3.5.2. Análisis estático | 52 |
| 3.5.3. Análisis dinámico | 53 |
| 3.5.4. Impacto | 54 |
| 3.5.5. Esfuerzos mecánicos..... | 57 |
| 3.5.6. Concentradores de esfuerzo..... | 64 |
| 3.5.7. Análisis de Fatiga | 65 |
| 3.5.8. Análisis de elemento finito | 72 |
| Capítulo 4 . Información de grupo de Oleaje y condiciones de carga actual | 73 |
| 4.1. Generalidades | 73 |
| 4.2. Contexto dimensional de modelo CEO-PSG escala 1:20 | 73 |
| 4.3. Condiciones oceanográficas de la zona..... | 76 |
| 4.4. Campaña de experimentos del 2 de agosto del 2021..... | 77 |
| 4.4.1. Configuración de instrumentación para experimentos | 79 |
| 4.4.2. Análisis de datos | 81 |
| 4.5. Cálculo de frecuencia, tiempo efectivo de experimentos y número de ciclos | 84 |
| 4.6. Cálculo de fuerza impactante en condiciones críticas de funcionamiento | 85 |
| 4.6.1. Cálculo por medio de fuerza boyante | 85 |
| 4.6.2. Cálculo por medio análisis estadístico..... | 87 |
| Capítulo 5 . Análisis Estático – Estructural de limitador mecánico | 94 |
| 5.1. Dimensiones, propiedades y análisis de movimiento de limitadores mecánicos de plataforma CEO-PSG escala 1:20 | 94 |
| 5.2. Factor de impacto | 99 |
| 5.3. Determinación de Esfuerzos en limitador mecánico..... | 100 |
| 5.4. Teoría de falla de Von Mises | 104 |

| | | |
|---|--|-----|
| 5.5. | Análisis de Fatiga en limitador mecánico | 105 |
| 5.6. | Energía de impacto..... | 108 |
| 5.7. | Inconvenientes de limitadores mecánicos actuales | 109 |
| Capítulo 6 . Alternativas para el rediseño de los limitadores mecánicos de la plataforma CEO-PSG escala 1:20..... | | 111 |
| 6.1. | Cambio de material en limitadores..... | 111 |
| 6.2. | Cambio de geometría en limitadores..... | 112 |
| 6.3. | Implementación de amortiguadores | 115 |
| 6.3.1. | Selección de amortiguadores | 115 |
| 6.3.2. | Piezas diseñadas..... | 120 |
| 6.3.3. | Piezas modificadas..... | 124 |
| 6.3.4. | Análisis del Vástago de Rebote | 124 |
| 6.3.5. | Mejoras del diseño | 131 |
| 6.4. | Comparativa de propuestas | 133 |
| Capítulo 7 . Análisis Económico | | 136 |
| 7.1. | Costos de implementación..... | 136 |
| 7.2. | Análisis Financiero por medio de VAN incremental | 137 |
| Capítulo 8 . Conclusiones y recomendaciones | | 141 |
| 8.1. | Conclusiones | 141 |
| 8.2. | Recomendaciones..... | 142 |
| Bibliografía..... | | 143 |
| Anexos..... | | 146 |
| Anexo 1. Tabla resumen de resultados..... | | 146 |
| Anexo 2. Memoria de cálculo de factor de impacto de limitadores mecánicos | | 151 |
| Anexo 3. Memoria de cálculo de esfuerzo en A para Caso A..... | | 152 |

| | |
|--|-----|
| Anexo 4. Memoria de cálculo de esfuerzo en A para Caso B | 153 |
| Anexo 5. Memoria de cálculo de esfuerzo en A para Vástago de Rebote | 154 |
| Anexo 6. Memoria de cálculo de distancia de compresión y energía adicional de amortiguadores | 155 |
| Anexo 7. Cotización de CEO-PSG escala 1:20..... | 156 |
| Anexo 8. Datasheet de Amortiguador 6528K511 | 157 |
| Anexo 9. Datasheet de Amortiguador 3692K24 | 158 |
| Anexo 10. Datasheet de Soporte de Riel MGN-H..... | 159 |
| Anexo 11. Datasheet Cremallera 6295K11 | 160 |
| Anexo 12. Cotización de Protolabs para cambio geométrico de Limitador Mecánico .. | 161 |
| Anexo 13. Cotización de HUBS para alternativas geométricas y de material de Limitadores Mecánicos..... | 162 |
| Anexo 14. Cotización de HUBS para piezas diseñadas para la implementación de amortiguadores | 163 |
| Anexo 15. Cotización de HUBS para Limitadores mecánicos Originales | 164 |
| Anexo 16. Vista Explosionada de Generador Lineal Modificado. Sin Escala. | 165 |
| Anexo 17. Plano de Apoyo para Soporte de Generador. Sin Escala | 166 |
| Anexo 18. Plano de Acople para Amortiguador Superior. Sin Escala | 167 |
| Anexo 19. Plano de Acople para Amortiguador Inferior. Sin Escala..... | 168 |
| Anexo 20. Plano de Vástago Principal. Sin Escala | 169 |
| Anexo 21. Plano de Vástago de Rebote. Sin Escala..... | 170 |
| Anexo 22. Macros utilizados en VisualBasic | 171 |
| Anexo 23. Mapa de ciclos de vida de limitadores originales con fuerza de 300N..... | 173 |

Índice de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 2.1. Modelo de versión tres, real tamaño a escala reducida. Esquemas del CEO-PSG. Vista frontal y Vista superior. Vista isométrica. (Galván-Pozos & Ocampo-Torres, 2020)..... | 26 |
| Figura 2.2. Limitador Mecánico de plataforma CEO-PSG escala 1:20 del CICESE. Fuente: Elaboración Propia. | 28 |
| Figura 2.3. Diagrama de flujo para la metodología. Fuente: Elaboración propia. | 32 |
| Figura 2.4. Cronograma para proyecto. Fuente: Elaboración propia | 34 |
| Figura 3.1. Esquema de un dispositivo WEC genérico. Fuente: (Galván Pozos, Ocampo Torres, Cañedo, & all, 2019) | 36 |
| Figura 3.2. Categorización de dispositivos WECs por funcionamiento. Fuente: (Pecher & Kofoed, 2017)..... | 37 |
| Figura 3.3. Dispositivo Creastwing. Fuente: (Joubert, Van Niekerk, Reinecke, & Meyer, 2013)..... | 38 |
| Figura 3.4. Ejemplo típico de un robot Stewart-Gough. Fuente: (Galván & Ocampo, 2018) | 39 |
| Figura 3.5. a) Ondas transversales, b) Ondas longitudinales, c) Ondas en superficie de líquido. Fuente: (Young & Freedman, 2009) | 40 |
| Figura 3.6. Clasificación del oleaje según su periodo. Fuente: (Folley, 2017) | 42 |
| Figura 3.7.. Principales parámetros físicos que definen una ola. Fuente: (Carballo Sánchez, Areán Varela, López Moreira, & Iglesias Rodríguez, 2020)..... | 42 |
| Figura 3.8. Movimiento de partículas según su profundidad. Fuente: (Holthuijsen, 2007).43 | |
| Figura 3.9. Superposición de olas en el océano. Fuente: (Lizano)..... | 43 |
| Figura 3.10. Resultado (derecha) de la suma de 7 oleajes regulares (izquierda). Fuente: (Carballo Sánchez, Areán Varela, López Moreira, & Iglesias Rodríguez, 2020) | 44 |
| Figura 3.11. Superposición de ondas para crear una elevación de la superficie del agua (izquierda) y espectro resultante (derecha). Fuente: (Pecher & Kofoed, 2017) | 45 |
| Figura 3.12. Diferencial de columna de agua en una onda superficial armónica. Fuente: (Holthuijsen, 2007)..... | 45 |
| Figura 3.13. Gráficas que evidencian un buen ajuste y uno deficiente. Fuente: (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2012)..... | 50 |

| | |
|---|----|
| Figura 3.14. Intervalos de predicción y de confianza. Fuente: (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2012) | 51 |
| Figura 3.15. Constante de Rigidez para diferentes fuerzas. Fuente: (Juvinall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)..... | 56 |
| Figura 3.16. Esfuerzo normal en condición de tensión y compresión. Fuente: (Hibbeler, 2015)..... | 58 |
| Figura 3.17. Esfuerzo Cortante de una viga con dos soportes. Fuente: (Hibbeler, 2015) | 58 |
| Figura 3.18. Representación de esfuerzo cortante longitudinal y transversal. Fuente: (Hibbeler, 2015) | 59 |
| Figura 3.19. Esquema real de distribución de esfuerzo cortante. Fuente: (Hibbeler, 2015) | 60 |
| Figura 3.20 . Representación gráfica de esfuerzo máximo. Fuente: Elaboración Propia..... | 61 |
| Figura 3.21. Vista de esta general en dos dimensiones y tres dimensiones. Fuente: (Hibbeler, 2015) | 62 |
| Figura 3.22. Representación gráfica de esfuerzos principales en el plano Fuente: (Hibbeler, 2015)..... | 63 |
| Figura 3.23. Gráfico para la localización del factor K en una barra. Fuente: (Juvinall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996) | 65 |
| Figura 3.24. Gráfica S-N para aleaciones de Aluminio. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)..... | 66 |
| Figura 3.25. Gráfico de fracción de resistencia a la fatiga f. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012) | 68 |
| Figura 3.26. Intervalos de ciclos de vida para un material. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012) | 69 |
| Figura 3.27. Diámetro equivalente para obtención de k_b de componente estructural rectangular. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012) | 70 |
| Figura 3.28. Segunda etapa de análisis de elemento finito (González & González, 2019).. | 72 |
| Figura 4.1. Modificación a la configuración de posicionamiento de plataforma CEO-PSG escala 1:20 del CICESE. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021)..... | 74 |
| Figura 4.2. a) Vista Superior de esquema CEO-PSG, b) Vista inferior de esquema CEO-PSG, c) Vista lateral de esquema CEO-PSG. Fuente: (Galván Pozos, Ocampo Torres, Cañedo, & all, 2019) | 74 |

| | |
|--|----|
| Figura 4.3. Sitio ITS con coordenadas (31.8N, 116.8W) y su diagrama de distribución conjunta. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021) | 76 |
| Figura 4.4. Selección de condición nominal y crítica de funcionamiento. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021) | 77 |
| Figura 4.5. (a) Distribución de grupos para experimentos. (b) Diagrama de distribución conjunta con probabilidad de ocurrencia. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021)..... | 78 |
| Figura 4.6. Configuración de dispositivos utilizados en Campaña de experimentos. Fuente: Elaboración propia..... | 80 |
| Figura 4.7. Vista de planta de Sistema de Captación (SC). Fuente: (Galván Pozos, Ocampo Torres, Cañedo, & all, 2019) | 81 |
| Figura 4.8 . Comportamiento de sensores de nivel de agua en canal de olas de la Universidad de Colima. Fuente: Elaboración Propia | 82 |
| Figura 4.9. Distancia entre el limitador mecánico de actuador y sensor de distancia utilizado en plataforma CEO-PSG. Fuente: Elaboración propia..... | 83 |
| Figura 4.10. Distancia de la barra al limitador mecánico en condición 01. Fuente: Elaboración Propia | 83 |
| Figura 4.11. . Movimiento realizado por flotador del sistema de captación de CEO-PSG. Fuente: Elaboración Propia | 85 |
| Figura 4.12. Diagrama para análisis estático de fuerza boyante. Fuente: Elaboración propia. | 86 |
| Figura 4.13. Predicción de datos para aceleración de L3. Fuente: Elaboración propia..... | 91 |
| Figura 4.14. Predicción de datos para velocidad de L3. Fuente: Elaboración propia | 91 |
| Figura 5.1. Vista explosionada de generador lineal de plataforma CEO-PSG escala 1:20. Fuente: Elaboración Propia | 96 |
| Figura 5.2. Vista de conjunto de generador lineal de plataforma CEO-PSG escala 1:20. Fuente: Elaboración Propia. | 96 |
| Figura 5.3. Limitador mecánico de plataforma CEO-PSG. Fuente: Elaboración Propia..... | 98 |
| Figura 5.4 . Dimensiones en mm de limitador mecánico de plataforma CEO-PSG Fuente: Elaboración Propia | 98 |
| Figura 5.5. a) Vista lateral sin aplicación de fuerza b) vista lateral con aplicación de fuerza. Fuente: Elaboración Propia | 99 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5.6. Configuración de simulación para Limitador mecánico. Fuente: Elaboración propia..... | 101 |
| Figura 5.7. Ubicación de esfuerzo máximo de limitador mecánico. Fuente: Elaboración propia..... | 101 |
| Figura 5.8. Determinación de Factor K para concentrador de esfuerzo. Fuente: (Juvinall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)..... | 102 |
| Figura 5.9. Curva SN del Aluminio 6061 y 7075. Fuente: (West, Martin, Nagel, Young, & all, 1994)..... | 105 |
| Figura 5.10. Resultados de vida en estudio de fatiga para limitadores mecánicos en condiciones críticas de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia..... | 108 |
| Figura 6.1. Mapa de vida en limitadores fabricados con Acero A36. Fuente: Elaboración Propia..... | 112 |
| Figura 6.2. Opciones para el cambio de geometría en limitadores mecánicos. Fuente: Elaboración Propia..... | 113 |
| Figura 6.3. Obtención de K para concentrador de esfuerzo. Fuente: (Juvinall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)..... | 113 |
| Figura 6.4. Mapa de esfuerzos para limitador mecánico con cambio geométrico. Fuente: Elaboración Propia..... | 114 |
| Figura 6.5. Distintos amortiguadores disponibles. Fuente: (McMaster-Carr, 2022)..... | 116 |
| Figura 6.6. Plano de Amortiguador 3692K24. Fuente: (McMaster-Carr, 2022)..... | 117 |
| Figura 6.7. Plano de Amortiguador 6528K511. Fuente: (McMaster-Carr, 2022)..... | 118 |
| Figura 6.8. Piezas nuevas diseñadas para cada generador lineal. Fuente: Elaboración propia..... | 120 |
| Figura 6.9. Pieza encargada de acople de amortiguador con vástago principal de la plataforma. Fuente: Elaboración propia..... | 121 |
| Figura 6.10. Croquis de la pieza: Vástago de rebote. Fuente: Elaboración propia..... | 121 |
| Figura 6.11. Pieza encargada de dar apoyo al generador. Fuente: Elaboración propia..... | 122 |
| Figura 6.12. Vástago Principal con agujeros nuevos y aumento en longitud. Fuente: Elaboración Propia..... | 123 |
| Figura 6.13. Partes con modificaciones para acople de nuevas piezas. Fuente: Elaboración propia..... | 124 |

| | |
|--|-----|
| Figura 6.14. Plano de Vástago de Rebote, sin escala, ajustado a la hoja. Fuente: Elaboración Propia..... | 125 |
| Figura 6.15. Configuración para simulación de Vástago de Rebote. Fuente: Elaboración propia..... | 127 |
| Figura 6.16. Ubicación de esfuerzo máximo en Vástago de Rebote. Fuente: Elaboración propia..... | 127 |
| Figura 6.17. Obtención de K para concentrador de esfuerzo de Vástago de Rebote. Fuente: (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996) | 128 |
| Figura 6.18. Reacciones necesarias para que los tornillos del Vástago de Rebote tengan problemas por fatiga en los primeros 1000 ciclos. Fuente: Elaboración propia..... | 130 |

Índice de Tablas

| | |
|--|-----|
| Tabla 2.1. Metodología para proyecto. Fuente: Elaboración propia | 32 |
| Tabla 3.1. Modelos a escala de acuerdo a la ley de similitud de Froude. Fuente: (Goda, 2000)..... | 48 |
| Tabla 3.2. Valores importantes para la obtención de ka. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)..... | 70 |
| Tabla 3.3. Valores para la determinación de kb. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)..... | 70 |
| Tabla 3.4. Factor de confiabilidad ke. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)..... | 71 |
| Tabla 4.1. Parámetros de diseño de CEO-PSG. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021) | 75 |
| Tabla 4.2. Factores de escala a partir de la ley de similitud de Froude. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021) | 75 |
| Tabla 4.3. Condiciones de oleaje regular e irregular correspondiente a la escala 1:20. Sitio ITS. En donde $\lambda = gT^2/2\pi$. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021) | 78 |
| Tabla 4.4. Tiempo efectivo, periodo y número de ciclos de campaña de experimentos. Fuente: Elaboración Propia | 84 |
| Tabla 4.5. Distancia mínima de la barra al limitador en condiciones críticas de funcionamiento, de campaña de experimentos. Fuente: Elaboración propia | 89 |
| Tabla 4.6. Velocidad máxima de la barra del actuador en condiciones críticas de funcionamiento, en campaña de experimentos. Fuente: Elaboración propia | 89 |
| Tabla 4.7. Aceleración máxima en condiciones críticas de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia..... | 90 |
| Tabla 4.8 . Funciones que describen los datos de velocidad y aceleración para L3. Fuente: Elaboración propia..... | 92 |
| Tabla 4.9. Aceleración y Velocidad para condiciones críticas. Fuente: Elaboración propia..... | 93 |
| Tabla 5.1. Propiedades del material Aluminio 6061. Fuente: SolidWorks | 95 |
| Tabla 5.2. Piezas de generador lineal de plataforma CEO-PSG escala 1:20. Fuente: Elaboración propia..... | 97 |
| Tabla 5.3. Resultados obtenidos por método analítico para factor de impacto y fuerza equivalente..... | 100 |
| Tabla 5.4. Esfuerzos resultantes para punto A, en MPa. Fuente: Elaboración Propia | 103 |

| | |
|--|-----|
| Tabla 5.5. Esfuerzos mediante teoría de falla estática, Von Mises. Fuente: Elaboración Propia..... | 104 |
| Tabla 5.6. Valores para cálculo del número de ciclos N de limitadores mecánicos. Fuente: Elaboración Propia | 106 |
| Tabla 5.7. Ciclos de vida limitadores mecánicos en punto A durante condición crítica. Fuente: Elaboración Propia | 107 |
| Tabla 5.8. Energía perdida en impacto de limitadores mecánicos. | 108 |
| Tabla 5.9. Límites del diseño actual de limitadores mecánicos. Fuente: Elaboración propia | 110 |
| Tabla 6.1. Propiedades del material Acero A36. Fuente: SolidWorks..... | 111 |
| Tabla 6.2. Esfuerzos resultantes para punto A con cambio geométrico, en MPa. Fuente: Elaboración Propia | 114 |
| Tabla 6.3. Valores relevantes para la selección de amortiguadores. Fuente: Elaboración Propia..... | 116 |
| Tabla 6.4. Compresión de amortiguadores con fuerza de 68,9 N | 119 |
| Tabla 6.5. Esfuerzos resultantes para punto A, en MPa. Fuente: Elaboración Propia | 129 |
| Tabla 6.6. Esfuerzos mediante teoría de falla estática, Von Mises. Fuente: Elaboración Propia..... | 129 |
| Tabla 6.7. Comparativa de ciclos de trabajo y frecuencia. Fuente: Elaboración Propia | 131 |
| Tabla 6.8. Límites del diseño actual de limitadores mecánicos. Fuente: Elaboración Propia | 133 |
| Tabla 6.9. Comparativa entre alternativas de rediseño. Fuente: Elaboración propia | 133 |
| Tabla 6.10. Magnitudes de fuerza y energía aplicando Ley de Similitud. Fuente: Elaboración Propia | 135 |
| Tabla 7.1. Desglose de costos para fabricación de piezas y compra de Amortiguadores. Fuente: Elaboración Propia. | 137 |
| Tabla 7.2. Cálculo de diferencia de Costos Operativos..... | 138 |
| Tabla 7.3, Cálculo de VAN incremental. Fuente: Elaboración Propia..... | 139 |

Tabla de Abreviaturas

CEO: Convertidor de Energía del Oleaje

PSG: Plataforma Stewart Gough

F.S: Factor de seguridad

CEO-PSG: Convertidor de Energía del Oleaje basado en el concepto de Plataforma Stewart Gough

WEC: Convertidor de Energía en las Olas (Wave Energy Converter)

FEA: Análisis de Elemento Finito (*Finite Element Analysis*)

DOF: Número de Grados de Libertad (*Degrees of Freedom*)

H_s : Altura significativa

A: Amplitud del oleaje

ITS: Isla Todos Santos

R^2 : Coeficiente de determinación

k: Constante de elasticidad

K: Factor de concentrador de esfuerzo

E: Módulo de elasticidad

L(1,2,3,4,5,6): Número de Actuador

TS: Tapa Superior

TP: Tapa Perforada

SC: Sistema de Captación

SA: Sistema de Anclaje

PTO: Sistema de Toma de Fuerza

DPT: Dispositivo Puntual Tradicional

Resumen

El departamento de Oceanografía Física del Centro de Investigación Científica y Educación Superior de Ensenada (CICESE), en colaboración con el Centro de Innovación de Energía en el Océano (CEMIE-Océano) trabajan en el desarrollo de proyectos para la obtención de energía a partir del oleaje característico de Baja California en México, para ello, se ha desarrollado un Convertidor de Energía del Oleaje – Plataforma Stewart Gough (CEO-PSG) el cual se encuentra en etapa de pruebas de sus modelos a escala.

El modelo de la plataforma CEO-PSG escala 1:20 hace uso de actuadores que funcionan a la vez como estructura con la capacidad de obtener energía limpia a partir del movimiento de las olas. Este modelo a escala ha pasado por pruebas experimentales en el Canal de Olas de la Universidad de Colima, sometiéndose a distintas condiciones de oleaje regular, de las cuales se han obtenido datos importantes, sin embargo, las existencias de golpes en los limitadores mecánicos de la plataforma durante los experimentos con olas de determinada amplitud y frecuencia han llevado al equipo del Departamento de Oceanografía a cesar las pruebas.

Este proyecto final de graduación consiste en el rediseño de los limitadores mecánicos presentes en el dispositivo CEO-PSG escala 1:20 del CICESE por medio del análisis de esfuerzos mediante el método de Análisis de Elemento Finito (FEA), con el objetivo de aumentar el rango de amplitud y frecuencia de ola a la que puede ser sometido el dispositivo para dar continuidad a los experimentos con el modelo a escala.

Para esta investigación se calcularon las fuerzas involucradas que se ejercen en los limitadores mecánicos actuales por métodos analíticos y se validaron mediante simulaciones mecánicas en los elementos de interés.

El rediseño de los limitadores mecánicos para el aumento del rango de operación en cuanto a amplitud y frecuencia implicó la realización de mejoras en el diseño estructural de la plataforma implementando también el uso de amortiguadores, obteniendo como resultado en comparación con el diseño original un aumento en la fuerza límite que soporta el sistema de 67%, un aumento en la amplitud de oleaje a la que puede ser sometida de 36% y por último un aumento en la frecuencia de 152%.

Abstract

The Department of Physical Oceanography of the Ensenada Center for Scientific Research and Higher Education (CICESE), in collaboration with the Ocean Energy Innovation Center (CEMIE-Ocean) work on the development of projects to obtain energy from the surge, for this, a Surge Energy Converter - Stewart Gough Platform (CEO-PSG) has been developed which is in the testing stage of its scale models. The CEO-PSG 1:20 scale model makes use of actuators that work at the same time as a structure with the ability to obtain clean energy from the movement of the waves.

This scale model has undergone experimental tests in the Wave Channel of the University of Colima, being subjected to different conditions of regular waves, from which important data have been obtained, however, the existence of bumps in the mechanical limiters of the platform during the experiments with waves of a certain amplitude have led the Department of Oceanography to cease the tests.

This final graduation project consists of the redesign of the mechanical limiters present in the CICESE 1:20 scale CEO-PSG device by means of stress analysis using the Finite Element Analysis (FEA) method, with the objective of increasing the range of wave amplitude to which the device can be subjected to give continuity to the experiments with the scale model. For this research, the data resulting from the experiments performed in October 2021 with regular waves under 18 different conditions, carried out by the department, were taken into account.

The forces involved that are exerted on current mechanical limiters were calculated by analytical methods and validated by mechanical simulations on the elements of interest. The redesign of the mechanical limiters to increase the operating range implied making improvements in the structural design of the 1:20 scale CEO-PSG platform, as a result it was possible to obtain a structural design that reduces stresses at critical points.

Introducción

Se sabe que la energía eléctrica es un factor que impulsa el desarrollo de la civilización en la que se vive actualmente, además, el crecimiento demográfico se encuentra directamente relacionado con un constante aumento en la demanda energética. Existen muchas fuentes de generación de energía, sin embargo, durante los últimos años, las tendencias apuntan a la extracción de energías renovables o no contaminantes, una de ellas se encuentra basada en el movimiento del mar el cual es un movimiento perpetuo y gratuito.

En Departamento de Oceanografía del Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada (CICESE) ubicado en Baja California, México, uno de sus focos de investigación es la obtención de energía por medio de las olas. Para ello se ha fabricado un dispositivo con la capacidad de hacer su correcta extracción por medio de seis grados de libertad, llamado Convertidor de Energía del Oleaje – Plataforma Stewart Gough (CEO-PSG).

En el capítulo uno de este documento se presentan aspectos generales del CICESE en donde se puede observar cada una de sus divisiones, también se da a conocer la contribución que tiene este proyecto con otras entidades como el Centro Mexicano de Innovación en Energía Océano (CEMIE-Océano). A lo largo del siguiente capítulo se describe el contexto operativo de un modelo CEO-PSG a escala en posesión del CICESE, se plantea el proyecto desarrollado en este documento y la problemática que enfrenta en sus limitadores mecánicos, así como los objetivos generales y específicos. Se da a conocer la metodología con la que se actúa y las etapas del proyecto en orden y con un cronograma de desarrollo.

El capítulo tres brindan los fundamentos de la materia que se utiliza para la solución del problema, el cual se comienza a abarcar en el capítulo cuatro en donde se hace un análisis de la información disponible para el proyecto en el Grupo de Oleaje del CICESE. Se realiza también un análisis estructural de los limitadores mecánicos en donde se determinan los esfuerzos máximos a los que está sometida la pieza para presentar un capítulo seis en donde se consideran alternativas para el rediseño de los limitadores, con el propósito de la disminución de esfuerzos. También se realiza un análisis económico de la implementación de la solución seleccionada.

Por último, se hace una comparación para determinar el cumplimiento de los objetivos, obteniendo así las conclusiones y recomendaciones del proyecto.

Capítulo 1 . Descripción de la Institución

1.1. Aspectos Generales

El Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada (CICESE) se encuentra ubicado en Ensenada, Baja California, México. Esta institución fue creada por el gobierno federal mexicano en el año 1973, con el propósito de descentralizar las actividades científicas y traer avances tecnológicos al país, además, de ser de las principales instituciones que contribuyen con la generación de conocimiento científico para la solución de problemas que afectan social y económicamente a México. Por otra parte, también es el centro más grande de los 27 que conforman el Sistema de Centros Públicos de Investigación del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT).

Desde su creación el CICESE ha contado con una escuela de Posgrado, la cual se puede dividir en cuatro sectores académicos: Biología Experimental y Aplicada, Ciencias de la Tierra, Física Aplicada y Oceanografía. Cada uno de estos sectores posee diversos departamentos en los que se desarrollan los proyectos de investigación.

El desarrollo que ha tenido esta institución a lo largo de los años les ha permitido expandir sus tres programas de maestrías (en Oceanografía, en Geofísica y en Física Aplicada) en un total actual de 16 posgrados que cubren todas sus áreas de investigación.

Además de los departamentos de cada área el campus universitario del CICESE contiene diversas facultades de otras entidades como lo es el Centro de Nanociencias y Nanotecnología de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM).

El CICESE es una institución de referencia en el contexto científico de México, su excelencia académica apoya al desarrollo nacional y a la formación de recursos humanos que contribuyen a la generación de conocimiento para solventar problemas de carácter social y económico de la República mexicana.

Tienen objetivos estratégicos como fortalecer grupos de investigación e identificar áreas de oportunidad para aumentar el desarrollo, fomentar el desarrollo de proyectos multidisciplinarios de gran envergadura, mantener la pertinencia de los posgrados que tienen e incrementar su calidad, impulsar la transparencia tecnológica y de innovación, promover la apropiación social de la ciencia y elevar la visibilidad institucional, fortalecer el desarrollo del centro y Gestionar la captación de recursos.

1.2. Valores

El CICESE como institución de investigación de alto nivel, tiene objetivos que instan a la generación de conocimiento y tecnología de punta en diversas áreas, basadas en su misión y visión como empresa, los cuales son de suma importancia tanto a nivel nacional como internacional, estos son descritas a continuación:

Misión:

Generar conocimiento y tecnología que contribuya a la solución de problemas universales, nacionales y regionales, realizando investigación básica y aplicada y formando recursos humanos a nivel posgrado en ciencias biológicas, físicas, de la información, del mar y de la Tierra, dentro de un marco de responsabilidad, ética y liderazgo en beneficio de la sociedad.

Visión:

Ser un centro público de investigación con gran impacto transformador en la sociedad a través de la investigación científica, desarrollo tecnológico y de la formación de recursos humanos de alta de excelencia internacional.

1.3. Estructura Organizacional

Como se menciona con anterioridad el CICESE posee cuatro divisiones académicas: Ciencia de la Tierra, Biología Experimental y Aplicada, Física Aplicada y Oceanología, Estas cuatro divisiones contienen distintos departamentos encargados de llevar a cabo cada una de sus líneas de investigación en la que se tienen proyectos.

1.3.1. División de Biología experimental

Esta división se encarga de ampliar las investigaciones biológicas en el CICESE, contiene cuatro departamentos: Biología de la Conservación, Biotecnología Marina, Innovación Biomédica y Microbiología. Estas cubren áreas de gran interés científico y se llevan a cabo para atender las necesidades económicas y retos ecológicos que hay en la zona.

1.3.2. División de Física Aplicada

Formada por los departamentos de las Ciencias de la Computación, Electrónica y Telecomunicaciones, está formada por 50 investigadores y 24 técnicos que investigan en áreas de instrumentación y control, telecomunicaciones, electrónica de alta frecuencia, procesamiento digital de imágenes, entre otros.

1.3.3. División de Ciencias de la Tierra

Es la encargada de realizar investigaciones científicas básicas y aplicadas a áreas que cubren sus departamentos de Sismología, Geología y Geofísica Aplicada. Estas áreas se encargan de dar preparación en recursos humanos a nivel de maestría y doctorado en las mismas áreas de la ciencia.

1.3.4. División de Oceanografía

La División de Oceanografía tiene cinco departamentos: Acuicultura, Colegia marina, Oceanografía Biológica, Embarcaciones Oceanográficas y Oceanografía Física. Esta última es a la que pertenece este proyecto. La misión de esta división se basa en realizar investigación científica acerca de los procesos físicos, químicos, geológicos y biológicos que tienen lugar en el medio ambiente, además de formar recursos humanos altamente especializados a través de programas de posgrado. Esta división tiene el objetivo de formular estrategias para el aprovechamiento de los recursos naturales para la solución de problemas regionales, nacionales y globales.

1.3.4.1. Departamento de Oceanografía Física

El proyecto presente pertenece específicamente a este departamento, el cual se encarga de estudiar el océano en general y los mares mexicanos en particular. Estas investigaciones son de alto interés, generando la formación de recursos humanos a través de los tres niveles de profesionales. Actualmente cuenta con nueve líneas de investigación que incluyen los siguientes temas:

- Circulación y mareas en el Golfo de California: modelación numérica
- Oceanografía y circulación del Golfo de México y Mar Caribe
- Meteorología y climatología regional y de gran escala
- Dinámica de fluidos geofísicos: modelación teórica y experimentos de laboratorio
- Oleaje y tsunamis: simulaciones numéricas, predicción y observaciones
- Dinámica de lagunas costeras, mares regionales y puertos
- Oceanografía y circulación del Pacífico mexicano
- Cambio climático global e impacto regional
- Oceanografía dinámica observacional: circulación costera y dinámica de mesoescala.

1.4. Contribución de otras identidades

El CICESE mantiene relaciones con gran variedad de entidades tanto privadas como federales por lo que sus líneas de investigación en muchas ocasiones son compartidas, como en este caso, como se observa a continuación.

1.4.1. CEMIE-Océano

El Centro Mexicano de Innovación de Energía del Océano (CEMIE-Océano), es un ente multidisciplinario proveedor de investigación aplicada, desarrollo tecnológico e innovación, que está centralizado en la extracción de energía del océano por medio de una unión entre el gobierno, la industria y la academia.

El Centro Mexicano de Innovación en Energía Océano es el centro de investigación con mayores capacidades de desarrollo de tecnologías de alto impacto social e industrial, también posee el mayor número de líneas de investigación exitosas en Latinoamérica. Su misión es generar productos innovadores, técnicas y tecnologías que exploten la diversidad de recursos energéticos disponibles en el océano para así suministrar energía sustentable, efectiva y rentable que sea capaz de suplir la demanda en aumento de la República Mexicana.

Tienen como objetivos el aprovechamiento de sinergias mediante alianzas estratégicas multidisciplinarias participativas.

Su visión es poder hacer una reducción del uso de combustibles fósiles y por ende la disminución de los gases de efecto invernadero para así fomentar el crecimiento sustentable que garantice la seguridad energética.

Una línea de investigación muy importante para el CEMIE-Océano es la energía del oleaje, en donde se busca evaluar la disponibilidad de energía y potencia de las olas en zonas costeras. Para ello la institución lleva a cabo la evaluación de desempeño para convertidores de energía del Oleaje (WECs) en condiciones de campo.

1.4.2. CIGoM

El Consorcio de Investigación del Golfo de México (CIGoM) fue fundado en 2015 como un consorcio de investigación científica y de servicios de consultoría. Es un grupo de personal experimentado y capacitado que incluye más de trecientos investigadores participando activamente en proyectos de investigación en todo el país. En la actualidad su fuerte de investigación va de la mano con la degradación natural de los hidrocarburos, y en

determinar la capacidad de identificar los escenarios de derrames y su potencial efecto sobre los ecosistemas.

Además, brindan servicios a diferentes entes como estudios de línea base ambiental y servicios de cumplimiento. Monitoreo meteoceánico, exploración sísmica e hidroacústica, modelados numéricos y análisis de escenarios en respuesta a derrames de petróleo.

1.4.3. Universidad de Colima

La Universidad de Colima fundada en 1940 ubicada en el Centro Occidente de México, tiene como eje central el compromiso con la comunidad estudiantil y que trabaja para consolidarse como una universidad dinámica, comprometida con el fortalecimiento de la producción de conocimiento y recursos humanos.

Esta universidad mantiene relaciones con el CICESE, entre las cuales se ha solicitado el préstamo del Canal de Olas existente en las instalaciones contribuyendo así a esta línea de investigación del presente proyecto.

Capítulo 2 . Definición del proyecto

2.1. Contexto Operativo

En colaboración con el CEMIE-Océano, profundizando en el Departamento de Oceanografía física del Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada (CICESE) se encuentra una línea de investigación directamente relacionada con el objetivo de la transformación de energía cinética de las olas en energía eléctrica. Esta línea de investigación estudia dispositivos WECs en entornos de simulación y pruebas experimentales de modelos a escala, para su futura utilización en la extracción de energías limpias para alimentar el país.

Uno de estos dispositivos es el CEO-PSG el cual se encarga de la correcta extracción de energía de las olas inspirado en una plataforma Stewart Wough .

2.1.1. CEO-PSG

Respondiendo a esta línea de investigación surge desde hace varios años la idea de un Convertidor de Energía del Oleaje – Plataforma Stewart Gough (CEO-PSG), el cual es un dispositivo innovador cuyo principal objetivo es la correcta extracción de la energía cinética contenida en la ola y su conversión en energía eléctrica aprovechable. Este dispositivo es capaz de aprovechar esta energía sin importar su dirección de propagación, debido a sus 6 grados de libertad.

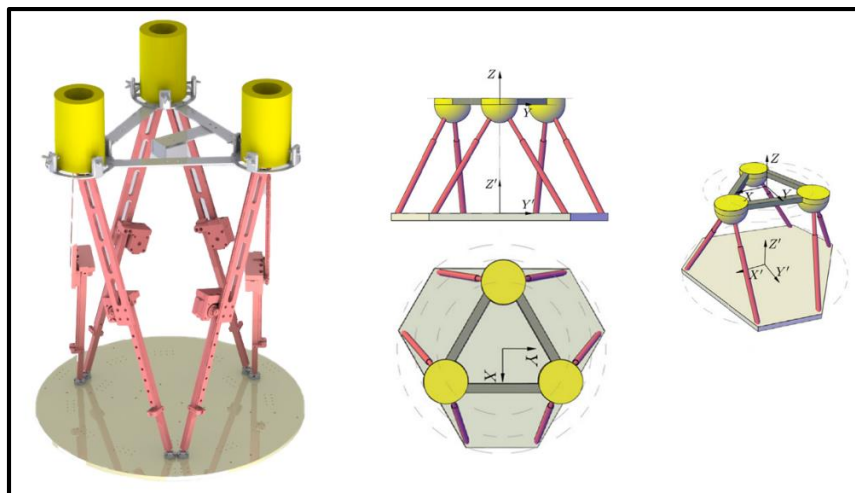


Figura 2.1. Modelo de versión tres, real tamaño a escala reducida. Esquemas del CEO-PSG. Vista frontal y Vista superior. Vista isométrica. (Galván-Pozos & Ocampo-Torres, 2020)

En la Figura 2.1 es posible observar tanto el diseño conceptual del dispositivo como su modelo de versión tres real a escala 1:20 en posesión del CICESE, en esta figura se

destacan sus secciones en amarillo que corresponden a boyas flotantes que son su sistema de captación (SC) por medio de fuerza boyante, sus secciones en rojo representando sus conversores de energía que actúan como sistema de toma de fuerza (PTO) los cuales se representaran más adelante por los nombres de L1, L2, L3, L4, L4 y L6 según corresponda, y una sección en gris refiriéndose a su Tapa Perforada (TP) que actúa como sistema de anclaje (SA).

La transmisión de energía de este dispositivo se da por medio de una estructura acoplada a una Cremallera 6295K11 (Anexo 11) que está asociada a una transmisión lineal y se desplaza a lo largo de una carrera hasta un limitador mecánico produciendo así, energía eléctrica en los generadores, por otra parte, este movimiento es llevando a cabo mediante un movimiento asociado a una onda armónica simple determinado por la trayectoria de las partículas del fluido. Los experimentos de este dispositivo se llevan a cabo colocando el sistema de anclaje de la plataforma fuera del agua, con el objetivo de resguardar los componentes electrónicos que posee la plataforma ya que esta no posee hermeticidad de los mismos.

2.1.2. Condiciones actuales

Actualmente además del diseño conceptual y análisis dinámico establecido por ecuaciones y explicado a detalle en (Galván-Pozos & Ocampo-Torres, 2020) el departamento de Oceanografía Física del CICESE posee una versión número tres que es física, la cual tiene una escala de 1:20 en la que se realiza investigación y experimentos con oleaje regular.

La División de Oceanología del CICESE se encarga de estar constantemente realizando experimentos con los diversos dispositivos en sus distintos departamentos, la plataforma CEO-PSG es un módulo que actualmente se encuentra en etapa de estudio e investigación.

Los experimentos con este tipo de dispositivos son llevados a cabo por investigadores del CICESE y el CEMIE-Océano en la Universidad de Colima, en ambientes controlados ya que son dispositivos a tamaño escala y en etapa de investigación por lo que no es un resultado final del arte y hay algunas variables no dimensionadas. Actualmente la plataforma CEO-PSG es utilizada en un canal de olas regulado en el que se puede configurar la amplitud y la frecuencia de las mismas, entre otros datos.

Durante los experimentos realizados al 22 de octubre del 2021 se ha evaluado el dispositivo en un total de 15 condiciones distintas, más que todo en oleaje regular, sin embargo, el rango de operación de dicho dispositivo ha sido muy reducido, esto debido a que en amplitudes mayores a 5 cm cuando la plataforma interactúa con las olas, el sector donde está ubicada la Cremallera 6295K11 (Anexo 11) para la transmisión de energía colisiona directamente con el limitador mecánico con el que cuenta la plataforma por lo que se suspenden los experimentos ya que esto podría ocasionar la sedancia del material con el que está fabricado o una ruptura del mismo, significando también desperdicio de material o pérdidas económicas produciendo otras piezas.

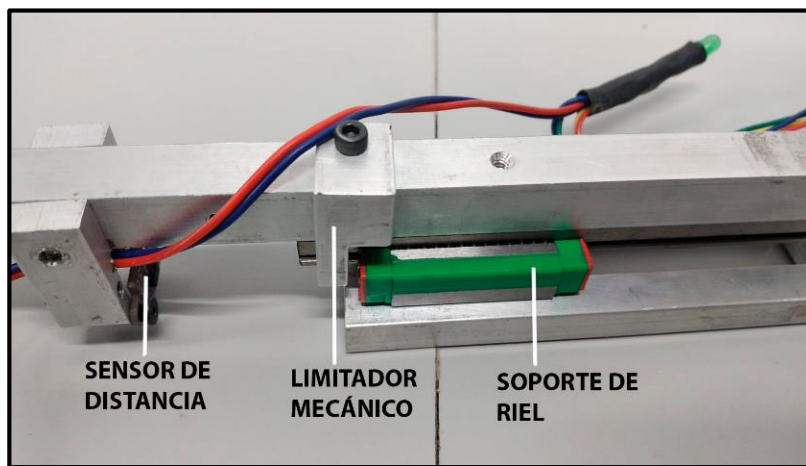


Figura 2.2. Limitador Mecánico de plataforma CEO-PSG escala 1:20 del CICESE. Fuente: Elaboración Propia.

En la Figura 2.2 es posible observar como el limitador mecánico impactaría la pieza donde está el soporte del riel de la barra que posee la Cremallera 6295K11 (Anexo 11) y actúa como estructura en este caso, este límite mecánico está ajustado a la estructura por medio de un elemento roscado.

La carencia de diseño mecánico del CEO-PSG ha provocado muchas limitantes para los investigadores encargados por lo que este proyecto busca aumentar la amplitud de trabajo del dispositivo y evitar el gasto innecesario reparando el generador lineal de la plataforma.

2.2. Justificación del proyecto

La colaboración que tiene el CEMIE-Océano con el CICESE en gran parte radica en que ambos tienen investigaciones en áreas similares como la oceanografía, por lo que continuar estas líneas investigativas es de gran importancia para la generación de conocimiento y el desarrollo de tecnologías de la zona. Además, como lo dice la misión del

CEMIE-Océano estos proyectos pretenden dar solución a la demanda energética de la República mexicana en un futuro, por lo que es necesario priorizar los obstáculos que se encuentren en esta línea de investigación.

El realizar el correcto rediseño de los límites mecánicos del dispositivo contribuye a continuar con los ensayos de la plataforma CEO-PSG escala 1:20, ya que estos se han visto restringidos por las colisiones del riel de la barra con el limitador de la carrera.

Existe una posibilidad muy grande que ocurra una ruptura en la estructura de la plataforma debido a grandes esfuerzos que se producen al no ejecutar una corrección mecánica pronto, por otra parte, como se observa en la Figura 2.2 cada elemento estructural tiene ensamblados además del limitador mecánico, ciertos sensores que forman parte de su electrónica y de carácter necesarios que se encuentra ubicados en una posición muy cercana a la cara que colisiona por lo que estos se podrían ver directamente comprometidos. Esto implicaría directamente un retraso en la investigación que se lleva a cabo con la plataforma y los gastos que esto conlleva.

El CICESE posee una gran autonomía en cuanto a sus investigaciones se refiere, por lo que muchas veces es el encargado de materializar la mayor parte de estos proyectos de investigación. Con el análisis de elemento finito y la correcta solución del problema planteado se ahorrarán gastos en la obtención de materia prima para remplazo de sus componentes, además de dar continuidad a los experimentos que se llevan a cabo con la plataforma CEO-PSG ampliando su rango de operación en cuando a amplitud y frecuencia del oleaje se refiere. Para una institución como el CICESE es muy importante llegar a conocer estos parámetros debido a que contribuyen con la generación de conocimiento científico de la zona, conocer además el impacto de los fenómenos ambientales sobre la plataforma CEO-PSG ayuda a un incremento en el conocimiento de las zonas costeras para futuros proyectos de investigación.

El impacto de este proyecto tiene connotaciones tanto económicas como académicas sin embargo también representa un fuerte impacto en la producción de energía en este caso.

Las implicaciones económicas se dan por las pérdidas que ocasionaría el fallo en el equipo considerando todos los aspectos que permiten que el proyecto se lleve a cabo como la mano de obra de su construcción o los recursos necesarios. El impacto académico también es muy importante en este caso ya que como se menciona anteriormente en la problemática

planteada y el cese de los experimentos impiden la continuidad del desarrollo de conocimiento en esta área. Por último, las repercusiones productivas van de la mano con la obstaculización de la misión del CEMIE-Océano, la cual es entregar energía limpia para cubrir la demanda en aumento de la República Mexicana.

2.2.1. Interés de investigación

La investigación presente es importante para dar continuidad a los experimentos en el dispositivo, de esta forma se podrían dar pasos adelante en la investigación en general para así poder optar en un futuro por un dispositivo funcional a tamaño real que abastezca a la República mexicana de electricidad.

El interés asociado al cumplimiento de los objetivos de esta investigación se encuentra relacionado como se ha podido observar con aspectos de carácter económico y científico principalmente, el servicio de un rediseño como el que se busca para los limitadores mecánicos plataforma CEO-PSG escala 1:20 en posesión del CICESE, es un servicio que es posible adquirirlo por terceros sin embargo esto presenta distintas desventajas en caso hacer una subcontratación de este tipo:

- Siendo una contratación a terceros los costos totales de diseño y fabricación son muy elevados.
- Al ser el CICESE un centro de estudio de posgrado, estaría perdiendo la capacidad de enseñar al recurso humano sobre el proceso de diseño.
- El procedimiento de diseño que se lleve a cabo por la empresa es desconocido por el CICESE por lo que en modelos futuros se tendrá la misma incapacidad de realizar modificaciones mecánicas a la plataforma, creando dependencia hacia la empresa.

2.3. Planteamiento del problema

Se requiere el aumento del rango de operación que tiene el dispositivo CEO-PSG a escala 1:20 en posesión del CICESE de tal forma que esta solución sea una manera económicamente viable para su realización y de esta forma dar continuidad a los experimentos realizados en la plataforma.

2.4. Objetivos

2.4.1. Objetivo General

Rediseñar los limitadores mecánicos de los Generadores Lineales de la Plataforma CEO-PSG escala 1:20 del CICESE para que operen a los rangos máximos de amplitud y frecuencia de oleaje estipulados en las campañas de estudio del dispositivo.

2.4.2. Objetivos Específicos

1. Recopilar información sobre el funcionamiento y las condiciones oceanográficas a las que se encuentra sometida la plataforma CEO-PSG en condiciones críticas de funcionamiento.

Indicador de logro: Lista de fuerzas y esfuerzos que actúan sobre el dispositivo durante funcionamiento de oleaje crítico.

2. Diseñar una propuesta de limitador mecánico para la plataforma CEO-PSG a través de herramientas de diseño asistido por computadora (CAD).

Indicador de logro: Diseño de propuesta para limitador mecánico seleccionada mediante matriz de decisión.

3. Verificar la viabilidad técnico-financiera de la propuesta del limitador mecánico de la CEO-PSG.

Indicador de logro: Resultados de simulación con software CAD, Estudio que compruebe la factibilidad técnica y financiera de la propuesta

4. Presentar el diseño detallado de la propuesta por medio de la elaboración de planos y de la memoria de cálculo.

Indicador de logro: Informe final, planos de plataforma CEO-PSG y memoria de cálculo.

2.5. Metodología

La metodología del proyecto nace a partir de los objetivos específicos, a los cuales se les asignan actividades por realizar, y la fuente de información con la cual se llevará a cabo cada una de estas tareas.

2.5.1. Etapas del proyecto

El proceso utilizado para este tipo de proyectos, es un proceso iterativo llamado Ciclo de Desarrollo de Software (SDLC) que es utilizado comúnmente para desarrollo de software sin embargo puede ser aplicado a muchas otras aplicaciones. (Solano-Fernández & Porrás-Alfaro, 2020)

Básicamente este proceso se distingue por ser un modelo en cascada, el cual organiza las etapas del SDLC y se combina con una propuesta de iteraciones en el que se constituye un incremento funcional en el desarrollo del producto final. (Solano-Fernández & Porrás-Alfaro, 2020)

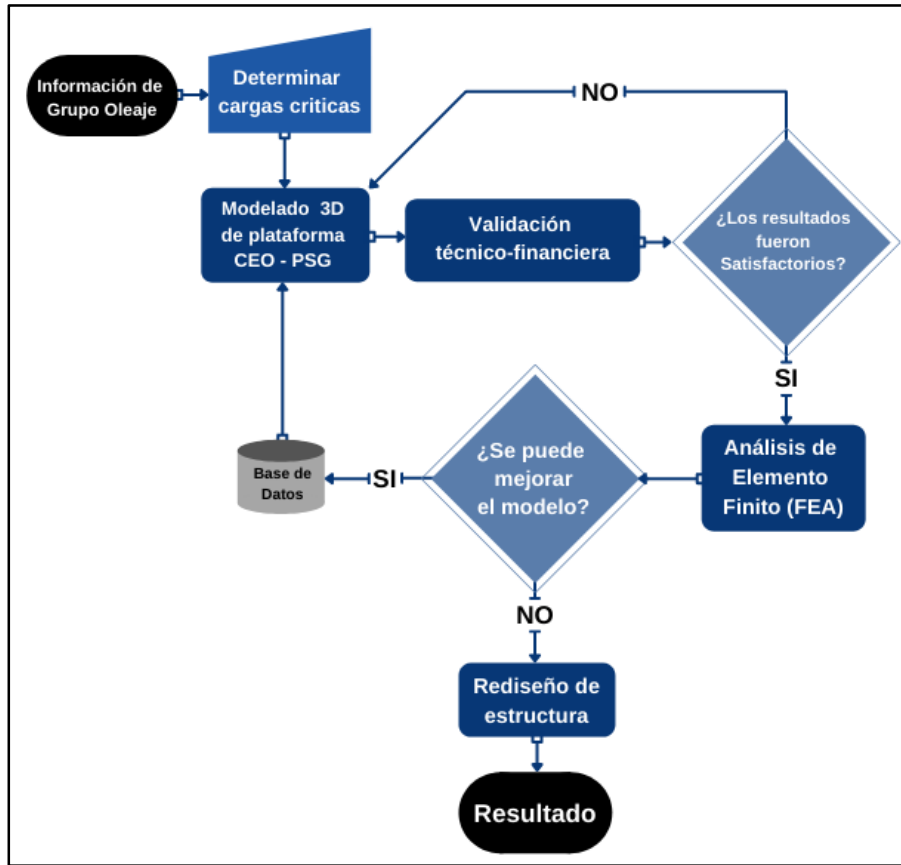


Figura 2.3. Diagrama de flujo para la metodología. Fuente: Elaboración propia.

2.5.2. Actividades

Tabla 2.1. Metodología para proyecto. Fuente: Elaboración propia

| Objetivo específico | Actividad por realizar | Fuente de información | Resultados esperados |
|--|--|---|---|
| Recopilar información sobre el funcionamiento y las condiciones oceanográficas a las que se encuentra sometida la plataforma CEO-PSG en condiciones críticas de funcionamiento. | <ul style="list-style-type: none"> *Estudiar sobre estado del arte de Plataforma CEO-PSG. *Analizar el problema planteado. *Investigar sobre pruebas en oleaje regular e irregular del dispositivo. *Calcular las fuerzas y esfuerzos de interés que actúan sobre la plataforma en estado crítico de funcionamiento. | <ul style="list-style-type: none"> *Documentos científicos. *Series de tiempo de experimentos realizados por el Grupo de Oleaje del CICESE. | <ul style="list-style-type: none"> *Lista de fuerzas y esfuerzos que actúan sobre el dispositivo durante funcionamiento de oleaje crítico. |

| | | | |
|--|--|---|---|
| Diseñar una propuesta de limitador mecánico para la plataforma CEO-PSG a través de herramientas de diseño asistido por computadora (CAD). | <ul style="list-style-type: none"> *Realizar propuesta con tres posibles soluciones al problema planteado. *Modelar soluciones en software CAD. *Crear una matriz de decisión técnico-financiera de las propuestas. | <ul style="list-style-type: none"> *Documentos científicos. *Investigadores del Grupo de Oleaje del CICESE *Modelo de plataforma en software CAD. *Cotizaciones realizadas. | <ul style="list-style-type: none"> *Matriz de decisión técnico-financiera para la selección de propuesta final. |
| Verificar la viabilidad técnico-financiera de la propuesta del limitador mecánico de la plataforma CEO-PSG. | <ul style="list-style-type: none"> *Modelado 3D actualizado de la plataforma CEO-PSG escala 1:20. *Definir mallas de cálculo 2D y 3D. *Simulaciones de los modelos con cargas previamente determinadas. *Realizar estudios de factibilidad y financieros | <ul style="list-style-type: none"> *Entregable de los objetivos anteriores. *Cálculos mecánicos. *Resultados de Simulación con software CAD | <ul style="list-style-type: none"> *Resultados de simulación con software CAD. *Estudio de factibilidad. |
| Presentar el diseño detallado de la propuesta por medio de la elaboración de planos y de la memoria de cálculo. | <ul style="list-style-type: none"> *Modelar la estructura de la plataforma CEO-PSG considerando los resultados obtenidos. *Elaboración de planos de la plataforma CEO-PSG optimizada. *Crear Memoria de cálculo *Realizar el informe final | <ul style="list-style-type: none"> *Entregable del objetivo específico tres *Resultados de Simulación con software CAD | <ul style="list-style-type: none"> *Informe final *Memoria de cálculo *Planos de plataforma CEO-PSG optimizada |

2.5.3. Cronograma de desarrollo del proyecto

Se estima que el proyecto se lleve a cabo en trece semanas esto debido a que no se contempla el uso de una prórroga. En este tiempo se distribuyen las tareas a realizar observadas en la metodología para cumplir con los objetivos específicos, además, se debe incluir un tiempo establecido para la redacción de un informe final en el cual se documentará la totalidad del proyecto.

| Diagrama de Gantt | | Semana 1 | Semana 2 | Semana 3 | Semana 4 | Semana 5 | Semana 6 | Semana 7 | Semana 8 | Semana 9 | Semana 10 | Semana 11 | Semana 12 | Semana 13 |
|---|---|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Actividad a realizar | | | | | | | | | | | | | | |
| Recopilar información sobre el funcionamiento y las condiciones oceanográficas a los que se encuentra sometida la plataforma CEO-PSG en condiciones críticas de funcionamiento. | Estudiar sobre estado del arte de Plataforma CEO-PSG del CICESE. Funcionamiento eléctrico y mecánico | █ | | | | | | | | | | | | |
| | Realizar un análisis técnico sobre del problema planteado en los limitadores del dispositivo. | █ | | | | | | | | | | | | |
| | Investigar sobre pruebas en oleaje regular e irregular realizadas en el canal de olas. | | █ | | | | | | | | | | | |
| | Calcular las fuerzas y esfuerzos de interés que actúan sobre la plataforma en estado crítico de funcionamiento. | | █ | | | | | | | | | | | |
| Diseñar una propuesta de limitador mecánico para la plataforma CEO-PSG a través de herramientas de diseño asistido por computadora (CAD). | Elaborar una propuesta con tres posibles soluciones al problema planteado. | | | █ | █ | | | | | | | | | |
| | Realizar el modelado de las soluciones en software CAD como lo es SolidWorks. | | | █ | █ | | | | | | | | | |
| | Crear una matriz de decisión técnico-financiera de las propuestas. | | | | █ | | | | | | | | | |
| Verificar la viabilidad técnico-financiera de la propuesta del limitador mecánico de la CEO-PSG. | Modelado actualizado de la plataforma CEO-PSG escala 1:20. | | | | | █ | █ | █ | | | | | | |
| | Definir las mallas de cálculo 2D y 3D que serán utilizadas en las simulaciones. | | | | | █ | █ | █ | | | | | | |
| | Análisis de elemento finito (FEA) de los modelos con cargas previamente determinadas. | | | | | █ | █ | █ | | | | | | |
| | Realizar estudios de factibilidad y financieros sobre la solución seleccionada | | | | | | | █ | █ | █ | | | | |
| Presentar el diseño detallado de la propuesta por medio de la elaboración de planos y memorias de cálculo. | Modelar la plataforma CEO-PSG optimizada considerando los resultados obtenidos. | | | | | | | | | | | █ | █ | |
| | Elaboración de planos de la plataforma CEO-PSG optimizada. | | | | | | | | | | | █ | █ | |
| | Crear memoria de cálculo e informe final del proyecto | | █ | | █ | | | | | █ | █ | █ | █ | |

Figura 2.4. Cronograma para proyecto. Fuente: Elaboración propia

2.6. Alcance

Este proyecto tiene un impacto relevante en el Grupo de Oleaje del CICESE, constituyendo una optimización del modelo de una plataforma CEO-PSG escala 1:20 para que esta funcione en amplitudes de ola mayores a las que operaba el modelo anterior, ocasionando que se reanuden los ensayos con la plataforma en el canal de olas y brindando a los investigadores un mayor margen de acción para sus experimentos.

Contribuye con el CEMIE-Océano ayudando a cumplir su misión como institución al estar cada vez más cerca de llevar a cabo dispositivos CEO-PSG funcionales en tamaño real con el propósito de suplir de energía eléctrica a parte de la República mexicana.

Para el CICESE y el CEMIE-Océano este proyecto a parte de tener implicaciones pedagógicas vistas anteriormente en la línea de investigación de energía del oleaje, tiene un impacto positivo en la economía de la institución.

Por otra parte, el proceso de análisis de elemento finito y el rediseño utilizando criterios mecánicos realizado en la plataforma contribuye con la formulación de conocimiento científico que posee una institución como el CICESE, al referirse a un proyecto de diseño mecánico brinda información importante de las condiciones ambientales a las que está sometida la plataforma en una determinada condición de oleaje regular describiendo así las condiciones regulares de operación en la Isla Todos Santos cerca del Golfo de México por lo que esto incluye:

- La determinación de cargas ambientales en la Isla Todos Santos (ITS).
- El análisis de esfuerzos bajo oleaje regular de la zona en la plataforma CEO-PSG.
- El rediseño de la estructura mejorando su rendimiento.

Capítulo 3 . Marco Teórico

3.1. Dispositivos WECs o CEO

Los dispositivos WECs son estructuras capaces de extraer la energía que hay disponibles en las olas y transformarlas en energía eléctrica aprovechable. Como es posible observar en la Figura 3.1 estos dispositivos tienen tres componentes principales: (1) Un sistema de captación (SC), el cual es el elemento con el que se extrae la energía de las olas y es conectado al sistema de toma de fuerza (Power Take Off, PTO); (2) El sistema de PTO, el cual es elemento que convierte la energía capturada en energía eléctrica y (3) el sistema de anclaje (SA), que va proporcionar al SC y al PTO. (Galván Pozos, Ocampo Torres, Cañedo, & all, 2019)

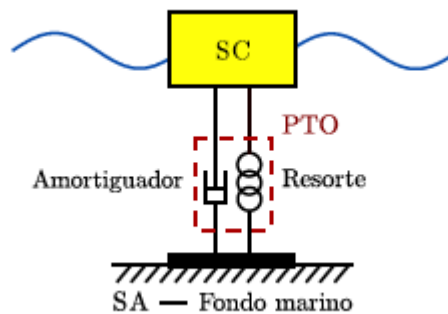


Figura 3.1. Esquema de un dispositivo WEC genérico. Fuente: (Galván Pozos, Ocampo Torres, Cañedo, & all, 2019)

Durante las últimas décadas se han desarrollado una gran cantidad de dispositivos WEC, la gran mayoría de ellos son modelos a escala reducida de los cuales muy pocos lograron diseñarse a escala real y ser operativos. Estos dispositivos toman distintos criterios al momento de ser diseñados como el principio de funcionamiento, número de grados de libertad, tipo de anclaje, tamaño y orientación respecto a la dirección del oleaje entrante. Esto ha provocado que siga abierta una búsqueda hacia los modelos más eficientes. (Galván Pozos, Ocampo Torres, Cañedo, & all, 2019)

Existen diversas formas para clasificar los WECs, una de ellas puede ser su ubicación así sea en la tierra, cerca de la costa o mar adentro, sin embargo, la forma para categorizar los tipos de WECs existentes según su funcionamiento parece ser la más eficiente y dividirlos en tres tipos: los que utilizan columnas de agua oscilante, los que funcionan como cuerpos oscilantes debido al oleaje y los que utilizan el rebasamiento. A continuación, se muestran

los tipos y en qué consiste su funcionamiento y más adelante se desarrolla el concepto detallado de un WEC basado en un modelo de PSG. (Torres, y otros, 2014)

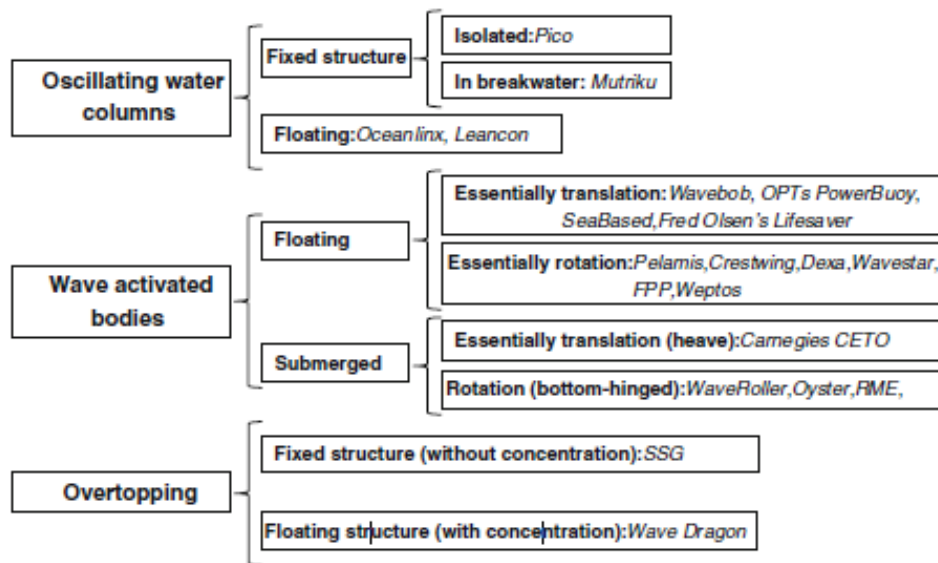


Figura 3.2. Categorización de dispositivos WECs por funcionamiento. Fuente: (Pecher & Kofoed, 2017)

3.1.1. Funcionamiento por columnas de agua oscilante

La mayoría de este tipo de dispositivos WEC utilizan una pared parabólica para enfocar las ondas en un punto de una cámara situada sobre el punto focal de la parábola, esta cámara se extiende más profundo en el agua que cualquier paso que se encuentre. La cámara posee aire y ésta conforme aumenta el nivel del agua activa el sistema de toma de fuerza PTO. (Torres, y otros, 2014)

Un ejemplo de esto es el dispositivo Oceanlinx en Australia en donde la cámara está llena de aire y se estrecha hasta la parte superior donde hay una turbina de aire que posee alabes la cual va a actuar como generador utilizando el aire oscilante, la turbina se sincroniza rápidamente con la frecuencia de la onda para aumentar su eficiencia. (Joubert, Van Niekerk, Reinecke, & Meyer, 2013)

3.1.2. Funcionamiento por rebasamiento

En su mayoría consisten en plataformas flotantes con depósitos integrados, en donde las olas rebasan una rampa y entran a un embalse, donde el agua es almacenada temporalmente antes de ser conducida de regreso al mar. De esta forma se aprovecha el rebasamiento por medio de turbinas que son activadas por el mismo. También es un modelo utilizado en estructuras fijas en los rompeolas en estos casos los dispositivos tienen la

capacidad de modificar su altura, para los diferentes niveles del mar, obteniendo así una buena eficiencia. (Pecher & Kofoed, 2017)

Ejemplos de estos son El Wave Dragón o el WEPTOS, los cuales son modelos funcionales que se han sometido a diversas pruebas. (Pecher & Kofoed, 2017)

3.1.3. Funcionamiento por cuerpos oscilantes

Esta categoría abarca un amplio concepto de dispositivos WEC, es posible observar ejemplos de estos porque en su mayoría consisten en un dispositivo flotante que utiliza el movimiento relativo entre cuerpos activados por el oleaje, con sus grados de libertad es capaz de producir energía eléctrica por medio del movimiento oscilatorio del oleaje. Estos utilizan unos modelos similares al descrito anteriormente en el apartado de dispositivos WEC y cuenta sus tres sistemas de funcionamiento. (Santiago Ojeda, Javier Ocampo Torres, & all, 2018)

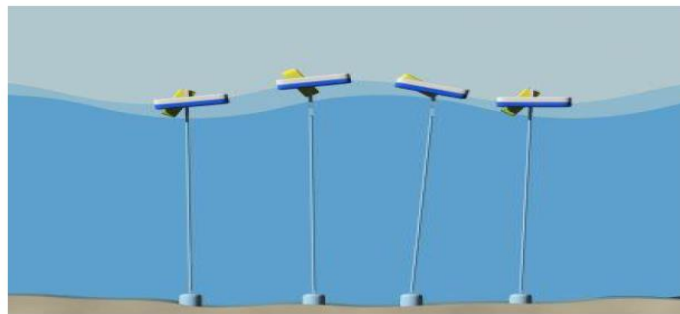


Figura 3.3. Dispositivo Creastwing. Fuente: (Joubert, Van Niekerk, Reinecke, & Meyer, 2013)

El dispositivo de la Figura 3.3 es el Creastwing el cual es un ejemplo de cuerpos oscilantes como WEC, este funciona en la superficie del océano y consta de boyas flotantes ancladas al fondo del mar por su sistema de anclaje (SA), el movimiento relativo entre ambos cuerpos produce el movimiento necesario para que los actuadores (PTO) que los conectan produzcan energía eléctrica. (Joubert, Van Niekerk, Reinecke, & Meyer, 2013)

3.1.3.1. Plataforma Stewart Gough

Este tipo de WEC que entra en la categoría de cuerpos oscilantes y se basa en el concepto de una Plataforma Stewart Gough (PSG) la cual permite el correcto y máximo aprovechamiento de las energías disponibles en las olas debido a sus seis grados de libertad.

Este dispositivo cuenta con una plataforma móvil la cual es su tapa inferior y su tapa superior que se encuentra fija que actúa como sistema de anclaje (SA) y seis patas actuadoras

las cuales conectan el sistema de anclaje (SA) con el sistema de toma de fuerza (PTO). Estas patas se montan sobre la tapa inferior en parejas y se fijan a la tapa superior mediante tres juntas esféricas. (Verduzco-Zapata & Ocampo-Torres, 2015)

Las plataformas que se utilicen para este fin en estos casos cuentan con boyas colocadas en la Tapa Inferior que le permitirán mediante una fuerza boyante el movimiento en el dispositivo, los actuadores por otra parte están diseñados de tal forma que su longitud pueda variar constantemente, lo que va a permitir que la plataforma se oriente según la Tapa Inferior. (Verduzco-Zapata & Ocampo-Torres, 2015)

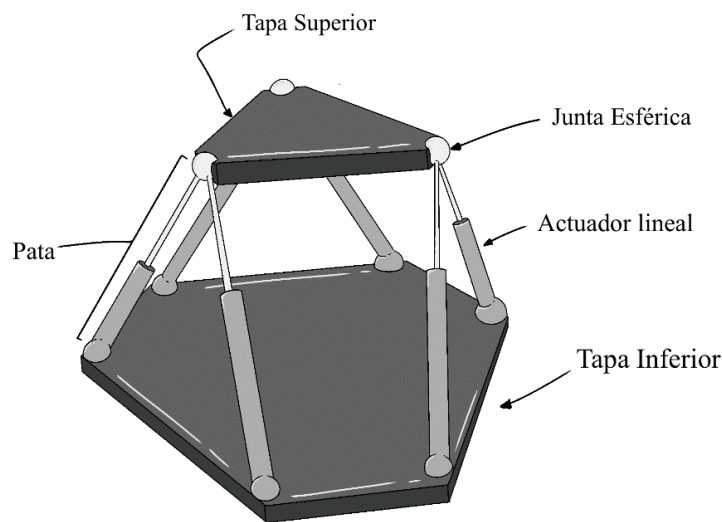


Figura 3.4. Ejemplo típico de un robot Stewart-Gough. Fuente: (Galván & Ocampo, 2018)

Lo que hace que este modelo sea atractivo es que aprovecha la energía de las olas sin importar su dirección de propagación, esto debido a sus seis grados de libertad, el movimiento que se desencadena por las boyas colocadas en su parte inferior permite el movimiento de las olas en energía eléctrica aprovechable. (Verduzco-Zapata & Ocampo-Torres, 2015)

Muy poca literatura ha abordado temas sobre la posibilidad de utilizar mecanismos paralelos en aplicaciones de energía del océano con esta cantidad de DOF sin embargo se han trabajado temas que enfocan en el movimiento dinámico de la plataforma, y análisis con generadores lineales mecánicos conectados a sus actuadores. En estos estudios el SA de la plataforma se ha colocado fuera del agua siendo inverso a lo que se muestra en la Figura 3.4,

esto con el propósito de mantener fuera del agua los componentes electrónicos que posee la plataforma y evitar daños al equipo. (Verduzco-Zapata & Ocampo-Torres, 2015)

3.2. Ondas mecánicas

Las ondas mecánicas son una perturbación que viaja a través de un medio por el cual las partículas en él experimentan un desplazamiento de diferentes tipos según sea la naturaleza de la onda. Se pueden producir ondas mecánicas tanto transversales como longitudinales sin embargo existen algunas que son producto de ambas como se logra observar en las superficies de líquidos.

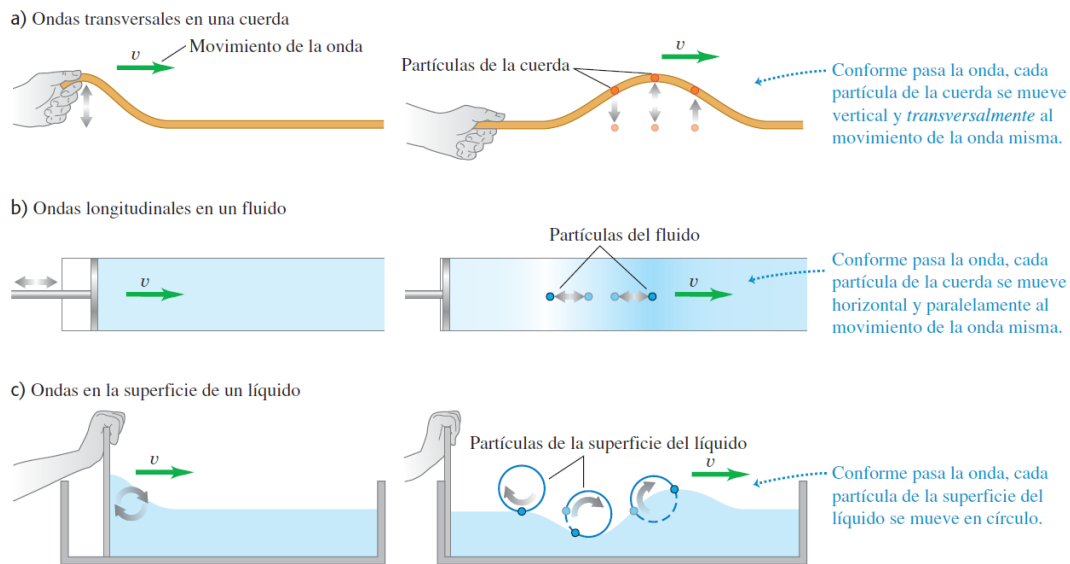


Figura 3.5. a) Ondas transversales, b) Ondas longitudinales, c) Ondas en superficie de líquido. Fuente: (Young & Freedman, 2009)

Cabe mencionar que la perturbación ocasionada por una onda mecánica es capaz de transportar energía de una región a otra, sin embargo, son incapaces de transportar materia, también para poner en funcionamiento estos sistemas es necesario la aportación de energía haciendo algún trabajo que mecanice sobre el sistema. Estos fenómenos adquieren periodicidad si se dan las condiciones adecuadas para esto se deben de conocer las partes que conforman una onda mecánica.

Las ondas poseen crestas y valles, la magnitud de su elevación o profundidad es igual a la amplitud A de la onda, el periodo T se describe como un intervalo de tiempo en segundos que se da entre 2 crestas sobre un punto fijo, este periodo posee un inverso llamado la frecuencia. La longitud de la onda λ por otra parte es la distancia que existe entre dos crestas sucesivas. Por otra parte, existe un término llamado rapidez de onda y se obtiene al

multiplicar la frecuencia con la longitud de onda, y será la rapidez constante con la que se propague la onda.

Las ondas periódicas se dan cuando existe un movimiento repetitivo o periódico, en estos casos la partícula también forma parte de un movimiento periódico al propagarse la onda. Existen funciones que simplifican el funcionamiento de las ondas como lo son el periodo T , la frecuencia f así como la frecuencia angular ω las cuales se presentan a continuación:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} \quad (3.1)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (3.2)$$

De esta forma es posible determinar ciertas características importantes para caracterizar el movimiento sinusoidal que producen las ondas mecánicas. (Young & Freedman, 2009)

3.2.1. Oleaje

Las olas en el océano son formadas a partir acciones naturales como el viento o el movimiento y atracción gravitatoria del sol o la luna, estas se comportan en su mayor parte como ondas mecánicas en la superficie del agua, y muestran cierta periodicidad lo que las convierten en ondas periódicas, sin embargo, en el océano estas se encuentran superpuestas unas a las otras, por lo que en principio parece un ambiente caótico imposible de describir. (Carballo Sánchez, Areán Varela, López Moreira, & Iglesias Rodríguez, 2020)

La caracterización tanto de cada ola como de la energía disponible en las mismas son temas que se encuentran basados en la aplicación conjunta de bases de datos que fundamentan y dan origen a la mecánica ondulatoria junto con procesos habituales empleados en ingeniería de costas.

Existen diferentes tipos de ondas respondiendo a diferentes criterios, el primero de ellos está relacionado a su variación en función del tiempo por lo que existen ondas progresivas o estacionarias, el segundo se encuentra relacionado a las fuerzas que interactúan con la superficie del agua en donde se puede encontrar una división de ondas según la fuerza que la origine sean restauradora como la gravedad, la tensión superficial y Coriolis o fuerza perturbadora como el viento, los terremotos o la atracción del sol y la luna. Como es posible observar en la Figura 3.6, estas variables afectan más que todo el periodo T de la ola. (Carballo Sánchez, Areán Varela, López Moreira, & Iglesias Rodríguez, 2020)

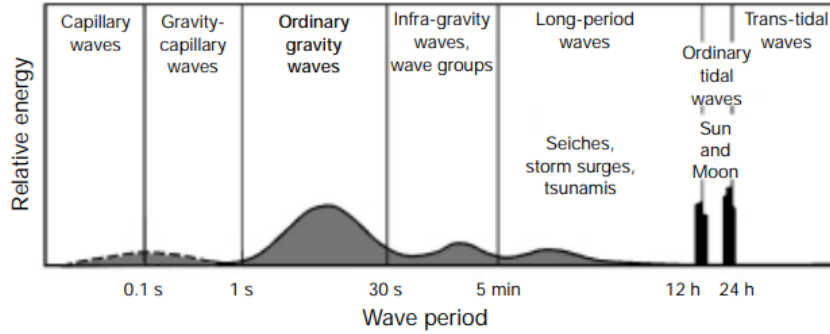


Figura 3.6. Clasificación del oleaje según su periodo. Fuente: (Folley, 2017)

Es importante recalcar que existen otras formas de clasificar las olas en el océano como se observa a continuación, en la Figura 3.7 se presentan los principales parámetros que definen a las olas más simples:

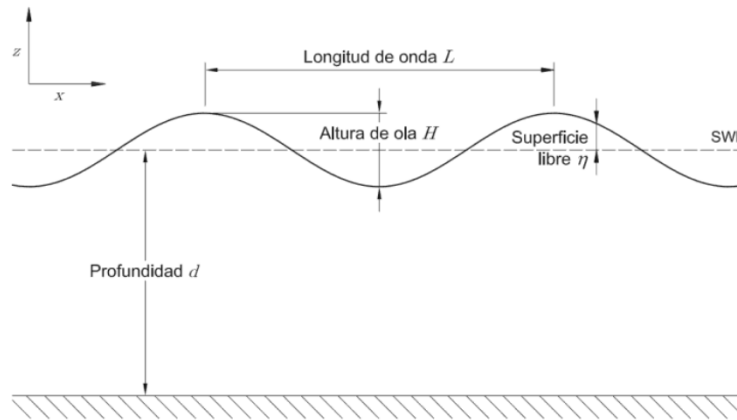


Figura 3.7.. Principales parámetros físicos que definen una ola. Fuente: (Carballo Sánchez, Areán Varela, López Moreira, & Iglesias Rodríguez, 2020)

Descrito en el apartado de ondas mecánicas, redactado anteriormente, es posible observar, que las partículas en un fluido como el agua se mueven con un desplazamiento circular, esto es de gran importancia al momento de describir las olas en el océano, debido a que este movimiento depende de la variable d de profundidad mostrada en la Figura 3.8, este movimiento también describe la cantidad de energía disponible según la Amplitud de las olas, por lo que es importante también tenerlo presente. (Carballo Sánchez, Areán Varela, López Moreira, & Iglesias Rodríguez, 2020)

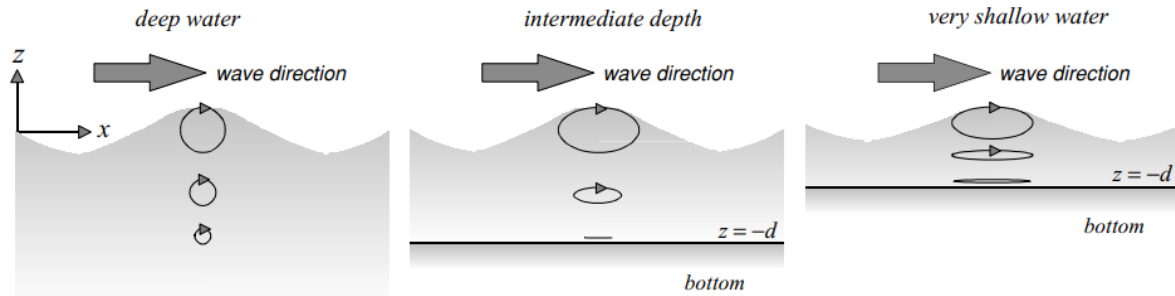


Figura 3.8. Movimiento de partículas según su profundidad. Fuente: (Holthuijsen, 2007)

3.2.1.1. Oleaje regular e Irregular

Como se menciona anteriormente el océano parece un medio caótico, sin embargo, este es el resultado de la superposición de oleaje caracterizado como regular proveniente de distintas direcciones, el oleaje regular se define por tener su propia amplitud (A), velocidad (c), periodo (T), longitud de onda (λ) o (L) y dirección; tal y como lo muestra la Figura 3.7. Este tipo de oleaje puede ser descrito mediante las funciones periódicas mencionadas brevemente en el apartado de ondas mecánicas. (World Meteorological Organization., 1998)

Por otra parte, existe la suma de estos oleajes al cual se le denomina oleaje irregular y es no más que la transposición de diversos oleajes regulares, que interactúan entre sí y forman una ola que en principio parece ser totalmente aleatoria, este movimiento es descrito por la siguiente figura:

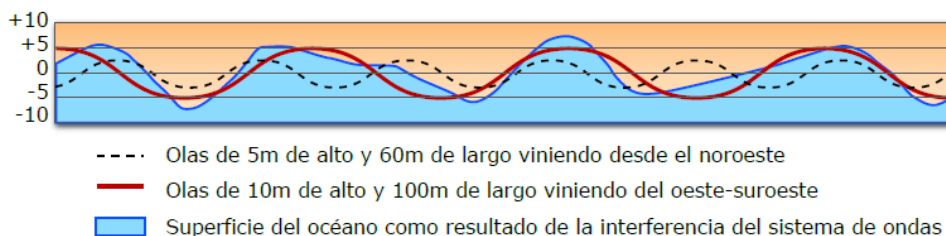


Figura 3.9. Superposición de olas en el océano. Fuente: (Lizano)

La Figura anterior muestra como las olas con amplitud (A) de 5 metros y 60 metros de longitud representada por una línea negra punteada se superpone a una ola con 10 metros de amplitud (A) y 100 metros de largo, representada con una línea roja, formando así la superficie del océano como resultado de la interferencia del sistema de ondas regulares.

3.2.1.2. Descripción espectral del oleaje

El oleaje puede ser tratado de forma espectral, y descomponerse en un número N de ondas sinusoidales y regulares. Así como se menciona anteriormente la ola real estaría conformada por una sumatoria de un conjunto de ondas regulares.

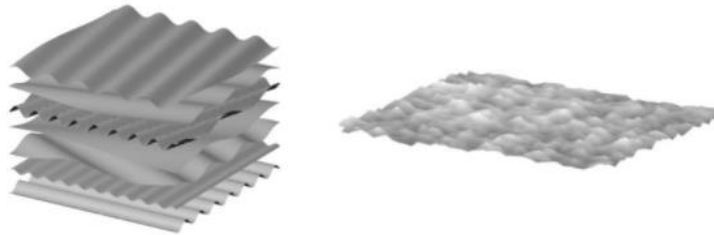


Figura 3.10. Resultado (derecha) de la suma de 7 oleajes regulares (izquierda). Fuente: (Carballo Sánchez, Areán Varela, López Moreira, & Iglesias Rodríguez, 2020)

Este número N de ondas puede ser descrito mediante la sumatoria de Fourier como:

$$\eta(t) = \sum_{i=1}^N a_i \cos(2\pi f_i t + \delta_i) \quad (3.3)$$

donde a_i es la amplitud y δ la fase correspondiente a la componente i . De esta forma se puede obtener un espectro del oleaje del proceso en cuestión, en función de la magnitud característica, utilizando la frecuencia. (Carballo Sánchez, Areán Varela, López Moreira, & Iglesias Rodríguez, 2020)

Un ejemplo que existe en la superposición de ondas es el que se da en un espectro de onda típico en donde es posible observar la descomposición de un perfil de ola final en muchos tipos de oleaje regular. Y de esta forma determinar por medio del espectro cuál es la amplitud de ola más vista en el oleaje irregular presente. (World Meteorological Organization., 1998)

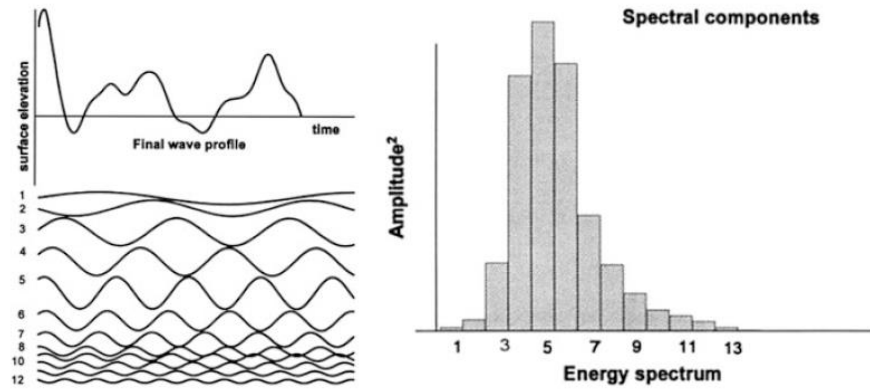


Figura 3.11. Superposición de ondas para crear una elevación de la superficie del agua (izquierda) y espectro resultante (derecha). Fuente: (Pecher & Kofoed, 2017)

Este método de evaluación para el oleaje regular simplifica estudios y experimentos realizados en el océano, en donde se puede estudiar cada oleaje regular por separado, además, que permite saber qué amplitudes son relevantes en el uso de instrumentos de medición o para la obtención de energía.

3.2.1.3. Energía contenida en las Olas

En las olas superficiales se encuentra un movimiento de partículas en posición de reposo, este cambio implica un trabajo realizado en este caso contra la gravedad, lo que representa energía potencial, sin embargo, al mover las partículas también se habla de energía cinética. Para la estimación de estas energías contenidas en las olas se debe de considerar un diferencial de espesor de agua en una columna con un área horizontal como se muestra en la Figura 3.12. (Holthuijsen, 2007)

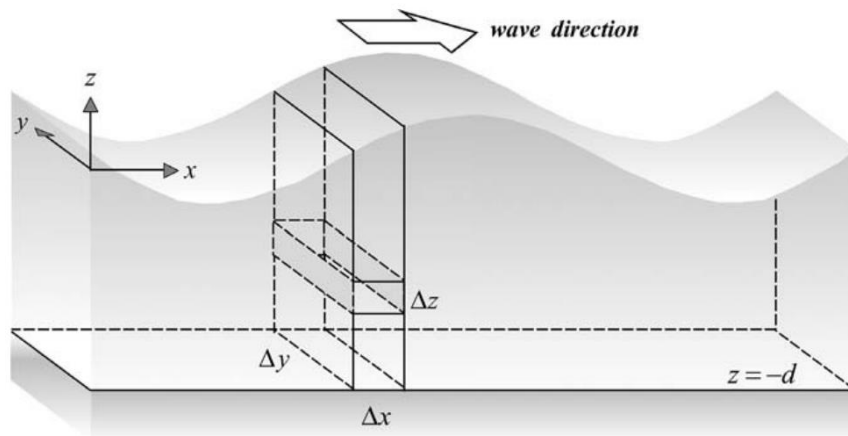


Figura 3.12. Diferencial de columna de agua en una onda superficial armónica. Fuente: (Holthuijsen, 2007)

Este razonamiento implica entonces una masa y una elevación en un momento dado de esta porción de agua por lo que la energía potencial en esta columna se reduce a una relación en donde la densidad del agua va a ser directamente proporcional al diferencial que se requiera analizar, en el caso de algunas olas es correcto utilizar el término λ el cual corresponde a la longitud de la ola, sin embargo, también se puede evaluar la energía de la misma por unidad de área horizontal. (Holthuijsen, 2007)

La expresión utilizada para calcular la energía contenida en una ola por medio de la utilización del lamda (λ) para una longitud y anchura específica en la superficie de las olas es la siguiente:

$$E = \frac{1}{2} \rho g A^2 \lambda y, \quad (3.4)$$

donde ρ corresponde a la densidad del agua, g a la gravedad, A la amplitud de la ola, λ la longitud de onda y a la distancia perpendicular a λ que se desee analizar. (Holthuijsen, 2007)

Para casos menos específicos en donde se desea saber la energía que se obtiene por unidad de área horizontal se utiliza la siguiente relación:

$$E = \frac{1}{2} \rho g A^2 \quad (3.5)$$

En estos casos como se observa en la fórmula se omite el uso de λ y la sección perpendicular a esta. De esta forma se deduce también la potencia o energía por unidad de tiempo que atraviesa una distancia frente a una onda “y” la cual se da por la siguiente fórmula:

$$\frac{E}{T} = \frac{\frac{1}{2} \rho g A^2 \lambda y}{T}, \quad (3.6)$$

donde T corresponde al tiempo transcurrido entre cresta y cresta.

3.3. Modelos a escala

Los modelos hidráulicos por lo general son mejor respuesta a una gran cantidad de problemas de diseño de las instalaciones portuarias y los prototipos que se realicen. Entiéndase prototipo por un modelo real de la solución que tendrá un correcto funcionamiento en el mar. Para esto se desarrollan modelos a escala que pretenden comportarse de forma similar a un prototipo, la similitud entre los modelos y el prototipo requiere de diversos movimientos y fuerzas dinámicas que actúan en ambos, esta similitud debe darse en tres aspectos fundamentales.

El primer aspecto es que deben de tener similitud geométrica, lo que significa que todas las longitudes en el prototipo deben de estar reducidas en el modelo a escala por cierta proporción o proporciones. El segundo aspecto es poseer similitud cinemática por lo que requiere proporcionalidad también de velocidades y aceleraciones de los diversos cuerpos y por último, pero no menos importante deben de tener similitud dinámica completa la cual rara vez es posible debido a la variada naturaleza de las fuerzas que actúan en el prototipo, sin embargo, es importante mantenerla en la medida de lo posible.

En pruebas de modelos hidráulicos sobre las olas del mar, la viscosidad y la tensión superficial del agua no juegan un papel importante en los análisis por lo que la inercia y la fuerza gravitacional pasan a ser las fuerzas gobernantes. Para tal situación es importante conocer la ley de Froude que dicta las escalas de tiempo y velocidad para estos modelos a escala. (Goda, 2000)

3.3.1. Ley de Similitud de Froude

Esta ley garantiza que la fuerza resultante se reproduzca correctamente en el modelo, esta ley es representada por un número, llamado el número de Froude y se obtiene mediante la siguiente relación:

$$F = \frac{V}{\sqrt{gL}}, \quad (3.7)$$

donde F es el número de Froude; V es la velocidad del fluido; g es la aceleración de la gravedad y L es la longitud característica a escalar. (Olivera & Américo, 2019)

En temas oceanográficos es posible obtener distintas relaciones de acuerdo a esta ley y se muestran ejemplos en la Tabla 3.1 por lo que por medio de esta es posible obtener valores escalados tanto para la altura de ola como para fuerzas y distintas magnitudes importantes de obtener cuando se busca un modelo a escala con similitud en los tres grados mencionados anteriormente.

También es importante conocer si la escala geométrica se da de forma horizontal o vertical ya que esto da origen a modelos llamados no distorsionados en donde las escalas tanto horizontales como verticales son la misma, llamándose así modelos distorsionados donde las escalas entre ambos planos varían. (Goda, 2000)

Tabla 3.1. Modelos a escala de acuerdo a la ley de similitud de Froude. Fuente: (Goda, 2000)

| Item | Escala | Ejemplo | Prototipo | Modelo |
|--|-------------------|----------|-------------------------|--------------------------|
| Longitud de Onda | l_r | 1/25 | 50 m | 2 m |
| Profundidad del agua | $h_r = l_r$ | 1/25 | 15 m | 60 cm |
| Altura de ola | $H_r = l_r$ | 1/25 | 6 m | 24 cm |
| Periodo y tiempo | $T_r = l_r^{1/2}$ | 1/5 | 10 s | 2 s |
| Presión de ola | $P_r = l_r$ | 1/25 | 90 kPa | 3,6 kPa |
| Fuerza por unidad de longitud | $P_r = l_r^2$ | 1/625 | 1 500 kN/m | 24 N/cm |
| Peso por unidad de longitud * | $w_r = l_r^2$ | 1/625 | 2 800 kN/m | 44,8 N/cm |
| Peso de la unidad de armadura* | $W_r = l_r^3$ | 1/15,625 | 300 kN | 19,2 N |
| Cantidad de rebasamiento por ola por unidad de longitud | $Q_r = l_r^2$ | 1/625 | 0,6 m ³ /m | 9,6 cm ³ /cm |
| Tasa de sobrepaso por unidad de longitud | $q_r = l_r^{3/2}$ | 1/125 | 0,06 m ³ /ms | 4,8 cm ³ /cms |

La mayoría de pruebas de modelos sobre olas en el del mar se realizan con modelos no distorsionados ya que los movimientos horizontales y verticales de las partículas de agua deben de reproducirse con la misma escala. Es recomendable la fabricación del modelo del mayor tamaño posible ya que estos darán resultados con mucha más precisión, la desventaja de esto son los costos de producción y de operación. (Goda, 2000)

3.3.2. Canal generador de olas

Estos canales de oleaje se utilizan para la optimización y validación de modelos en los que se busca la obtención de datos a partir de la información de oleaje y el modelo estudiado. La compañía HR Wallingford por ejemplo dispone de dos tamaños oficiales de canales de olas, uno de 40 metros de largo y 1,2 metros de ancho, con una profundidad máxima operativa de 1 metro, también poseen uno con la longitud de 100 metros capaz de generar tanto oleaje regular como irregular. (HR Wallingford)

En estos canales de olas descritos anteriormente, con el fin de minimizar los efectos a escala se utilizan modelos relativamente grandes que varían entre 1:10 y 1:40, además la mayoría posee sistemas de absorción que aseguran que las olas reflectantes sean absorbidas y minimicen los efectos energéticos de estas olas reflejo. (HR Wallingford)

Por otra parte, cuentan con instrumentación de última generación como escaneo laser y la captura de video, sin embargo, para esto, es necesario el análisis estadístico de datos, debido a la gran cantidad de información.

3.4. Análisis estadístico de datos

El uso de métodos estadísticos en la industria para el desarrollo de diversos productos farmacéuticos, de fuentes de energía, en software, entre otros implican el acopio de información o datos científicos. La obtención de datos no es algo nuevo, se ha realizado por más de mil años, sin embargo, cuando se estudia poblaciones determinadas, las muestras que se toman son de suma importancia para que estas tengan una representatividad de toda la población restante. De esta forma es posible predecir el comportamiento de por medio de líneas de tendencia. (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2012)

3.4.1. Regresión lineal para aplicaciones ingenieriles

Actualmente existen muchos problemas ingenieriles que implican conjuntos de variables, las cuales se sabe que guardan alguna relación entre sí. Para este tipo de problemas en muchas ocasiones es importante implementar un método de pronóstico, es decir, un procedimiento que permita estimar como se comportarán las variables dependientes. El concepto de un análisis de regresión se refiere a encontrar la mejor relación entre una variable Y y una variable X, cuantificando la fuerza de esa relación y en la que se emplean métodos que permitan predecir los valores de respuesta dados los valores del regresor X. Existiendo así la regresión simple o la regresión múltiple. Una forma razonable de escribir esta relación es por medio de una relación lineal, binomial o cuadrática, como se muestra a continuación,

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x \quad (3.8)$$

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2, \quad (3.9)$$

donde Y sería la respuesta y x el regresor de la relación; $\beta_0, \beta_1, \beta_2$, son los coeficientes de regresión. (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2012)

3.4.1.1. Varianza y Covarianza

Como se observa más adelante la varianza de una serie de datos es de suma importancia para obtener un modelo de pronóstico de datos, la varianza que suele representarse con el símbolo σ , es una medida de dispersión que se define como la media del cuadrado de la desviación de la variable, es decir se expresa en términos del cuadrado.

La covarianza por otra parte representa el grado de variación conjunta de las dos variables involucradas respecto a las medidas. (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2012)

3.4.1.2. Coeficiente de determinación

Cuando se establece la naturaleza de los datos por medio de una línea de tendencia, es posible obtener de esta ecuación el coeficiente de determinación el cual es de suma importancia al momento de establecer una confiabilidad de la línea de tendencia. Para obtener el valor del coeficiente de determinación (R^2) es importante conocer la Varianza de la variable X y de la variable Y y la covarianza entre ambos valores, ya que el valor del coeficiente de determinación es:

$$R^2 = \frac{\sigma^2_{XY}}{\sigma^2_X \sigma^2_Y}, \quad (3.10)$$

siendo σ^2_{XY} la covarianza, σ^2_X la varianza de X y σ^2_Y la varianza de Y.

En los análisis de regresiones lineales se cita con mucha frecuencia los valores de R^2 debido a su simplicidad sin embargo existen errores en su interpretación. La confiabilidad que representa el R^2 depende del tamaño del conjunto de los datos de la regresión y de su tipo de aplicación, cuando se tiene que $0 \leq R^2 \leq 1$ esta claro que el límite superior 1 se va a lograr cuando el ajuste de los datos con la línea de tendencia es perfecta, en otras palabras, cuando todos los residuos son cero, sin embargo, es importante estudiar la situación antes de afirmar que un R^2 cercano a uno brinda una confiabilidad ineludible a la línea de tendencia. (Rodríguez, 2005)

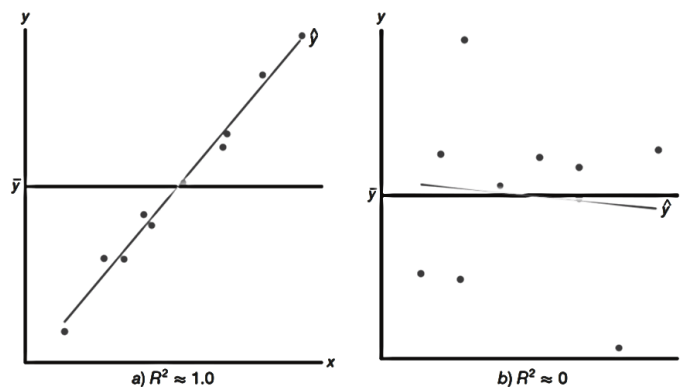


Figura 3.13. Gráficas que evidencian un buen ajuste y uno deficiente. Fuente: (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2012)

En la Figura 3.13. es posible observar cómo se adapta una línea de tendencia con un buen ajuste con un R^2 cercano a 1 y otra grafica en la que se puede observar un R^2 deficiente en los que los datos presentan un alto grado de varianza por lo que el valor es cercano a cero.

3.4.1.3. Intervalos de Predicción

Al hacer un ajuste de un modelo de regresión por medio de una línea de tendencia, un rango que es importante obtener más que todo para los ingenieros son los intervalos de predicción los cuales son un rango que probablemente contenga el valor de la respuesta de una sola observación nueva. (Rodríguez, 2005)

Es recomendable utilizar intervalos de predicción con porcentajes mayores al 95%, esto con el objetivo de que exista dicha probabilidad de que los datos que se vayan a obtener estén en este rango. En términos ingenieriles es mucho más viable utilizar el intervalo de predicción a un intervalo de confianza esto debido a que es más amplio y existe una mayor seguridad de que el valor obtenido es correcto. (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2012)

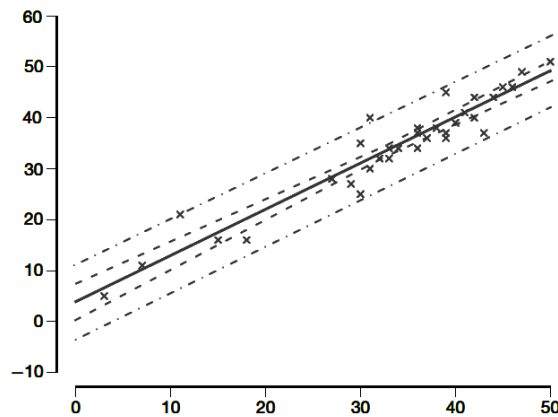


Figura 3.14. Intervalos de predicción y de confianza. Fuente: (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2012)

En la Figura 3.14 es posible observar como el intervalo de predicción se ajusta mejor a un momento donde se den la mayor parte de resultados. Estos intervalos son paralelos a la línea de tendencia y es posible obtenerlos mediante las siguientes ecuaciones:

$$\hat{y}_0 \pm t_{\alpha/2} * s.e, \quad \text{donde} \quad s.e = S_{yx} \sqrt{\left(1 + \frac{1}{n} + \frac{(x_0 - \bar{x})^2}{S_{xx}}\right)}, \quad (3.11)$$

la cual tiene una distribución de t con n-2 grados de libertad, \bar{x} es el promedio de los datos, S_{xx} la desviación, S_{yx} representado el error típico. (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2012)

De esta forma es posible obtener un límite inferior y superior para el conjunto de datos estudiados en el modelo de regresión, para así lograr hacer predicciones futuras del experimento.

3.5. Principios mecánicos

La mecánica que se produce en los cuerpos rígidos se pueden dividir en dos análisis vectoriales los cuales son: estáticos y dinámicos, por la naturaleza de este proyecto corresponde hacer un análisis dinámico de cuerpos rígido, sin embargo, para la simplificación de algunos cálculos también se recurre a principios estáticos de importancia. (Beer, Johnston, & Cornwell, Mecánica vectorial para ingenieros estática, 2010)

3.5.1. Fuerza de boyante

La flotación se produce cuando un cuerpo sumergido en agua parece pesar menos que en el aire. Si el cuerpo es menos denso que el fluido entonces flota, esto ocurre con todos los objetos que conforman la materia. Este principio es conocido como el principio de Arquímedes y establece que si un cuerpo está parcial o totalmente sumergido en un fluido, este ejerce una fuerza hacia arriba sobre el objeto igual al peso del fluido desplazado por el cuerpo. (Young & Freedman, 2009)

Este principio se rige bajo la siguiente relación:

$$F_b = -\rho gV , \quad (3.12)$$

donde F_b se refiere a la fuerza boyante, ρ la densidad del fluido, g la aceleración de la gravedad y V el volumen de fluido que sea desplazado.

Ejemplos de este principio son sencillos de encontrar, como en los barcos, en las boyas marinas o en los submarinos; y es un concepto muy importante empleado en la mayor parte de los métodos de extracción de energía del océano existentes. (Carballo Sánchez, Areán Varela, López Moreira, & Iglesias Rodríguez, 2020)

3.5.2. Análisis estático

En la física estática se consideran ampliamente la primera y la tercera ley de Newton donde se evalúan cuerpos en reposo y las fuerzas que actúan sobre estos cuerpos. El reposo es considerado por estas leyes cuando los cuerpos no se mueven o poseen una velocidad constante es decir una aceleración igual a cero. (Beer, Johnston, & Cornwell, Mecánica vectorial para ingenieros estática, 2010)

Para que se den estas condiciones debe haber un balance de fuerzas y de momentos para esto existen dos posibles escenarios: (1) en donde la suma de fuerzas y momentos contemplando su dirección sea nula, o (2) que al cuerpo no se le esté aplicando ninguna fuerza ni momento, sin embargo, este último es muy poco probable. Considerando lo anterior se establece que cuando se utiliza un análisis estático se debe de respetar las siguientes relaciones.

$$\sum F = 0 , \quad (3.13)$$

$$\sum M = 0, \quad (3.14)$$

donde cada uno representa la suma de fuerzas y momentos que actúan sobre el cuerpo rígido.

Se debe de tomar en cuenta además que existen fuerzas que se aplican sobre una superficie no en un punto nada más, por lo que la distribución de fuerzas debe tomar en cuenta si es a lo largo de una superficie de contacto. (Beer, Johnston, & Cornwell, Mecánica vectorial para ingenieros estática, 2010)

3.5.3. Análisis dinámico

Por otra parte, siendo una variante del caso estático donde la sumatoria de fuerzas y de momentos es nula, existen casos donde esto no ocurre y la segunda ley de Newton cubre estas variantes aplicando para cuando los cuerpos se encuentran acelerados, de una u otra forma. (Beer, Johnston, & Cornwell, Mecánica vectorial para ingenieros dinámica, 2010)

Aunque no pareciera la segunda ley de movimiento es de gran importancia para la mayoría de los casos de la vida real, la cual al contrario de la anterior explica como la sumatoria de fuerzas que actúan sobre una partícula no es cero y esta tendrá una aceleración proporcional a la magnitud resultante y en la dirección de esta fuerza. Esta fuerza es una relación que existe entre la masa del cuerpo rígido y la aceleración que este experimenta y como podría decirse que la fuerza y la aceleración son proporcionales van a poseer la misma dirección. (Beer, Johnston, & Cornwell, Mecánica vectorial para ingenieros dinámica, 2010)

$$\sum F = ma , \quad (3.15)$$

donde m corresponde a la masa y a a la aceleración. (Beer, Johnston, & Cornwell, Mecánica vectorial para ingenieros dinámica, 2010)

Los estudios realizados por medio de análisis dinámico son estudios más complejos, por lo que en muchas ocasiones es necesario simplificarlos, por otra parte, como resultado de su complejidad estos son por lo general aproximados.

El caso más común de la relación anterior es el que se da con el peso de las personas, la fuerza que ejerce el cuerpo sobre el lugar donde se encuentra, es igual a la masa de la persona multiplicado por la aceleración en este caso de la gravedad. (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

3.5.4. Impacto

En problemas físicos de impacto existe un cambio importante de hacer con respecto a los análisis estáticos y dinámicos que se realicen, esto producto que cuando se tienen ejercicios con cargas estáticas el propósito de las estructuras es soportar las cargas mientras que en problemas ingenieriles donde las estructuras estén sujetas a un impacto repentino estas deberán estar diseñadas para la absorción de energía. Las propiedades de la resistencia de los materiales varían con la velocidad de aplicación de la carga. En general la resistencia a la cadencia tiende a aumentar con la velocidad de aplicación de carga. (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

Uno de los problemas al aplicar el análisis teórico de impacto a problemas ingenieriles es que el desarrollo de las deformaciones puede ser solo aproximado, por lo que esto conduce al uso de factores de esfuerzo por impacto, los cuales junto con las propiedades de resistencia estática de los materiales darán un factor de corrección a una fuerza estática que tendrá los resultados aproximados de un análisis dinámico. (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

3.5.4.1. Fuerza equivalente y factor de impacto

En toda estructura que se encuentre asociada a un material, esta tendrá una constante de elasticidad k , y hablando en términos físicos se puede expresar esto como un resorte debido a su elasticidad, este k varía según el material su geometría y la forma en que reacciona a la fuerza que se le aplique. Para este tipo de análisis se deben contemplar tres suposiciones básicas: la masa de la estructura resorte es insignificante, las deflexiones dentro de la misma masa son insignificantes y el amortiguamiento también es insignificante. Estas suposiciones tienen implicaciones muy importantes:

- La primera supone que la curva de deflexión dinámica resultantes de un impacto, es idéntica a la causada por una carga estática multiplicada por un factor de impacto.
- Es inevitable que ocurra alguna deflexión dentro de la misma masa impactante, en el grado que se dé el impacto una parte de la energía es absorbida dentro de la masa

ocasionando esfuerzos y deflexiones en la estructura, sin embargo, estos son un poco más bajos que los valores calculados.

- En caso de que se dé realmente un impacto va a existir cierto amortiguamiento debido a la fricción con el aire, el rozamiento de la misma barra guía y el extremo del resorte; la fricción interna en el cuerpo de la estructura que se flexiona.

La deflexión estática que se da después del amortiguamiento de energía y que el peso alcance el reposo se denomina δ_{st} donde $\delta_{st} = \frac{W}{k} = \frac{PL^3}{3EI}$. El término fuerza estática equivalente surge a partir de la primera suposición realizada anteriormente y se determina mediante la aplicación de un factor de impacto a una fuerza determinada, el cual representa una fuerza estática que producirá un efecto mecánico equivalente al efecto dinámico producto del impacto

$$F_e = W \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{st}}} \right), \quad (3.16)$$

donde h es la distancia entre el punto inicial y el punto de impacto. (Juvinnall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

En estos casos es conveniente expresar la ecuación anterior en términos de la velocidad en el momento del impacto, en donde en lugar de utilizar la variable h se utiliza la siguiente relación:

$$v^2 = 2gh, \quad (3.17)$$

donde g se refiere a la aceleración de la gravedad que experimenta la masa. (Juvinnall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

Las relaciones anteriores se aplican a un peso que se está moviendo de forma vertical (caída libre), sin embargo, estas relaciones también funcionan para pesos que se mueven en distintas posiciones así sea horizontal u otra en la que se tenga definida la aceleración, en cuyo caso solo se debe de sustituir el valor de g por la aceleración determinada. También es útil en muchas ocasiones la representación de la fuerza estática equivalente como función de energía cinética de impacto U en cuyo caso se debe de expresar como:

$$U = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{Wv^2}{2g}. \quad (3.18)$$

3.5.4.2. Constante de elasticidad o Módulo de rigidez

La constante de elasticidad en los resortes también es conocida como los módulos de rigidez, esta es la relación que existe entre la tensión o compresión mecánica de los materiales con el alargamiento o compresión de un material cuando se somete a distintos tipos de fuerza y se puede expresar por medio de la Ley de Hooke: $P = \delta k$ en donde k representa la constante de elasticidad y δ la deformación que existe en el material producto de la fuerza P. Esta constante k es posible determinarla de distintas formas matemáticas además de la anterior, lo cual es de ayuda para casos donde no se conozca la fuerza, ya que esta varía según sea la aplicación de la misma.

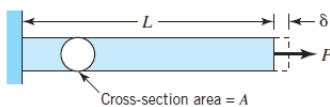
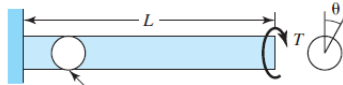
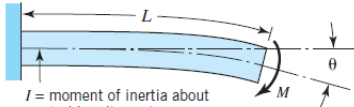
| Number | Case | Deflection | Spring Rate |
|--------|--|--|--|
| 1. | Tension or compression  | $\delta = \frac{PL}{AE}$ | $k = \frac{P}{\delta} = \frac{AE}{L}$ |
| 2. | Torsion  <small>$K'^a =$ section property. For solid round section, $K' = J = \pi d^4/32$.</small> | $\theta = \frac{TL}{K'G}$ For solid round bar and deflection in degrees, $\theta^\circ = \frac{584TL}{d^4G}$ | $K = \frac{T}{\theta} = \frac{K'G}{L}$ |
| 3. | Bending (angular deflection)  <small>$I =$ moment of inertia about neutral bending axis</small> | $\theta = \frac{ML}{EI}$ | $K = \frac{M}{\theta} = \frac{EI}{L}$ |

Figura 3.15. Constante de Rigidez para diferentes fuerzas. Fuente: (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

El caso más simple mostrado en la Figura 3.15 es el que existe en un ejemplo de compresión o tensión de un material donde se le aplique una fuerza P de forma longitudinal en donde la constante de elasticidad está determinada por la fórmula:

$$k = \frac{AE}{L}, \quad (3.19)$$

donde A es el área transversal del elemento al que se le aplique la fuerza, L la longitud y E el Módulo de Elasticidad del material que se esté trabajando.

Sin embargo, es importante tomar en cuenta en la Figura 3.15 donde se especifica la forma en la que se puede obtener la constante k para ejemplos de fuerzas que causan una deflexión, este se toma de forma diferente debido a la forma de aplicación de la carga.

Esta constante de elasticidad k (con unidades de lb/pie o N/m) es importante para muchos cálculos ingenieriles en donde se necesita conocer aspectos como la elongación de algún material en el área de resistencia de materiales. En términos de impacto, todos los materiales actúan como resortes por lo que a cada uno se le debe de asignar una constante k la cual permitirá realizar cálculos de diseño mecánico al respecto. (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

3.5.5. Esfuerzos mecánicos

El esfuerzo en términos mecánicos está asociado a la cantidad de fuerza ejercida en un punto por unidad de área principalmente. (Hibbeler, 2015)

En elementos que son sometidos a fuerzas existen posiciones donde se da una mayor acumulación de este esfuerzo según su localización, muchas veces una disminución en el área transversal o la forma de colocar los apoyos provocan lo que se conoce en mecánica como concentrador de esfuerzo, estos concentradores provocan deformaciones elásticas o inelásticas en la pieza por lo que es importante llevar a cabo los cálculos para determinarlos, y compararlos con el límite de sedancia del material o llevar a cabo estudios más avanzados como el de fatiga. (Hibbeler, 2015)

Existen variedad de esfuerzos provocados por distintas cargas como lo son las cargas normales, las torsionales o fuerzas que provoquen una fuerza cortante en el caso de las vigas. A continuación, se muestra como obtener cada uno de estos esfuerzos para proceder con cálculos de fatiga entre otros. (Hibbeler, 2015)

3.5.5.1.1. Esfuerzo normal

Este concepto determina la distribución de esfuerzo promedio que actúa sobre un área transversal, tomada de manera perpendicular a la sección transversal del elemento que se esté estudiando en tanto el material se comporte de forma homogénea e isotrópica, en otra palabra que sus propiedades físicas y mecánicas se mantengan constantes en todo su volumen.

Es necesario tener en cuenta que existen muchos materiales anisotrópicos como la madera que sus fibras se encuentran distribuidas en una dirección a lo largo de su eje en este

caso, por lo que también su esfuerzo se distribuye distinto según la dirección de aplicación de la fuerza. (Riley, Sturges, Morris, & Wiley, 2007)

Numéricamente hablando el esfuerzo promedio se determina por la siguiente relación:

$$\sigma = \frac{N}{A}, \quad (3.20)$$

donde σ es el esfuerzo normal promedio en cualquier punto de la sección transversal, N la fuerza normal interna resultante que actúa a través del centroide y A el área de la sección transversal que se esté analizando.

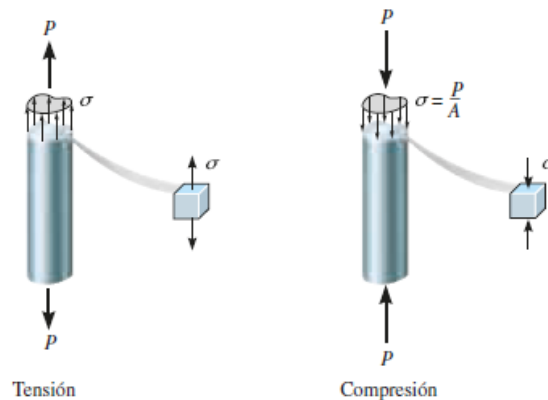


Figura 3.16. Esfuerzo normal en condición de tensión y compresión. Fuente: (Hibbeler, 2015)

El caso anterior también funciona para determinar el esfuerzo normal máximo, esto se logra al sumar la fuerza resultante de todas las componentes que tengan la dirección del eje, considerando sus magnitudes positivas y negativas. (Hibbeler, 2015)

3.5.5.1.2. Esfuerzo cortante promedio

El esfuerzo cortante promedio se considera como la distribución de fuerza por unidad de área del plano de la sección transversal que se esté estudiando.

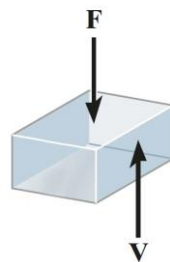


Figura 3.17. Esfuerzo Cortante de una viga con dos soportes. Fuente: (Hibbeler, 2015)

En el caso mostrado en la Figura 3.17, representa un ejemplo de fuerzas constante simple ya que el esfuerzo cortante es causado por la acción directa de una carga aplicada,

este tipo de cortante es ocasionado por conexiones simples como pernos, pasadores, soldaduras, etc. (Hibbeler, 2015)

La relación que describe el esfuerzo cortante promedio es la siguiente:

$$\tau_{prom} = \frac{V}{A}, \quad (3.21)$$

donde τ_{prom} es el esfuerzo cortante promedio en la sección, V es la fuerza cortante interna resultante en la sección, obtenida con las relaciones de equilibrio y A siendo el área de la sección transversal.

En este caso se supone que el esfuerzo cortante es el mismo en todo punto localizado sobre la sección, sin embargo, esto solo funciona para análisis de elementos pequeños ya que en todos estos casos la aplicación de la relación anterior es solo aproximada, un estudio más preciso de la sección revela que los esfuerzos cortantes son mucho mayores que los que ocurren en el material que los predichos por esta ecuación. (Riley, Sturges, Morris, & Wiley, 2007)

3.5.5.1.3. Esfuerzo cortante transversal

Normalmente una viga soporta tanto fuerza cortante como momento, como se observa en la sección anterior la fuerza cortante V es el resultado un esfuerzo de la misma índole en la sección transversal. Por otra parte, los esfuerzos cortantes producirán también esfuerzos longitudinales a lo largo de la viga. (Hibbeler, 2015)

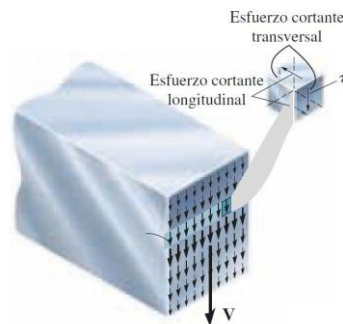


Figura 3.18. Representación de esfuerzo cortante longitudinal y transversal. Fuente: (Hibbeler, 2015)

Esta distribución de deformación cortante no es sencilla de distribuir por lo que se debe hacer la suposición que existe equilibrio de fuerzas horizontales de una porción del elemento tomado de la viga por lo tanto las sumas de fuerzas longitudinales no son tomadas en cuenta respetando a si la sumatoria de fuerzas en el eje longitudinal es igual a cero.

Para la simplificación del análisis se supone también que el esfuerzo cortante es constante en todo el ancho de cara inferior de la viga, de esta forma se logra obtener por medio de cálculos integrales la siguiente relación:

$$\tau = \frac{VQ}{It}, \quad (3.22)$$

donde V es la fuerza cortante determinada por ecuaciones de equilibrio, I el momento de inercia de toda la sección transversal respecto al eje neutro, t la anchura de la sección transversal y Q el flujo de esfuerzo cortante transversal. (Hibbeler, 2015)

Esta ecuación tiene cierta limitación ya que se supone que el esfuerzo se distribuye uniformemente a lo largo de todo el ancho de cara t sin embargo esto no es así ya que el esfuerzo aumenta levemente en los lados de la viga.

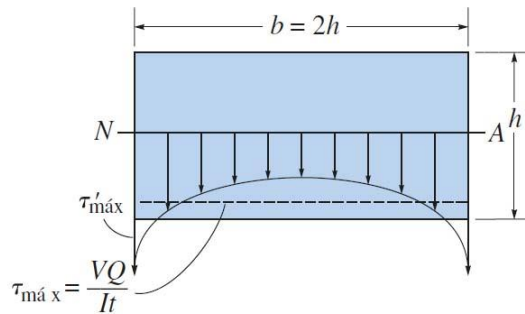


Figura 3.19. Esquema real de distribución de esfuerzo cortante. Fuente: (Hibbeler, 2015)

Para el ejemplo anterior se pueden hacer ciertas simplificaciones con uno de los elementos más difíciles de obtener de la ecuación de esfuerzo cortante como lo es el flujo de esfuerzo cortante Q para vigas o elementos rectangulares en donde el $A = bh/2$ y $\bar{y} = h/4$ por lo que la relación que describe Q para elementos rectangulares es la siguiente:

$$Q = \frac{b}{2} * \left(\frac{h^2}{4} - \bar{y}^2 \right), \quad (3.23)$$

donde b es la base del área transversal y h la altura y \bar{y} la distancia existente entre el eje neutro y el eje centroidal de la sección.

3.5.5.1.4. Momento de flexión

La flexión es un concepto de evento que sucede a menudo en las vigas, en general las vigas apoyadas que soportan cierta carga tienden a flexionarse y existen diversas configuraciones para que se dé la flexión. Por ejemplo, en voladizo o colgante. Para determinar las magnitudes de un momento flector es necesario conocer los conceptos

referidos anteriormente como es la fuerza cortante y el momento, estos valores acompañados de una convención de signos para vigas permiten conocer la fórmula de flexión.

Para esta relación se supone un comportamiento completamente elástico en la viga, de modo que, por medio de la ley de Hooke, una variación lineal de la deformación normal debe de ser resultado de una variación normal del esfuerzo normal, en estos análisis se debe de tomar en cuenta la ubicación del eje neutro, así como la posición donde se desee hacer el análisis, ya que recordando de secciones anteriores el esfuerzo tiende a aumentar con respecto a la longitud que exista con el eje neutro. (Hibbeler, 2015)

La relación para encontrar el esfuerzo de flexión máxima es la siguiente:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}, \quad (3.24)$$

donde σ_{max} es el esfuerzo normal máximo en el elemento que se produce sobre el área transversal de la sección que está más alejada del eje neutro, M el momento interno resultante, c la distancia perpendicular desde el eje neutro hasta el punto más alejado de la sección e I el momento de inercia del área de la sección transversal alrededor del eje neutro.

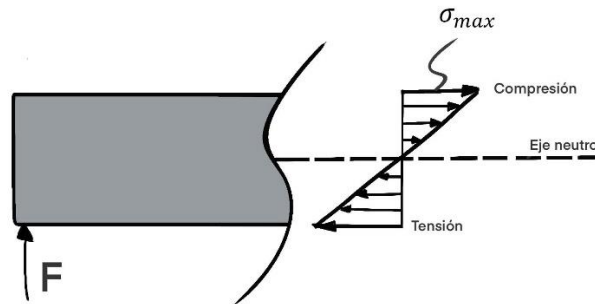


Figura 3.20 . Representación gráfica de esfuerzo máximo. Fuente: Elaboración Propia

Estos esfuerzos se darán tanto positivo como negativo según la convención de signos respetando que el momento tiende a comprimir una parte de la viga y a tensar el costado opuesto, por lo que se debe de tener en cuenta esta consideración. (Hibbeler, 2015)

3.5.5.1.5. Momento de torsión

Un par de torsión también tiende a torcer elementos sin embargo este lo hace sobre su eje longitudinal, su efecto es primordial adentro de la industria en elementos como ejes de transmisión que utilizan los vehículos. (Hibbeler, 2015)

La relación para encontrar la deformación causada por un par de torsión surge a partir del Ángulo que el par provoca en el eje de esta deformación, con respecto a la posición antes

de ser deformado. Muchas veces esta deformación no se da de manera lineal, sin embargo, se ha supuesto que sea así por lo que la relación puede escribirse de la siguiente forma:

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}, \quad (3.25)$$

donde τ_{max} el esfuerzo cortante máximo que se produce en el eje sobre la superficie externa, T el par de torsión interno resultante, J el momento polar de inercia del área de la sección transversal y c el radio externo del eje. (Hibbeler, 2015)

3.5.5.1.6. Transformación de esfuerzo

Las componentes del esfuerzo observadas anteriormente actúan sobre todo el elemento que se esté analizando en todas direcciones, por lo que existe una forma de simplificar o transformar todas estas componentes para representarlas en un elemento diferencial en donde se puede observar cada una de estas componentes según corresponda, si la aplicación de las fuerzas produce todos los tipos de esfuerzos vistos hasta ahora o si se puede simplificar para utilizar una vista en dos dimensiones. (Hibbeler, 2015)

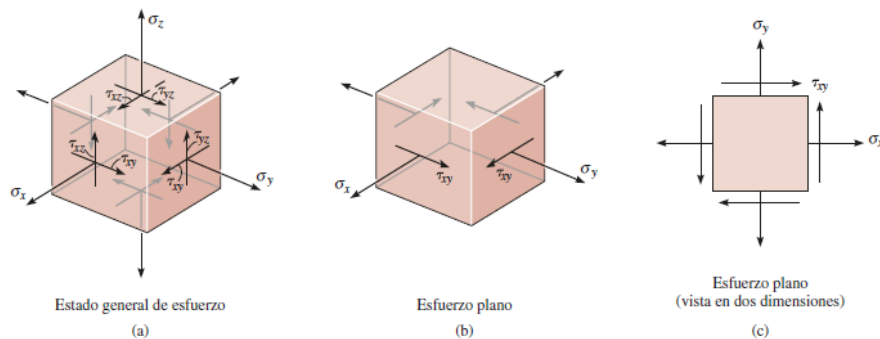


Figura 3.21. Vista de esta general en dos dimensiones y tres dimensiones. Fuente: (Hibbeler, 2015)

Esta representación se logra únicamente haciendo superposición de esfuerzos correspondientes, por ejemplo, si se tiene un elemento de tipo viga que está sometido a un esfuerzo normal a lo largo del eje longitudinal y también a un esfuerzo cortante transversal en la misma dirección, estos se deben de sumar respetando sus signos y se obtendrá el esfuerzo resultante en el eje longitudinal del mismo, de igual forma ocurre con los esfuerzos cortantes que actúan sobre el elemento. (Hibbeler, 2015)

Entiéndase estos conceptos como una forma gráfica y simplificada de representar los esfuerzos mecánicos a los que está sometido el elemento diferencial.

3.5.5.1.7. Esfuerzos principales

En la práctica de la ingeniería es de mucha importancia determinar la orientación que hace que el esfuerzo normal y el cortante sea máximo en un punto, esto podría predecir la dirección de las grietas que causen los esfuerzos principales, esta orientación es posible calcularla por medio de la relación existente para los esfuerzos principales la cual es la siguiente:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}, \quad (3.26)$$

donde σ_x y σ_y corresponde a los esfuerzos resultantes en los ejes obtenidos de la transformación de esfuerzo y τ_{xy} el esfuerzo cortante resultante. (Hibbeler, 2015)

Por otro lado, esta orientación está relacionada a un Ángulo de orientación, el cual es posible obtenerlo mediante la siguiente relación:

$$\tan 2\theta_p = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}}. \quad (3.27)$$

La solución de esta ecuación tiene dos raíces por lo que se forman lo que significa que existen dos ángulos importantes (θ_{p1} y θ_{p2}) para la representación de estos esfuerzos en el plano. Estos ángulos forman 90° por lo que se puede hacer la siguiente representación gráfica. (Hibbeler, 2015)

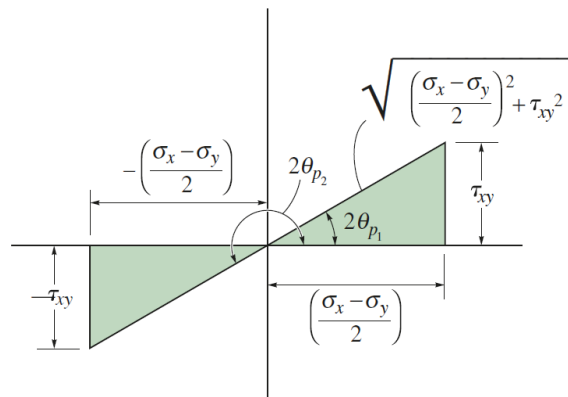


Figura 3.22. Representación gráfica de esfuerzos principales en el plano Fuente: (Hibbeler, 2015)

Esta representación es muy similar a lo que se conoce como círculo de Mohr el cual es una herramienta muy importante para temas de fatiga en teorías de falla.

3.5.5.1.8. Esfuerzos de VON MISES

Es una Teoría de falla estática que también es conocida como la Teoría de la Energía de la Máxima Distorsión, esta contribución sostiene que cualquier material esforzado de forma elástica sufre un pequeño cambio en su forma y en su volumen. Este cambio implica la aplicación de energía, la cual se almacena en el material en forma de energía elástica lo cual es útil para materiales que soporten grandes presiones hidrostáticas, por lo que se postuló en esta teoría que un material tiene una capacidad limitada y definida para absorber energía de distorsión, provocando la cedencia del material.

Cuando se utiliza esta teoría de falla se utiliza un esfuerzo equivalente el cual es posible obtenerlo por medio de los esfuerzos principales existentes en el elemento diferencial por medio de la siguiente relación:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} * ((\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.28)$$

Sin embargo, este esfuerzo equivalente también es posible obtenerlo mediante los esfuerzos directos obtenidos de la transformación de esfuerzo mediante la siguiente relación:

$$\sigma_e = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}, \quad (3.29)$$

Al obtener este esfuerzo equivalente, se compara con la resistencia a la cedencia del material, en el límite elástico y si este la excede se pronostica la cedencia del material.

3.5.6. Concentradores de esfuerzo

La ecuación para determinar el esfuerzo que causa una flexión no es posible simplemente utilizarla, para áreas donde la sección transversa tenga un cambio súbito, ya que las deformaciones se vuelven no lineales a estos puntos se les conoce como concentradores de esfuerzo, muchas veces un agujero o grada o palanca en las piezas hacen que los esfuerzos se concentren en estas áreas.

Para logra obtener los esfuerzos máximos en estos concentradores existen resultado de experimentación que brindan factores K para la multiplicación de los esfuerzos máximos causados los cuales afectaran las ecuaciones de esfuerzo de la siguiente forma:

$$\sigma_{max} = K * \frac{Mc}{I} \quad (3.30)$$

Existen gráficos para una barra, por ejemplo, que tenga un cambio de área drástico en el que es posible buscar el factor K para la determinación de su esfuerzo máximo.

Actualmente en la literatura se encuentran muchos gráficos de este tipo donde se puede observar la relación de geometrías en su eje horizontal y el factor K en su eje vertical, como es posible observar en la Figura 3.23.

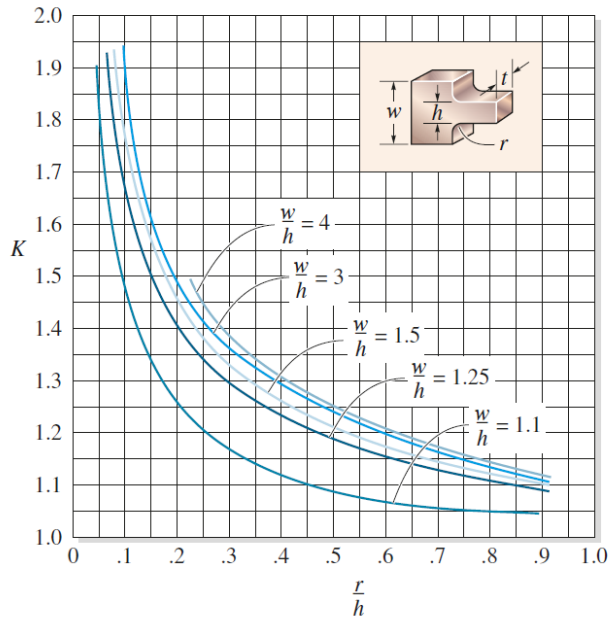


Figura 3.23. Gráfico para la localización del factor K en una barra. Fuente: (Juvinall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

Cabe destacar que si el momento aplicado ocasiona la cadencia del material, como es el caso de los materiales dúctiles el esfuerzo máximo será menor que el determinado con este factor.

3.5.7. Análisis de Fatiga

Las fracturas por el término fatiga, comienzan por medio de una grieta diminuta en el material, la cual a partir de una rizadura se convierte en algo más grande hasta que la sección se debilite lo suficiente para que ocurra una fractura total en la pieza. (Juvinall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

El límite elástico de los materiales determina cuando una pieza que es sometida a una fuerza tiene deformaciones permanentes a esto se le conoce como condiciones estáticas, sin embargo, esto no determina si la pieza se va a fracturar o no, la acumulación de deformaciones permanentes en un material puede provocar una fractura, para esto se desarrolla un estudio de fatiga.

Existe un método en específico llamado el método del esfuerzo-vida que se utiliza para determinar la resistencia de los materiales a la fatiga, este método se da por medio de ensayos de laboratorios en diversos materiales en donde las muestras son sometidas a flexión pura en máquinas rotativas.

De esta forma se establece la resistencia a la fatiga de un material, el primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material, el segundo se realiza con un esfuerzo que es menor que el primero, luego es posible graficar diagramas conocidos como graficas S-N la cual se realiza por lo general en papel logarítmico o semilogarítmico en donde se muestra el cambio de la resistencia última al material según el numero de ciclos.

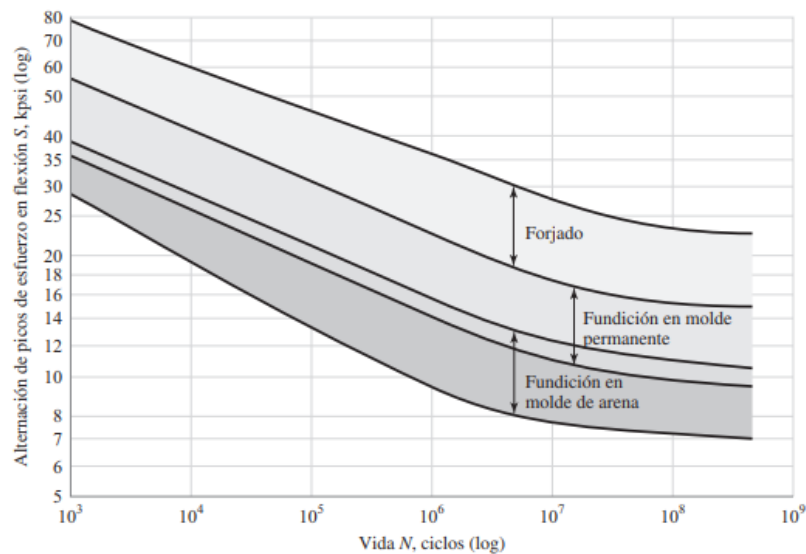


Figura 3.24. Grafica S-N para aleaciones de Aluminio. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

En la figura anterior es posible observar un ejemplo de grafica SN para aleaciones de aluminio, se aprecia como al igual que en el resto de metales dúctiles la resistencia a la fatiga tiende a disminuir con el número de ciclos, esto determinará en qué número de ciclos una pieza que es sometida a carga repetitiva podría fallar.

La falla por fatiga se provoca por una deformación plástica repetitiva, un ejemplo de esto es la deformación de un alambre doblándolo en diversas direcciones de forma repetida.

Sin esta cedencia plástica repetida no puede ocurrir una falla de este tipo. Mientras que en el ejemplo anterior involucra pocos ciclos para que ocurra la falla, existen ejemplos

donde para que ocurra la falla por fatiga deben de pasar miles o millones de ciclos para que la aplicación de la carga cause una falla. (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

Los sitios donde por lo general ocurren fallas de este tipo es en los concentradores de esfuerzo, así sea una esquina, barrenos o agujeros por lo que es importante al momento de diseñar reforzar estos lugares vulnerables, con frecuencia esto previene este tipo de fallas. Al ir dándose la falla por fática, en la medida que la grieta se va haciendo más profunda, como consecuencia el área transversal también disminuya poco a poco por lo que los esfuerzos de la zona aumentan. (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

Para materiales dúctiles es posible utilizar la teoría de falla de Von Mises para convertir los esfuerzos reales de carga en un esfuerzo equivalente flexionante inverso, para luego proceder a relacionar este con las propiedades de fática del material y con la curva S-N del mismo. (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

El dominio de fatiga de alto número de ciclos se extiende desde 10^3 a 10^8 ciclos de resistencia a la fatiga luego de esto se le considera a las piezas de vida infinita.

El límite de resistencia a la fatiga está dado por la siguiente relación:

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f, \quad (3.31)$$

donde S_e es el límite de resistencia a la fatiga en la parte crítica, S'_e es la resistencia estándar a la fatiga por rotación y flexión, k_a es el factor de modificación por la condición superficial, k_b es el factor de modificación por tamaño, k_c el factor de modificación por carga, k_d el factor de modificación por temperatura, k_e el factor de confiabilidad y k_f el factor de modificación por efectos varios. (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

La resistencia estándar a la fatiga por rotación y flexión es posible obtenerla mediante la siguiente fórmula:

$$S'_e = 0,5 S_{ut}, \quad (3.32)$$

donde S_{ut} es la resistencia última a la tensión. (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

Esta última relación aplica para cuando la resistencia última a la tensión es menor que 1 400 MPa si esto no se cumple el valor de S'_e va a ser igual a 100 kpsi.

En cuanto a los factores de modificación, cada uno de estos va a tener un valor menor o igual que uno por lo que esta corrección será acumulativa con el valor de S'_e , cuando el

valor del límite por resistencia a la fatiga es conocido, es fácil obtener el valor de la cantidad de ciclos a la que va a ocurrir la ruptura por medio de las siguientes relaciones:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e}, \quad (3.33)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right), \quad (3.34)$$

$$N = \left(\frac{\sigma_{inv}}{a} \right)^{\frac{1}{b}}, \quad (3.35)$$

donde f representa la fracción de resistencia a la fatiga de S_{ut} a los 10^3 ciclos, a y b son constantes, N el número de ciclos al que se dará la ruptura y σ_{inv} corresponde al esfuerzo de Von Mises calculado para el punto de análisis. (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

Por otra parte, para hacer el cálculo de la fracción de resistencia a la fatiga es bueno utilizar la siguiente gráfica:

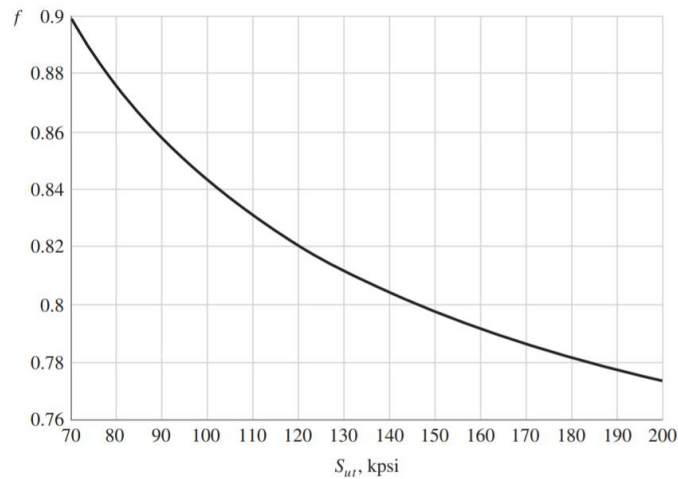


Figura 3.25. Gráfico de fracción de resistencia a la fatiga f . Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

Normalmente la fatiga de bajo ciclo se define como la falla que ocurre en un intervalo de $1 \leq N \leq 10^3$. Sin embargo existen materiales dúctiles en los que la falla ocurre después de 10^3 ciclos por lo que conviene analizarlo por medio de fatiga de alto número de ciclos. (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

Algunos elementos de máquinas es importante diseñarlos con el concepto de vida infinita en donde se establece que la falla ocurre después de los 10^6 ciclos, como se observa

en la Figura 3.26, la resistencia a la fatiga tiende a converger en un punto de esfuerzo en el cual luego de un número de ciclos muy alto no va a cambiar la resistencia a la fatiga. Resumiendo lo anterior se pueden establecer los rangos observados en la Figura 3.26 para la vida de un material. (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

Estos rangos como se menciona anteriormente se dividen como elementos de bajos o altos ciclos que comprenden una vida finita para una pieza determinada, mientras que los elementos de altos ciclos también podrían ser diseñados para vida infinita.

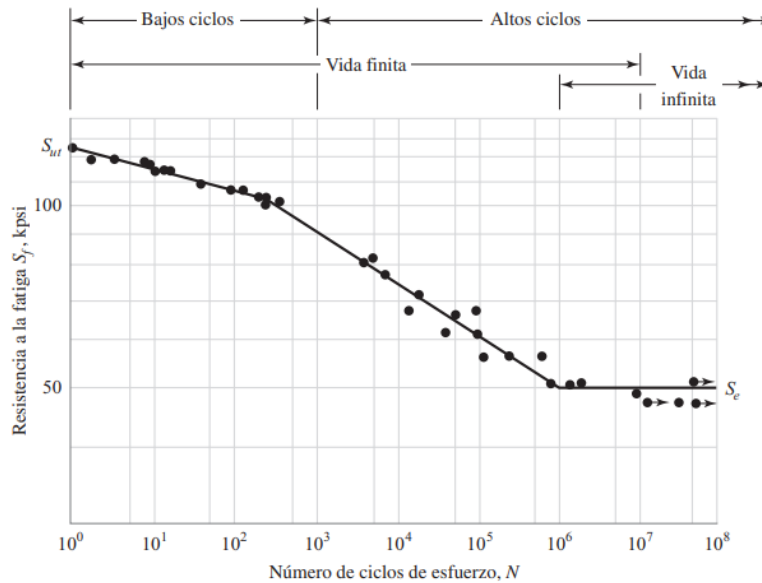


Figura 3.26. Intervalos de ciclos de vida para un material. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

En cuanto a los factores de modificación a continuación se muestra cómo se logra la obtención de cada uno y en qué consiste específicamente, el valor que se le asigna.

3.5.7.1. Factor de superficie k_a

Este factor de modificación es posible determinarlo según la calidad del acabado superficial de la superficie de la pieza, existen múltiples acabados comunes por parte de las máquinas que las fabrica, como lo son el esmerilado, maquinado, estirado o laminado en frío entre otros. (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

Para el cálculo de este factor se utiliza la siguiente relación:

$$k_a = aS_{ut}^b, \quad (3.36)$$

donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b, son posibles encontrarlos en la siguiente tabla.

Tabla 3.2. Valores importantes para la obtención de ka. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

| Acabado superficial | a para S_{ut} en kpsi | a para S_{ut} en MPa | Exponente b |
|------------------------------|---------------------------|--------------------------|-------------|
| Esmerilador | 1,34 | 1,58 | -0,085 |
| Maquinado o laminado en frío | 2,70 | 4,51 | -0,265 |
| Laminado en caliente | 14.4 | 57.7 | -0.718 |
| Como sale de la forja | 39.9 | 272 | -0,995 |

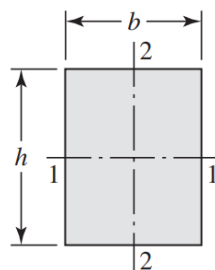
3.5.7.2. Factor de tamaño k_b

Este factor se da cuando hay una flexión o torsión en la pieza y se brinda el valor de acuerdo a un diámetro en la pieza, por medio de las siguientes relaciones, en función de su diámetro.

Tabla 3.3. Valores para la determinación de kb. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

| k_b | d |
|-------------------|-----------------------------------|
| $0,879d^{-0,107}$ | $0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg}$ |
| $0,91d^{-0,157}$ | $2 \leq d \leq 10 \text{ pulg}$ |
| $1,24d^{-0,107}$ | $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$ |
| $1,51d^{-0,157}$ | $51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$ |

Un problema común con este factor es cuando se estudia una pieza que no es redonda, para esto se requiere una obtención de un diámetro equivalente que se logra calcular el volumen del material sometido a un 95% del esfuerzo máximo con el mismo volumen de la muestra de viga rotativa. La siguiente relación se utiliza para perfiles estructurales comunes bajo flexión no rotatoria. (Budynas & Keith Nisbett, 2012)



$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$

Figura 3.27. Diámetro equivalente para obtención de k_b de componente estructural rectangular. Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

3.5.7.3. Factor de temperatura k_d

El factor de temperatura se vuelve sumamente importante para temperaturas de operación mucho menores o mucho mayores que la temperatura ambiente.

Cuando esta es menor que la temperatura ambiente existe una posibilidad de que se dé una fractura frágil, por otro lado, cuando estas superan la temperatura ambiente la resistencia a la fatiga disminuye con rapidez conforme la temperatura aumenta, aunque para la existencia de una falla se depende mucho del tiempo que es sometida la pieza a esta temperatura.

Cuando se toma en cuenta la temperatura se debe hacer una comparación del límite de resistencia a la fatiga del material en temperatura ambiente, y del mismo material a la temperatura de operación obteniendo la siguiente relación para la obtención de k_d .

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}, \quad (3.36)$$

donde S_T es la resistencia a la fatiga a temperatura ambiente y S_{RT} la resistencia del material a la temperatura de operación seleccionada. (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

3.5.7.4. Factor de confiabilidad k_e

Este análisis es aplicable a la dispersión de datos en donde la fatiga es $\frac{S'_e}{S_{ut}} = 0,5$ para esto se tienen rangos de confiabilidad estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Tabla 3.4. Factor de confiabilidad k_e . Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

| Confiabilidad % | Factor de confiabilidad k_e |
|-----------------|-------------------------------|
| 50 | 1 |
| 90 | 0,897 |
| 95 | 0,868 |
| 99 | 0,814 |
| 99,9 | 0,753 |
| 99,99 | 0,702 |
| 99,999 | 0,659 |

3.5.7.5. Factor de efectos varios k_f

Este factor se encarga de modificar el límite de resistencia a la fatiga debido a otros efectos como lo son los esfuerzos residuales, por operaciones que no están contempladas en los demás apartados como lo es acciones como el granallado, el martillado los cuales acumulan esfuerzos de compresión o extensión en la superficie de la parte.

3.5.8. Análisis de elemento finito

El análisis de elemento finito es un método numérico para la resolución de problemas de carácter ingenieril en el que se utilizan sistemas de ecuaciones y derivadas parciales para la resolución aproximada de problemas continuos. Este método se basa en la discretización del dominio del problema en subdominios a los cuales se les da el nombre de Elementos los cuales están interconectados por una cantidad definida de puntos a los que se les llaman Nodos. (Ferrari Mora & Díaz Del Castillo Rodríguez, 2018)

Este método para resolver problemas puede dividirse en dos etapas distintas: el establecimiento de una formulación más simple del problema y la búsqueda de una solución aproximada mediante la discretización del dominio en un número finito de elementos que establecen la aproximación de la función incógnita. (Martínez, 2010)

El primer punto corresponde a una simplificación de las piezas a evaluar en la medida de lo posible, esto con la finalidad de crear una aproximación bastante buena sin tener la necesidad de complicar el análisis más de lo necesario. (Ferrari & Díaz del Castillo, 2018)

La segunda etapa responde al modelo matemático donde se establecen los límites como las sujeciones y las cargas del diseño para luego realizar la discretización, dividiendo el modelo en una cantidad limitada de elementos, para que el solucionador numérico produzca los datos de interés.

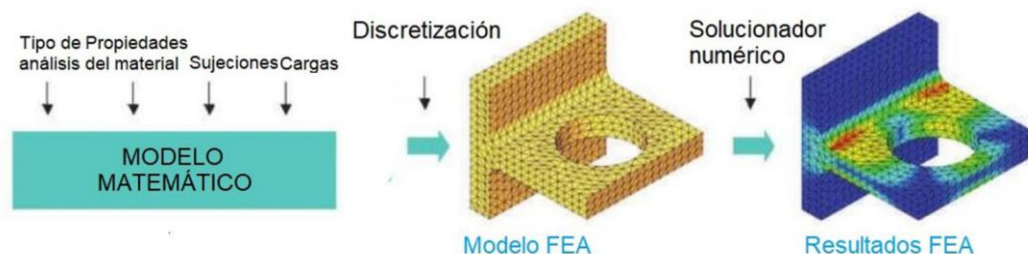


Figura 3.28. Segunda etapa de análisis de elemento finito (González & González, 2019)

La evaluación de resultados de un análisis de elemento finito (FEA) es uno de los pasos más importantes de todos ya que estos son muy detallados por lo que la correcta interpretación de los resultados requiere que se consideren toda clase de aspectos. (González & González, 2019)

Capítulo 4 . Información de grupo de Oleaje y condiciones de carga actual

4.1.Generalidades

Este capítulo abarca el dimensionamiento tanto del dispositivo CEO-PSG escala 1:20 como del oleaje al que es sometido, para así dar comienzo al análisis de datos de los ensayos realizados el 2 de agosto del año 2021 durante la campaña de experimentos y de esta forma proceder con los cálculos de las fuerzas que actúan sobre las piezas de interés para esta investigación.

En posteriores cálculos se analizan los limitadores mecánicos de la plataforma para condiciones críticas de funcionamiento, estas condiciones son descritas en los experimentos de mayor Hs realizados, sin embargo, como se menciona en el Capítulo 2 del presente documento, existe una cantidad de tres experimentos que no fueron realizados debido a la colisión de las barras con el limitador mecánico en el sistema PTO de la plataforma y el riesgo de ruptura que esto conlleva. Debido a esto se estudian dos casos de condiciones críticas:

- Hs de mayor altura de experimentos realizados
- Hs de mayor altura de experimentos no realizados

Estas opciones brindaran una visión clara de no solo el estado actual del limitador después de los experimentos que se realizaron sino también del qué tan apto es el limitador actual para los experimentos que no fueron realizados.

4.2.Contexto dimensional de modelo CEO-PSG escala 1:20

En la línea de investigación relacionada con la transformación de energía cinética de las olas en energía eléctrica surge desde hace años una investigación cuyo principal objetivo es la correcta extracción de energía de las olas mediante un CEO utilizando como estructura elemental una plataforma Stewart Wough.

Esta plataforma posee una ventaja que otras plataformas no tienen y es el uso de sus 6 grados de libertad mediante sus actuadores. Como se observa en el planteamiento del

problema boyas flotantes que actúan como su Sistema de Captación de Energía (SC), sus piezas estructurales actúan a la vez como y su Sistema de Toma de Fuerza (PTO), y poseyendo también una base como su Sistema de Anclaje (SA). (Galván & Ocampo, 2018)

En posesión del CICESE está el modelo con el que se experimenta actualmente que es de escala 1:20 un modelo lo suficientemente grande para ser analizado en canales de olas como el HR Wallingford, sin embargo, para ello se debe tomar en cuenta la siguiente configuración.

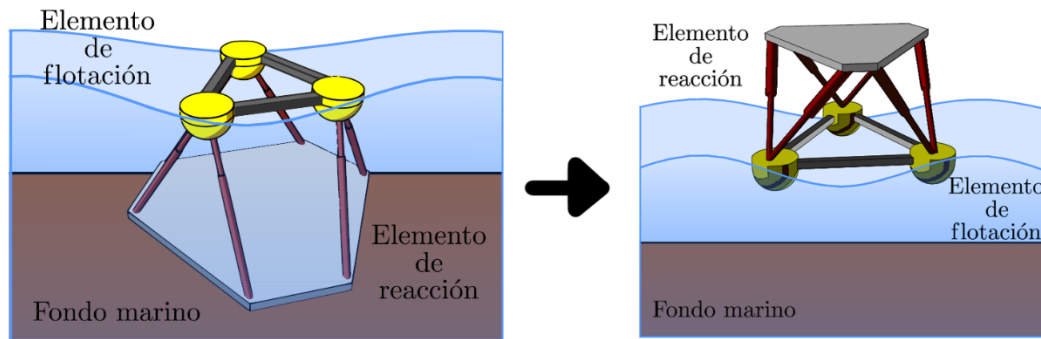


Figura 4.1. Modificación a la configuración de posicionamiento de plataforma CEO-PSG escala 1:20 del CICESE. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021)

Como se observa en la Figura 4.1 la modificación que se realiza es un giro de 180 grados con el fin de proteger los componentes mecánicos y electrónicos que posee el modelo actual y que estos se conserven por fuera del agua frente a la inexistencia de un sistema de aislamiento de los componentes.

Con la finalidad de poder escalar el dispositivo para la experimentación se tienen la Figura 4.2 en donde se muestran algunos parámetros dimensionales de la plataforma.

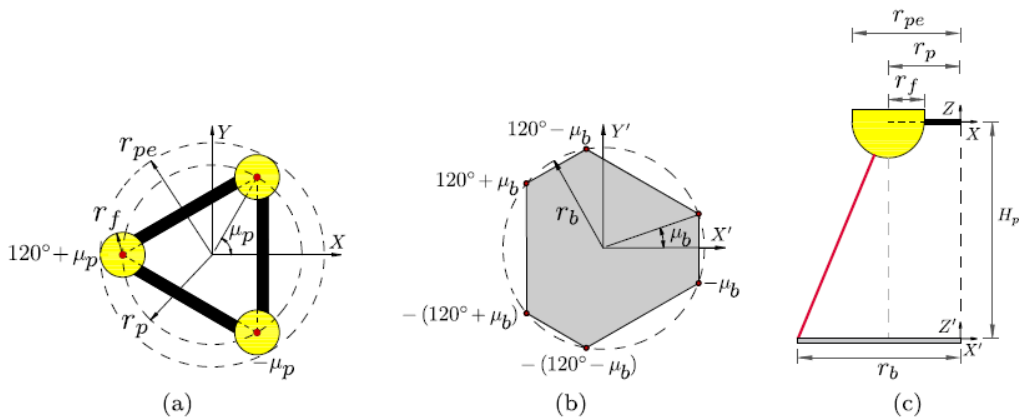


Figura 4.2. a) Vista Superior de esquema CEO-PSG, b) Vista inferior de esquema CEO-PSG, c) Vista lateral de esquema CEO-PSG. Fuente: (Galván Pozos, Ocampo Torres, Cañedo, & all, 2019)

El modelo actual fue escalado por medio de la ley de similitud de Froude en la cual se consideran parámetros como el diámetro de los flotadores o la altura máxima del SA al SC.

El escalado de estos parámetros es posible observarlo en la Tabla 4.1 en donde se expresan los valores de estas variables tanto para el modelo escala real como para el modelo 1:20, cada uno de estos valores es posible obsérvalo en la Figura 4.2.

Tabla 4.1. Parámetros de diseño de CEO-PSG. Fuente: (*Grupo de Oleaje, 2021*)

| Parámetro | CEO-PSG 1:1 | CEO-PSG 1:20 | Unidad |
|-----------|-------------|--------------|--------------|
| r_p | 4,3 | 0,215 | m |
| r_b | 4,3 | 0,215 | m |
| R | 1 | 1 | adimensional |
| r_f | 1,075 | 0,054 | m |
| r_{pe} | 5,375 | 0,27 | m |
| H_p | 6,45 | 0,32 | m |
| μ_p | 60 | 60 | deg |
| μ_b | 0 | 0 | deg |

Estas medidas son de longitud en el diseño, sin embargo, para valores de área, volumen, tiempo, fuerza, entre otros, es importante conocer también el factor de escala para cada uno de ellos. Estos factores se pueden obtener también con la ley de similitud de Froude, sin embargo, su valor varía de acuerdo a la unidad que se utilice y la forma de obtenerlo. Estos valores son especificados en la siguiente tabla.

Tabla 4.2. Factores de escala a partir de la ley de similitud de Froude. Fuente: (*Grupo de Oleaje, 2021*)

| Parámetro | Unidad | Factor de escala | Prototipo 1:20 |
|------------------|------------------|------------------|-----------------------------|
| Longitud | m | ϵ | 1 \rightarrow 20 |
| Área | m ² | ϵ^2 | 1 \rightarrow 400 |
| Volumen | m ³ | ϵ^3 | 1 \rightarrow 8 000 |
| Tiempo | s | $\epsilon^{0,5}$ | 1 \rightarrow $\sqrt{20}$ |
| Velocidad | ms ⁻¹ | $\epsilon^{0,5}$ | 1 \rightarrow $\sqrt{20}$ |
| Fuerza | N | ϵ^3 | 1 \rightarrow 8 000 |

Para dimensionar correctamente la plataforma y tener una noción del espacio que ocupa la misma, es bueno también establecer que este modelo de la plataforma con los actuadores extendidos no ocupa más de 70cm de altura y 40cm de ancho, ocupando un espacio reducido.

Otro aspecto importante de la plataforma es conocer que la carrera que posee la Cremallera 6295K11 (Anexo 11) acoplada a los generadores es de 182mm

4.3. Condiciones oceanográficas de la zona

Existen valores que describen la climatología del oleaje en una zona en específico, para efectos de este proyecto se analizan los datos de la distribución conjunta obtenida en el sitio: Isla Todos Santos (ITS, coordenadas 31.8N, 116.8W) esta es una isla ubicada al Oeste de Ensenada en Baja California, México.

Los datos más relevantes de obtener por medio de esta distribución obtenida son: la altura significativa de la ola (H_s) que se representa al tercio de las olas más altas registradas en un periodo de 20 a 30 minutos y el periodo asociado al pico espectral (T_p)

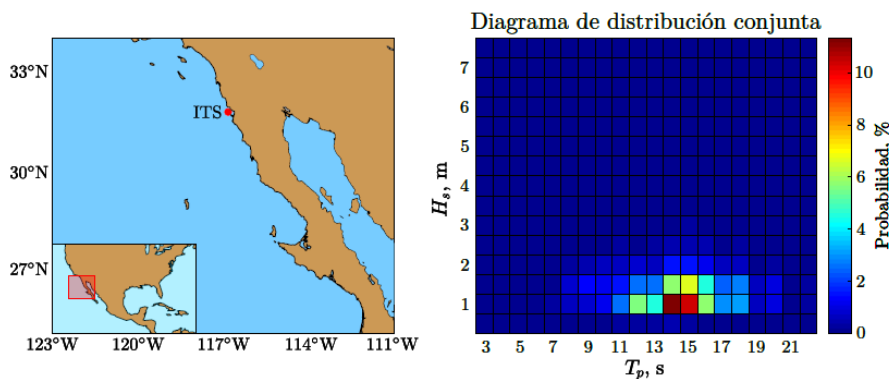


Figura 4.3. Sitio ITS con coordenadas (31.8N, 116.8W) y su diagrama de distribución conjunta. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021)

Este diagrama es un diagrama de probabilidades en donde la zona en azul oscuro muestra las alturas de ola que tienen cero posibilidades que se den, mientras que como se observa en la Figura 4.3 la región inferior derecha cambia de color significando un aumento en la probabilidad que se den estas olas con su respectiva frecuencia, de este diagrama es posible obtener la condición nominal de operación y la condición crítica.

4.4. Campaña de experimentos del 2 de agosto del 2021

El equipo de Oleaje del CICESE toma la decisión de realizar experimentos con el modelo escala 1:20 del dispositivo, colocándolo el 2 de agosto del 2021 en un canal de olas propiedad de la Universidad de Colima (FCM-UCOL), este canal fue construido por la empresa HR Wallingford, líder en temas de oleaje, cuenta con unas medidas de 40m de largo por 0,85m de ancho y 1m de altura.

Para los experimentos se decide tomar en cuenta condiciones nominales y críticas de funcionamiento, en donde se escala por medio de la ley de similitud de Froude el valor de H_s y T_p característico de las olas. Para esto se utiliza el diagrama de distribución conjunta y según sus probabilidades de ocurrencia se separan los grupos para cada condición.

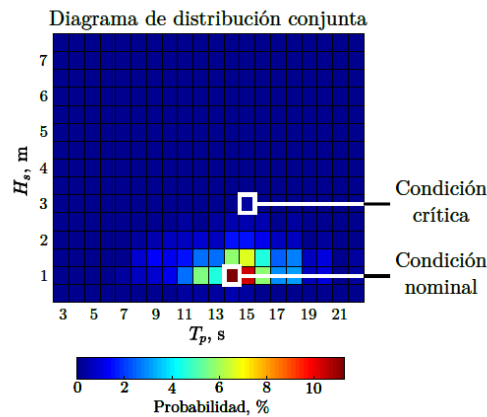


Figura 4.4. Selección de condición nominal y crítica de funcionamiento. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021)

Los investigadores del CICESE eligieron 13 grupos para que describan el oleaje que se da en la zona ITS utilizando la distribución de la Figura 4.4 que se encuentra entre los intervalos de 1 minuto y 2 segundos que representan el 93% de probabilidad de ocurrencia t representa el 90,1% de la energía disponible, en el diagrama de distribución, es decir que las condiciones de oleaje para 13 grupos de experimentos representan 8178 de las 8766 horas del año, seleccionando de esta forma la muestra para las condiciones de funcionamiento en la zona y separándolas como se muestra en la siguiente figura:

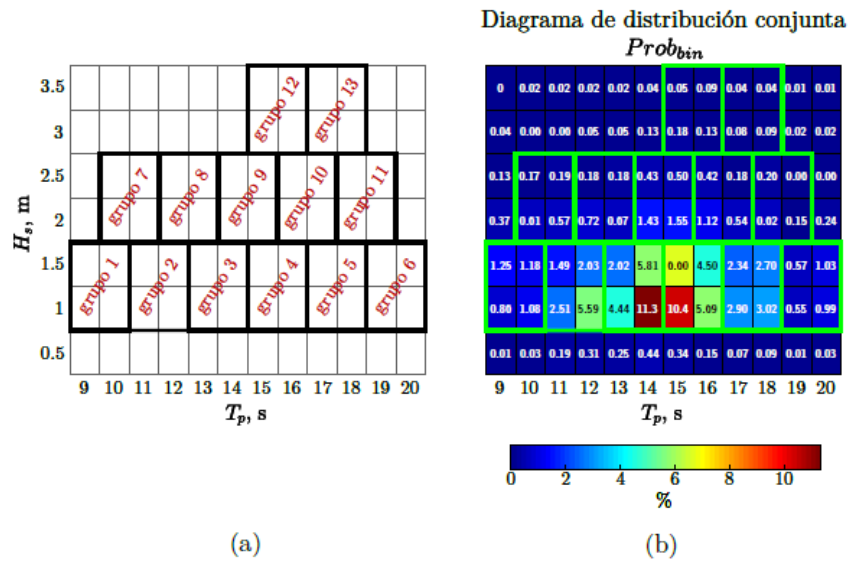


Figura 4.5. (a) Distribución de grupos para experimentos. (b) Diagrama de distribución conjunta con probabilidad de ocurrencia. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021)

Además de estas condiciones se añaden las condiciones 14 y 15 correspondientes a las condiciones que se denominan como nominales y críticas. (Grupo de Oleaje, 2021)

Es importante destacar que los valores de H_s obtenidos de estas distribuciones, se refieren a condiciones de oleaje irregular por lo que estos valores deben de ser divididos entre $\sqrt{2}$ para de esta forma obtener la altura H correspondiente a oleaje regular, además, como se menciona anteriormente se escalan los valores por medio de la similitud de Froude, obteniendo como resultado la siguiente tabla de condiciones para los experimentos a realizar.

Tabla 4.3. Condiciones de oleaje regular e irregular correspondiente a la escala 1:20. Sitio ITS. En donde $\lambda = gT^2/2\pi$. Fuente: (Grupo de Oleaje, 2021)

| Grupo # | Irregular | | | Regular | | | |
|---------|-----------|---------|--------|---------|-------|--------|-------------|
| | H_s cm | T_p s | H cm | T s | A s | f Hz | λ m |
| 1 | 6,51 | 2,12 | 4,60 | 2,12 | 2,30 | 0,46 | 7,07 |
| 2 | 5,96 | 2,61 | 4,21 | 2,61 | 2,10 | 0,38 | 10,63 |
| 3 | 5,99 | 3,06 | 4,24 | 3,06 | 2,12 | 0,32 | 14,67 |
| 4 | 6,15 | 3,43 | 4,34 | 3,43 | 2,17 | 0,29 | 18,45 |
| 5 | 6,28 | 3,91 | 4,43 | 3,91 | 2,21 | 0,25 | 24,00 |
| 6 | 6,40 | 4,40 | 4,52 | 4,40 | 2,26 | 0,22 | 30,12 |
| 7 | 10,64 | 2,34 | 7,52 | 2,34 | 3,76 | 0,42 | 8,60 |
| 8 | 10,56 | 2,80 | 7,46 | 2,80 | 3,73 | 0,35 | 12,17 |
| 9 | 10,64 | 3,25 | 7,53 | 3,25 | 3,76 | 0,30 | 16,47 |

| | | | | | | | |
|-----------|-------|------|-------|------|------|------|-------|
| 10 | 10,72 | 3,65 | 7,58 | 3,65 | 3,78 | 0,27 | 20,78 |
| 11 | 10,80 | 4,07 | 7,63 | 4,07 | 3,81 | 0,24 | 25,85 |
| 12 | 15,80 | 3,46 | 11,17 | 3,46 | 5,58 | 0,28 | 18,72 |
| 13 | 15,86 | 3,91 | 11,21 | 3,91 | 5,60 | 0,25 | 24,00 |
| 14 | 20,43 | 3,08 | 14,45 | 3,08 | 7,22 | 0,32 | 14,86 |
| 15 | 20,64 | 3,48 | 14,59 | 3,48 | 7,29 | 0,28 | 18,94 |
| 16 | 20,48 | 3,89 | 14,48 | 3,89 | 7,24 | 0,25 | 23,69 |
| 17 | 5,00 | 3,13 | 3,54 | 3,13 | 1,76 | 0,31 | 15,30 |
| 18 | 15,00 | 3,35 | 10,60 | 3,35 | 5,30 | 0,29 | 17,56 |

En la Tabla 4.3 se observan los valores para las variables de altura significativa H, el periodo T, la amplitud A, la frecuencia f y la longitud de ola λ , de las condiciones de oleaje seleccionada para la realización de los 18 experimentos a realizar.

4.4.1. Configuración de instrumentación para experimentos

Para la descripción de los experimentos realizados en el canal de olas de la Universidad de Colima, es necesario comprender la configuración utilizada para la toma de datos, esta consiste básicamente en seis sensores que registran la posición del nivel de agua en un instante dado, el tiempo que tarde el experimento.

Por otra parte, el dispositivo CEO-PSG recolecta una cantidad de información importante, algunos de estos datos son tomados de forma directa y otros de forma indirecta. Entre estos datos recolectados algunos se toman por módulo en los que se toma uno para cada actuador:

- Tiempo
- Corriente
- Voltaje
- Distancia del sensor de proximidad a la barra
- Fuerza
- Velocidad

Otros datos son en general considerados para cada par de actuadores como lo son los siguientes:

- Aceleración lineal
- Velocidad angular

Conociendo los sensores y la naturaleza de los datos que se obtienen en cada dispositivo es importante conocer también la ubicación de cada dispositivo, la cual es posible observarla en la Figura 4.6.

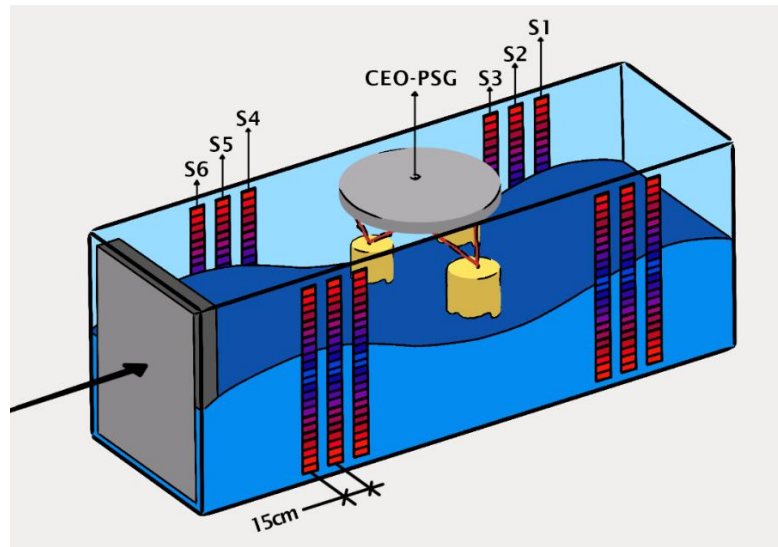


Figura 4.6. Configuración de dispositivos utilizados en Campaña de experimentos. Fuente: Elaboración propia

Cabe rescatar nuevamente como se hizo en el capítulo 2 que los experimentos en las condiciones 13,14,15 no fue posible realizarlos debido a una colisión existente entre los limitadores mecánicos de la plataforma con el Soporte del Riel, debido a esta colisión se cesaron los experimentos de las condiciones mencionadas, por temor a que se diera una fractura en los limitadores y se dañaran otros componentes electrónicos del equipo.

Como es posible observar se colocaron en el canal de Olas 3 sensores que miden el nivel del agua antes del dispositivo y 3 sensores después del dispositivo en la dirección de propagación de las olas que se haya establecido, estos sensores representados en la imagen anterior como S1, S2, S3, S4, S5, S6 separados por una distancia de 15cm dan a conocer la posición de las olas en todo momento e indican también información relevante como si existiese refracción del oleaje y cómo repercute está en el dispositivo.

Por otra parte, la dirección de propagación seleccionada se realiza con un ángulo Θ respecto al eje cómo es posible observar en la siguiente figura. (Galván Pozos, Ocampo Torres, Cañedo, & all, 2019)

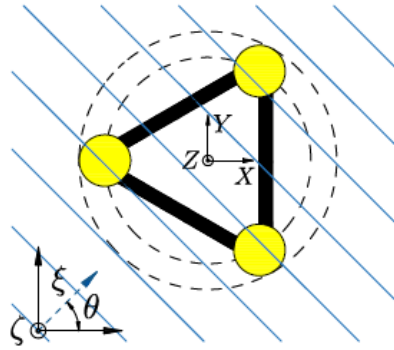


Figura 4.7. Vista de planta de Sistema de Captación (SC). Fuente: (Galván Pozos, Ocampo Torres, Cañedo, & all, 2019)

En la Figura 4.7, es posible observar líneas en color azul que corresponden a las crestas del oleaje, de esta forma se puede ver la dirección de propagación del mismo.

4.4.2. Análisis de datos

Comenzando con el procesado de la información recolectada durante los experimentos para la zona ITS mencionada anteriormente, cabe mencionar que hubo ciertas ocasiones en que la barra colisionó aparatosamente con el limitador mecánico superior que posee el dispositivo por lo que los experimentos con las condiciones 14, 15, 16 y 17 no fueron realizados, además se informa que existió colisión en los datos de la condición 13 y 18.

La plataforma CEO-PSG toma una totalidad de 720 datos por cada variable vista en la sección anterior, a lo largo de la duración de cada experimento, mientras que el canal de olas hace una toma de los sensores de alrededor de 18 000 datos en el mismo tiempo del experimento, es decir sobre la misma línea de tiempo que el dispositivo CEO-PSG.

Todos estos datos son almacenados en hojas de cálculo de Excel, sin embargo, son tomados por separado tanto el canal de olas como el dispositivo CEO-PSG por lo que el primer reto es establecer el mismo formato de tiempo para así poder comparar los dos conjuntos de datos.

Para el procesado de información tanto del canal de olas como de la plataforma CEO-PSG se necesita la utilización de macros a través del software Excel en el lenguaje de Visual Basic para hacer la información legible debido a algunos problemas con algunos datos y poder interpretar la información con el propósito mencionado anteriormente. Los macros utilizados corresponden a los mostrados en el Anexo 22 y estos cumplen con las siguientes funciones:

- Brindar un formato homogéneo a los datos obtenidos por los sensores para que puedan ser utilizados en posteriores análisis
- Dar un mismo formato de tiempo a los datos recolectados de ambos dispositivos

De esta forma se logra obtener una mejor interpretación de la información brindada por todos los experimentos realizados durante agosto del 2021.

Para la información obtenida del canal de olas en cada condición de oleaje es posible observar algo similar a la siguiente grafica en los 6 distintos sensores para cada condición.

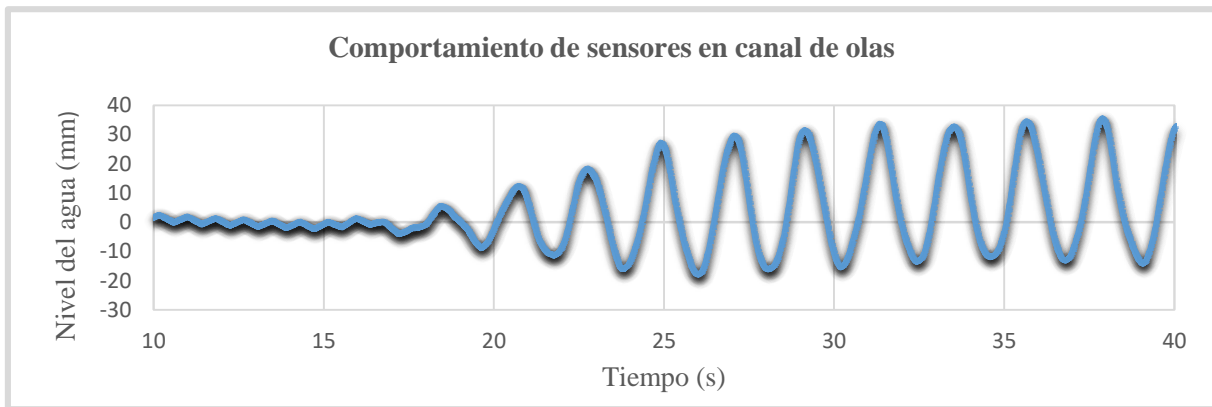


Figura 4.8 . Comportamiento de sensores de nivel de agua en canal de olas de la Universidad de Colima.
Fuente: Elaboración Propia

A pesar de que el dispositivo CEO-PSG toma una cantidad menor de datos durante el mismo periodo del experimento, es posible analizar ambos en la misma estampa de tiempo ya que ambos fueron accionados en el mismo instante. De esta forma ver si existe alguna correlación entre los datos estudiados.

Para los datos tomados por la plataforma existen ciertos valores de mayor relevancia para este proyecto como por ejemplo la distancia medida entre el sensor de distancia y la barra del actuador que posee la plataforma ya que este dato con un pequeño ajuste (-30mm distancia del sensor al limitador mecánico) puede sustituirse por la distancia entre el limitador mecánico y la barra.

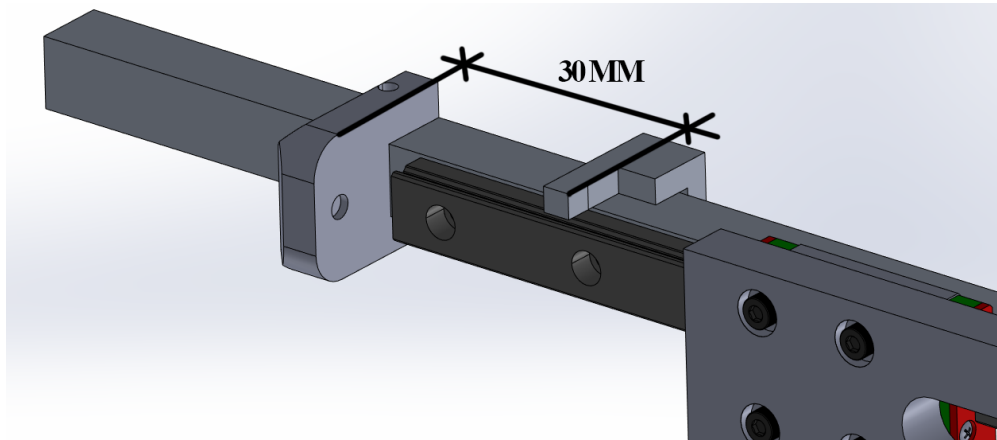


Figura 4.9. Distancia entre el limitador mecánico de actuador y sensor de distancia utilizado en plataforma CEO-PSG. Fuente: Elaboración propia

Es posible con esta observación saber en qué momento del experimento exactamente la barra impacta contra el limitador o está cerca del mismo.

Por medio de este análisis se puede comenzar un estudio estructural y de esta forma trabajar con los datos necesarios para obtener una otros datos que favorezcan a la obtención de una magnitud de fuerza que impacte sobre el limitador considerando claro todos los principios mecánicos que esto involucra y de esta forma poder realizar análisis FEA sobre las piezas de interés. Un ejemplo de esto se da en la siguiente gráfica:

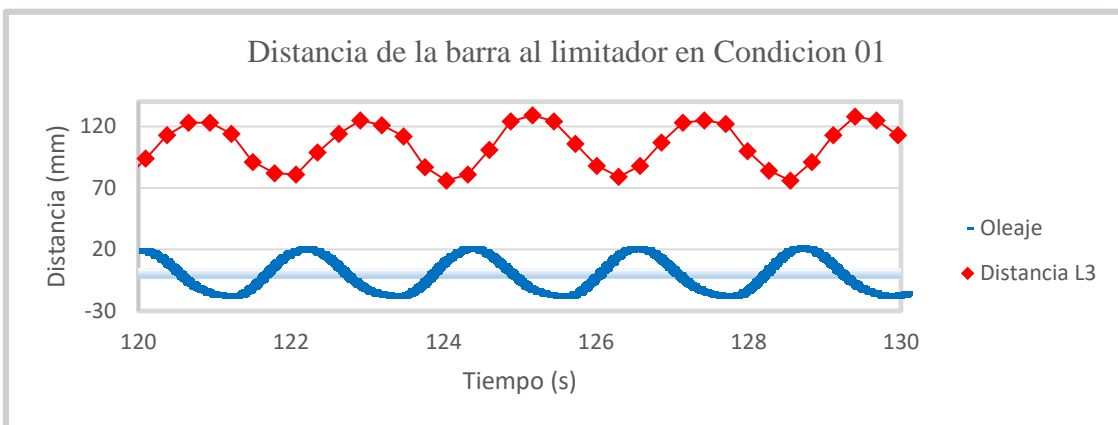


Figura 4.10. Distancia de la barra al limitador mecánico en condición 01. Fuente: Elaboración Propia

Gracias a esta gráfica es posible observar que para el experimento en la condición numero 01 el actuador de L3 fue el que más cerca estuvo del limitador llegando hasta distancias de 70mm de esta forma se pueden obtener los datos de relevancia para la obtención de la fuerza crítica aplicada en el limitador mecánico los cuales se pueden visualizar en las siguientes secciones.

4.5. Cálculo de frecuencia, tiempo efectivo de experimentos y número de ciclos

Como es posible observar en la Figura 4.8 el comportamiento del oleaje en el canal de olas alcanza una amplitud máxima hasta después de haber pasado unos segundos desde el accionamiento de funcionamiento. Esto es de gran importancia ya que existen unos intervalos de tiempo en que los datos tanto del canal de olas como de la plataforma no van a ser representativos, cuando la ola alcanza su altura máxima esto se prolonga igualmente durante un tiempo efectivo donde los datos de la plataforma como la distancia, la velocidad y la aceleración se van a repetir según la frecuencia.

Por otra parte, la frecuencia con la que se dan las crestas durante el tiempo efectivo representan la cantidad de ciclos que se dan de los datos tomados por la plataforma y el canal de olas. Por lo que es importante conocer para cada experimento realizado datos como la cantidad de ciclos, la frecuencia experimental y la teórica calculada.

Esta consideración a parte de determinar estas variables brinda una mayor confiabilidad a los datos obtenidos para la obtención de las fuerzas, ya que se puede afirmar por ejemplo que una velocidad de la barra al limitador se da durante un tiempo establecido y con una frecuencia dada.

Tabla 4.4. Tiempo efectivo, periodo y numero de ciclos de campana de experimentos.

Fuente: Elaboración Propia

| Condición | Tiempo total (s) | Tiempo Efectivo (s) | | | Periodo (s) Experimental-Teórico | No Ciclos |
|-----------|------------------|---------------------|-----|-------|-------------------------------------|-----------|
| | | Inicio | Fin | Total | | |
| 1 | 214 | 25 | 190 | 165 | 2,21 - 2,17 | 75 |
| 2 | 214 | 25 | 187 | 162 | 2,69 - 2,63 | 60 |
| 3 | 214 | 25 | 190 | 165 | 3,08 - 3,13 | 54 |
| 4 | 214 | 25 | 186 | 161 | 3,48 - 3,44 | 46 |
| 5 | 214 | 35 | 195 | 160 | 3,99 - 4 | 40 |
| 6 | 214 | 25 | 185 | 160 | 4,59 - 4,54 | 35 |
| 7 | 214 | 25 | 185 | 160 | 2,37 - 2,38 | 68 |
| 8 | 214 | 25 | 183 | 158 | 2,88 - 2,85 | 55 |
| 9 | 214 | 25 | 184 | 159 | 3,33 - 3,33 | 48 |
| 10 | 214 | 24 | 185 | 161 | 3,68 - 3,70 | 44 |
| 11 | 214 | 25 | 185 | 160 | 4,17 - 4,16 | 38 |
| 12 | 214 | 27 | 187 | 160 | 3,59 - 3,57 | 45 |
| 13 | 214 | 25 | 164 | 139 | 4,02 - 4 | 35 |
| 14 | -- | -- | -- | -- | 3,13 | -- |
| 15 | -- | -- | -- | -- | 3,57 | -- |

| | | | | | | |
|----|-----|----|-----|-----|-------------|----|
| 16 | -- | -- | -- | -- | 4 | -- |
| 17 | 214 | 27 | 185 | 158 | 3,22 - 3,22 | 49 |
| 18 | 214 | 25 | 189 | 164 | 3,45 - 3,44 | 48 |

Como es posible observar en la Tabla 4.4 el tiempo efectivo de la mayoría de los experimentos ronda los 160s y las variaciones entre el periodo teórico y experimental son despreciables. Estos ciclos resultantes en cada experimento serán de importancia en el análisis de fatiga en donde se puede estimar por ejemplo la cantidad de experimentos que se podrán realizar con los limitadores actuales sin que estos presenten una fractura.

4.6. Cálculo de fuerza impactante en condiciones críticas de funcionamiento

En el análisis estático de los limitadores mecánicos existen dos posibles soluciones para encontrar la fuerza que se le aplica al limitador, la primera de ellas es por medio de fuerza boyante que experimentan los elementos de flotación, por otra parte, se cuenta con información de la campaña de experimentos realizados en agosto del 2021, lo cual es una fuente de información de gran importancia que aporta datos para obtener esta fuerza mediante el método analítico.

En este apartado se puede observar la relación que existe entre ambos métodos.

4.6.1. Cálculo por medio de fuerza boyante

La fuerza boyante es una fuerza que en este caso se da en los elementos de flotación, estas partes de la plataforma experimentan una cantidad de volumen sumergido, el mismo que es desplazado en este caso de agua. Es posible hacer un aproximado a esta fuerza por medio de la fórmula $F_b = -\rho g V$ en donde el volumen desplazado de agua va a depender de las siguientes dimensiones. (Young & Freedman, 2009)

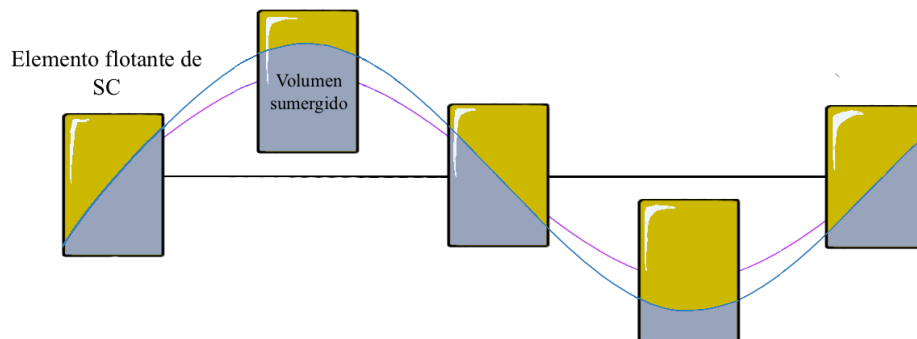


Figura 4.11. . Movimiento realizado por flotador del sistema de captación de CEO-PSG. Fuente: Elaboración Propia

Como es posible observar en la Figura 4.11, la fuerza boyante va a depender del volumen sumergido de los flotadores, de esto va a depender también el desplazamiento de cada uno de los actuadores de la plataforma y por ende la fuerza que realiza contra el limitador.

Es importante prestar atención también que la superficie de la ola cubre una superficie que no es plana en la parte superior de la boya, debido a las dimensiones de la misma en comparación al flotador se decide hacer una aproximación en donde se considere una superficie plana en su parte superior, obteniendo un cilindro perfecto de agua desplazada.

El desplazamiento se considera levemente menor que la elevación total de la ola, sin embargo, para la fórmula que describe el volumen de los flotadores cilíndricos que posee el dispositivo para determinar esta fuerza es necesario conocer la longitud del flotador sumergido, el cual por medio de métodos experimentales se determinó cercano a 100mm.

Con esto y con la geometría de la siguiente figura se puede realizar una aproximación por medio de análisis estático.

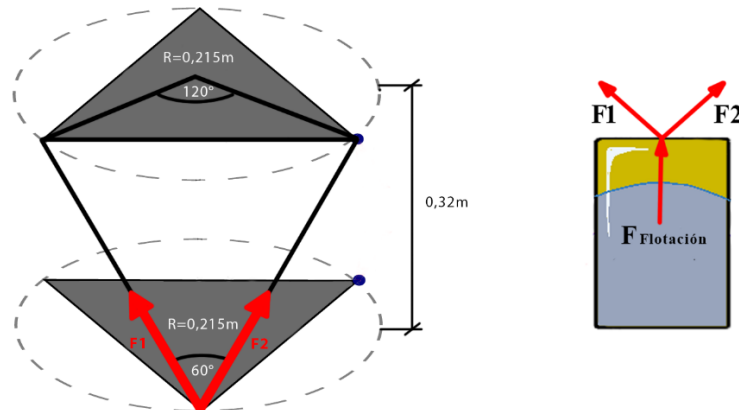


Figura 4.12. Diagrama para análisis estático de fuerza boyante. Fuente: Elaboración propia.

Como es posible observar en la Figura 4.12, en este caso la fuerza de flotación determina el valor de dos fuerzas, debido a la configuración presente en la plataforma y explicada a detalle en el apartado 4.2. Con estos datos es posible determinar una fuerza de flotación donde se sustituyen las variables de la fórmula $F_b = -\rho g V$ por los datos presentes tanto geométricos como el de la aceleración de la gravedad ($9,81m/s^2$) y la densidad del fluido que en este caso se trata de agua ($1000g/m^3$). Obteniendo la siguiente relación:

$$F_{Flotacion} = \left(1000 \frac{kg}{m^3} * \frac{9,81m}{s^2} * \pi * (0,215m)^2 * 0,1m \right) = 142,46 N$$

Sin embargo, después de observar la Figura 4.12 la fuerza se distribuye en 2 actuadores por lo que para determinar una aproximación a la F1 en este caso que experimenta linealmente los actuadores, se podría asumir un ángulo cercano a 45° en donde la fuerza F1 estaría definida por la relación:

$$\frac{142,46}{2} = F1 * \text{sen}(45^\circ)$$

Obteniendo como resultado $F1 = 100 \text{ N}$ lo cual representa un aproximado a la fuerza que experimentaría el limitador, sin embargo, se debe tomar en cuenta que en cada actuador no se da un movimiento completamente libre por lo que existen pérdidas de energía que harán que esta fuerza sea menor, estas pérdidas principalmente se dan por la fricción entre la Cremallera 6295K11 (Anexo 11) y los dientes del eje del motor, y la fricción que existe en el riel que mantiene la barra en su correcta dirección.

Al ser solo una aproximación y tener a la disposición una gran cantidad de información de la campaña de experimentos, se recomienda utilizar un cálculo por medio del método analítico de los datos resultados de los experimentos vistos anteriormente, sin embargo, esta aproximación es útil para conocer entre qué rangos de valores se podría obtener la fuerza impactante por medio del método estadístico.

4.6.2. Cálculo por medio análisis estadístico

Para el cálculo de una fuerza resultado de un impacto, como en este caso, es necesario conocer algunas variables ocurrentes antes del mismo. Ya que como lo presentan (Young & Freedman, 2009) la fuerza va a estar dada por la relación $F=ma$, sin embargo, este caso se da para un ejemplo de análisis estático, por lo que es necesario encontrar un factor de impacto que se determina más adelante. (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

En los datos extraídos de la plataforma CEO-PSG se incluyen datos como la aceleración o la fuerza, sin embargo, estos datos son descartados debido a un error en la obtención de los mismos, una cantidad, de más de 50% de los datos se encuentran con este error, el cual es muchas veces que el intervalo de tiempo tomado para su obtención no es representativo, por lo que en caso de necesitar datos como la aceleración o fuerza se debe de hacer el cálculo manualmente.

Al darse una cantidad de ciclos dados como se observa en la Sección 4.5 de este Capítulo y cómo es posible observar en la Figura 4.10. La distancia crítica del limitador a la pieza impactante se repite la misma cantidad de ciclos de la condición que se esté estudiando,

por este motivo se puede afirmar que para cada experimento se dará una misma distancia crítica de la barra al limitado mecánico.

La velocidad por otra parte es dependiente de la distancia que se desplace la barra, por lo que al igual que las distancia, se va a dar en repetidas ocasiones la misma velocidad crítica según la cantidad de ciclos de los experimentos. Por último, la aceleración al ser también dependiente del cambio en la velocidad esta tendrá un valor crítico el cual se repetirá en cada ciclo a lo largo del experimento.

Para la Tabla 4.3 en la que se encuentran las condiciones seleccionadas para la campaña de experimentos como se menciona anteriormente se escalan los Hs del oleaje seleccionado para la correcta aplicación del mismo en el canal de olas y aplicarlo al modelo de la CEO-PSG, sin embargo este Hs resultante debe de ser dividido entre $2\sqrt{2}$ para obtener la mitad de la altura significativa para oleaje regular (A), por lo que la principal característica que va a representar cada condición es esta altura A, correspondiendo a la distancia desde el eje de origen hasta la cresta de cada ola. (Grupo de Oleaje, 2021)

Al ser la distancia, la velocidad y la aceleración variables de importancia para la resolución de la fórmula de fuerza y del factor de impacto es importante establecer cada una de estas variables para los momentos críticos de cada uno de las condiciones. (Juvinall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

Estos se obtienen a través de los datos, en el caso de la distancia se le realiza la corrección vista anteriormente para tener la distancia del limitador mecánico a la barra, en caso de la velocidad es obtenida directamente también de los datos recolectados, sin embargo, en el caso de la aceleración como se menciona anteriormente, existieron datos con error en la mayor parte de los experimentos, esto se puede deber a algún mal cálculo en lo interno del software utilizado pero también debido a que el intervalo de tiempo utilizado para calcular la aceleración no es representativo.

Por este motivo se calcula la aceleración crítica manualmente para cada una de las condiciones en cada uno de los actuadores por medio la siguiente relación:

$$a = \frac{V_1 - V_0}{t_1 - t_0}, \quad (4.1)$$

donde, V_0 corresponde a la velocidad obtenida directamente de la tabla en un punto de tiempo t_0 mientras que V_1 se refiere a la velocidad otro punto de tiempo t_1 . (Young & Freedman, 2009)

Como resultado se obtienen las Tablas 4.5, 4.6 y 4.7 vistas a continuación, en donde se puede observar el comportamiento tanto para las distancia, velocidades y aceleración producto del movimiento de la plataforma, en cada uno de sus actuadores. En el caso de estos resultados de experimento solo va a interesar los datos del actuador que contenga los valores más críticos de trabajo.

Tabla 4.5. Distancia mínima de la barra al limitador en condiciones críticas de funcionamiento, de campaña de experimentos. Fuente: Elaboración propia

| Condición | A (cm) | L1 (mm) | L2 (mm) | L3 (mm) | L4 (mm) | L5 (mm) | L6 (mm) |
|-----------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 1 | 2,3 | 80 | 46 | 90 | 122 | 94 | 146 |
| 2 | 2,1 | 74 | 47 | 95 | 121 | 97 | 153 |
| 3 | 2,12 | 79 | 37 | 98 | 118 | 98 | 149 |
| 4 | 2,17 | 71 | 44 | 87 | 118 | 94 | 153 |
| 5 | 2,21 | 73 | 98 | 91 | 117 | 90 | 153 |
| 6 | 2,26 | 79 | 94 | 86 | 117 | 98 | 153 |
| 7 | 3,76 | 67 | 80 | 75 | 113 | 87 | 128 |
| 8 | 3,73 | 23 | 68 | 20 | 76 | 56 | 95 |
| 9 | 3,76 | 29 | 54 | 16 | 72 | 47 | 114 |
| 10 | 3,78 | 13 | 68 | 13 | 74 | 53 | 102 |
| 11 | 3,81 | 28 | 61 | 4 | 75 | 65 | 99 |
| 12 | 5,58 | 2 | 37 | 0 | 49 | 29 | 59 |
| 13 | 5,6 | 0 | 44 | 0 | 58 | 68 | 58 |
| 17 | 1,76 | 55 | 61 | 74 | 81 | 80 | 122 |
| 18 | 5,3 | 4 | 43 | 0 | 63 | 36 | 58 |

En el caso de la distancia, cabe mencionar que como se observa en la Tabla 4.5 existe colisión en las condiciones de oleaje 12, 13 y 18 por lo que es simple predecir que en los experimentos que no fueron realizados también hubiese existido el impacto.

Tabla 4.6. Velocidad máxima de la barra del actuador en condiciones críticas de funcionamiento, en campaña de experimentos. Fuente: Elaboración propia

| Condición | A (m/s) | L1 (m/s) | L2 (m/s) | L3 (m/s) | L4 (m/s) | L5 (m/s) | L6 (m/s) |
|-----------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 1 | 2,3 | 0,073 | 0,058 | 0,1 | 0,0346 | 0,0386 | 0,31 |
| 2 | 2,1 | 0,066 | 0,054 | 0,083 | 0,027 | 0,031 | 0,29 |
| 3 | 2,12 | 0,054 | 0,058 | 0,077 | 0,027 | 0,031 | 0,33 |
| 4 | 2,17 | 0,058 | 0,062 | 0,1 | 0,031 | 0,058 | 0,247 |

| | | | | | | | |
|-----------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 5 | 2,21 | 0,058 | 0,031 | 0,073 | 0,027 | 0,031 | 0,199 |
| 6 | 2,26 | 0,05 | 0,039 | 0,073 | 0,027 | 0,035 | 0,236 |
| 7 | 3,76 | 0,1 | 0,073 | 0,19 | 0,087 | 0,073 | -- |
| 8 | 3,73 | 0,11 | 0,07 | 0,212 | 0,069 | 0,07 | -- |
| 9 | 3,76 | 0,139 | 0,081 | 0,219 | 0,07 | 0,081 | -- |
| 10 | 3,78 | 0,15 | 0,1 | 0,223 | 0,058 | 0,058 | -- |
| 11 | 3,81 | 0,158 | 0,104 | 0,25 | 0,046 | 0,046 | 0,273 |
| 12 | 5,58 | 0,208 | 0,147 | 0,34 | 0,15 | 0,15 | -- |
| 13 | 5,6 | 0,258 | 0,208 | 0,351 | 0,153 | 0,153 | -- |
| 17 | 1,76 | 0,031 | 0,031 | 0,05 | 0,027 | 0,027 | 0,1 |
| 18 | 5,3 | 0,208 | 0,139 | 0,301 | 0,123 | 0,127 | -- |

En el caso de las velocidades, tanto el actuador L1 como L3 experimentan los mayores valores de velocidades registradas, en el caso de L6 se dan valores muy por fuera de los rangos establecidos y esperados por lo que se concluye que el sensor se encuentra afectado, obteniendo datos erróneos del mismo.

Tabla 4.7. Aceleración máxima en condiciones críticas de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia

| Condición | A (cm) | a L1 (m/s ²) | a L2 (m/s ²) | a L3 (m/s ²) | a L4 (m/s ²) | a L5 (m/s ²) | a L6 (m/s ²) |
|------------------|-----------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 1 | 2,3 | 0,0550 | 0,1090 | 0,0400 | 0,0270 | 0,0137 | 0,4057 |
| 2 | 2,1 | 0,0547 | 0,0687 | 0,1646 | 0,0273 | 0,0338 | 0,2595 |
| 3 | 2,12 | 0,0317 | 0,0546 | 0,0595 | 0,0412 | 0,0545 | 0,5253 |
| 4 | 2,17 | 0,0547 | 0,0410 | 0,0955 | 0,0269 | 0,0273 | 0,1767 |
| 5 | 2,21 | 0,0407 | 0,0138 | 0,0953 | 0,0411 | 0,0819 | 0,1242 |
| 6 | 2,26 | 0,0273 | 0,0547 | 0,1921 | 0,0412 | 0,0138 | 0,1772 |
| 7 | 3,76 | 0,2193 | 0,1278 | 0,3975 | 0,1505 | 0,1512 | -- |
| 8 | 3,73 | 0,2811 | 0,1510 | 0,5032 | 0,1513 | 0,1092 | -- |
| 9 | 3,76 | 0,2844 | 0,2595 | 0,4805 | 0,1233 | 0,1643 | -- |
| 10 | 3,78 | 0,2109 | 0,1773 | 0,3551 | 0,1227 | 0,0959 | -- |
| 11 | 3,81 | 0,2877 | 0,2466 | 0,5734 | 0,1090 | 0,2052 | 0,2303 |
| 12 | 5,58 | 0,3276 | 0,4118 | 1,1021 | 0,2397 | 0,3244 | -- |
| 13 | 5,6 | 0,3554 | 0,4243 | 0,9666 | 0,2175 | 0,2994 | -- |
| 17 | | 0,0550 | 0,0274 | 0,0819 | 0,0272 | 0,0273 | 0,1634 |
| 18 | 5,3 | 0,3612 | 0,3288 | 0,9697 | 0,2184 | 0,3435 | -- |

Se puede concluir con estos datos que el actuador L3 es el que experimenta las mayores aceleraciones, velocidades y menores distancias de la barra al limitador mecánico.

Como uno de los casos de estudio presentados en el apartado de generalidades es encontrar el valor de la fuerza existente producto de la mayor altura significativa H_s de los experimentos no realizados y no se tienen datos de estos experimentos se debe de utilizar un proceso denominado regresión, para obtener así una curva que se ajuste óptimamente al conjunto de datos que corresponden a los anteriores y poder de esta forma predecir el comportamiento de estas variables. (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

Por medio de este procedimiento es posible la obtención de las siguientes gráficas tanto para aceleración como para la velocidad.

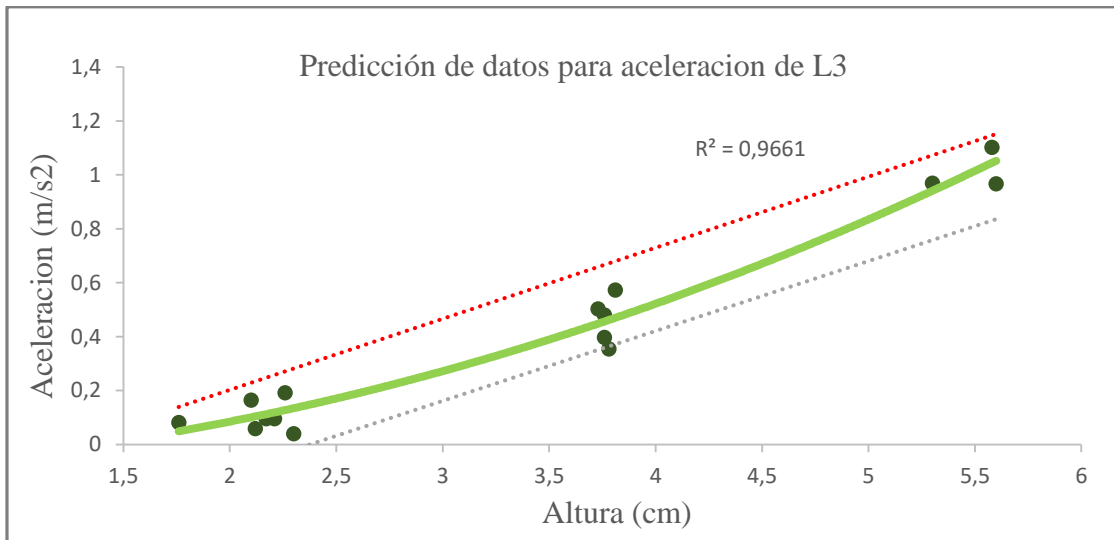


Figura 4.13. Predicción de datos para aceleración de L3. Fuente: Elaboración propia

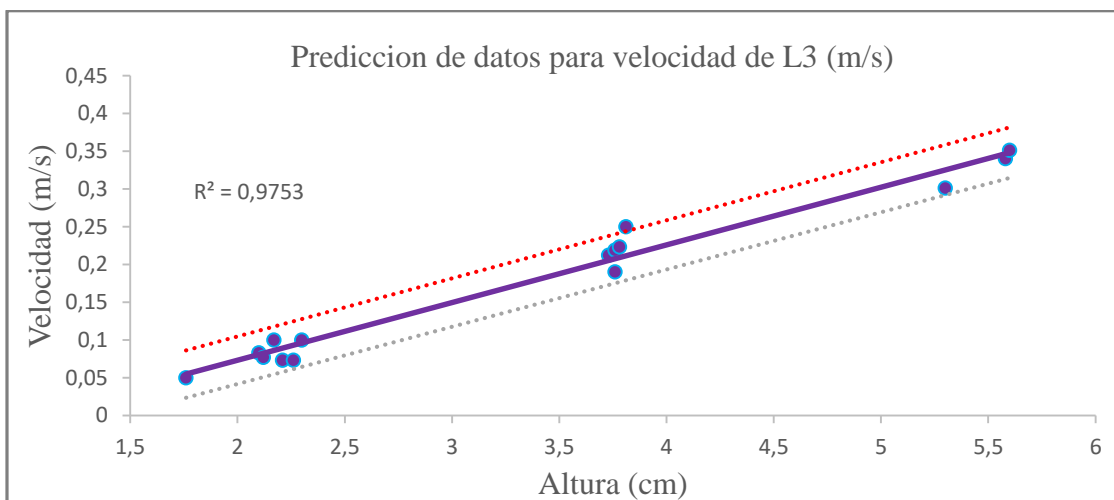


Figura 4.14. Predicción de datos para velocidad de L3. Fuente: Elaboración propia

Es importante también rescatar que la línea de mayor ajuste no en todos los casos es representativa, esto va a depender del coeficiente de determinación visto en el marco teórico, cuando este sea cercano a 1 es posible afirmar que la línea de tendencia si predice el comportamiento del conjunto de datos. Para estos casos el valor del coeficiente de determinación R tanto para la línea de tendencia de aceleración y velocidad es 0,95 y 0,97 respectivamente.

Como es posible observar en ambos gráficos además de la utilización de una curva de mayor ajuste que en estos casos es descrita por medio de una función lineal, también se establecen un límite superior y un límite inferior de los datos, con un 95% de confiabilidad, a estos límites se les conoce como intervalos de predicción, y son muy utilizados en materia ingenieril. Los intervalos de predicción también están descritos por una función lineal en este caso, estas funciones pueden ser observadas en la siguiente tabla.

Tabla 4.8 . Funciones que describen los datos de velocidad y aceleración para L3. Fuente: Elaboración propia

| Velocidad de Barra L3 | Función |
|--------------------------------|-----------------------------------|
| Límite Superior | $V = 0,0769 A - 0,0494$ |
| Línea de tendencia | $V = 0,0764A - 0,0796$ |
| Límite inferior | $V = 0,0758 A - 0,1099$ |
| Aceleración de Barra L3 | |
| Límite Superior | $a = 0,2635 A - 0,3247$ |
| Línea de tendencia | $a = 0,0314A^2 + 0,0302A - 0,101$ |
| Límite inferior | $a = 0,2592 A - 0,6159$ |

En la tabla anterior es posible observar las funciones que dan lugar a los datos de predicción tanto para la aceleración como para la velocidad de los experimentos no realizados, en estas funciones V representa la velocidad y A la mitad de la altura significativa Hs para oleaje regular que describe las condiciones en la Tabla 4.3, por otra parte, en la parte inferior ac se representa la aceleración.

Debido a que se buscan tanto velocidades y aceleraciones críticas de funcionamiento y aplicar estas en el peor de los casos, se debe hacer uso para el cálculo de las variables del límite superior de las funciones mostradas en la Tabla 4.8 para así obtener el valor mayor posible para los datos que se desean predecir.

De esta forma es posible obtener los datos tanto para la aceleración como para la velocidad con una confiabilidad del 95% de posibles valores respectivos tanto para los experimentos realizados como para los experimentos que no pudieron ser realizados, obteniendo la siguiente tabla.

Tabla 4.9. Aceleración y Velocidad para condiciones críticas. Fuente: Elaboración propia

| Descripción | Altura A (cm) | Aceleración a (m/s²) | Velocidad v (m/s) |
|---|--------------------------|--|------------------------------|
| Hs de mayor altura de experimentos realizados | 5,6 | 1,15 | 0,4 |
| Hs de mayor altura de experimentos no realizados | 7,29 | 1,6 | 0,55 |

Utilizando estos valores es posible obtener el factor de impacto para la determinación de la fuerza impactante, así como los esfuerzos en el siguiente capítulo para ambas condiciones.

Capítulo 5 . Análisis Estático – Estructural de limitador mecánico

Para dar comienzo al capítulo sobre el análisis estático, es importante resumir que en este se desarrolla la mayor parte del análisis de elemento finito, estos estudios comprenden desde un método analítico hasta el método de simulación por medio del Software SolidWorks, en estos apartados se hacen comparaciones de los resultados entre ambos métodos con el objetivo de dar veracidad a los datos obtenidos por medio del método analítico.

Al realizar el análisis estático de un elemento que está sometido a un movimiento dinámico es necesario realizar algunos ajustes, para la simplificación del mismo.

En (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996) se establece que para hacer el análisis de una fuerza dinámica que impacte sobre una pieza se debe establecer un factor de impacto el cual modifica la fuerza para darle un análisis estático, esto contribuye también a la determinación del esfuerzo resultante en las zonas de interés de la pieza estudiada.

Entre otros aspectos importantes de este capítulo, se estudia también por medio de análisis de fatiga a los limitadores mecánicos, con el fin de dar una visión amplia en la mayor cantidad de aspectos posibles la caracterización actual de los limitadores mecánicos que posee la plataforma CEO-PSG escala 1:20 del CICESE.

5.1. Dimensiones, propiedades y análisis de movimiento de limitadores mecánicos de plataforma CEO-PSG escala 1:20

Con el propósito de dar contexto a las partes de este capítulo es importante hacer un análisis de dimensiones y estudiar la naturaleza de las deformaciones que tienen los limitadores durante los impactos que se den en el mismo.

Los limitadores mecánicos de la plataforma CEO-PSG son componentes del material Aluminio 6061, ubicados en los actuadores de la misma, estos dictan el fin de carrera que posee el dispositivo durante su funcionamiento y cada uno de sus actuadores posee tanto uno inferior como uno superior. En este caso es importante el limitador superior ya que fue en este en donde existió colisión entre la barra y el limitador sin embargo en la búsqueda de una solución se intercambian ambos.

Para el análisis por medio de simulación, por medio del software SolidWorks es importante tener en cuenta las propiedades presentes para este material, las cuales pueden observarse a continuación.

Tabla 5.1. Propiedades del material Aluminio 6061. Fuente: SolidWorks

| Propiedad | Valor |
|---|----------------------|
| Módulo Elástico (<i>MPa</i>) | 69000 |
| Coefficiente de Poisson | 0,33 |
| Módulo cortante (<i>MPa</i>) | 26000 |
| Densidad de masa (<i>MPa</i>) | 2700 |
| Límite de tracción (<i>MPa</i>) | 124,084 |
| Límite elástico (<i>MPa</i>) | 55,1485 |
| Coefficiente de expansión térmica (/K) | $2,4 \times 10^{-5}$ |
| Conductividad térmica (<i>W/mK</i>) | 170 |
| Calor específico (<i>J/kgK</i>) | 1300 |

Como primer paso para un análisis estructural se deben de conocer a detalle las conexiones y piezas que conforman el dispositivo que se esté estudiando en este caso, los generadores lineales de la plataforma CEO-PSG escala 1:20 en posesión del CICESE, específicamente los limitadores mecánicos de la misma, sin embargo, es bueno tener una noción correcta de la cantidad de piezas y colocación de las mismas en los generadores lineales.

A continuación, se realiza un despiece de uno de los seis generadores lineales con los que cuenta la plataforma en su vista explosionada y su vista de ensamble, seguido de los nombres que se le asignan a cada pieza del conjunto mecánico.

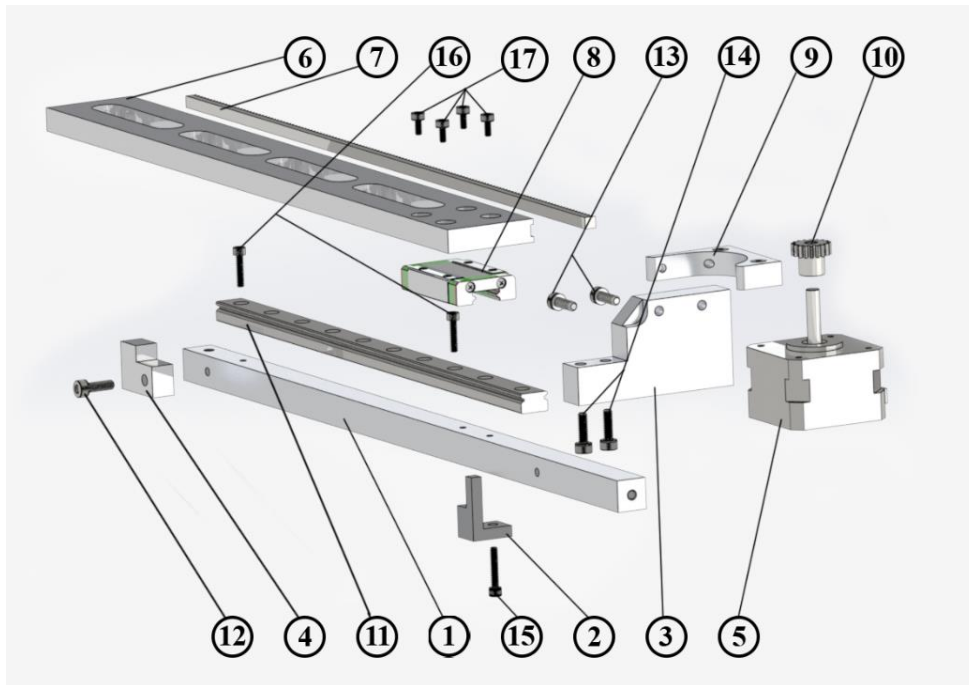


Figura 5.1. Vista explosionada de generador lineal de plataforma CEO-PSG escala 1:20. Fuente: Elaboración Propia

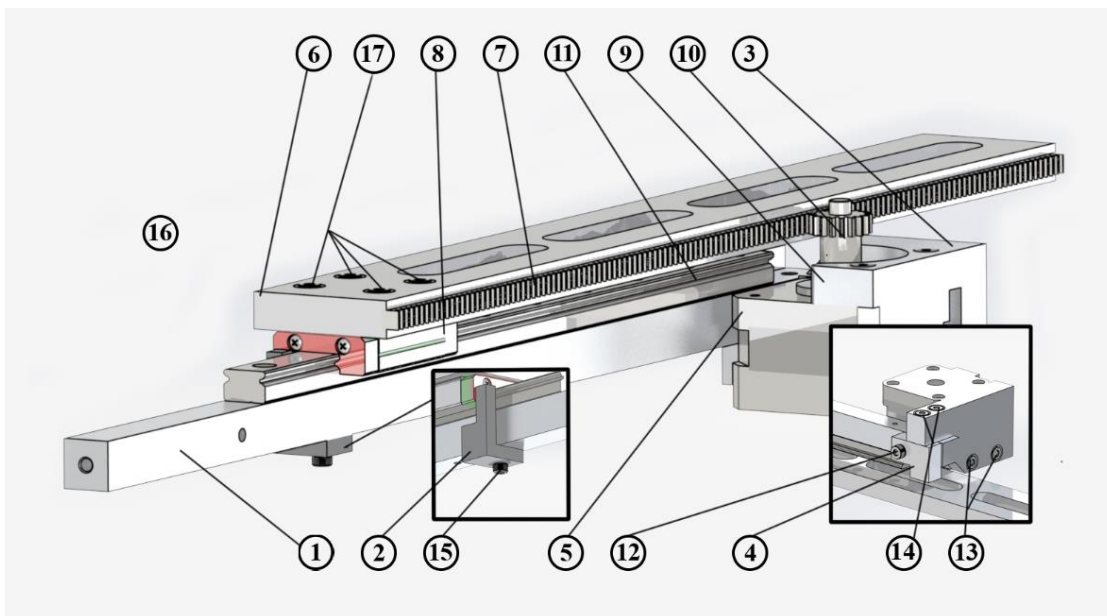


Figura 5.2. Vista de conjunto de generador lineal de plataforma CEO-PSG escala 1:20. Fuente: Elaboración Propia.

Esta pieza y el nombre que se les ha asignado es posible observarlo en la siguiente tabla, según su número en las Figuras 5.1 y 5.2.

Tabla 5.2. Piezas de generador lineal de plataforma CEO-PSG escala 1:20. Fuente:
Elaboración propia

| No. Parte | Designación para pieza |
|------------------|---|
| 1 | Vástago Principal |
| 2 | Limitador Mecánico Superior |
| 3 | Soporte inferior de Generador |
| 4 | Limitador Mecánico Inferior |
| 5 | Motor a Pasos Bipolar de 28mm 17HS series-Size 42mm |
| 6 | Barra Principal |
| 7 | Cremallera - 14-1/2 Ángulo de presión, 32 Pitch 6295K11 |
| 8 | Soporte de Riel MGN12H 9706K6 |
| 9 | Soporte posterior de Generador |
| 10 | Piñón 14-1/2 Ángulo de presión 32 Pitch 6325K94 |
| 11 | Riel MGN12H 9706K56 |
| 12 | Tornillo para Limitador Mecánico Inferior |
| 13 | Tornillos para Soporte inferior de Generador |
| 14 | Tornillos para Soporte posterior de Generador |
| 15 | Tornillo para Limitador Mecánico Superior |
| 16 | Tornillos para Riel |
| 17 | Tornillo de Barra Principal |

Los limitadores en este caso son piezas relativamente pequeñas sujetas por medio de un tornillo al vástago principal del generador como se puede observar en la siguiente Figura.

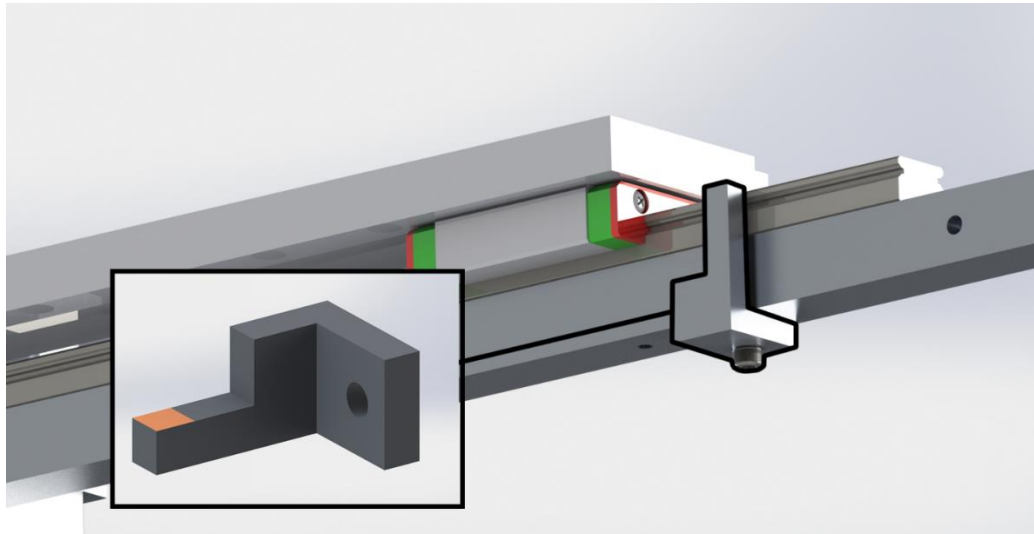


Figura 5.3. Limitador mecánico de plataforma CEO-PSG. Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 5.3 se muestra mejor la forma que tiene el limitador mecánico superior en este se puede observar un aleta en naranja, esta área corresponde al lugar de impacto en donde la barra colisiona.

Es importante conocer también las dimensiones de este limitador las cuales pueden ser observadas en la siguiente figura utilizando milímetros como unidad de medición.

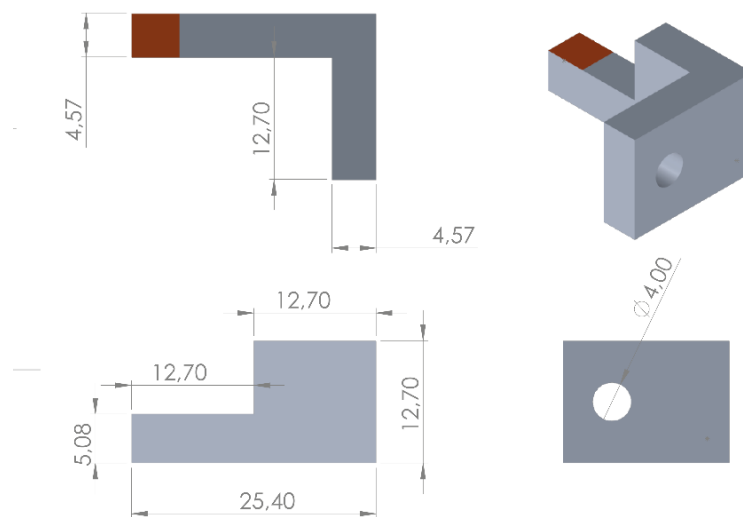


Figura 5.4 . Dimensiones en mm de limitador mecánico de plataforma CEO-PSG Fuente: Elaboración Propia

Como se puede observar en la Figura 5.4 existen dimensiones realmente pequeñas en esta pieza, sin embargo, cumple su función como limitador mecánico. En esta se puede apreciar que tiene cambios en su geometría, que son perpendiculares los cuales, como se observa en el apartado 3.5.6 del marco teórico, esto puede influir para concentradores de esfuerzo, en donde los esfuerzos resultantes por el método analítico deban ser multiplicados por un factor K que en casos como este, aumentan el esfuerzo resultante.

Por otra parte, como análisis de movimiento producto de la colisión es posible observar como en la pieza se va a producir un movimiento de flexión al impactar, actuando como una viga tal y como se observa en la Figura 5.5.

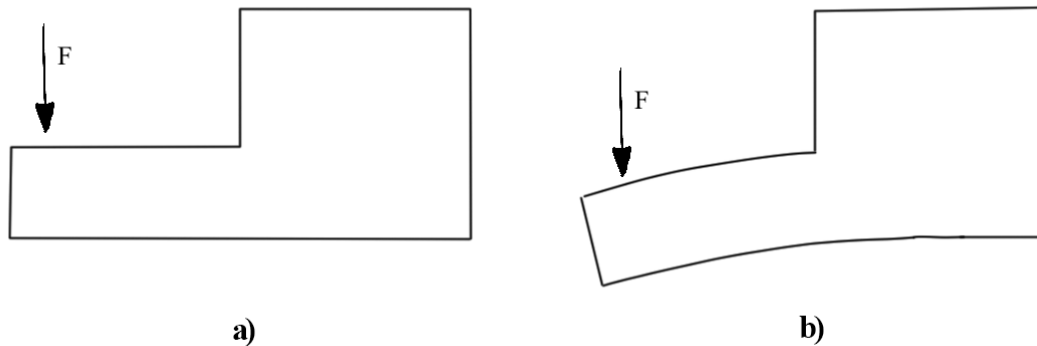


Figura 5.5. a) vista lateral sin aplicación de fuerza b) vista lateral con aplicación de fuerza. Fuente: Elaboración Propia

Este movimiento es importante al momento de evaluar la pieza en distintas condiciones que le brindarán valores diferentes a los que se utiliza para piezas en otras condiciones como tensión o compresión, o algún esfuerzo rotacional. El módulo de rigidez por ejemplo es asignado a la pieza según la naturaleza de la fuerza que se le aplique.

En el limitador mecánico mostrado en la Figura 5.5 se observa cómo se tiene un concentrador de esfuerzo considerable en donde se tiene un área muy pequeña y a continuación un área bastante más grande por lo que se determina que este además de ser el punto crítico de la pieza, se va a tener un concentrador de esfuerzo por lo que el esfuerzo obtenido debe de ser escalado por un factor K que se obtiene más adelante.

5.2. Factor de impacto

El factor de impacto es determinante para caracterizar la fuerza de aplicación en el limitador mecánico, este factor es utilizado para transformar la fuerza dinámica en una fuerza

estática, para un análisis de esfuerzos por medio de distintos métodos, tanto analítico como por medio de la simulación.

En el caso del limitador mecánico de la plataforma se manejan dos factores de impacto según el caso que se esté estudiando, como se establece en la sección 4.1 Generalidades, para ambos casos existen valores diferentes de Hs y por ende como se observa en la sección 4.6.2 tienen diferentes valores para la aceleración y la velocidad. Establecido lo anterior, se puede realizar la siguiente tabla de valores para la obtención del factor de impacto.

Para estos cálculos se debe tomar en cuenta tanto las propiedades geométricas como la Tabla 4.9 en donde se muestran los valores obtenidos para cada una de las condiciones estudiadas. Con estos valores y por medio de la relación 3.16 descrita en el apartado 3.5.4 de Impacto es posible la obtención de los siguientes resultados:

Tabla 5.3. Resultados obtenidos por método analítico para factor de impacto y fuerza equivalente

| Descripción | Fuerza (N) | Deformación δ_{st} (m) | Factor de impacto | Fuerza equivalente (N) |
|---|-------------------|---|--------------------------|-------------------------------|
| Hs de mayor altura de experimentos realizados | 3,4 | $6,9 \times 10^{-4}$ | 16 | 54,4 |
| Hs de mayor altura de experimentos no realizados | 4,5 | $9,1 \times 10^{-4}$ | 15,5 | 69,8 |

El análisis a detalle para la obtención de estos resultados es posible observarlo en el Anexo 2 del presente documento. Estas fuerzas equivalentes son las que servirán para evaluar por medio del método analítico y computacional por simulación de los esfuerzos máximos en la pieza.

5.3.Determinación de Esfuerzos en limitador mecánico

Debido a que el software que se utiliza (SolidWorks) trabaja componentes en 3 dimensiones y se está evaluando un cuerpo rígido, la definición de los puntos críticos de la pieza es de gran importancia, para la implementación del método analítico.

Para ello se hace un análisis preliminar del componente sometido a las fuerzas equivalentes mostradas en el apartado anterior y por medio del software SolidWorks se constituye un análisis estático, en donde se le colocan los apoyos requeridos a la pieza, con

el propósito de simular el resto de componentes de la plataforma, obteniendo el siguiente croquis de fuerzas y sujeciones que restringen la pieza.

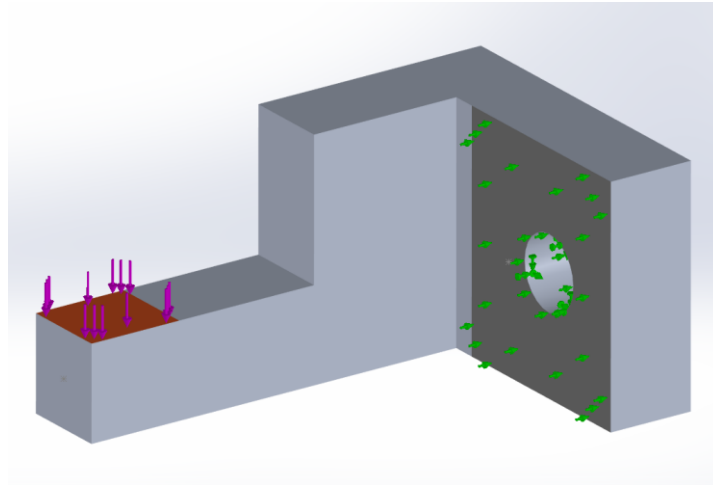


Figura 5.6. Configuración de simulación para Limitador mecánico. Fuente: Elaboración propia

Como se observa en el croquis en un área adyacente al agujero para el paso del tornillo que ajusta el limitador a la plataforma, se le coloca una sujeción avanzada que restringe el movimiento solo en sentido perpendicular a la superficie, mientras que en el agujero para el tornillo se le coloca una geometría fija para restringir la pieza simulando la colocación del tornillo.

Con esta configuración, el limitador muestra 1 puntos de interés, el cual corresponde al lugar crítico donde la pieza podría fallar y por ende en donde se encuentra el lugar de esfuerzo máximo. Este punto es posible observarlo en la siguiente figura.

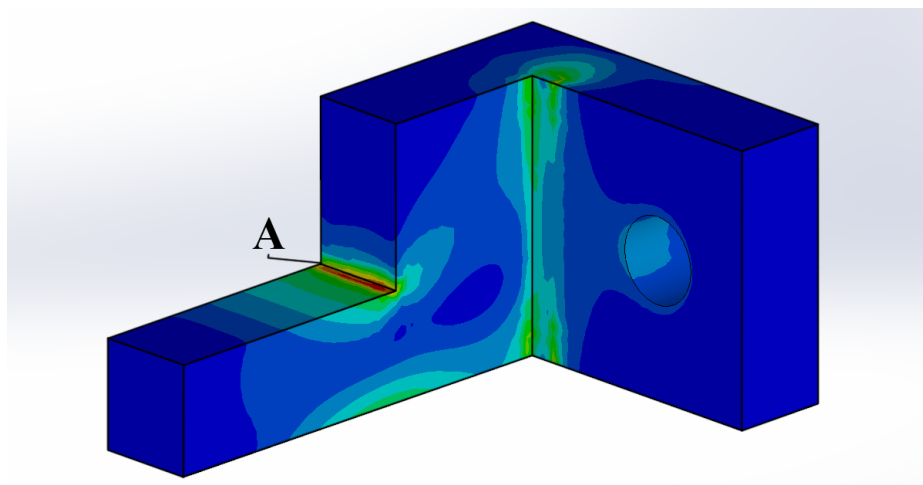


Figura 5.7. Ubicación de esfuerzo máximo de limitador mecánico. Fuente: Elaboración propia

Establecido el punto de esfuerzo máximo A, el primer paso para la determinación de esfuerzos mecánicos es el cálculo del factor K, el cual en este caso se puede obtener mediante las siguientes relaciones y por medio de la Figura 5.8.

$$\frac{w}{h} = \frac{12,7}{5,08} = 2,5$$

$$\frac{r}{h} = \frac{1}{5,08} = 0,2$$

$$K_A = 1,4$$

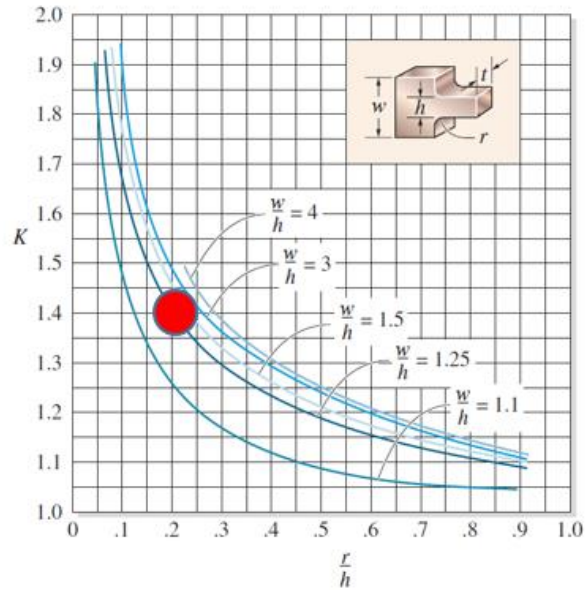


Figura 5.8. Determinación de Factor K para concentrador de esfuerzo. Fuente: (Juvinall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

En la figura n se determina el factor K haciendo uso de las relaciones geométricas que tiene el limitador mecánico, haciendo una división entre la mayor longitud y la menor longitud que posee la pieza en el concentrador, con el fin de representar qué tan brusco es el cambio de áreas existente. En este caso se determina un valor de $K = 1,4$ este valor indica que el esfuerzo resultante para la zona del concentrador de esfuerzo aumentara un 40% debido al cambio brusco de área.

Este coeficiente determinado aplica para ambos casos mostrados en el apartado anterior, debido a que la pieza posee las mismas dimensiones para ambos eventos.

Es importante volver a hacer referencia que el análisis de la pieza en los puntos de interés se debe de realizar evaluándola como si fuese una viga debido a la naturaleza de la pieza, por lo que en los puntos de concentradores de esfuerzo el limitador mecánico, experimenta un esfuerzo flector normal relevante, el cual se encuentra en tensión en la parte donde se ubica el punto A según la Figura 5.7.

Esta zona también experimenta un esfuerzo cortante transversal, por lo que esta relación también debe de ser tomada en cuenta tanto para este análisis, como para la posterior

obtención de los esfuerzos de Von Mises, en la teoría de falla. Es importante mencionar que existen momentos de torsión en el limitador mecánico, sin embargo, estos se consideran despreciables para el método analítico en dos dimensiones, pero esto podría inferir un cierto porcentaje de error en los cálculos mediante el método analítico.

También se establece un punto importante en la misma posición del punto a, sin embargo, este no experimenta un concentrador de esfuerzo y además que encuentra situado en la parte de compresión de la viga en este caso por lo que los valores de esfuerzo son menores en esta posición. Por medio del método analítico, utilizando los datos obtenidos en la Tabla 5.3 y la simulación es posible obtener como resultado los siguientes valores

Tabla 5.4. Esfuerzos resultantes para punto A, en MPa. Fuente: Elaboración Propia

| Descripción | Hs de mayor altura de experimentos realizados en punto A | Hs de mayor altura de experimentos no realizados en punto A |
|-------------------------------|--|---|
| Esfuerzo Flector | | |
| Método analítico (MPa) | 47,6 | 61,6 |
| Esfuerzo Flector | | |
| Simulación (MPa) | 45,4 | 58 |
| % de Error | 4,8 % | 6 % |
| Esfuerzo Cortante | | |
| Método Analítico (MPa) | 5,03 | 6,43 |
| Esfuerzo Cortante | | |
| Simulación (MPa) | 4,3 | 5,5 |
| % de Error | 16 % | 16 % |

El procedimiento para la obtención de los mismos por el método analítico es posible observarlo en el Anexo 3 y 4 en donde se desarrolla la obtención de cada uno de estos resultados.

El porcentaje de error obtenido entre los datos obtenidos por cada método puede deberse al análisis en 3D que realiza el Software utilizado el cual toma en cuenta variables que se consideran despreciables para el ejercicio en 2 dimensiones, sin embargo, esto permite

demostrar la cercanía de los datos obtenidos por medio de simulación a los valores obtenidos por el método analítico.

5.4. Teoría de falla de Von Mises

Para la teoría de falla de Von Mises en el punto de interés A es importante conocer los esfuerzos obtenidos en la sección 5.3, del presente capítulo. Esta teoría estática de falla permite la comparación entre el esfuerzo resultante y el límite elástico del material, en este caso Aluminio 6061, material del cual está compuesto el limitador mecánico.

El esfuerzo equivalente es posible obtenerlo mediante esfuerzos principales, sin embargo, también se puede calcular mediante los esfuerzos directos obtenidos de la transformación de esfuerzos, por medio de la ecuación 3.29.

Como resultado de este apartado se obtiene al igual que en la sección anterior resultados por medio del método analítico y por medio de la simulación obteniendo los siguientes resultados para cada caso.

Tabla 5.5. Esfuerzos mediante teoría de falla estática, Von Mises. Fuente: Elaboración Propia

| Descripción | Hs de mayor altura de experimentos realizados en punto A | Hs de mayor altura de experimentos no realizados en punto A |
|-------------------------------|--|---|
| Esfuerzo VonMises | | |
| Método analítico (MPa) | 48,4 | 62,6 |
| Esfuerzo VonMises | | |
| Simulación (MPa) | 50,7 | 65,1 |
| % de Error | 4,5 | 3,8 |

En este análisis es posible determinar que el experimento de mayor Hs realizado durante la campaña de experimentos no se sobrepasa el límite elástico de los limitadores mecánicos de la plataforma, por otra parte, se determina por medio de un análisis estadístico y analítico que si se hubiesen realizado los experimentos restantes correspondientes a condiciones críticas de funcionamiento, en efecto se hubiese roto la barrera del límite elástico provocando en la pieza deformaciones de carácter permanente.

Estas deformaciones, sin embargo, tienden a ser muy pequeñas por lo que la pieza podría no tener problemas a largo plazo. Por otra parte, conociendo los ciclos de cada experimento se puede hacer una aproximación muy importante para conocer la vida útil de la pieza por medio de un análisis de fatiga.

5.5. Análisis de Fatiga en limitador mecánico

Cabe mencionar que el análisis de fatiga relevante en este caso se realiza para la condición crítica de mayor esfuerzo vistas en las secciones anteriores, debido a que esta es la condición donde se supera el módulo de elasticidad del material estudiado, por lo que se requiere un estudio más profundo para conocer el desempeño de los limitadores en estas condiciones.

Al realizar un análisis de fatiga es importante conocer como punto de inicio, las propiedades del material involucrado, en este caso el Aluminio 6061, las propiedades vistas en el apartado 5.1 son de gran importancia, sin embargo, para el estudio por fatiga también es bueno conocer la curva SN del materia, en muchos casos no se cuenta con esta gráfica para el material en específico que se está trabajando y así como los software de simulación como SolidWorks esta se obtendrá por medio de la derivación del módulo elasticidad de otro material que si se tenga la curva SN.

Para el caso del Aluminio 6061 se tiene la siguiente curva de resistencia a la fatiga con respecto al número de ciclos.

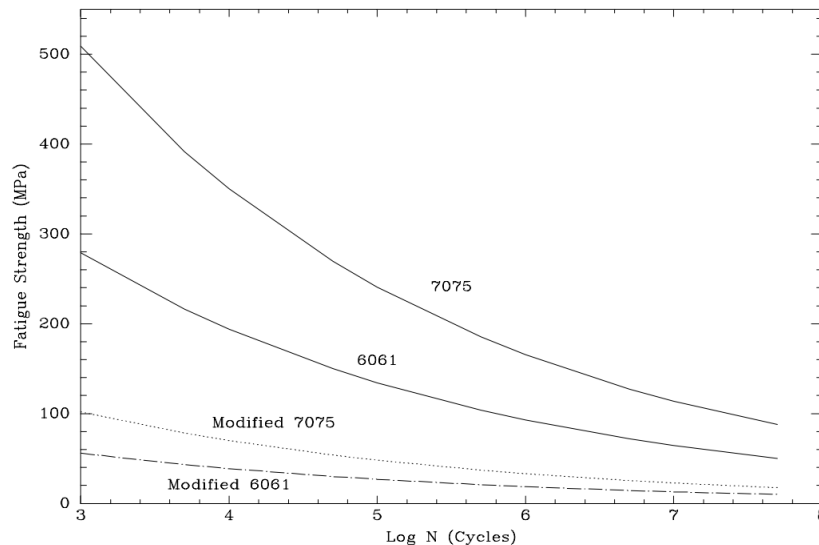


Figura 5.9. Curva SN del Aluminio 6061 y 7075. Fuente: (West, Martin, Nagel, Young, & all, 1994)

Como es posible observar en la Figura 5.9 esta gráfica determina el comportamiento del material en cuanto a su resistencia a la fatiga, ocasionado por una carga que se aplica de forma repetitiva, considerando cada uno de los ciclos como cada vez que se aplique la fuerza.

En el caso de los limitadores mecánicos de la plataforma CEO-PSG y al estudio realizado en la sección 4.5 en donde se establecen los números de ciclos para cada experimento, es posible determinar la vida útil de la pieza según la cantidad de experimentos que se realice.

Para efectos del cálculo por medio de simulación, en el software SolidWorks se toma en cuenta para la pieza una vida de alto número de ciclos es decir que se evalúa para una cantidad de 10^6 ciclos y se carga al programa los datos de la Figura 5.9 correspondiente a la curva SN del material.

Por otra parte, para el cálculo de la vida útil de la pieza por medio del método analítico se deben realizar los cálculos de los factores de corrección vistos en el apartado 3.5.7 en donde k_a es el factor de modificación por la condición superficial, k_b es el factor de modificación por tamaño, k_c el factor de modificación por carga, k_d el factor de modificación por temperatura, k_e el factor de confiabilidad y k_f el factor de modificación por efectos varios.

Obteniendo valores necesarios para el cálculo del número de ciclos de vida para los limitadores mecánicos por medio de la relación 3.35, y logrando hacer análisis de los mismos con respecto a los datos obtenidos en la sección 4.5.

Como primer punto se deben establecer una serie de datos como el S_{ut} que corresponde a la resistencia última a la tensión la cual se obtiene fácilmente en la ficha técnica (ASTM) del material y la serie de ecuaciones en la sección 3.5.7 para el cálculo de a, b, S_e . Las variables de importancia para el cálculo por medio del método analítico son las mostradas en la siguiente tabla.

Tabla 5.6. Valores para cálculo del número de ciclos N de limitadores mecánicos. Fuente: Elaboración Propia

| Variable | Valor |
|--|--------------|
| Esfuerzo máximo a la tensión S_{ut} (MPa) | 260 |
| Resistencia estándar a la fatiga por rotación S'_e (MPa) | 130 |
| Fracción de resistencia a la fatiga f | 0,95 |

| | |
|--|---------|
| Factor de modificación por condición superficial k_a | 1 |
| Factor de modificación por tamaño k_b | 0,76 |
| Factor de modificación por carga k_c | 0,85 |
| Factor de modificación por temperatura k_d | 1 |
| Factor de confiabilidad k_e | 0,897 |
| Factor de modificación por efectos varios k_f | 1 |
| Límite de resistencia a la fatiga modificado S_e (MPa) | 73,65 |
| Variable a | -0,1752 |
| Variable b | 828,36 |

Con estos datos es posible la obtención de un límite de resistencia a la fatiga, con las modificaciones efectuadas para el cálculo de los ciclos de vida de la misma, esto para el cálculo por medio del método analítico lo que permite la comparación con la simulación que se realice en un software de modelado como en este caso, SolidWorks.

Estos resultados de número de ciclos de vida de los limitadores mecánicos de la plataforma CEO-PSG escala 1:20 en el punto A observado en el apartado 5.1 son mostrados a continuación y brindan la posibilidad de hacer un análisis profundo de la vida de la pieza, así como de si esto implica algún inconveniente debido a la fatiga con la pieza actual.

Tabla 5.7. Ciclos de vida limitadores mecánicos en punto A durante condición crítica.
Fuente: Elaboración Propia

| | |
|--|--------------------------------------|
| Ciclos de vida - Método analítico | $2,52 \times 10^6$ |
| Ciclos de vida - Simulación | $2,54 \times 10^6$ |
| %Error | 0,7 |

Los resultados obtenidos en el análisis de fatiga indican que la pieza se somete a un esfuerzo que la induce en el dominio de vida infinita visto en el apartado 3.5.7 resistiendo un total de $2,52 \times 10^6$ ciclos en su zona más crítica.

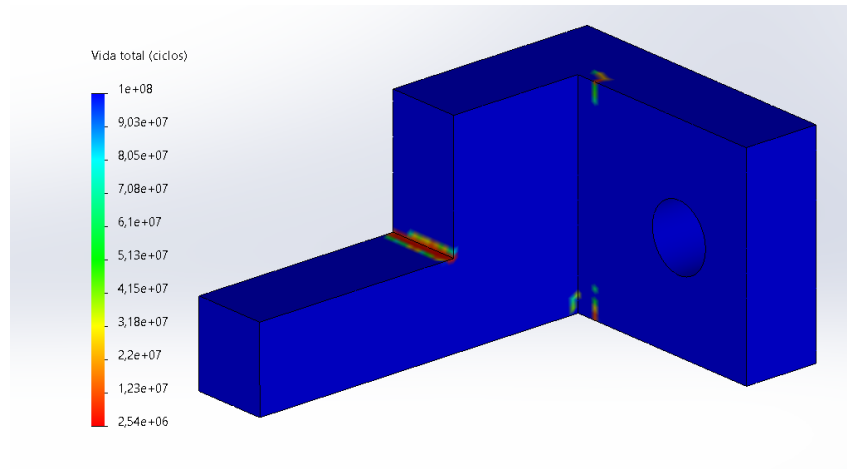


Figura 5.10. Resultados de vida en estudio de fatiga para limitadores mecánicos en condiciones críticas de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia.

Cabe mencionar que se realiza también un estudio de fatiga por medio de simulación para evaluar de cuando debería de ser la fuerza aplicada en la pieza para que esta tenga problemas en los primeros 1000 ciclos de trabajo, esto para tener una comparativa por medio de los datos obtenidos en el apartado 4.5, además de poder calcular el porcentaje de mejora más adelante con el rediseño planteado.

Esta fuerza debe de superar los 300N por medio de fuerza equivalente al impacto.

5.6. Energía de impacto

La plataforma CEO-PSG tiene como objetivo principal la correcta recolección de energía de las olas, por lo que, una de sus prioridades principales es evitar a toda costa la pérdida de energía en el proceso.

Como es bien sabido los impactos en componentes estructurales representan una grave pérdida de energía, la cual, de no ser corregida puede acabar causando fracturas en los componentes sometidos a impacto.

En el caso de los limitadores mecánicos de la plataforma que experimentan impacto, es posible calcular cuánto es esta pérdida por medio de la relación (3.18) en donde se utiliza la velocidad obtenida en el apartado 4.6.2 y la masa de 2.8 kg que corresponde a la masa de la parte móvil de cada actuador, obteniendo los siguientes resultados.

Tabla 5.8. Energía perdida en impacto de limitadores mecánicos.

| Condición | Energía por impacto (J) |
|---|-------------------------|
| Hs de mayor altura de experimentos realizados | -0,23 |

Con estos resultados y por medio de los ciclos obtenidos en el apartado 4.5 es posible determinar que se hubiese perdido un total de -22,5J de energía en cada actuador si se hubiese realizado el experimento de mayor Hs.

5.7. Inconvenientes de limitadores mecánicos actuales

Según los analizado en el capítulo 4 y el 5 los limitadores mecánicos actuales del dispositivo CEO-PSG escala 1:20 en posesión del CICESE presentan una serie de inconvenientes requiriendo un rediseño, sin embargo, con los resultados obtenidos en este capítulo se puede establecer exactamente qué inconvenientes presenta.

Uno de los principales problemas de la configuración que tienen los limitadores mecánicos actuales de la plataforma se presenta en (Juvinal, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996) donde se explica que una diferencia entre una carga estática y una de impacto, es que las partes en una carga estática deben diseñarse para soportar las cargas como es el caso de las estructuras, por otra parte, en las piezas sometidas a impacto deben diseñarse con el objetivo de absorber energía, de tal forma que la energía perdida en el impacto sea mínima.

El inconveniente anterior supone un problema aún mayor en este caso que se trata de un dispositivo capaz de obtener energía de las olas, en donde existe un impacto con los limitadores causando una pérdida de energía significativa pudiendo ocasionar fallo en partes, por lo que el problema se magnifica obstaculizando el objetivo fundamental de la plataforma CEO-PSG y la experimentación con la misma.

Otro aspecto relevante es la existencia de esfuerzos que superan el límite elástico del material en los limitadores, ocasionando deformaciones microscópicas que se pueden llegar a dar impidiendo su correcto funcionamiento. En este caso se trata de esfuerzos no muy grandes en magnitud sin embargo si se sigue la ley de similitud estas fuerzas podrían significar unos esfuerzos relevantes en un futuro diseño del modelo a escala real, por lo que es importante rediseña las piezas para la disminución de los mismos.

Por último el análisis de fatiga realizado en los limitadores mecánicos revela que la pieza está diseñada en el dominio definido como vida infinita, sin embargo, con una cantidad de ciclos en la zona crítica de $2,54 \times 10^6$ por lo que en un elemento de un dispositivo al que se tendría poco acceso es una dificultad muy grande, esto representa un riesgo de ruptura el

cual podría converger en la pérdida de sensores o piezas de mayor importancia para la toma de datos y funcionamiento en general de la plataforma.

Para tener un punto de comparación a modo de resumen, sobre el límite tanto de amplitud como de frecuencia y la fuerza de los limitadores actuales se puede establecer lo siguiente.

Primero debido al cese de los experimentos en el modelo, el límite de la amplitud es el de la ola de mayor experimento realizado durante la campaña de experimentos, la frecuencia por otro lado se toma como límite la condición 1 en donde esta representa el mayor número de ciclos de los experimentos realizados.

Por otra parte, el límite en la fuerza que resisten los limitadores originales es aquel al que se somete la pieza para llevarla hasta el fallo en los primeros 1000 ciclos de trabajo, esto se puede observar en el apartado 5.5 del presente capítulo, esta simulación se puede observar en el Anexo 23.

Tabla 5.9. Límites del diseño original de limitadores mecánicos. Fuente: Elaboración propia

| Tabla n. Límites del diseño original de limitadores mecánicos | | | |
|--|------------|-----------------|---------------|
| | Fuerza (N) | Frecuencia (Hz) | Amplitud (cm) |
| Límites de limitadores mecánicos actuales | 300 | 0,46 | 5,6 |

Debido a las fórmulas establecidas en el capítulo anterior y el marco teórico es posible determinar que la fuerza va a guardar cierta relación a la amplitud de la ola por lo que un aumento en la fuerza que soporten los limitadores va a implicar un aumento en la amplitud límite que soporta la plataforma CEO-PSG escala 1:20, sin embargo, como en este caso una fuerza de 300N implica una ola de amplitud mucho mayor por lo que se toma la decisión de analizar por separado estos valores.

Capítulo 6. Alternativas para el rediseño de los limitadores mecánicos de la plataforma CEO-PSG escala 1:20

Para la solución de los inconvenientes presentados en el apartado anterior, es necesaria la modificación de la pieza en cuanto a distintas propiedades, o la adhesión de otras piezas con distintas funciones.

Los puntos de interés para la reducción de esfuerzos son los concentradores presentes en la pieza además del interés en que los limitadores modificados no experimenten una flexión crítica que sobrepase el límite elástico del material.

6.1. Cambio de material en limitadores

Un cambio pertinente es realizar una variación en el material encontrado en los limitadores, esto con el objetivo de elevar el límite elástico presente para que este no sea superado ya que en el material establecido con anterioridad el cual es Aluminio 6061 se encuentra muy bajo.

Un ejemplo de esto es el cambio por el material Acero A36, material cuyas propiedades se dan por la norma ASTM y son las siguientes.

Tabla 6.1. Propiedades del material Acero A36. Fuente: SolidWorks

| Propiedad | Valor |
|-----------------------------------|---------|
| Modulo Elástico (<i>MPa</i>) | 200 000 |
| Coefficiente de Poisson | 0,26 |
| Módulo cortante (<i>MPa</i>) | 79 300 |
| Densidad de masa (<i>MPa</i>) | 7 850 |
| Límite de tracción (<i>MPa</i>) | 400 |
| Límite elástico (<i>MPa</i>) | 250 |

Al tener un límite elástico tan alto en comparación al Aluminio 6061, con los esfuerzos ejercidos sobre la pieza no se sobrepasa el límite elástico por tanto su afectación por fatiga se ve disminuida demostrándose así que el análisis brinda una pieza de vida infinita en la que la se obtienen tiene un número de ciclos infinitos.

Para ello se elabora la comprobación por medio del software SolidWorks obteniéndose así el siguiente mapa de vida en los limitadores mecánicos diseñados con acero A36.

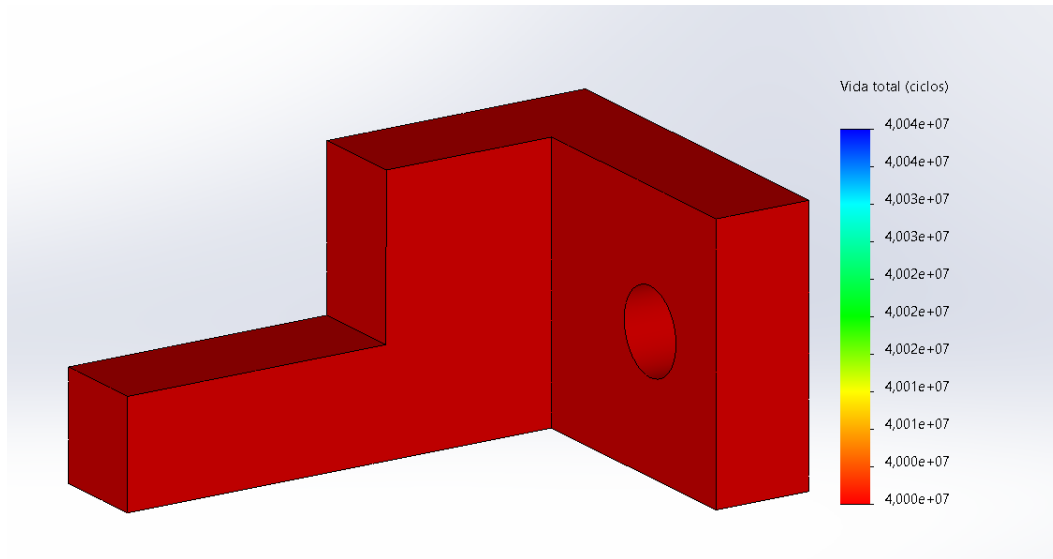


Figura 6.1. Mapa de vida en limitadores fabricados con Acero A36. Fuente: Elaboración Propia.

Para la solución del análisis de fatiga en este caso por medio de software, al ser un acero la curva SN del material se deriva del módulo de elasticidad del acero austenítico.

Esta solución es importante considerarla ya que soluciona los problemas de esfuerzos existentes, sin embargo, el cambio de material en los limitadores no soluciona el problema existente en la pérdida de energía con los impactos vistos en el apartado 5.7, por lo que el sistema continúa teniendo el mismo problema en cuando a su eficiencia.

Por otro lado, las piezas fabricadas con acero tienden a tener problemas de oxidación, más aún en casos donde es propenso a salpicaduras como es este caso.

6.2. Cambio de geometría en limitadores

Un valor que es muy importante en la determinación de la magnitud de los esfuerzos que actúa sobre los limitadores en este caso es el factor K para concentradores de esfuerzo, observado en la sección 5.3. este factor se obtiene por medio de la Figura 5.8, en donde se tiene una relación de áreas, en donde el valor de K disminuye con el aumento del radio presente en el concentrador de esfuerzo. Las soluciones de esta índole se logran corregir con un cambio de la geometría de los limitadores.

Debido a que la pieza tiende a superar el límite elástico en el punto A observado en la sección 5.3 es a esta sección a la que se le debe de realizar la corrección. Para realizar el rediseño en este caso existen dos soluciones geométricas, con el objetivo de mitigar el alto esfuerzo de flexión existente. Estas soluciones son las siguientes:

- Creación de un nervio en el punto A

- Aumento del radio en el punto A

Esto es posible observarlo en la siguiente Figura:

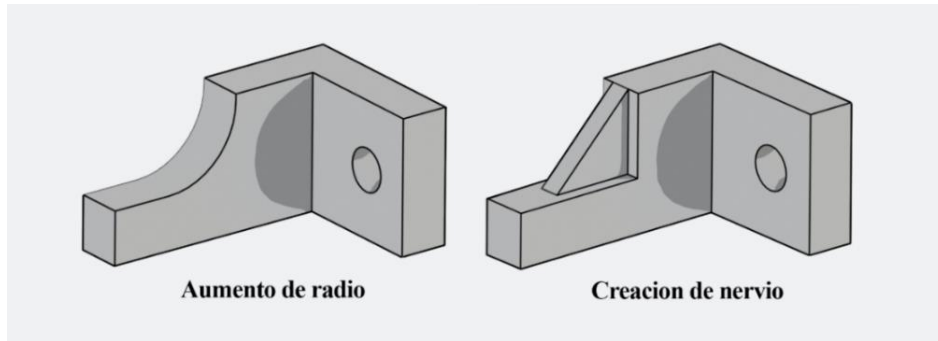


Figura 6.2. Opciones para el cambio de geometría en limitadores mecánicos. Fuente: Elaboración Propia

La selección del cambio pertinente en este caso se realiza por criterio de facilidad de maquinado, al momento de fabricar la pieza es mucho más sencillo maquinar un radio en la pieza que diseñar un nervio, conociendo las dimensiones de la misma.

Una vez definido el cambio geométrico en la pieza es posible obtener los cálculos de los esfuerzos resultantes ya corregidos, tanto por el método analítico como por medio de simulación en donde en estos resultados se debería de ver reflejado la disminución de esfuerzos en la pieza.

El primer paso para obtener el esfuerzo resultante en la pieza es realizar el cálculo del factor K visto anteriormente en la sección 5.3 este factor cambia de la siguiente manera.

$$\frac{w}{h} = \frac{12,7}{5,08} = 2,5$$

$$\frac{r}{h} = \frac{5}{5,08} = 1$$

$$K_A = 1,1$$

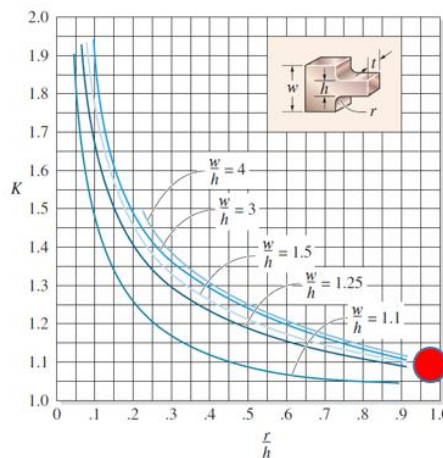


Figura 6.3. Obtención de K para concentrador de esfuerzo. Fuente: (Juvinall, Fournier González, & Ruíz Mijares, 1996)

Como es posible observar en la Figura 6.3 el valor de los esfuerzos debido al concentrador de esfuerzo se debe multiplicar por 1,1 lo que significa que el concentrador

reduce su importancia y se convierte en casi despreciable. Obtenido el valor de K para concentradores de esfuerzo, por medio del procedimiento observado en el Anexo 3 y 4 y simulación es posible obtener los valores corregidos de esfuerzo que actúan sobre la pieza en el punto A.

Tabla 6.2. Esfuerzos resultantes para punto A con cambio geométrico, en MPa. Fuente: Elaboración Propia

| Descripción | Hs de mayor altura de experimentos no realizados |
|-------------------------------|--|
| Esfuerzo VonMises | |
| Método analítico (Mpa) | 32,6 |
| Esfuerzo VonMises | |
| Simulación (Mpa) | 31 |
| % de Error | 5,2 % |

Tomando los resultados de la simulación de referencia es posible la comparación de estos con los resultados obtenidos en la sección 5.3 en donde se hace una reducción de un 52% del esfuerzo en la zona donde se ubica el punto A, debido a este cambio en la pieza, además, otra zona en la pieza pasa a ser el lugar con el mayor esfuerzo presente.

Esta zona está ubicada cerca de donde se coloca el tornillo para empotrar la pieza al vástago, en donde también existe un concentrador de esfuerzo, sin embargo, en este lugar el esfuerzo no rebasa el límite elástico del material por lo que pasa a ser un lugar irrelevante de analizar.

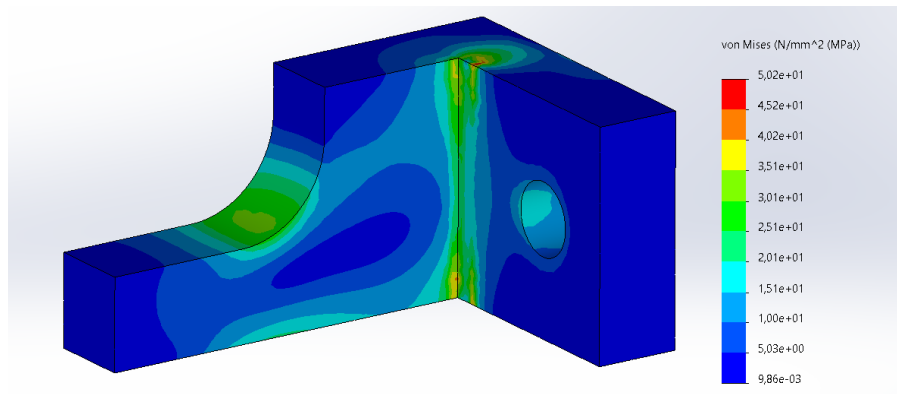


Figura 6.4. Mapa de esfuerzos para limitador mecánico con cambio geométrico. Fuente: Elaboración Propia

El cambio geométrico a pesar de ser muy atractivo para la solución del problema por su bajo costo y facilidad de obtención del material, el cual es el mismo que muchas de las partes del resto de la plataforma, sigue al igual que la solución anterior, teniendo un problema con respecto a la pérdida de energía ocasionando la misma ineficiencia en el sistema que la solución vista en el apartado 6.1.

Para una noción de la mejora que implica un cambio geométrico en la pieza estudiada se establece un factor de seguridad en la pieza diseñada por medio del análisis estático en el software SolidWorks determinando alrededor de un 2 en la zona de interés. Esto es importante para establecer comparativa con las otras alternativas.

Para el estudio de fatiga también se analiza un factor de seguridad con respecto a la existencia de problemas de fatiga determinando

6.3. Implementación de amortiguadores

Como se menciona en el apartado 5.8 uno de los principales inconvenientes del sistema es que una pieza sometida a fuerza de impacto debe de ser diseñada para el amortiguamiento del mismo no a resistir una carga estática, por lo que una solución pertinente es la implementación de amortiguadores en el sistema.

Para realizar este cambio existen dos caminos, el primero de ellos es hacer un diseño de cero del generador lineal, el segundo y con mayor viabilidad debido a la existencia de piezas con una complicada manufactura que ya están hechas, es hacer modificaciones en el ya existente con el objetivo de agregar la menor cantidad de piezas posibles en el generador lineal para la implementación de los mismos.

También se requiere mantener la carrera del dispositivo, ya que el cambio de esta podría modificar en un grado muy alto su eficiencia además de alterar su escalado y perjudicar su colocación en el canal de olas para la experimentación.

El primer paso para la implementación de los amortiguadores es la selección de los mismo para esto se elaboran los siguientes apartados para desarrollar esta propuesta.

6.3.1. Selección de amortiguadores

Para la sección de amortiguadores se utiliza la página web (McMaster-Carr, 2022) en donde se pueden encontrar modelos de dispositivos mecánicos en su versión 3D así como su precio y características. En este caso el factor para la selección de los amortiguadores es la

fuerza de impacto calculada anteriormente, sin embargo, esta página utiliza el Sistema Ingles de unidades por lo que se debe hacer una conversión a su equivalente en este sistema.

Los valores necesarios utilizados para la selección de amortiguadores es posible observarlos en la siguiente tabla, en la cual se modifican haciendo cambio de unidades de los datos presentes en el apartado 4.1, 4.2. y 5.6

Tabla 6.3. Valores relevantes para la selección de amortiguadores. Fuente: Elaboración Propia

| Sistema ingles | |
|---------------------------------------|------------|
| Masa en movimiento | 6,17 lb |
| Velocidad | 21,65 in/s |
| Capacidad de energía necesaria | 3,74 lb in |

Con estas características es posible determinar qué amortiguador es el más adecuado en este caso, sin embargo, se deben tomar en cuenta otras consideraciones, como los son el coeficiente de amortiguamiento y la energía que produce de más la compresión del vástago del amortiguador, tal y como lo presenta (Báez, 2015).

Los amortiguadores de ajuste automático por lo que el coeficiente de amortiguamiento será 1 automáticamente, estos están disponibles en la página (McMaster-Carr, 2022) son de diferentes tipos, cada uno con características diferentes en sus medidas, así como la existencia o no de un bumper delantero en cada uno de ellos.

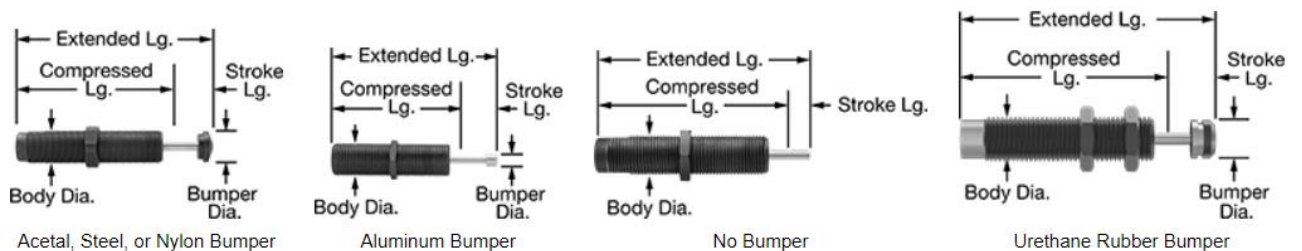


Figura 6.5. Distintos amortiguadores disponibles. Fuente: (McMaster-Carr, 2022)

Lo adecuado en este caso es realizar la selección del amortiguador con una capacidad de energía mayor a la obtenida con los cálculos de la Tabla 6.3, por otra parte, por la aplicación que tienen estos es importante que cuenten con un bumper suficientemente amplio en cuanto a su área para evitar concentrar esfuerzos en una pequeña área en específico.

De no ser así y seleccionar los amortiguadores más económicos que no poseen un bumper incorporado se deberá realizar el maquinado necesario a la pieza para agregar uno, añadiendo un costo adicional que en muchos casos no es viable.

En el caso del amortiguador que más se ajusta a los datos de la Tabla 26 es un amortiguador 3692K24 el cual se puede observar en la siguiente Figura.

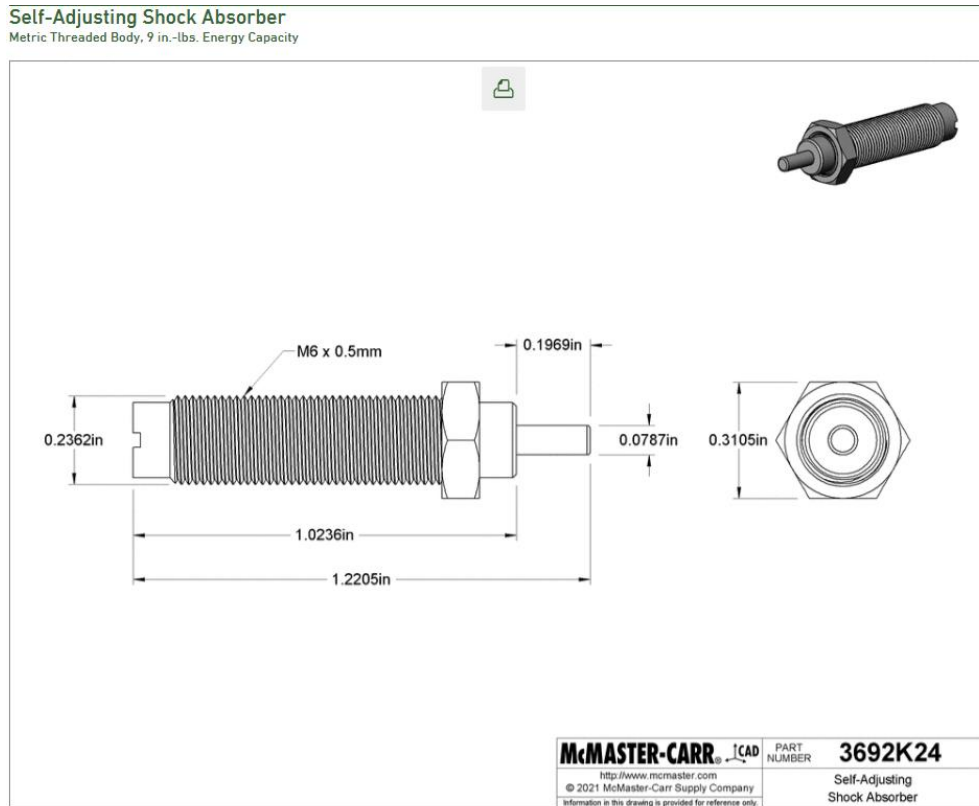


Figura 6.6. Plano de Amortiguador 3692K24. Fuente: (McMaster-Carr, 2022)

Sin embargo, como se menciona anteriormente a este amortiguador es probable que se le tenga que fabricar un bumper en la zona de impacto por lo que el costo observado en el Anexo 9 no es el costo acabado de la pieza. Por otra parte, el número de ciclos por minuto visto en el Datasheet asociado a este amortiguador restringe la frecuencia de ola a la que puede ser sometido en los experimentos.

Tomando en cuenta las especificaciones anteriores es posible determinar que el amortiguador con una capacidad máxima de energía de 17 lb-in/s es también una muy buena opción debido a su bumper de hule poliuretano y el área de su zona de impacto, además de su alto número de ciclos por minuto. Las medidas dimensionales es posible observarlas en el plano del amortiguador mostrado a continuación.

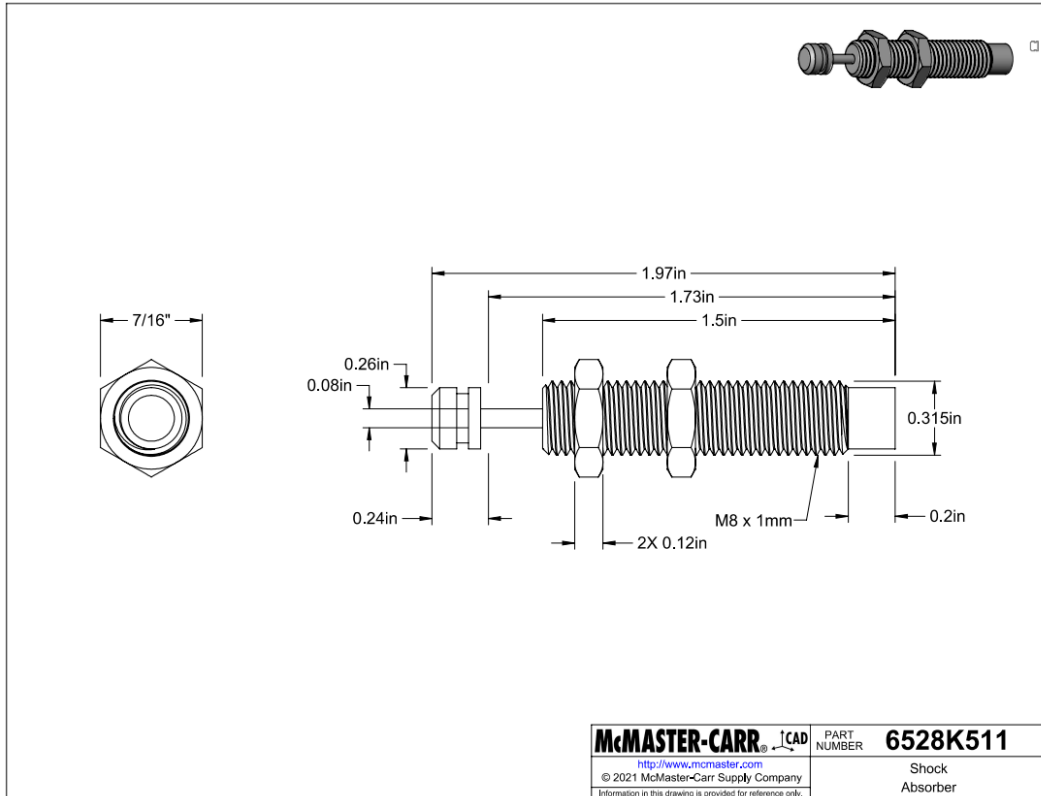


Figura 6.7. Plano de Amortiguador 6528K511. Fuente: (McMaster-Carr, 2022)

Este amortiguador designado como 6528K511 es fabricado con un material medianamente resistente a la corrosión lo cual es beneficioso en este caso debido a su posible contacto con salpicaduras y demás. Su cuerpo está formado por una rosca en el sistema métrico de unidades M8x1mm. Esta y las demás de sus características técnicas es posible observarlas en el Anexo 8.

En este caso el total de la energía calculada en el apartado 5.7 es absorbida por los amortiguadores los cuales en su cambio de posición al estar comprimido y extendido involucran un coeficiente k como los resortes, por lo que se puede calcular una energía que es regresada al sistema, caso que no ocurría anteriormente con el impacto.

Esta devolución de energía aumenta la eficiencia del sistema y evita que la energía se concentre en el impacto hacia una pieza como se presenta con los limitadores mecánicos, por lo que esta opción sería la recomendable para poder solucionar la totalidad de inconvenientes mencionados en el apartado 5.8, sin embargo, también se debe hacer un estudio para cuantificar esa devolución de energía y la disminución de los esfuerzos presentes en el sistema.

El primer paso para la selección y comparación en el análisis de los amortiguadores aleccionados es encontrar la distancia de compresión de cada uno de estos, en la ficha de técnica de Anexo 8 y 9 se puede observar como la compresión máxima del Amortiguador 3692K24 es de 0,2 in mientras que el Amortiguador 6528K511 es de 0, 24 in, sin embargo, la compresión que provoca la fuerza aplicada en ambos amortiguadores es diferente.

La diferencia de esta compresión radica en la capacidad máxima de energía de cada amortiguador, ya que la misma es 17 lbin para uno y 9 lbin y al ser la relación de esta compresión con la energía aplicada lineal, es posible determinar cuánto se comprime uno y cuanto se comprime otro. Este cálculo es posible observarlo en el Anexo 6.

Tabla 6.4. Compresión de amortiguadores con fuerza de 68,9 N

| Amortiguador | Compresión con fuerza aplicada (in) |
|---------------------|--|
| 6528K511 | 0,053 |
| 3692K24 | 0,083 |

Es importante mencionar que en el caso de estos amortiguadores ambos tienen una f de retorno definida por lo que al ser esta constante se puede hacer un estimado de la energía que estos devuelven al sistema en su retorno, por otra parte cuando la barra comprime el amortiguador también entrega una pequeña parte de la energía que antes se perdía en el impacto al sistema, de esta energía es posible calcular un aproximado suponiendo una relación lineal entre la fuerza del sistema con la distancia que comprime el resorte. Recordando que trabajo es $\int_b^a F dx$ donde F es la fuerza y a, b la distancia recorrida.

La energía devuelta al sistema se puede comparar en su totalidad con la energía total que existe en los impactos calculada en el apartado 5.6. obteniendo así un % energético que retorna el amortiguador al sistema.

En el Anexo 6 se puede observar la cantidad de energía que amortigua cada uno de los amortiguadores. El Amortiguador 6528K511 devuelve al sistema un 17,3% de la energía del impacto al sistema mientras que el Amortiguador 3692K24 a pesar de tener menos capacidad logra devolver al sistema un 27% de la energía del impacto. Con estos resultados energéticamente hablando la mejor elección sería el segundo amortiguador mencionado sin embargo el cambio de energía devuelta entre uno y otro no hace mucha diferencia por lo que queda a criterio del ingeniero a cargo la selección del mismo recordando que es un modelo a escala. Se hacen haciendo suposiciones vistas en (Báez, 2015).

6.3.2. Piezas diseñadas

Debido a la implementación de los amortiguadores descritos en la sección anterior es necesario la creación y modificación de algunas piezas adicionales en el sistema, así como la extracción de los limitadores mecánicos previos. Para la adición de los amortiguadores es necesaria la creación de algunas piezas para acoplarlos al sistema y otras que servirán como soporte o para dar la rigidez necesaria al sistema para su correcto funcionamiento.

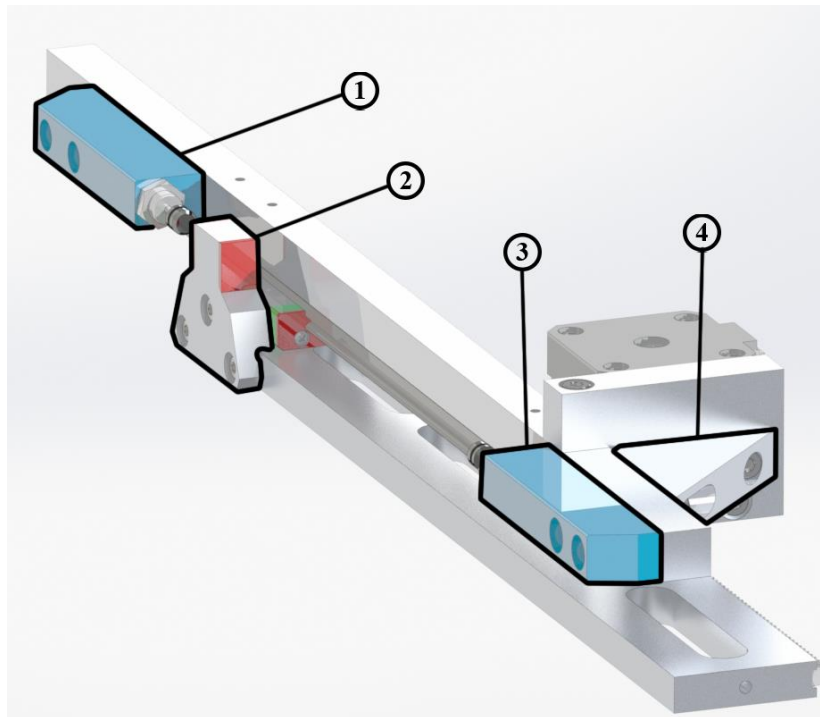


Figura 6.8. Piezas nuevas diseñadas para cada generador lineal. Fuente: Elaboración propia

En la Figura 6.8 es posible observar como las piezas designadas como (1) y (3) corresponden a los elementos encargados de acoplar los amortiguadores al sistema, estos están sujetos a la Barra Principal por medio de sujeciones mecánicas.

Por otra parte, la pieza número (3) corresponde a una nueva pieza utilizada y diseñada como pieza impactante y tiene el nombre de Vástago de Rebote, y por último la pieza (4) utilizada para dar una mayor rigidez al generador y al conjunto en general. Estas piezas y el propósito de su fabricación serán detallado a continuación.

Las piezas (1) y (3) que corresponden a los elementos que acoplan los amortiguadores con el Vástago Principal del generador lineal, consiste en una pieza de Aluminio 6061 con un agujero roscado M8x1mm o M6x1mm según corresponda, en donde se introduce el amortiguador hasta que límite con la tuerca hexagonal del amortiguador.

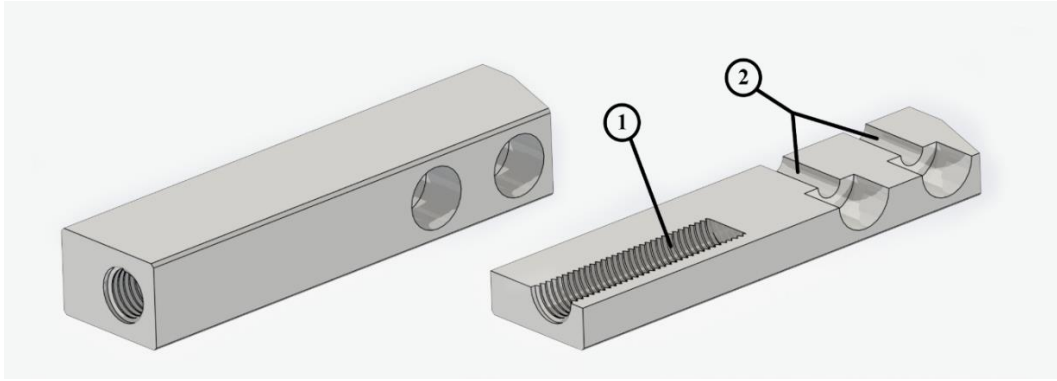


Figura 6.9. Pieza encargada de acople de amortiguador con vástago principal de la plataforma. Fuente: Elaboración propia

En la Figura 6.9 se puede observar la pieza encargada del acople del amortiguador, la misma posee dos agujeros representados por el número (2) en donde se colocan los tornillos necesarios para fijar las piezas al sistema. Por otra parte, el número (1) representa el agujero roscado necesario para colocar los amortiguadores, en este caso una rosca con designación métrica que podría variar entre M6x1mm y M8x1mm según el amortiguador seleccionado.

Otra pieza de importancia en el sistema es la encargada de soportar los impactos, observada en la Figura 6.8 y designada por el número (2).

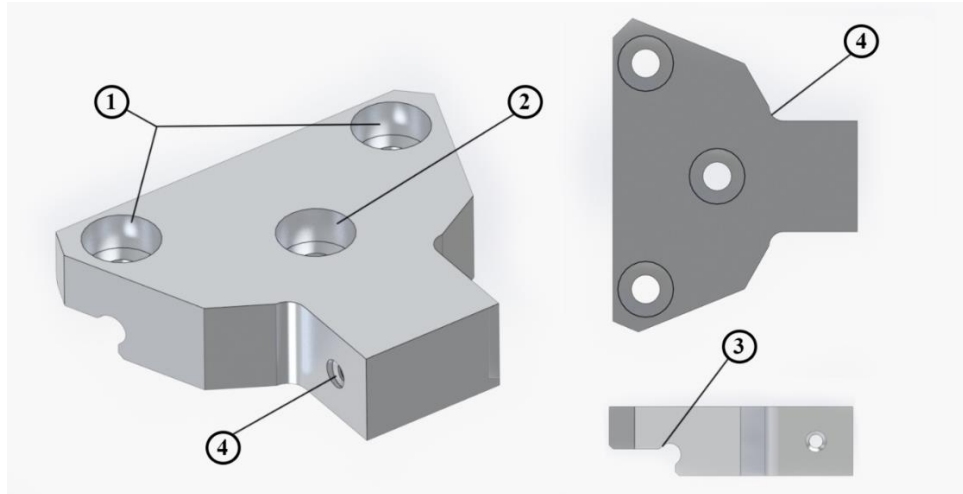


Figura 6.10. Croquis de la pieza: Vástago de rebote. Fuente: Elaboración propia.

Esta pieza se puede apreciar en la Figura 6.10 se diseña con Aluminio 6061 y con una geometría específica que busca la reducción de esfuerzos debido a esto se implementan radios como los vistos en el número (4) de la Figura 6.10 también se le hacen dos agujeros encargados de fijar la pieza con la barra principal de la plataforma (1) y uno que lo fija en el Soporte de Riel MGN12H 9706K6 (2).

En caso del contacto con los amortiguadores se le coloca una almohadilla de plástico en la zona de impacto, este bumper se le coloca por medio de pequeños tornillos fijados en el agujero demarcado por el número (4) de la Figura anterior.

Un aspecto importante al momento de diseñar nuevas piezas para un conjunto mecánico es hacerlo tomando en consideración el maquinado y el ajuste que deben de tener estas piezas con el conjunto mecánico al que están sujetos. Por ello se diseñan los agujeros de los tornillos con un diámetro levemente más grande que el diámetro externo del tornillo, con el objetivo de permitir una pequeña incertidumbre en las medidas al momento de maquirarla. (Osborn, 2006)

Otra consideración a tomar en cuenta en este aspecto es la representada por (3) en la Figura 6.10 la cual representa un pequeño taladrado justo en la ubicación del vértice esto debido a que al momento de maquinado y ajustar superficies en 90° existe una probabilidad de que estas no se ajusten perfectamente, por lo que se le agrega esta geometría para permitir que exista este desperfecto sin alterar la funcionalidad de la pieza.

Una pieza importante también es la que sujeta y brinda rigidez al generador demarcada con el número (4) en la Figura 6.8.

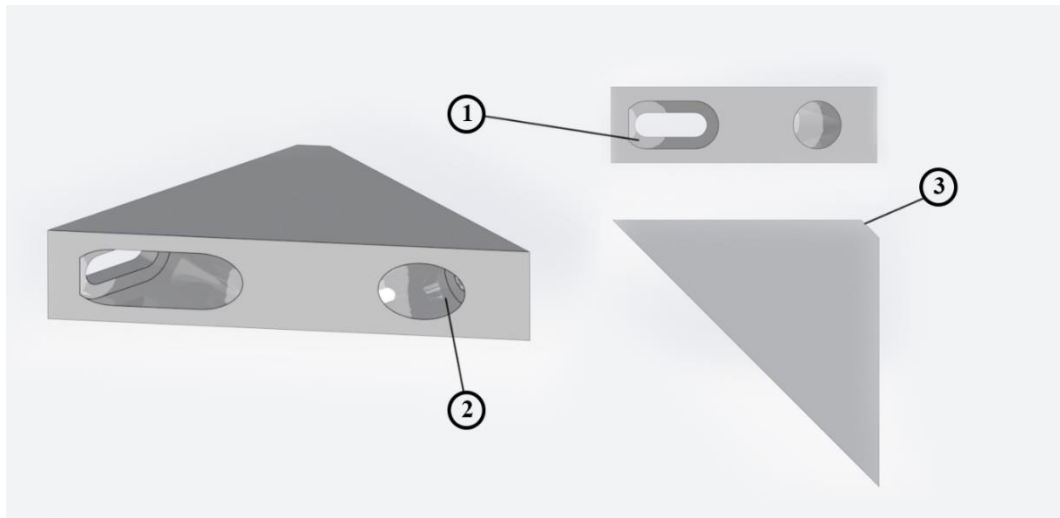


Figura 6.11. Pieza encargada de dar apoyo al generador. Fuente: Elaboración propia.

Esta pieza debido a su geometría forma parte fundamental de la estructura que soporta al generador, diseñada al igual que las anteriores con Aluminio 6061. En la Figura 6.11 con el punto (1) y (2) se representan los agujeros necesarios para sujetar la pieza al vástago principal y al soporte inferior del generador respectivamente, debido a la geometría y como

se menciona anteriormente a la existencia de una posible incertidumbre al momento de maquinar, el agujero (1) se crea como una ranura ajustable, de esta forma se permite una pequeña variación en las medidas.

Además, al igual que en la pieza sometida al impacto se le hizo un ajuste en (3) donde existe con el resto del ensamble un ajuste con una superficie en 90° solucionando también posibles problemas en el acople. (Osborn, 2006)

Debido a las piezas (1) y (3) de la Figura 6.8 es necesario la fabricación de un nuevo vástago principal en el generador lineal, debido a que este requiere un aumento en la longitud para poder soportar estas piezas mencionadas, además de la existencia de nuevos agujeros roscados en distintas partes de la pieza.

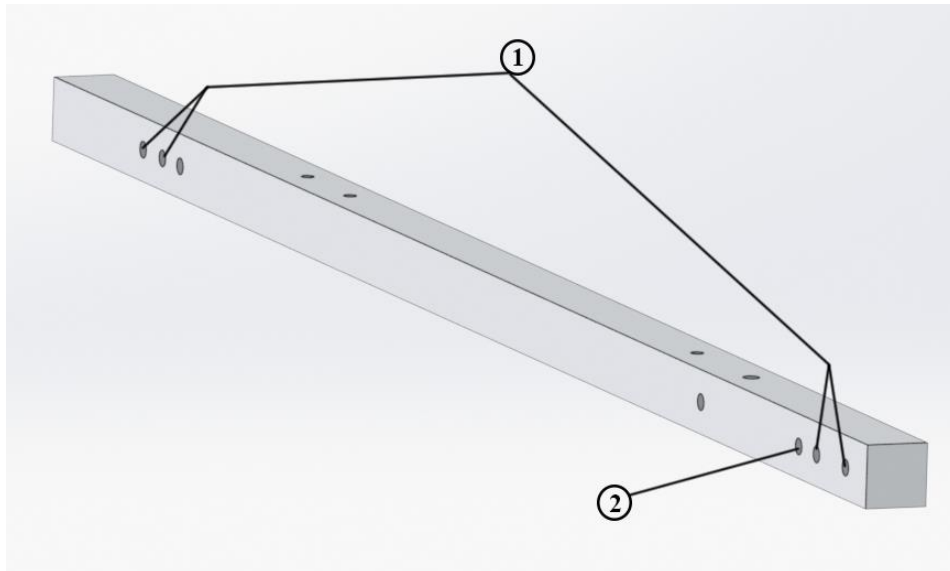


Figura 6.12. Vástago Principal con agujeros nuevos y aumento en longitud. Fuente: Elaboración Propia.

El Vástago Principal recibe una nueva longitud de 422 mm esto permitirá acoplar los amortiguadores en los orificios roscados demarcados por el número (1) de la Figura 6.12 el cual posee una rosca M4x0,7mm, por otra parte, el oficio roscado (2) permite acoplar el apoyo al generador diseñado con anterioridad. Estos cambios se realizan en el Vástago Principal sin hacer modificación de la carrera de la plataforma.

Los planos de estas piezas se realizaron y es posible observarlos del Anexo 17 al 21, para una mayor noción de las medidas de las mismas.

6.3.3. Piezas modificadas

Para la implementación de los amortiguadores se deben hacer ciertas modificaciones a algunas piezas en el sistema, en la mayoría de ellas las modificaciones son agujeros roscados para la colocación de nuevas piezas.

Las piezas modificadas son:

- La Barra Principal
- Soporte inferior de Generador
- El Soporte de Riel MGN12H 9706K6

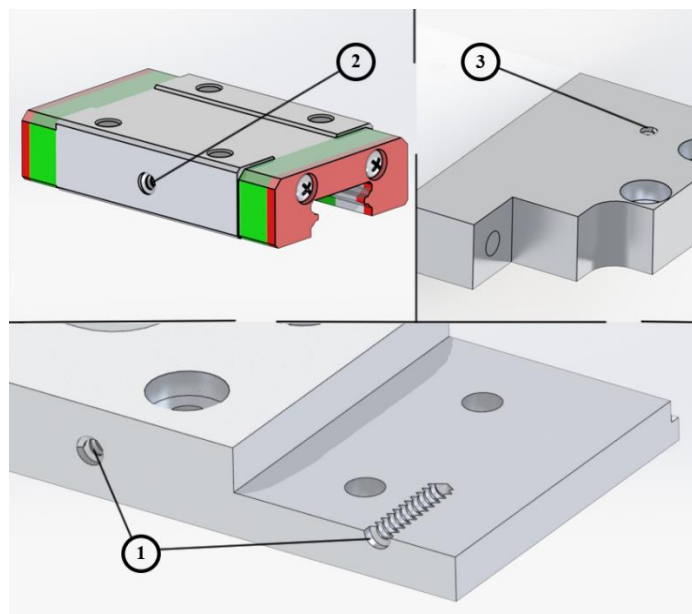


Figura 6.13. Partes con modificaciones para acople de nuevas piezas. Fuente: Elaboración propia

En la Figura anterior se observan los agujeros roscados mencionados anteriormente, en las diversas piezas ya existentes del Generador Lineal, como lo es (2) el agujero en el Riel, (3) el agujero en el Soporte Inferior del Generador y (1) En la Barra Principal.

A la totalidad de estas piezas se les colocó agujeros para tornillos en el sistema métrico con designación M4x0,7mm con el objetivo de mantener la homogeneidad en el resto del diseño.

6.3.4. Análisis del Vástago de Rebote

Para la comparativa del nuevo diseño con el diseño anterior se deben de realizar los cálculos que se ejecutaron en las secciones del capítulo 5 en donde se determinaron los mapas tanto de esfuerzos mecánicos, así como la teoría de falla de VonMises y el análisis de fatiga.

Con la finalidad de iniciar el análisis es importante definir que el primer elemento a evaluar es el vástago de rebote, visto en la sección 6.4.2 del presente capítulo, esta pieza se diseñó con el objetivo de brindar un mejor apoyo en la superficie de impacto, para dar una mayor rigidez al sistema y no permitir que se dé una flexión tal y como se observa en el capítulo 5, aunque siga existiendo una pequeña flexión por las dimensiones de la nueva pieza esta flexión será mucho menor.

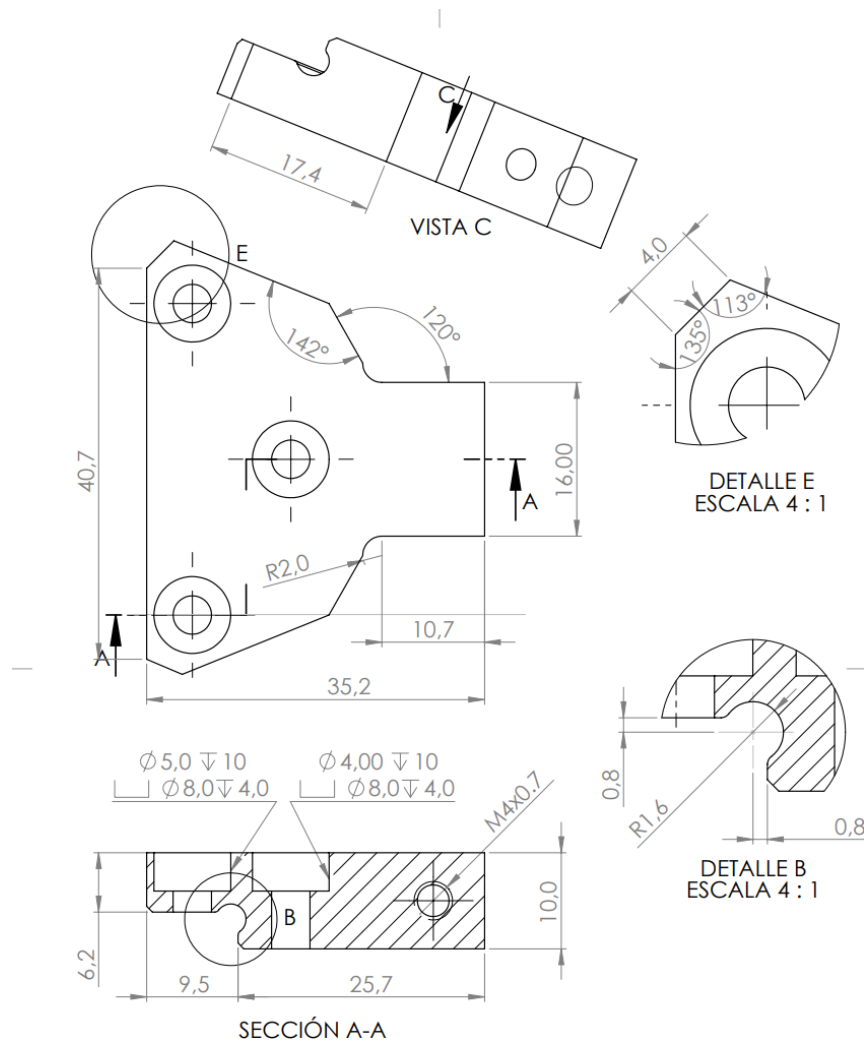


Figura 6.14. Plano de Vástago de Rebote, sin escala, ajustado a la hoja. Fuente: Elaboración Propia.

Además, como se logra observar en la Figura 6.14, El Vástago de Rebote es diseñado con una geometría que permite que existan concentradores de esfuerzo mucho menores que en los limitadores anteriores, esto gracias a chaflanes o radios creados en los concentradores.

Con el objetivo de la facilidad de maquinado también se le han realizado algunos ajustes a la pieza como los observados en la Figura 6.14 en el Detalle B. (Osborn, 2006)

Cabe mencionar que a esta pieza se le coloca una almohadilla de plástico en la zona de impacto por medio de una sujeción mecánica, la cual tiene como objetivo distribuir la carga en toda el área de impacto disminuyendo también el concentrador de esfuerzo en una zona tan pequeña como el área del bumper de los amortiguadores.

La pieza posee también 3 taladrados en los que se atraviesan tornillos para acoplar la pieza tanto a la Barra Principal como al Soporte del Riel.

Para este análisis se toma en cuenta la misma fuerza máxima efectuada en el apartado 5.5, esto para tener un punto de comparación, a pesar de que en el nuevo diseño no exista un factor de impacto como tal o que este sea mucho menor que el anterior debido a los amortiguadores implementados.

También al igual que en el capítulo 5.5 se busca la fuerza con la que la pieza superará el límite elástico y con la que esta tendrá problemas de fatiga en los primeros 1000 ciclos de trabajo. Esto como se menciona anteriormente con el objetivo de comparar en la mayor cantidad de aspectos la pieza con los limitadores anteriores.

6.3.4.1. Esfuerzos máximos y análisis de fatiga en Vástago de Rebote

Para la determinación de esfuerzos en el Vástago de rebote se utiliza la misma metodología utilizada en el capítulo 5, la cual es el análisis de la zona con el mayor esfuerzo existente en la pieza para esto se utiliza el software SolidWorks, luego se hace la evaluación de la misma con la mayor fuerza utilizada en el capítulo 5 por medio de una simulación y también por el método analítico, con esto se obtienen los resultados necesarios para la comparación.

Además, como se menciona anteriormente se llevará la pieza hasta el momento en el que se supere el límite elástico con la finalidad de establecer comparación también con el momento en el que se superó el límite elástico de la pieza anterior. Resumido lo anterior se evaluará la pieza en 2 casos en específicos los cuales son los siguientes:

- Fuerza de mayor magnitud vista en capítulo 5 (69,8 N)
- Fuerza necesaria para superar el límite elástico

Para ello el primer paso es determinar la configuración de colocación de la pieza, esto para el software SolidWorks, de cómo está esta sujeta en el ensamble, esto se puede apreciar en la Figura 6.15. En esta figura se puede ver como se colocan 3 tornillos que sujetan el Vástago de Rebote a la Barra Principal y al Soporte del Riel además una restricción de

movimiento ocasionada por la misma Barra Principal. Adicional a esto la fuerza que se le realiza al sistema ubicada en la zona de impacto y vista en la Figura por medio de flechas color morado.

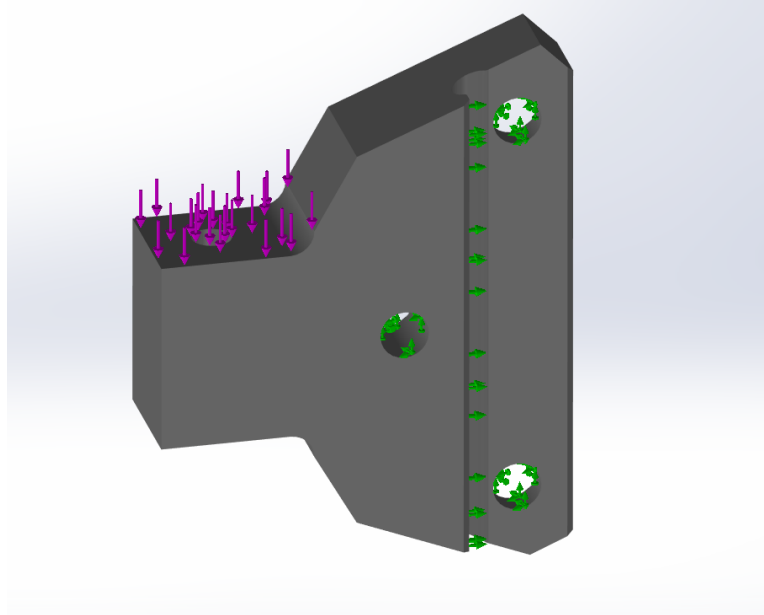


Figura 6.15. Configuración para simulación de Vástago de Rebote. Fuente: Elaboración propia

Con esta configuración, el Vástago de Rebote muestra un punto de interés, el cual corresponde al lugar crítico donde la pieza podría fallar y por ende en donde se encuentra el lugar de esfuerzo máximo. Este punto es posible observarlo en la siguiente Figura, así como la orientación de los ejes que brindan las direcciones de los esfuerzos más adelante.

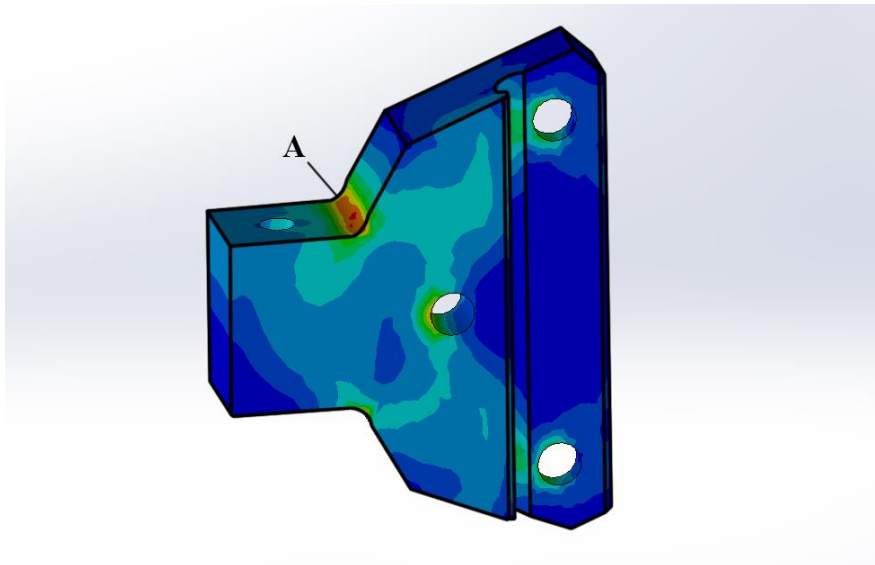


Figura 6.16. Ubicación de esfuerzo máximo en Vástago de Rebote. Fuente: Elaboración propia

Para este análisis también existe un concentrador de esfuerzo importante en el punto A, para el cual también se debe de obtener un K que pasa a ser múltiplo de los esfuerzos encontrados más adelante. Este K es posible definirlo por medio de la Figura 6.17 y aunque parezca un valor muy alto debido al cambio de geometría, el concentrador no afectará tanto como afecta al limitador actual, esto debido a la robustez del Vástago de Rebote.

$$\frac{w}{h} = \frac{32,4}{16} = 2$$

$$\frac{r}{h} = \frac{2}{16} = 0,125$$

$$K = 1,8$$

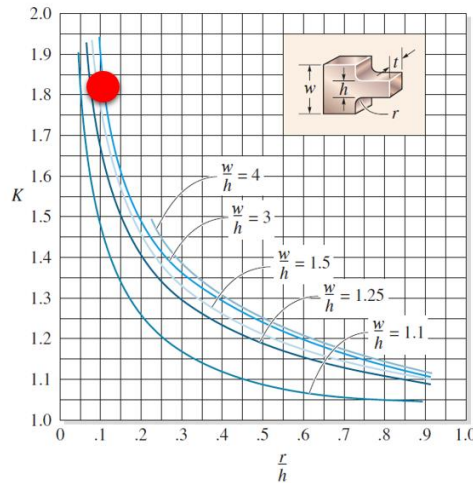


Figura 6.17. Obtención de K para concentrador de esfuerzo de Vástago de Rebote. Fuente: (Juvinal, Fournier González, & Ruiz Mijares, 1996)

Para el K mostrado en la Figura 6.17 es importante tener en cuenta que se aplica para el punto A mostrado en la Figura 6.16, se determina que este corresponde a K= 1,8, lo que implica un aumento en los esfuerzos en esa zona de cerca del 80% debido a concentrador de esfuerzo, aunque este valor pareciera un factor muy elevado la geometría de la pieza permite que este no afecte mucho los esfuerzos producto de los impactos.

Es importante hacer referencia que el análisis del Vástago de Rebote en el punto de interés se debe de realizar evaluándolo como si fuese una viga debido a la naturaleza de la pieza, por lo que en los puntos de concentradores de esfuerzo el Vástago, experimentan un esfuerzo flector normal relevante, el cual se encuentra en tensión en la parte donde se ubica el punto A según la Figura 6.16 y uno en compresión de igual magnitud en la parte contraria.

Esta zona también experimenta un esfuerzo cortante transversal, por lo que esta relación también debe de ser tomada en cuenta para este análisis, así como para la posterior obtención de los esfuerzos de Von Mises, en la teoría de falla.

En los resultados de estos esfuerzos puede existir un porcentaje de error entre el cálculo por medio del método analítico y la simulación, esto puede atribuirse a condiciones

que se toman en cuenta en el software SolidWorks que lo hacen más preciso sin embargo el porcentaje de error no debería ser demasiado alto, por otro lado, el resultado por medio del método analítico es posible observarlo en el Anexo 5.

Tabla 6.5. Esfuerzos resultantes para punto A, en MPa. Fuente: Elaboración Propia

| Descripción | Fuerza = 69,8 N |
|-------------------------------|-----------------|
| Esfuerzo Flector | |
| Método analítico (MPa) | 1,62 |
| Esfuerzo Flector | |
| Simulación (MPa) | 1,64 |
| % de Error | 1,22 % |
| Esfuerzo Cortante | |
| Método Analítico (MPa) | 1,06 |
| Esfuerzo Cortante | |
| Simulación (MPa) | 0,82 |
| % de Error | 29% |

Para la teoría de falla de Von Mises en el punto de interés A es importante conocer los esfuerzos obtenidos en la tabla anterior. Esta teoría estática de falla como se menciona anteriormente permite la comparación entre el esfuerzo resultante y el límite elástico del material.

El esfuerzo equivalente es posible obtenerlo mediante esfuerzos principales, sin embargo, también se puede calcular mediante los esfuerzos mecánicos obtenidos de la transformación de esfuerzos, por medio de la ecuación 3.29.

Tabla 6.6. Esfuerzos mediante teoría de falla estática, Von Mises. Fuente: Elaboración Propia

| Descripción | Fuerza = 69,8 N |
|-------------------------------|-----------------|
| Esfuerzo VonMises | |
| Método analítico (MPa) | 2,45 |
| Esfuerzo VonMises | |
| Simulación (MPa) | 2,3 |
| % de Error | 6,5 % |

Se puede observar cómo se hace una gran reducción de esfuerzos con la implementación de esta pieza en comparación a los limitadores anteriores.

Por otra parte, se realiza un estudio en donde se lleva la pieza a sobrepasar límite elástico del material el cual es alrededor de 55MPa esto se puede observar en la Tabla 5.1. para lo cual se necesita una fuerza de aproximadamente 1400 N.

A pesar que pareciera una fuerza muy grande se deben analizar también los tornillos que acoplan la pieza a la Barra Principal y al Soporte del Riel, con la finalidad de observar si estos tornillos soportan las reacciones provocadas por esta fuerza de 1400 N.

En el análisis de fatiga que se le realiza a los tornillos producto de la reacción de fuerza cortante provocada por los impactos se determina que el cortante necesario para que los tornillos tengan problemas de fatiga en los primeros mil ciclos es para fuerzas cortantes mayores a 433 N

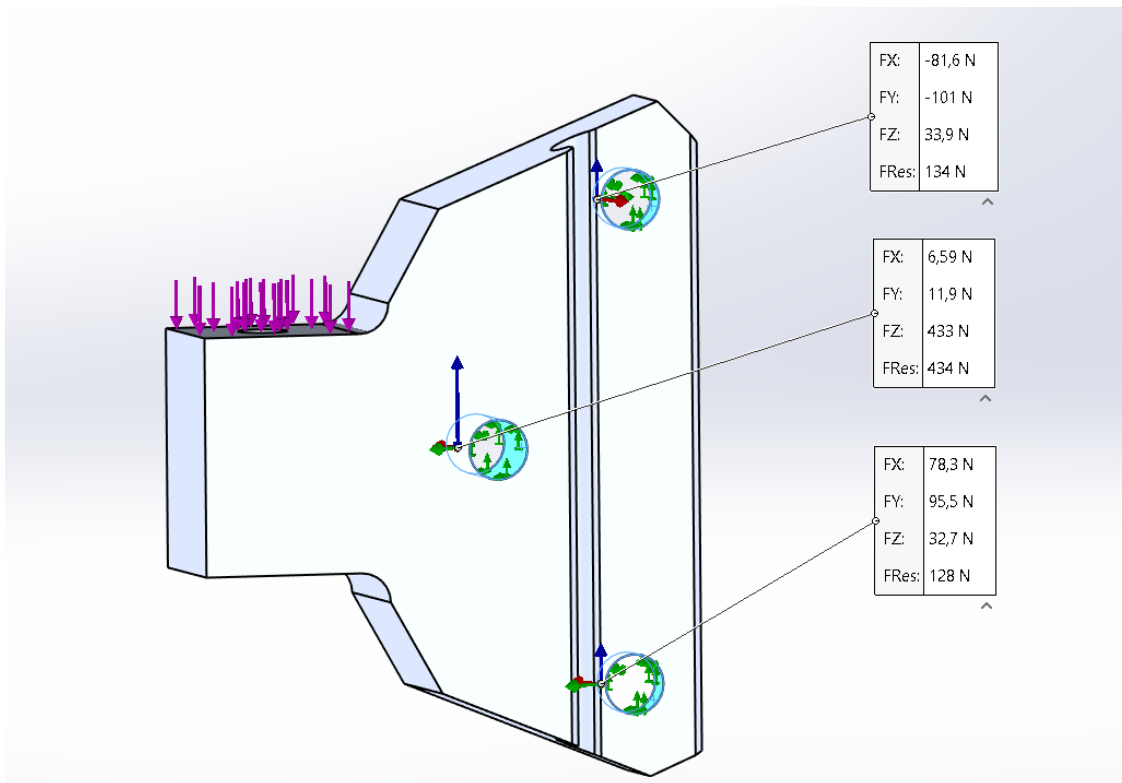


Figura 6.18. Reacciones necesarias para que los tornillos del Vástago de Rebote tengan problemas por fatiga en los primeros 1000 ciclos. Fuente: Elaboración propia.

Esto se resume en una fuerza para el Vástago de Rebote mayores a 500 N, por lo que se puede hablar de esta fuerza como fuerza límite de aplicación para la pieza estudiada.

6.3.5. Mejoras del diseño

Para poder hacer una evaluación del rediseño es importante conocer cuáles son los factores que estas modificaciones mejorarán del diseño original, en este caso se puede mencionar un aumento en la frecuencia límite a la que puede ser sometida la plataforma en condiciones críticas, así como un aumento en la amplitud límite.

6.3.5.1. Aumento de la frecuencia límite

Se establece como punto de referencia el análisis realizado en el capítulo 5 del presente documento en donde la frecuencia del caso en el que la plataforma tuvo problemas de fatiga y problemas de esfuerzo es de 0,46 Hz. Esta frecuencia transformada en número de ciclos con el tiempo efectivo de experimentos visto en el apartado 4.5 el cual es alrededor de 160 segundos, brinda un equivalente a 51 ciclos de trabajo efectivo. Por lo que se puede partir de aquí como punto de comparación.

Por medio del análisis de las fichas técnicas de los amortiguadores seleccionados mostrados en el Anexo 8 y 9 es posible determinar que el número máximo de ciclos, el amortiguador 3692K24 corresponde a 70 ciclos por minuto y el del amortiguador 3692K24 a 33 ciclos por minuto, si a esto tomamos en cuenta que se realizan experimentos de 160 segundos de tiempo efectivo aproximadamente, es posible obtener el resultado de la cantidad de ciclos que soportarían los nuevos amortiguadores en el mismo experimento y con este dato obtener la frecuencia por medio de las relaciones matemáticas observadas en el apartado 4.5.

Tabla 6.7. Comparativa de ciclos de trabajo y frecuencia. Fuente: Elaboración Propia

| | Ciclos de trabajo por experimento | Frecuencia (Hz) |
|--------------------------------|--|------------------------|
| Limitadores mecánicos | 75 | 0,46 |
| Amortiguadores 3692K24 | 88 | 0,55 |
| Amortiguadores 6528K511 | 198 | 1,163 |

Como es posible observar la implementación de los amortiguadores dependiendo del amortiguador seleccionado esto va a permitir un aumento en la frecuencia ya sea de un 20% con los Amortiguadores 3692K24 o de un 152% utilizando los Amortiguadores 6528K511,

estas nuevas frecuencias comparadas con respecto a la frecuencia establecida como límite anterior, permitiendo un nuevo intervalo ciclos durante cada experimento en el nuevo diseño.

También se toma en cuenta si el periodo T de ola es mayor que la velocidad de retorno del amortiguador con el fin de que no exista un intercambio de fuerza entre la ola entrante y el amortiguador. Para este cálculo se emplea la velocidad de retroceso de la ficha técnica de los amortiguadores la cual es 0,3s, por lo que se debe de obtener el periodo de ola que se alcanzaría con una frecuencia de 1,163Hz el cual corresponde al tiempo efectivo de experimento entre el total de número de ciclos.

El valor correspondiente al periodo es de 0,8s por lo que se puede afirmar que la ola incidente no tendría problema con el retroceso del vástago del amortiguador debido a que este retrocede mucho más rápido que este periodo.

Lo que quiere decir esto es que no existe la posibilidad que otra ola interfiera con la plataforma durante el retroceso de la Barra Principal por acción de los limitadores.

6.3.5.2. Aumento en la fuerza y amplitud límite

Como se establece en el capítulo 4 la fuerza tiene una relación directa con la amplitud de ola a la que es sometida el dispositivo sin embargo el aumento en la amplitud deja de ser relevante luego de cierto punto en el que la ola generada para producir esa fuerza tiene casi 0% de probabilidades de darse. Según el diagrama de distribución conjunta visto en el apartado 4.3 esta condición crítica es la amplitud de la mayor ola de los experimentos de faltaron por realizarse la cual es $A = 7,3$ cm por lo que este será el valor deseado para que soporten los amortiguadores.

La fuerza por otra parte, para los limitadores actuales de la plataforma se obtiene llevando la pieza al fallo en los primeros 1000 ciclos de trabajo, el resultado es una fuerza de 300N o mayor, por lo que este cálculo se debe de llevar a cabo también para el nuevo conjunto que incluye los amortiguadores.

Tanto el estudio para determinar si el sistema soporta la amplitud deseada y el de la fuerza límite del sistema se lleva a cabo en el apartado 6.3.4 en donde se determina que las primeras piezas en fallar son las sujeciones mecánicas presentes en el Vástago de Rebote, los cuales tienen problemas de fátiga con la aplicación de una fuerza mayor a 500 N. Estos resultados se pueden observar en comparación en la siguiente tabla.

Tabla 6.8. Límites del diseño actual de limitadores mecánicos. Fuente: Elaboración Propia

| | Fuerza (N) | Amplitud (cm) |
|--|-------------------|----------------------|
| Límites de limitadores mecánicos actuales | 300 | 5,6 |
| Sistema con amortiguadores | 500 | 7,3 |

6.4. Comparativa de propuestas

Los inconvenientes de los limitadores presentes en la plataforma vistos en el apartado 5.8 se resumen en 3 los cuales son:

- La superación del límite elástico del material durante los impactos
- La existencia de problemas en el análisis de fatiga
- La pérdida de energía en impactos

Por ello las alternativas de solución vistas en este capítulo deben ir en función de estos inconvenientes para la correcta realización de un rediseño mecánico en este caso, también se debe tener en cuenta problemas futuros de oxidación y otros problemas mecánicos productos de la relación que tienen las piezas con salpicaduras y demás.

La comparativa de las alternativas es posible observarla de forma resumida en la Tabla 6.9 en donde se emplea para el dimensionamiento de las alternativas el factor de seguridad de la pieza estudiada, con el propósito de un mejor punto de vista del esfuerzo respecto al costo que tiene el manejo de las propuestas.

Tabla 6.9. Comparativa entre alternativas de rediseño. Fuente: Elaboración propia

| Inconveniente | Cambio de material | Cambio geométrico | Implementación de amortiguadores |
|------------------------------------|----------------------------|--------------------------|---|
| Esfuerzo máximo en A (MPa) | 61,6 | 32,6 | 2,3 |
| Factor de seguridad (F.S) | 4 | 2 | -- |
| Energía por experimento (J) | -22,5 | -22,5 | +6,12 |
| Otros problemas | Pueden presentar oxidación | -- | Alto costo |
| | \$290 | \$200 | \$1 800 - \$2 300 |

La implementación de amortiguadores no es posible compararla directamente con las demás propuestas en la Tabla 6.9 debido a diversos factores como que el punto A deja de existir como tal y pasa a estar en el Vástago de Rebote, también deja de existir el limitador como tal, al pasar a ser amortiguadores, sin embargo, para la implementación de los mismos se debe de realizar un análisis que permita comparar con estas otras alternativas, por lo que en el apartado 6.3.5 se analizan las mejoras que produce la implementación de amortiguadores.

La opción de los amortiguadores se vuelve la más atractiva a pesar de ser la más costosa debido a que en las demás propuestas al existir una colisión directa con los amortiguadores se da una pérdida de energía mayor que al existir un amortiguamiento, por otra parte, la fuerza que se consume en el impacto del modelo 1:20 no se escala de la misma forma que las longitudes del limitador por lo que las fuerzas aumentarían mucho más que las longitudes del limitador provocando esfuerzos mayores en el mismo.

Aunque parezca una energía muy baja la que se pierde con los limitadores mecánicos, hay que recordar que este proyecto data de un modelo a escala 1:20 por lo que las fuerzas, energías, entre otros valores, al momento de analizar un prototipo a escala real estas serían mucho mayores, escaladas con la ley de similitud de Froude vista en el apartado 3.3.1, en el apartado 4.2 también se habla de la relación existente entre las fuerzas del modelo en relación con el prototipo de CEO-PSG 1:1.

En la Tabla 7 se puede observar cómo mientras la longitud guarda una relación 20 veces, casos como la fuerza y la potencia guarda una relación de 20^3 y $20^{3.5}$ respectivamente, provocando así que una pequeña fuerza o potencia en el modelo implique muchísima más energía en un prototipo a escala real.

Estos valores es posible calcularlos de una forma muy simple por medio de la realización del escalado con las relaciones anteriores, para obtener una visión más clara de las magnitudes.

En la siguiente tabla se observa la relación que existe entre estos valores con el valor que se le asignaría a cada uno de verse en un prototipo 1:1, con el objetivo de dar relevancia a lo descrito anteriormente y observar que una fuerza pequeña o una energía pequeña en el modelo podría significar una gran pérdida o una gran ganancia en el Prototipo.

Tabla 6.10. Magnitudes de fuerza y energía aplicando Ley de Similitud. Fuente:
Elaboración Propia

| Descripción | Modelo 1:20 | Prototipo |
|---|--------------------|------------------|
| Energía devuelta al sistema con Implementación de amortiguadores por experimento | 6,12 J | 218 955 J |
| Energía perdida con la solución geométrica y de cambio de material por experimento | 22,5 J | 804 984 J |
| Fuerza de impacto | 69,8 N | 558 kN |

Con el fin de establecer una relación de estos datos con ejemplos cotidianos, para dimensionar estas magnitudes, se podrían utilizar las siguientes relaciones. La fuerza producto del impacto en un prototipo 1:1 es cercana a la que producirían el peso de 59 camiones de 1 tonelada, por otra parte, como es posible observar en la Tabla 6.10 la energía perdida en un prototipo 1:1 durante por ejemplo un experimento de la duración de los que se realizaron en la tercera campaña de experimentos es tal que podría abastecer de energía a 230 bombillas de 60W durante una hora aproximadamente.

Ahora bien, la ganancia de la implementación de los amortiguadores y la correcta extracción de esta energía podría mantener cerca de 60 bombillas de 60W durante la misma hora. Si se toma en cuenta que la energía producto del impacto en un prototipo pasa a ser de 25 831,1 J por cada ciclo por lo que requeriría un amortiguador más grande, sin embargo, posible de obtener a diferencia de un limitador mecánico con las dimensiones necesarias.

Este análisis funciona como argumento para la selección de los amortiguadores como la solución más viable a pesar de su costo, debido a que la solución geométrica y la solución del cambio del material implicarían muchísima energía perdida en colisiones, y aunque parezca que para el modelo a escala son las mejores opciones hay que recordar que el modelo a escala trata de representar lo más cercano posible al prototipo.

Las cotizaciones de estas implementaciones es posible observarlas del Anexo 12 al 15, Estas fueron realizadas en la página (HUBS, 2022). Como es posible observar la solución en la que se implementan los amortiguadores es la solución que mejor resuelve la problemática planteada, sin embargo, es también la opción más cara en cuanto a precio se refiere.

Capítulo 7. Análisis Económico

La correcta realización de un análisis económico para la implementación del rediseño en el dispositivo CEO-PSG ayuda a la simplicidad de su elaboración, además de que es importante poder observar las ventajas técnicas que este ofrece en comparación al dinero que implique realizar los cambios por lo que se debe de empezar de lo más simple a lo más complejo económicamente hablando.

La plataforma CEO-PSG escala 1:20 que actualmente está en posesión del CICESE se manufacturó por un total de \$4 713, esta cotización es posible observarla en el Anexo 7, este dispositivo contiene los limitadores mecánicos observados en el Capítulo 5 los cuales por medio de análisis de elemento finito se decide ser remplazados por amortiguadores además de la inclusión de una serie de piezas nuevas observadas en el Capítulo 6 en el apartado 6.3., Sus planos pueden observarse en el Anexo 17 al 21.

Este equipo además según el decreto (18445-H, 1988) con fundamentos en el artículo 13, incisos 3 y 18 de la Constitución Política decretan en el reglamento de la ley de impuestos sobre la renta que dispositivos como la plataforma CEO-PSG escala 1:20 al ser equipo de ingeniería para la investigación en laboratorio tiene una vida útil de 10 años con un porcentaje de depreciación anual de un 10%.

A pesar de mostrar el precio aproximado en el apartado 6.4, y para lograr un análisis incremental de flujos para su análisis económico es importante hacer el desglose de los costos que implica cada una de estas piezas por lo que a continuación se hace un desarrollo completo de los costos de implementación que conlleva la solución seleccionada.

7.1. Costos de implementación

El dispositivo CEO-PSG escala 1:20 posee una serie de sensores que se verían altamente comprometidos si fallaran los limitadores mecánicos, por lo que es importante la correcta protección de los mismo y que no exista la posibilidad de su daño.

El objetivo principal de este apartado desde el punto de vista económico es garantizar el funcionamiento estructural de la plataforma CEO-PSG. En el caso en el que se pierda la capacidad operativa de la estructura debido a una fractura crítica, esta debe ser recuperada para su reparación, por lo tanto, los sensores tampoco podrían operar.

En el caso de las nuevas piezas diseñadas cada una de ellas sería elaborada por medio de maquinado, ya sea por máquinas convencionales o por dispositivos de control numérico (CNC).

Como se menciona anteriormente en el apartado 6.3 la página (HUBS, 2022) de manufactura de partes brinda una herramienta muy importante donde se logran realizar cotizaciones bastante acertadas sobre piezas manufacturadas por medio de CNC. Además, el sitio web (McMaster-Carr, 2022) líder en venta de máquinas y partes mecánicas, brinda precios y modelos CAD sobre los amortiguadores de interés en este caso.

Como resultado de estas cotizaciones es posible obtener el desglose de costos para la implementación de los amortiguadores en la plataforma CEO-PSG y de las piezas adicionales diseñadas. En la siguiente tabla se muestran dichas partes y su material. Cabe mencionar que un cambio en el mismo representaría una varianza en su costo.

Tabla 7.1. Desglose de costos para fabricación de piezas y compra de Amortiguadores.
Fuente: Elaboración Propia.

| Cant. | Pieza | Material | Costo c/u (\$) | Total (\$) |
|--|-----------------------------------|-------------------|-----------------------|-------------------|
| 12 | Shock Absorber 6528K511 | Acero Negro | 72,45 | 869,40 |
| 12 | Shock Absorber 3692K24 | Acero Negro | 43,45 | 521,4 |
| 6 | Acople para amortiguador superior | Aluminio 6061- T6 | 35,44 | 212,64 |
| 6 | Acople para amortiguador Inferior | Aluminio 6061- T6 | 33,06 | 198,36 |
| 6 | Apoyo para Soporte de Generador | Aluminio 6061- T6 | 38,31 | 229,86 |
| 6 | Vástago Principal | Aluminio 6061- T6 | 60,63 | 363,78 |
| 6 | Vástago de Rebote | Aluminio 6061- T6 | 55,77 | 334,62 |
| Total con Amortiguadores 6528K511 | | | | 2 209 |
| Total con Amortiguadores 3692K24 | | | | 1 860 |

7.2. Análisis Financiero por medio de VAN incremental

Para hacer un análisis financiero se puede utilizar el indicador del VAN incremental el cual se establece en (Fernández, 2010) como una técnica financiera para la evaluación de inversiones que está dirigida a proyectos nuevos, sirven como apoyo en las decisiones que deben tomar las empresas que se encuentran en operación como lo es el CICESE.

Las variables más relevantes de este método son la diferencia del monto que debe de invertir la empresa para mantenerse operando con el cambio realizado o con el nuevo

proyecto implementado con respecto al monto que necesitaría para seguir operando sin hacer el cambio.

La inversión inicial también es un dato a considerar, en este caso esta inversión se observa en la Tabla 7.1 además de esto, diferencias entre el flujo neto de efectivo entre una opción u otra. Esto incluye depreciaciones del equipo e impuestos.

La mayoría de estos datos son posibles observarlos en las secciones anteriores, y la memoria de cálculo para la obtención del VAN incremental es posible observarla más adelante en la Tabla 7.3.

En este caso como no se está hablando de una empresa que produce algún producto en específico en esta área se debe hacer una corrección con la diferencia de flujos netos de efectivo, Los costos operativos sería un equivalente al valor de los sensores y demás piezas se tendrían que remplazar en caso de un fallo en los limitadores mecánicos de la plataforma, esto para establecer un diferencial entre ambos casos.

Hay que recordar que el dispositivo tiene como objetivo permanecer en el mar permanentemente recolectando energía por lo que los ciclos de trabajo que utilizaría para operar serían muy altos en muy poco tiempo, esto podría implicar el cambio de algunas piezas periódicamente debido a los resultados obtenidos en el Capítulo 5.

Es importante establecer el valor del equipo que se vería comprometido si la plataforma llegase a fallar. Los sensores de proximidad utilizados en la plataforma son del tipo VL53L0X los cuales tienen un costo de aproximadamente \$15 estos sensores se verían comprometidos en caso de fallo de los limitadores mecánicos, así como las piezas que los soportan, aparte del Soporte de Riel MGN12H 9706K6 el cual es una pieza de compleja manufactura. Los montos de estos componentes rondan los \$130 dólares cada una, en el Anexo 10 se observa la Datasheet de la misma. El desglose del equipo electrónico que se vería comprometido y de los limitadores actuales se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 7.2. Cálculo de diferencia de Costos Operativos

| Cant | Parte | Costo por unidad | Costo |
|-------------|--------------------|-------------------------|--------------|
| 6 | Sensor VL530X | \$15 | \$90 |
| 6 | Limitador superior | \$155 | \$930 |
| 6 | Limitador inferior | \$150 | \$900 |

| | |
|---|----------------|
| Otras partes | \$130 |
| Total de diferencia de costos operativos | \$2 030 |

Esto da un aproximado de \$2 030 que se estima se haría anualmente en caso de continuar con la plataforma en el estado en el que está. Realizando cambios en limitadores y en los sensores de manera anual, y ampliando un margen al fallo de otras partes como el soporte del riel debido a las colisiones. Como es posible observar en la Tabla 7.2 casi la diferencia de costos cubre la inversión inicial en los limitadores, por lo que es un punto a favor de la implementación de los mismos.

Es importante también recalcar que el mantenimiento de la plataforma es el mismo en ambos casos, ya que es un dispositivo de experimentos se le brinda mantenimiento luego de realizarse cada campaña o sería el mismo colocándose en el mar, por otra parte, en este análisis no se toma en cuenta el capital de trabajo debido a que la diferencia entre este cuando se realice o no el proyecto es el mismo.

Tabla 7.3, Cálculo de VAN incremental. Fuente: Elaboración Propia

| Valores para cálculo de inversión inicial incremental | |
|--|-------------|
| Costo Original de Plataforma CEO-PSG 1:20 | \$4 713 |
| Fecha de Cotización | 17/06/2021 |
| Vida útil | 10 años |
| Depreciación anual | 10 % |
| Valor de venta al día 2/05/2022 | \$4 241,3 |
| Valor CEO-PSG 1:20 modificada | \$6 450,7 |
| Inversión inicial incremental | \$2 209 |
| Flujos netos de efectivo incrementales | |
| Δ Costos operativos | \$2 030 |
| Δ Depreciaciones | -\$173,3 |
| Δ Utilidad antes de impuestos (U.A.I) | \$1 856,7 |
| Impuestos (30%) | \$557,01 |
| Δ Utilidad neta | \$1 299,69 |
| Δ Depreciaciones | \$173,3 |
| Flujo neto de efectivo | \$1 472, 99 |

$$\text{VAN Incremental} = -2209 + \sum_{x=1}^8 \frac{1472,99}{(1,1)^x} + \frac{1472,99+173,3}{(1,1)^9}$$

VAN Incremental 10 años

\$6 347,1

En este caso el VAN Incremental es positivo a partir del año 2 por lo que se debería de proceder con la alternativa, ya que los beneficios incrementales que genera la propuesta son superiores a la inversión incremental, además de recibirse el VAN Incremental como tal. (Fernández, 2010)

En este caso también es correcto afirmar que el indicador no es el aspecto más relevante debido a que la plataforma CEO-PSG escala 1:20 del CICESE corresponde a un proyecto de investigación con el que actualmente se experimenta, sin embargo, es bueno que tenga este punto a favor.

Capítulo 8 . Conclusiones y recomendaciones

8.1. Conclusiones

1. Se determina por medio de la información del Grupo Oleaje las condiciones Oceanográficas a las que está sometido el dispositivo CEO-PSG 1:20 bajo condiciones nominales y críticas de operación. Se encuentran las fuerzas, el factor de impacto, y esfuerzos que experimentan los puntos críticos de los limitadores mecánicos originales en condiciones críticas de funcionamiento tal y como se presentan en la Tabla de resumen en el Anexo 1.
2. Se desarrolla una matriz de evaluación técnico-financiera con diversas propuestas para el rediseño del generador lineal, analizando cómo influye en los esfuerzos un cambio geométrico, un cambio de material o la implementación de amortiguadores en el sistema, tal y como se observa en el Capítulo 6.
3. Se realizan análisis de elemento finito para dar una validación de factibilidad técnica a la propuesta y se da el desarrollo de un estudio que explica la viabilidad económica de la implementación de los amortiguadores en la plataforma CEO-PSG escala 1:20. Estos resultados son posibles observarlos en el apartado 6.3 y el Capítulo 7.
4. Se alcanza la modificación positiva de las condiciones de frontera del dispositivo CEO-PSG 1:20 logrando que soporte hasta un 152% más de frecuencia, un 36% más de Amplitud de Ola (A) y un aumento del 67% en la fuerza límite del sistema, con respecto al diseño original. El desarrollo de los resultados para obtener estos valores son posibles observarlos en la Tabla de resumen ubicada en el Anexo 1.

8.2. Recomendaciones

1. Hacer un estudio previo de las características de oleaje presentes en los experimentos en los que se vaya a someter la plataforma.
2. Evaluar el uso de un sistema diferente para la recolección de datos para la plataforma CEOO-PSG escala 1:20 y el Canal de Olas HR Wallingford por medio de software como MatLab.
3. En el próximo mantenimiento del dispositivo realizar una revisión de los sensores de proximidad VL53L0X, en especial para el sensor ubicado en el actuador L6 el cual durante la campaña de experimentos presentó problemas con los datos recolectados.
4. Hacer el uso de recubrimientos como la pintura o sistemas de aislamiento para evitar problemas de oxidación al estar en contacto con el agua.
5. Procurar la conservación geométrica de las piezas que se fabriquen para la implementación de los amortiguadores, que estas tengan la geometría mostrada en los planos, así como los detalles de maquinado para el fácil acople entre las mismas.
6. Estudiar la factibilidad de diseñar un sistema eléctrico de recolección de energía/ Battery Energy Storage System (BESS), para hacer una correcta medición de la eficiencia del dispositivo.
7. Continuar con la investigación de esfuerzos críticos en la plataforma para la continua mejora del diseño del modelo.

Bibliografía

- 18445-H, D. N. (1988). Reglamento de la Ley de Impuesto Sobre la Renta.
- ASTM. (s.f.). *Specification for Aluminum-Alloy 6061-T6 Standard Structural Shapes, Rolled or Extruded (Metric) (Withdrawn 1990)*.
- Báez, M. (2015). *Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos automóviles tipo turismo*. Universitat Politècnica deTerrassa.
- Beer, F., Johnston, R., & Cornwell, P. (2010). *Mecánica vectorial para ingenieros dinámica*.
- Beer, F., Johnston, R., & Cornwell, P. (2010). *Mecánica vectorial para ingenieros estática*.
- Budynas, R., & Keith Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9na Edición*.
- Carballo Sánchez, R., Areán Varela, N., López Moreira, I., & Iglesias Rodríguez, G. (2020). *La energía del oleaje. Una guía técnica para su aprovechamiento*. Obtenido de www.paraninfo.es
- Fernández, S. (2010). *Los proyectos de inversión (Evaluación financiera)*. Cartago: Editorial Tecnológico de Costa Rica.
- Ferrari Mora, F., & Díaz Del Castillo Rodríguez, D. (2018). *UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA LABORATORIO DE TECNOLOGÍA DE MATERIALES MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO Y AutoFEM®*.
- Folley, M. (2017). *The Wave Energy Resource*.
- Galván Pozos, D., Ocampo Torres, F., Cañedo, O., & all, e. (2019). *Análisis de la dinámica del movimiento de un convertidor de*.
- Galván, D., & Ocampo, F. (2018). *Kinematic and Dynamic Analysis of the Motion of a Wave Energy Converter With More Than One Degree of Freedom*.
- Galván-Pozos, D., & Ocampo-Torres, F. (2 de 2020). *Dynamic analysis of a six-degree of freedom wave energy converter based on the concept of the Stewart-Gough platform* (Vol. 146). Elsevier Ltd.
- Goda, Y. (2000). *Random Seas and Design of Maritime Structures (Advanced Series on Ocean Engineering 15)*.

- González, O., & González, C. (2019). *Introducción al método del elemento finito: Solidworks y Matlab An Introduction to Finite Element Method: Solidworks and Matlab*. Obtenido de <https://www.researchgate.net/publication/341911591>
- Grupo de Oleaje. (2021). *Protocolo_de_Experimentos_CEOPSG_v3*.
- Hibbeler, R. (2015). *Mecánica de materiales Sexta edición*. Obtenido de www.pearsoneducacion.net
- Holthuijsen, L. (2007). *Waves in Oceanic and Coastal Waters*.
- HR Wallingford. (s.f.). *Wave Flumes*.
- HUBS. (2022). Obtenido de <https://www.hubs.com/>
- Joubert, J., Van Niekerk, J., Reinecke, J., & Meyer, I. (2013). *Wave Energy Converters (WECs) Centre for Renewable and Sustainable Energy Studies*.
- Juvinall, R., Fournier González, J., & Ruíz Mijares, A. (1996). *Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica*. Limusa.
- Lizano, O. (s.f.). *CAPÍTULO VIII ONDAS SUPERFICIALES 8.1 INTRODUCCIÓN*.
- Martínez, G. (2010). *Sesión 11 Análisis de Elementos Finitos*. Obtenido de <http://www.mty.itesm.mx/dia/deptos/im/m95-831-2/-luis.cartas@itesm.mx/>
- McMaster-Carr. (29 de Abril de 2022). Obtenido de <https://www.mcmaster.com/>
- Olivera, R., & Américo, G. (2019). *Similitud Física en un Canal Generador de Olas*.
- Osborn, J. (2006). *Tips on Designing Cost Effective Machined Parts*. Obtenido de www.omwcorp.com,
- Pecher, A., & Kofoed, J. (2017). *Ocean Wave Energy Book*.
- Riley, W., Sturges, L., Morris, D., & Wiley, J. (2007). *Mechanics of Materials Sixth Edition*.
- Rodríguez, E. (2005). *Errores frecuentes en la interpretación del coeficiente de determinación lineal*.
- Santiago Ojeda, E., Javier Ocampo Torres, F., & all, e. (2018). *Convertidor de energía del oleaje: análisis del movimiento de la*.
- Solano-Fernández, E., & Porrás-Alfaro, D. (12 de 2020). *El modelo iterativo e incremental para el desarrollo de la aplicación de realidad aumentada Amón_RA*. Instituto Tecnológico de Costa Rica.
- Torres, O., Osuna, F., Evans, R., Esquivel, B., Rubio, T., Verduzco, M., . . . Toro Valencia, G. (2014). *Diseño y desarrollo de convertidores de energía del oleaje*.

- Verduzco-Zapata, M., & Ocampo-Torres, F. (2015). *Study of a 6 DOF Wave Energy Converter Interacting with Regular Waves Using 3D CFD*.
- Walpole, R., Myers, R., Myers, S., & Ye, K. (2012). *Probability & statistics for engineers & scientists*. Prentice Hall.
- West, S. C., Martin, H. M., Nagel, R. H., Young, R. S., & all, e. (12 de 1994). *Practical design and performance of the stressed-lap polishing tool* (Vol. 33). The Optical Society.
- World Meteorological Organization. (1998). *Guide to wave analysis and forecasting*. Secretariat of the World Meteorological Organization.
- Young, H., & Freedman, R. (2009). *Física universitaria*. Obtenido de <http://libreria-universitaria.blogspot.com>

Anexos

Anexo 1. Tabla resumen de resultados

| Tabla resumen de resultados obtenidos durante el proyecto | | |
|---|-----------------------|---------------------|
| Capítulo 4. Información de Grupo de Oleaje | | |
| <i>Información de grupo Oleaje</i> | | Referencia |
| Caso A - Amplitud máx. de experimentos realizado | 5.6 cm | Tabla 4.3 |
| Caso B - Amplitud máx. de experimentos no realizados | 7.3 cm | Tabla 4.3 |
| frecuencia máxima de experimentos realizados | 0,46 Hz | Tabla 4.3 |
| Mayor número de ciclos de experimentos realizados | 75 | Tabla 4.4 |
| Tiempo promedio efectivo de experimentos | 160 s | Tabla 4.4 |
| Aceleración crítica para Caso A | 1,15 m/s ² | Tabla 4.9 |
| Aceleración crítica para Caso B | 1,6 m/s ² | Tabla 4.9 |
| Velocidad crítica para Caso A (SI) | 0,4 m/s | Tabla 4.9 |
| Velocidad crítica para Caso B (SI) | 0,55 m/s | Tabla 4.9 |
| Velocidad crítica para Caso A (SE) | 15,75 in/s | Tabla 4.9 |
| Velocidad crítica para Caso B (SE) | 21,6 in/s | Tabla 4.9 |
| Capítulo 5. Análisis Estático-Estructural de Limitadores Mecánicos | | |
| <i>Determinación de fuerza equivalente</i> | | |
| Fuerza estática para A | 3,4 N | Tabla 5.3 |
| Fuerza estática para B | 4,5 N | Tabla 5.3 |
| Factor de impacto para Caso A | 16 | Tabla 5.3 |
| Factor de impacto para Caso B | 15.5 | Tabla 5.3 |
| Fuerza equivalente para A | 54,4 N | Tabla 5.3 |
| Fuerza equivalente para B | 69,8 N | Tabla 5.3 |
| <i>Determinación de esfuerzos para punto A</i> | | (Figura 5.7) |
| K Concentrador de esfuerzos | 1,4 | Figura 5.8 |
| Esfuerzo Flector para Caso A | 47,6 MPa | Tabla 5.4 |
| Esfuerzo Flector para Caso B | 61,6 MPa | Tabla 5.4 |
| Esfuerzo Cortante para Caso A | 5,03 MPa | Tabla 5.4 |
| Esfuerzo Cortante para Caso B | 6,43 MPa | Tabla 5.4 |

| | | |
|--|------------|-----------|
| Esfuerzo Von Mises para Caso A | 50,7 MPa | Tabla 5.5 |
| Esfuerzo Von Mises para Caso B | 65,1 MPa | Tabla 5.5 |
| <i>Análisis de Fatiga en limitador mecánico</i> | | |
| Esfuerzo máximo a la tensión | 260 MPa | Tabla 5.6 |
| Resistencia estándar a la fatiga por rotación | 130 MPa | Tabla 5.6 |
| Fracción de resistencia a la fatiga f | 0,95 | Tabla 5.6 |
| Factor de modificación por condición superficial ka | 1 | Tabla 5.6 |
| Factor de modificación por tamaño kb | 0,76 | Tabla 5.6 |
| Factor de modificación por carga kc | 0,85 | Tabla 5.6 |
| Factor de modificación por temperatura kd | 1 | Tabla 5.6 |
| Factor de confiabilidad ke | 0,897 | Tabla 5.6 |
| Factor de modificación por efectos varios kf | 1 | Tabla 5.6 |
| Variable a | -0,1752 | Tabla 5.6 |
| Variable b | 828,36 | Tabla 5.6 |
| Límite de resistencia a la fatiga modificado | 73,65 MPa | Tabla 5.6 |
| Ciclos de Vida mínimos para limitador mecánico | 2,52E+06 | Tabla 5.7 |
| <i>Energía de impacto</i> | | |
| Energía perdida en cada impacto de Caso A (SI) | 0,23 Nm | Tabla 5.8 |
| Energía perdida en cada impacto de Caso B (SI) | 0,42 Nm | Tabla 5.8 |
| Energía perdida en cada impacto de Caso A (SE) | 2.04 lbin | Tabla 5.8 |
| Energía perdida en cada impacto de Caso A (SE) | 3,71 lb in | Tabla 5.8 |
| Energía perdida por experimento (SI) | 22,5 Nm | Pág. 108 |
| Energía perdida por experimento (SE) | 199 lbin | Pág. 108 |
| <i>Condiciones de frontera de limitadores mecánicos</i> | | |
| Fuerza límite (Fallo en primeros 1000 ciclos) | 300 N | Tabla 5.9 |
| Frecuencia límite | 0,46 Hz | Tabla 5.9 |
| Amplitud de ola límite | 5,6 cm | Tabla 5.9 |
| Capítulo 6. Alternativas para el rediseño | | |
| <i>Cambio de Material</i> | | |
| Material propuesto | Acero A36 | Tabla 6.1 |

| | | |
|--|--------------|------------|
| Esfuerzo máximo en A aplicando cambio de material | 61,6 MPa | Tabla 6.6 |
| Factor de seguridad | 4 | Tabla 6.6 |
| Energía perdida en impactos durante un experimento | 22,5 Nm | Tabla 6.6 |
| Otros problemas | Oxidación | Tabla 6.6 |
| Costo de implementación | \$ 290 | Tabla 6.6 |
| <i>Cambio de Geometría</i> | | |
| K Concentrador de esfuerzos | 1,1 | Figura 6.3 |
| Esfuerzo máximo en A aplicando cambio de geometría | 32,6 | Tabla 6.6 |
| Factor de seguridad | 2 | Tabla 6.6 |
| Energía perdida en impactos durante un experimento | 22,5 Nm | Tabla 6.6 |
| Costo de implementación | \$ 200 | Tabla 6.6 |
| <i>Implementación de amortiguadores</i> | | |
| Capacidad de energía necesaria para amortiguar | 3,74 lb in | Tabla 6.3 |
| Capacidad de energía de amortiguador 3692K24 | 9 lb in | Anexo 9 |
| Capacidad de energía de amortiguador 6528K511 | 17 lb in | Anexo 8 |
| <i>Resultados con Amortiguador 3692K24</i> | | |
| Tipo | Autoajutable | Anexo 9 |
| Material | Acero Negro | Anexo 9 |
| Bumper | N/S | Anexo 9 |
| Fuerza mínima de compresión | 0,4 lb | Anexo 9 |
| Velocidad de Retorno | 0,28 in/s | Anexo 9 |
| Fuerza de Retorno | 0,9 lb | Anexo 9 |
| Capacidad de Ciclos por Minuto | 33 | Anexo 9 |
| Compresión Máxima | 0,2 in | Anexo 9 |
| Precio por unidad | \$ 43,45 | Anexo 9 |
| Frecuencia límite durante experimentos | 0,55 Hz | Anexo 6 |
| Compresión causada por la energía a amortiguar | 0,083 in | Anexo 6 |
| Cantidad de energía adicional por ciclo | 0,722 in lb | Anexo 6 |
| Cantidad de energía adicional por experimento (SE) | 54,15 in lb | Anexo 6 |
| Cantidad de energía adicional por experimento (SI) | 6,12 J | Anexo 6 |

| | | |
|--|---------------|-------------|
| Devolución de energía al sistema | 27,0 % | Anexo 6 |
| <i>Resultados con Amortiguador 6528K511</i> | | |
| Tipo | Autoajustable | Anexo 9 |
| Material | Acero Negro | Anexo 9 |
| Bumper | Caucho | Anexo 9 |
| Fuerza mínima de compresión | 0,4 lb | Anexo 9 |
| Velocidad de Retorno | 0,48 in/s | Anexo 9 |
| Fuerza de Retorno | 0,9 lb | Anexo 9 |
| Capacidad de Ciclos por Minuto | 70 | Anexo 9 |
| Compresión máxima | 0,24 in | Anexo 9 |
| Precio por unidad | \$ 72,45 | Anexo 9 |
| Frecuencia límite durante experimentos | 1,163 Hz | Anexo 6 |
| Compresión causada por la energía a amortiguar | 0,0528 in | Anexo 6 |
| Cantidad de energía adicional por ciclo | 0,459 in lb | Anexo 6 |
| Cantidad de energía adicional por experimento (SE) | 34,42 in lb | Anexo 6 |
| Cantidad de energía adicional por experimento (SI) | 3,89 J | Anexo 6 |
| Devolución de energía al sistema | 17,30 % | Anexo 6 |
| <i>Esfuerzo máximo en Vástago de Rebote en punto A</i> | | Figura 6.16 |
| K Concentrador de esfuerzos | 1,8 | Figura 6.17 |
| Esfuerzo Flector para Fuerza de 69,6 N | 1,64 MPa | Figura 6.18 |
| Esfuerzo Cortante para Fuerza de 69,6 N | 1,06 MPa | Figura 6.18 |
| Esfuerzo Von Mises para Fuerza de 69,6 N | 2,45 MPa | Figura 6.19 |
| Fuerza límite (Fallo en primeros 1000 ciclos) | 1 500 N | Pag 125 |
| Fuerza límite para sujeciones mecánicas (Fallo en primeros 1000 ciclos) | 500 N | Figura 6.18 |
| <i>Condiciones de frontera con implementación de amortiguadores</i> | | |
| Fuerza límite (Fallo en primeros 1000 ciclos) | 500 N | Tabla 6.8 |
| Frecuencia límite | 1,163 Hz | Tabla 6.7 |
| Amplitud de ola límite | 7,3 cm | Tabla 6.8 |

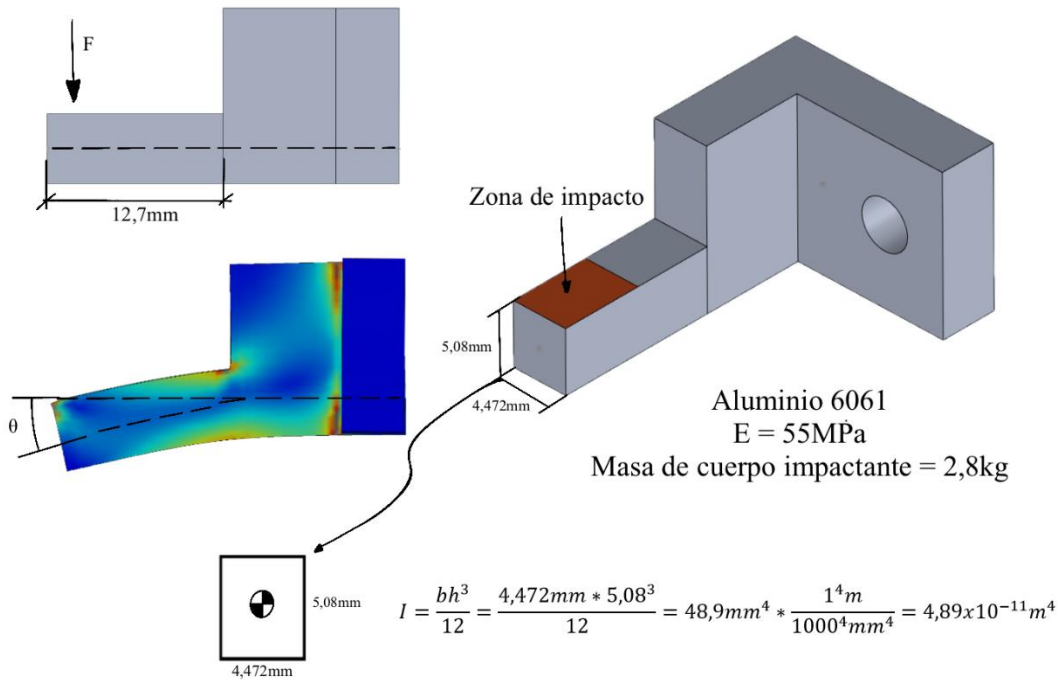
Capítulo 7. Análisis Económico

| | | |
|---|------------|-----------|
| Total de Costos con Amortiguadores 6528K511 | \$ 2 209 | Tabla 7.1 |
| Total de Costos con Amortiguadores 3692K24 | \$ 1 860 | Tabla 7.1 |
| Diferencia de Costos Operativos | \$2 030 | Tabla 7.2 |
| VAN Incremental | \$ 6 347,1 | Tabla 7.3 |

Capítulo 8. Conclusiones y recomendaciones

| | | |
|---|------|-----------|
| Aumento en la Fuerza Límite del Sistema | 67% | Tabla 6.8 |
| Aumento en Amplitud de Ola | 36% | Tabla 6.8 |
| Aumento en Frecuencia | 152% | Tabla 6.7 |

Anexo 2. Memoria de cálculo de factor de impacto de limitadores mecánicos



Caso 1: Para experimento con mayor Altura de Ola (A) realizado

Altura = 5,6 cm

Condición de oleaje 13

Aceleración (a) = $1,2 \frac{m}{s^2}$

Velocidad (v) = $0,4 \frac{m}{s}$

$P = ma = 2,8kg * 1,2 \frac{m}{s^2} = 3,4 N$

$\delta_{st} = \frac{PL^3}{3EI} = \frac{(3,4N) * (\frac{12,7}{1000}m)^3}{3 * (69MPa) * (4,89 \times 10^{-11}m^4)} = 6,9 \times 10^{-4}m$

$F_{impacto} = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{a \delta_{st}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{(0,4 \frac{m}{s})^2}{(1,15 \frac{m}{s^2})(6,9 \times 10^{-4}m)}} = 16$

$F_e = P * F_{impacto} = 3,4 * 15 = 54,4 N$

Caso 2: Para experimento con mayor Altura de Ola (A) no realizado

Altura = 7,45 cm

Condición de oleaje 15

Aceleración (a) = $1,6 \frac{m}{s^2}$

Velocidad (v) = $0,55 \frac{m}{s}$

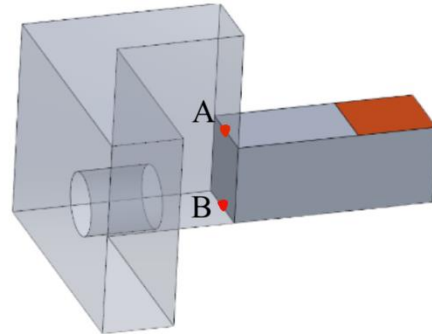
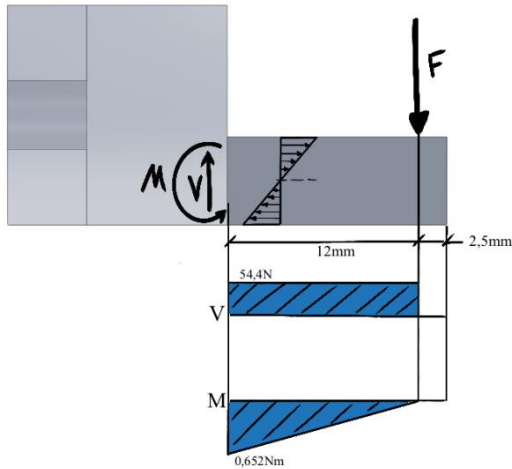
$P = ma = 2,8kg * 1,6 \frac{m}{s^2} = 4,5 N$

$\delta_{st} = \frac{PL^3}{3EI} = \frac{(4,5N) * (\frac{12,7}{1000}m)^3}{3 * (69MPa) * (4,89 \times 10^{-11}m^4)} = 9,1 \times 10^{-4}m$

$F_{impacto} = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{a \delta_{st}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{(0,55 \frac{m}{s})^2}{(1,6 \frac{m}{s^2})(9,1 \times 10^{-4}m)}} = 15,5$

$F_e = P * F_{impacto} = 4,5 * 15,5 = 69,8 N$

Anexo 3. Memoria de cálculo de esfuerzo en A para Caso A



Caso F = 54,4N

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{4,472mm}{12} * \frac{5,08}{1000}^3 = 4,89x10^{-11}m^4$$

$$E = 55MPa$$

$$R_A = 54,4 N \uparrow$$

$$M_A = \frac{12}{1000} * 54,4 = 0,652 Nm \curvearrowright$$

$$V_{Max} = 54,4 N$$

$$M_{Max} = 0,652 Nm$$

$$\sigma_{ya} = \frac{Mc}{I} = \frac{0,652Nm * \left(\frac{2,54mm}{1000mm}\right)m}{4,89x10^{-11}m^4} = 34MPa \text{ (Tension)}$$

$$\sigma_{yb} = \frac{Mc}{I} = \frac{0,652Nm * \left(\frac{2,54mm}{1000mm}\right)m}{4,89x10^{-11}m^4} = 34MPa \text{ (Compresion)}$$

$$Q = \frac{b}{2} * \left(\frac{h^2}{4} - y^2\right) = \frac{4,472mm}{2} * \left(\frac{(5,08mm)^2}{4} - 0\right) = 1,44x10^{-8}m^3$$

$$\tau_{xy} = \frac{VQ}{It} = \frac{54,4N * 1,44x10^{-8}m^3}{4,89x10^{-11}m^4 * \frac{4,472mm}{1000m}} = 3,58MPa$$

$$\tau_{max} = 1,5 * \frac{V}{A} = 1,5 * \frac{54,4N}{\frac{5,08mm * 4,472mm}{1000^2}} = 3,59MPa$$

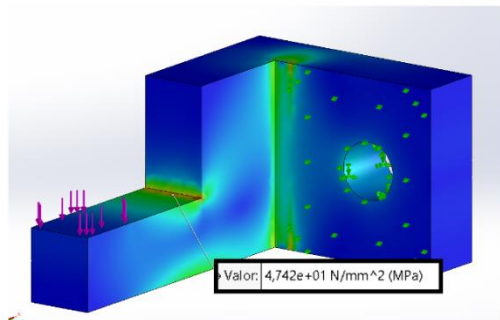
Estos esfuerzo son multiplicados por K = 1,4

$$\sigma_{ya} = 47,6MPa$$

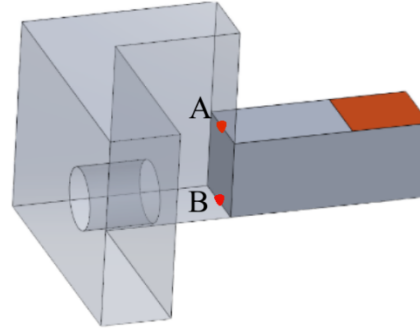
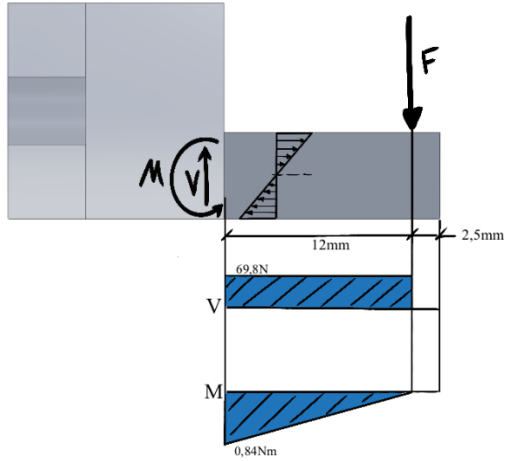
$$\tau_{xya} = 5,03MPa$$

$$\sigma_{VMca} = \sqrt{\sigma_{ya}^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(47,6MPa)^2 + 3 * (5,03MPa)^2} = 48,4 MPa$$

$$\sigma_{VMcb} = \sqrt{\sigma_{yb}^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(34MPa)^2 + 3 * (3,6MPa)^2} = 35 MPa$$



Anexo 4. Memoria de cálculo de esfuerzo en A para Caso B



Caso F = 69,8N

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{4,472mm * (5,08mm)^3}{12} = 4,89 \times 10^{-11} m^4$$

$$E = 55 MPa$$

$$R_A = 69,8 N \uparrow$$

$$M_A = \frac{12}{1000} * 69,8 = 0,84 Nm \curvearrowright$$

$$V_{Max} = 69,8 N$$

$$M_{Max} = 0,84 Nm$$

$$\sigma_{ya} = \frac{Mc}{I} = \frac{0,84 Nm * (\frac{2,54mm}{1000mm}) m}{4,89 \times 10^{-11} m^4} = 44 MPa (Tension)$$

$$\sigma_{yb} = \frac{Mc}{I} = \frac{0,84 Nm * (\frac{2,54mm}{1000mm}) m}{4,89 \times 10^{-11} m^4} = 44 MPa (Compresion)$$

$$Q = \frac{b}{2} * (\frac{h^2}{4} - y^2) = \frac{4,472mm}{2} * (\frac{(5,08mm)^2}{4} - 0) = 1,44 \times 10^{-8} m^3$$

$$\tau_{max} = \frac{VQ}{It} = \frac{69,8N * 1,44 \times 10^{-8} m^3}{4,89 \times 10^{-11} m^4 * \frac{4,472mm}{1000mm}} = 4,59 MPa$$

$$\tau_{prom} = \frac{V}{A} = \frac{69,8N}{\frac{5,08mm * 4,472mm}{1000^2}} = 4,59 MPa$$

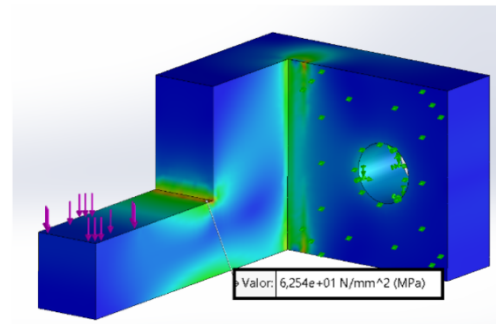
Estos esfuerzo son multiplicados por K = 1,4

$$\sigma_{ya} = 61,6 MPa$$

$$\tau_{xya} = 6,43 MPa$$

$$\sigma_{VMca} = \sqrt{\sigma_{ya}^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(61,6 MPa)^2 + 3 * (6,43 MPa)^2} = 62,6 MPa$$

$$\sigma_{VMCb} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(44 MPa)^2 + 3 * (4,59 MPa)^2} = 45 MPa$$



Anexo 5. Memoria de cálculo de esfuerzo en A para Vástago de Rebote

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{10\text{ mm}}{12} * \frac{(16)}{(1000)}^3 = 3,41 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$E = 55 \text{ MPa}$$

$$R_A = 69,8 \text{ N } \uparrow$$

$$M_A = \frac{5,35\text{ mm}}{1000\text{ mm}} * 69,8 \text{ N} = 0,373 \text{ Nm } \curvearrowright$$

$$V_{Max} = 69,8 \text{ N}$$

$$M_{Max} = 0,373 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{ya} = \frac{Mc}{I} = \frac{0,373 \text{ Nm} * \left(\frac{8 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}}\right)}{3,41 \times 10^{-9} \text{ m}^4} = 0,875 \text{ MPa (Tension)}$$

$$Q = \frac{b}{2} * \left(\frac{h^2}{4} - y^2\right) = \frac{10\text{ mm}}{2} * \left(\frac{(16\text{ mm})^2}{4} - 0\right) = 3,20 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\tau_{max} = \frac{VQ}{It} = \frac{69,8\text{ N} * 3,20 \times 10^{-7} \text{ m}^3}{3,91 \times 10^{-9} \text{ m}^4 * \frac{10\text{ mm}}{1000\text{ m}}} = 0,571 \text{ MPa}$$

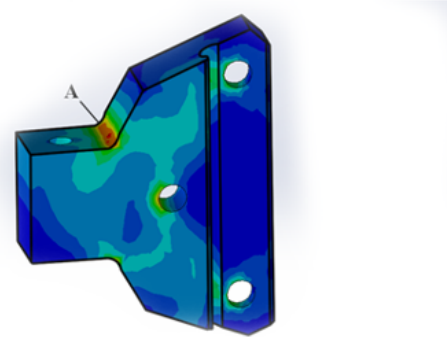
$$\tau_{prom} = \frac{V}{A} = \frac{69,8\text{ N}}{\frac{10\text{ mm} * 16 \text{ mm}}{1000^2}} = 0,436 \text{ MPa}$$

Estos esfuerzo son multiplicados por $K = 1,8$

$$\sigma_{ya} = 1,62 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xya} = 1,06 \text{ MPa}$$

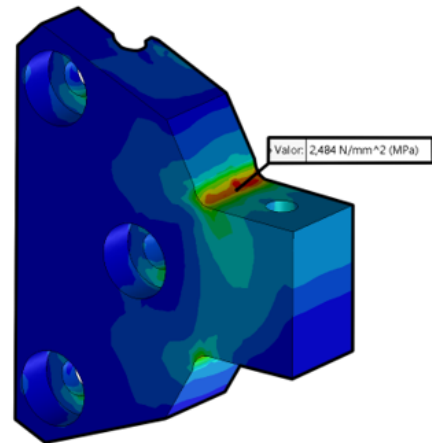
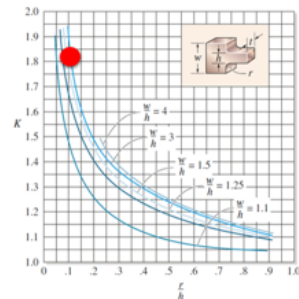
$$\sigma_{VMCa} = \sqrt{\sigma_{ya}^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(1,62\text{ MPa})^2 + 3 * (1,06\text{ MPa})^2} = 2,45 \text{ MPa}$$



$$\frac{w}{h} = \frac{32,4}{16} = 2$$

$$\frac{r}{h} = \frac{2}{16} = 0,125$$

$$K = 1,8$$



Anexo 6. Memoria de cálculo de distancia de compresión y energía adicional de amortiguadores

Amortiguador 6528K511

17 in lb → 0,24 in

3,74 in lb → Dc

Fretorno = 0,9 lb

Dc = 0,0528 in = 1,34 mm

Wretorno = Fd = 0,9 lb * 0,0528 in = 0,04752 in lb

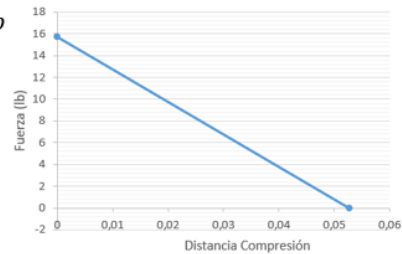
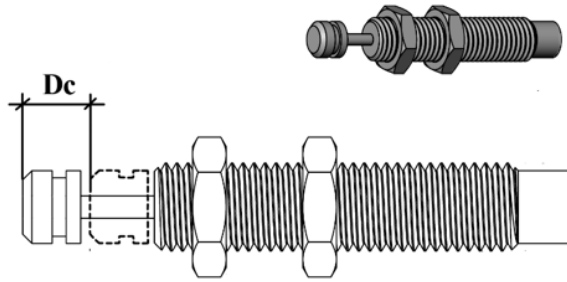
$$Wingreso = \int_0^{0,0528} Fdx \approx \frac{15,6lb * 0,0528in}{2} = 0,4118 \text{ in lb}$$

Wtotal = Wretorno + Wingreso

Wtotal = 0,04752 in lb + 0,4118 in lb = 0,45932 in lb

Energía por experimento

0,45932 in lb * 75 ciclos = 34,42 in lb = 17,3% Energía de impacto



Amortiguador 3692K24

9 in lb → 0,2 in

3,74 in lb → Dc

Fretorno = 0,9 lb

Dc = 0,083 in = 2,1mm

Wretorno = Fd = 0,9 lb * 0,083 in = 0,0747 in lb

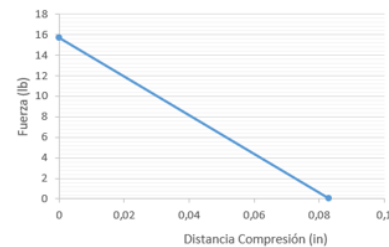
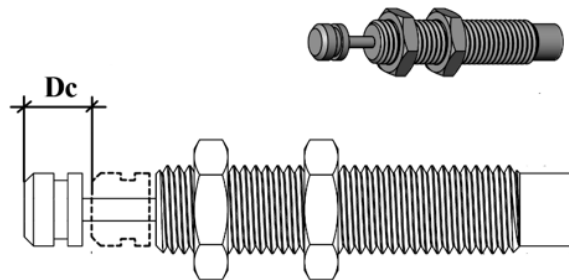
$$Wingreso = \int_0^{0,083} Fdx \approx \frac{15,6lb * 0,083in}{2} = 0,647 \text{ in lb}$$

Wtotal = Wretorno + Wingreso

Wtotal = 0,0747 in lb + 0,647 in lb = 0,722 in lb

Energía por experimento

0,722 in lb * 75 ciclos = 54,15 in lb = 27% Energía de impacto



Anexo 7. Cotización de CEO-PSG escala 1:20

Cotización

Receptor
CENTRO DE INVESTIGACIÓN CIENTÍFICA Y DE EDUCACIÓN SUPERIOR DE
ENSENADA, BAJA CALIFORNIA
CICESE
CIC7309189G8
México

Emisor
JESUS CORDERO ANGELES
COAJ700411AJ4
rosario castellanos 757
AEROPUERTO, ensenada, ENSENADA
Baja California, México 22785
Personas Físicas con Actividades Empresariales y Profesionales



| | |
|------------------------|-----------------|
| Total de la cotización | \$95,445.26 |
| Fecha | 17/06/2021 |
| No.Cotización | CT440 |
| Referencia | Cotización 2014 |
| Moneda | Pesos |

| Clave | Concepto | Cantidad | Unidad de Medida | Precio Unitario(\$) | Importe(\$) |
|---|--|----------|------------------|-------------------------------|-----------------------|
| | Servicio de modificación de prototipo marino CEO-PSG V2, se modificara el sistema electrónico mejorándolo, así como el sistema de engrane-cremallera, también se mejorara el sistema del actuador, se colocaran slides para optimizar el deslizamiento y eliminar la torsión generada en el actuador. incluye todos los ajustes necesarios para que el prototipo funcione correctamente. | 1 | servicio | 88,375.24 | 88,375.24 |
| | | | | Subtotal | \$88,375.24 MXN |
| Noventa y cinco mil cuatrocientos cuarenta y cinco Pesos con 26/100 MXN | | | | IVA 8.00% | \$7,070.02 MXN |
| | | | | Total de la cotización | \$95,445.26MXN |
| Tiempo de entrega: Ultima semana de julio | | | | | |
| Cotización valida por 30 días. | | | | | |

Anexo 8. Datasheet de Amortiguador 6528K511

\$72.45 Each



Each

In stock

6528K511

ADD TO ORDER



3-D Solidworks

Add To Assembly

Learn more about our [Solidworks Add-In](#).

| | |
|--|---|
| Mount Type | Threaded Body |
| Adjustability | Adjustable |
| Adjustment Style | Self Adjusting |
| Force Mechanism | Hydraulic Fluid |
| Energy Capacity | 17 in.-lbs. |
| Maximum Cycles per Minute | 70 |
| Stroke Length | 0.24" |
| Extended Length | 1.97" |
| Compressed Length | 1.73" |
| Min. Compression Force | 0.4 lbs. |
| Return Force | 0.9 lbs. |
| Return Speed | 0.5 sec. |
| Body | |
| Diameter | 0.31" |
| Thread Size | M8 |
| Thread Pitch | 1 mm |
| Body Material | Black-Oxide Steel |
| Rod Diameter | 0.08" |
| Rod Material | Chrome-Plated Steel |
| Bumper | |
| Diameter | 0.26" |
| Material | Urethane Rubber |
| Temperature Range | 14° to 176° F |
| Includes (Power Transmission Components) | Bumper, Two Hex Mounting Nuts |
| RoHS | RoHS 3 (2015/863/EU) Compliant |
| REACH | REACH (EC 1907/2006) (07/08/2021, 219 SVHC) Compliant |
| DFARS | Specialty Metals COTS-Exempt |
| Country of Origin | Japan |
| Schedule B | 848790.0080 |
| ECCN | EAR99 |

Accommodate changing loads and energy without manual adjustment. Shock absorbers counteract the energy of moving objects to prevent damage to equipment and material. They're often used in gantry systems, presses, and at stops along conveyors. Mounting nuts are included. [Mounting Blocks for Shock Absorbers](#) are sold separately.

Nylon and urethane rubber bumpers are nonmarring.

Anexo 9. Datasheet de Amortiguador 3692K24

\$43.45 Each

Each

In stock

3692K24

ADD TO ORDER



3-D Solidworks

Add To Assembly

Learn more about our [Solidworks Add-In](#).

| | |
|--|---|
| Mount Type | Threaded Body |
| Adjustability | Adjustable |
| Adjustment Style | Self Adjusting |
| Force Mechanism | Hydraulic Fluid |
| Energy Capacity | 9 in.-lbs. |
| Maximum Cycles per Minute | 33 |
| Stroke Length | 0.2" |
| Extended Length | 1.22" |
| Compressed Length | 1.02" |
| Min. Compression Force | 0.31 lbs. |
| Return Force | 0.85 lbs. |
| Return Speed | 0.3 sec. |
| Body | |
| Diameter | 0.24" |
| Thread Size | M6 |
| Thread Pitch | 0.5 mm |
| Body Material | Black-Oxide Steel |
| Rod Diameter | 0.08" |
| Rod Material | Stainless Steel |
| Temperature Range | 32° to 150° F |
| Includes (Power Transmission Components) | Hex Mounting Nut |
| RoHS | RoHS 3 (2015/863/EU) Compliant |
| REACH | REACH (EC 1907/2006) (07/08/2021, 219 SVHC) Compliant |
| DFARS | Specialty Metals COTS-Exempt |
| Country of Origin | Niger |
| Schedule B | 848790.0080 |
| ECCN | EAR99 |

Accommodate changing loads and energy without manual adjustment. Shock absorbers counteract the energy of moving objects to prevent damage to equipment and material. They're often used in gantry systems, presses, and at stops along conveyors. Mounting nuts are included. [Mounting Blocks for Shock Absorbers](#) are sold separately.

Anexo 10. Datasheet de Soporte de Riel MGN-H

\$113.24 Each

In stock

9706K6

Each

ADD TO ORDER



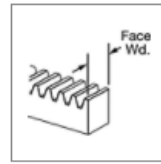
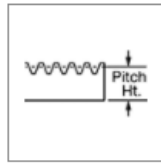
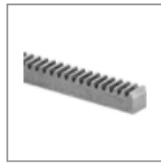
3-D Solidworks

Add To Assembly

Learn more about our [Solidworks Add-In](#).

| | |
|-----------------------------------|---|
| Carriage and Guide Rail Type | Ball Bearing |
| Carriage Profile | Standard |
| Bearing Type | Ball |
| Load Fastening | From Top |
| For Rail Width | 30 mm |
| Dynamic Load Capacity | 1,300 lbs. |
| Static Load Capacity | 1,850 lbs. |
| Static Pitch Moment Load Capacity | 35 ft.-lbs. |
| Static Roll Moment Load Capacity | 90 ft.-lbs. |
| Static Yaw Moment Load Capacity | 30 ft.-lbs. |
| Overall Height | 15 mm |
| Carriage Width | 50 mm |
| Carriage Length | 49.5 mm |
| Carriage Material | 440 Stainless Steel |
| Bearing Material | 440 Stainless Steel |
| End Seal Material | Rubber |
| Maximum Temperature | 175° F |
| Mounting | |
| Number of Holes | 4 |
| Hole Thread Size | M4 |
| Hole Thread Pitch | 0.7 mm |
| Hole Depth | 4.5 mm |
| Fasteners Included | No |
| Lubrication | Lubricated |
| Lubricant | Grease with Lithium Thickener |
| Lubrication Inlet | Grease Fitting |
| Grease Fitting | |
| Included | Yes |
| Thread Size | M3 |
| Thread Type | Metric |
| Features | Internal Grease Reservoir |
| RoHS | RoHS 3 (2015/863/EU) Compliant |
| REACH | REACH (EC 1907/2006) (07/08/2021, 219 SVHC) Compliant |
| DFARS | Specialty Metals COTS-Exempt |
| Country of Origin | Japan or Vietnam |
| Schedule B | 848210.5012 |
| ECCN | EAR99 |
| Related Product | Guide Rails |

Anexo 11. Datasheet Cremallera 6295K11



\$18.60 Each
In stock
6295K11

Each

ADD TO ORDER



3-D Solidworks

Add To Assembly

Learn more about our [Solidworks Add-In](#).

| | |
|-----------------------|---|
| Gear Type | Spur |
| Pressure Angle | 14 1/2° |
| Component | Gear Rack |
| Gear Rack Shape | Rectangular |
| System of Measurement | Inch |
| Gear Pitch | 32 |
| Length | 2ft. |
| Pitch Height | 0.156" |
| Height | 3/16" |
| Face Width | 3/16" |
| Material | 1018 Carbon Steel |
| Teeth Heat Treatment | Not Hardened |
| RoHS | RoHS 3 (2015/863/EU) Compliant |
| REACH | REACH (EC 1907/2006) (01/19/2021, 211 SVHC) Compliant |
| DFARS | Specialty Metals COTS-Exempt |
| Country of Origin | United States |
| USMCA Qualifying | No |
| Schedule B | 848340.9000 |
| ECCN | EAR99 |

Anexo 12. Cotización de Protolabs para cambio geométrico de Limitador Mecánico



QUOTE

RM349470
04/9/2022

ATTN: Javier Brenes Phone: [\(834\) 95122](tel:83495122)
Tecnológico de Costa Rica
9990 NW 14th Street Ste 110
CR129X44688N, Doral FL 33192

Protolabs 877-479-3680
15 Charron Avenue Protolabs.com
Nashua, NH 03063 RM-RapidQuote@Protolabs.com

| Lead Time Options | Expedite |
|---------------------|----------|
| Standard Delivery | add 0% |
| 2 Work Days earlier | add 25% |
| 3 Work Days earlier | add 50% |
| 4 Work Days earlier | add 75% |

All quantities quoted as one shipment

FOB: Nashua, NH
Sales Rep: [Sales Support](#)

* Please use myrapid.protolabs.com to place your order for quote **RM349470**.

Please note: Quotes Expire approximately 30 days after they are issued.
Day 1 Starts Next Business Day when order is placed by 7:00PM EST.
Please note lead times are estimated and dependent on the manufacturing schedule.

Please review our design guidelines for our [Production](#) and [Precision](#) CNC capabilities. For details, clarifications, options or alternatives, please contact an Applications Engineer at 877-479-3680.

| Item | Part Details | Estimated Lead Time (Work Days) | Qty | Price Each | Ext.Price | Preview |
|-------------|---|---------------------------------|-----|------------|-----------|---------|
| 001 | Limitador Mecanico Al 6061 Rev NIL Details: Aluminum 6061 No Finish (Temper: T6,T651,or T6511 ASTM B209 or ASTM B221) Id: 821168 Notes: No manufacturing drawing provided. Quoted with standard shop tolerances of +/- .005" and a machined surface finish of 63 Ra. Quoted with minimum tooling radii in sharp corners | 15 - 17 | 1 | \$371.61 | \$371.61 | |
| | | 15 - 17 | 5 | \$86.81 | \$434.06 | |
| | | 15 - 17 | 10 | \$54.21 | \$542.12 | |

Notes:

- Day 1 starts next work day after P.O is received
- Days are defined as "Work Days"
- Please add quote # on your PO and use myrapid.protolabs.com
- We build to 3D Models and inspects to prints when provided, any discrepancies are the responsibility of customer
- **Pricing is a good faith estimate** and may change upon Proto Labs' review of part(s)
- **Standard machining tolerances apply.** Contact us for our standard machining tolerance document. Standard Tolerances held by Rapid are +/- .005" unless otherwise specified

Anexo 13. Cotización de HUBS para alternativas geométricas y de material de Limitadores Mecánicos



3D Hubs Manufacturing LLC
228 East 45th Street Suite 9E
10017, New York, NY

Quote: 21P3M21BW-V1

| Bill to | Ship to | Quote Details | |
|---|---|---|---|
| Tecnológico de Costa Rica Javier Brenes Costa Rica Cartago Turrialba, Cartago 30501 Costa Rica brenesck@gmail.com +506 8349 5122 | Tecnológico de Costa Rica Javier Brenes Costa Rica Cartago Turrialba, Cartago 30501 Costa Rica brenesck@gmail.com +506 8349 5122 | Quote # Lead Time Quote Date Expiry Date | 21P3M21BW-V1 21 Business Days 2022-04-22 2022-05-22 |
| | | Secure Payment Link | https://www.hubs.com/manufacture/payment/quote/31c148b7-fb1d-429e-bbb2-696eda421b9a?quote_access_token=3966a429-37fd-44b6-b24e-1a00fed9ff25 |

| Description | Qty | Unit Price | Price |
|--|--------------------------------|------------|---------------------|
| 1 Limitador Mecánico Al 6061.STEP 25.4x17.3x12.7 mm CNC machining / Aluminum 6061-T6 AlMg1SiCu / As machined (Ra 3.2µm / Ra 126µin) <small>• General tolerance: ISO 2768 medium • Tighter tolerances: Not required • No threads</small> | 12 | \$16.61 | \$199.32 |
| 2 Limitador Mecánico Material ASTM A36.STEP 25.4x17.3x12.7 mm CNC machining / Mild steel A36 / As machined (Ra 3.2µm / Ra 126µin) <small>• General tolerance: ISO 2768 medium • Tighter tolerances: Not required • No threads</small> | 12 | \$24.06 | \$288.72 |
| Shipping | Standard / 3 – 5 business days | | \$0.00 |
| Parts | | | \$488.04 |
| Subtotal | | | \$488.04 |
| Sales tax | | | \$0.00 |
| Signature: | Total | | USD \$488.04 |

Javier Brenes
By signing or submitting a payment, customer agrees to specifications of the quote (#21P3M21BW-V1) and the attached Terms & Conditions. This quote isn't legally binding on Hubs until the order has been confirmed by email.

Payment Details

Secure Payment Link https://www.hubs.com/manufacture/payment/quote/31c148b7-fb1d-429e-bbb2-696eda421b9a?quote_access_token=3966a429-37fd-44b6-b24e-1a00fed9ff25

Anexo 14. Cotización de HUBS para piezas diseñadas para la implementación de amortiguadores



3D Hubs Manufacturing LLC
228 East 45th Street Suite 9E
10017, New York, NY

Quote: 22480QS78-V1

| Bill to | Ship to | Quote Details |
|---|---|---|
| Tecnológico de Costa Rica Javier Brenes Costa Rica Cartago Turrialba, Cartago 30501 Costa Rica brenesck@gmail.com +506 8349 5122 | Tecnológico de Costa Rica Javier Brenes Costa Rica Cartago Turrialba, Cartago 30501 Costa Rica brenesck@gmail.com +506 8349 5122 | Quote # 22480QS78-V1 Lead Time 21 Business Days Quote Date 2022-04-26 Expiry Date 2022-05-26 Secure Payment Link https://www.hubs.com/manufacture/payment/quote/3051f9c0-b294-4bf9-858d-541c64a25ee1?quote_access_token=ebf2d5ef-bb83-4d0a-9038-844e364f6489 |

| Description | Qty | Unit Price | Price |
|--|-----|------------|----------|
| Apoyo para Amortiguador Inferior.STEP 12.7x18.5x76.0 mm CNC machining / Aluminum 6061-T6 AlMg1SiCu / As machined (Ra 3.2µm / Ra 126µin) acople_para_amortiguador_inferior.pdf • General tolerance: ISO 2768 medium • Tightest tolerance: ±125mm (±.005") • Contains threads | 6 | \$33.06 | \$198.36 |
| Apoyo para Amortiguador Superior.STEP 12.7x18.5x76.0 mm CNC machining / Aluminum 6061-T6 AlMg1SiCu / As machined (Ra 3.2µm / Ra 126µin) acople_para_amortiguador_superior.pdf • General tolerance: ISO 2768 medium • Tightest tolerance: ±125mm (±.005") • Contains threads | 6 | \$35.44 | \$212.64 |
| Apoyo para Soporte de Generador.STEP 44.4x44.4x12.7 mm CNC machining / Aluminum 6061-T6 AlMg1SiCu / As machined (Ra 3.2µm / Ra 126µin) apoyo_para_soporte_de_generador.pdf • General tolerance: ISO 2768 medium • Tighter tolerances: Not required • No threads | 6 | \$38.31 | \$229.86 |
| Vástago de Rebote.STEP 21.2x35.9x45.1 mm CNC machining / Aluminum 6061-T6 AlMg1SiCu / As machined (Ra 3.2µm / Ra 126µin) vastago_de_rebote.pdf • General tolerance: ISO 2768 medium • Tighter tolerances: Not required • No threads | 6 | \$55.77 | \$334.62 |
| Vastago Principal.STEP 12.7x12.7x422.0 mm CNC machining / Aluminum 6061-T6 AlMg1SiCu / As machined (Ra 3.2µm / Ra 126µin) vastago_principal.pdf • General tolerance: ISO 2768 medium • Tighter tolerances: Not required • No threads | 6 | \$60.63 | \$363.78 |

Shipping Standard / 3 – 5 business days \$0.00

| | |
|-----------|------------|
| Parts | \$1,339.26 |
| Subtotal | \$1,339.26 |
| Sales tax | \$0.00 |

Signature:

Total USD \$1,339.26

Javier Brenes

By signing or submitting a payment, customer agrees to specifications of the quote (#22480QS78-V1) and the attached Terms & Conditions.
This quote isn't legally binding on Hubs until the order has been confirmed by email.



Anexo 15. Cotización de HUBS para Limitadores mecánicos Originales



3D Hubs Manufacturing LLC
228 East 45th Street Suite 9E
10017, New York, NY

Quote: 228Q60JFV-V1

| Bill to | Ship to | Quote Details |
|---|---|---|
| Tecnológico de Costa Rica Javier Brenes Costa Rica Cartago Turrialba, Cartago 30501 Costa Rica brenesck@gmail.com +506 8349 5122 | Tecnológico de Costa Rica Javier Brenes Costa Rica Cartago Turrialba, Cartago 30501 Costa Rica brenesck@gmail.com +506 8349 5122 | Quote # 228Q60JFV-V1 Lead Time 21 Business Days Quote Date 2022-05-03 Expiry Date 2022-06-02 Secure Payment Link  https://www.hubs.com/manufacture/payment/quote/Oa27352f-977c-4779-a254-0b1eb5f73d8?quote_access_token=d84256f2-58cb-4487-a6a8-e9451ec05ba0 |

| Description | Qty | Unit Price | Price |
|--|---|------------|---------|
|  Limitador inferior.STEP 25.4x19.0x9.5 mm <small>• General tolerance: ISO 2768 medium • Tighter tolerances: Not required • No threads</small> | CNC machining / Aluminum 6061-T6 AlMg1SiCu / As machined (Ra 3.2µm / Ra 126µin) | 6 | \$25.03 |
|  Limitador superior.STEP 25.4x17.3x12.7 mm <small>• General tolerance: ISO 2768 medium • Tighter tolerances: Not required • No threads</small> | CNC machining / Aluminum 6061-T6 AlMg1SiCu / As machined (Ra 3.2µm / Ra 126µin) | 6 | \$25.88 |

Shipping Standard / 3 – 5 business days **\$0.00**

| | |
|------------------|-----------------|
| Parts | \$305.46 |
| Subtotal | \$305.46 |
| Sales tax | \$0.00 |

Signature: **Total USD \$305.46**

Javier Brenes

By signing or submitting a payment, customer agrees to specifications of the quote (#228Q60JFV-V1) and the attached Terms & Conditions.
This quote isn't legally binding on Hubs until the order has been confirmed by email.

Payment Details

Secure Payment Link https://www.hubs.com/manufacture/payment/quote/Oa27352f-977c-4779-a254-0b1eb5f73d8?quote_access_token=d84256f2-58cb-4487-a6a8-e9451ec05ba0 

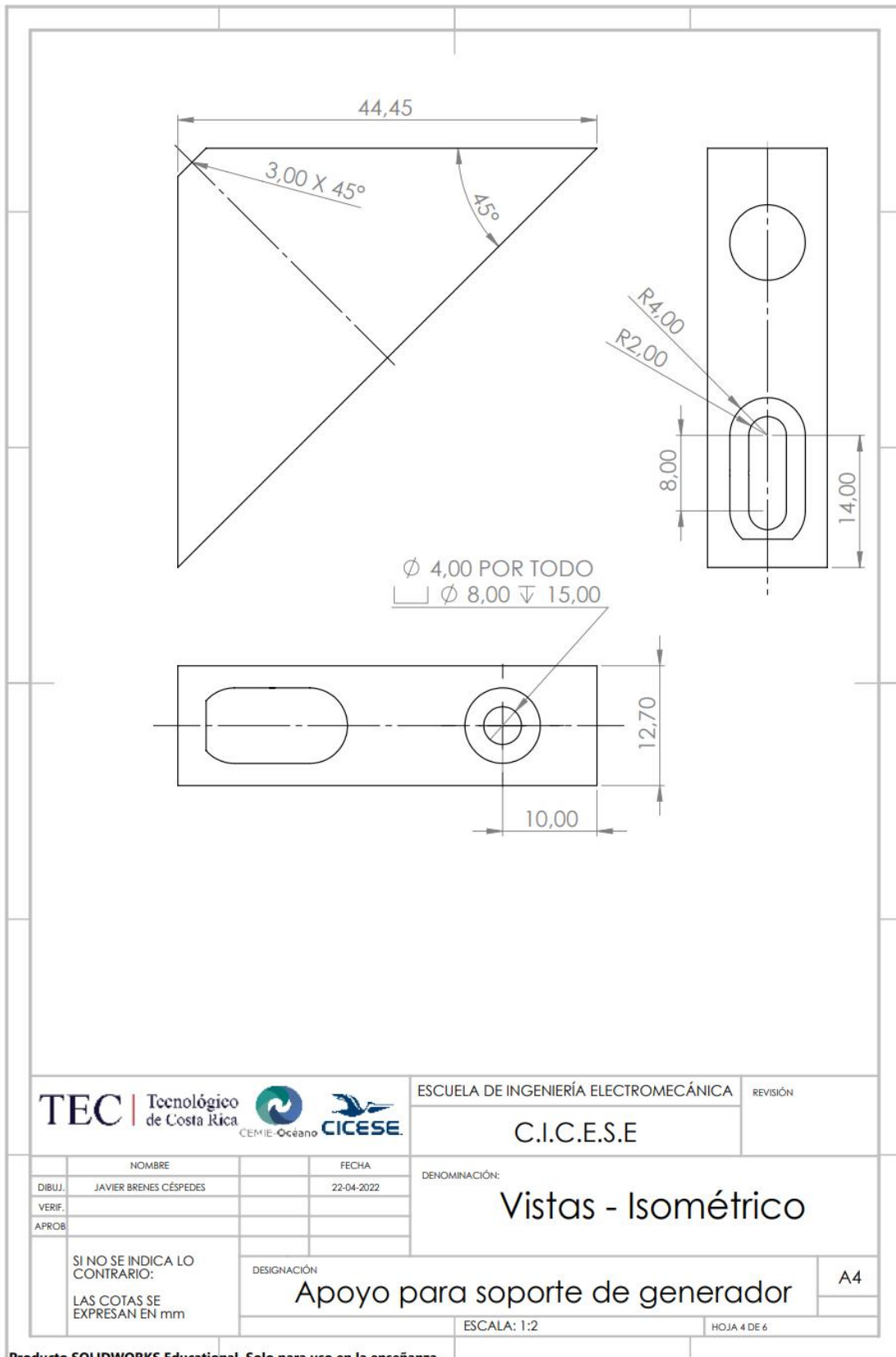
Anexo 16. Vista Explosionada de Generador Lineal Modificado. Sin Escala.

| N.º DE ELEMENTO | N.º DE PIEZA | CANTIDAD |
|-----------------|--|----------|
| 1 | Motor a Pasos Bipolar de 28mm, 17HS series | 1 |
| 2 | Soporte Inferior de Generador | 1 |
| 3 | Soporte Frontal de Generador | 1 |
| 4 | Vástago Principal | 1 |
| 5 | Barra Principal | 1 |
| 6 | Riel MGN12H 9706K6 | 1 |
| 7 | Soporte de Riel MGN12H 9706K6 | 1 |
| 8 | Cremallera - 14-1/2 Angulo de presion, 6295k11 | 1 |
| 9 | Piñon, 14-1/2 Angulo de presion, 6325k94 | 1 |
| 10 | Amortiguador 6528K511 | 2 |
| 11 | Acople para Amortiguador Superior | 1 |
| 12 | Acople para Amortiguador Inferior | 1 |
| 13 | Apoyo para Soporte de Generador | 1 |
| 14 | Vastago de Rebote | 1 |
| 15 | Bumper de Vastago de Rebote | 2 |
| 16 | Tornillo M3x0,25 | 2 |
| 17 | Tornillo M4x0,7mm | 18 |
| 19 | | |

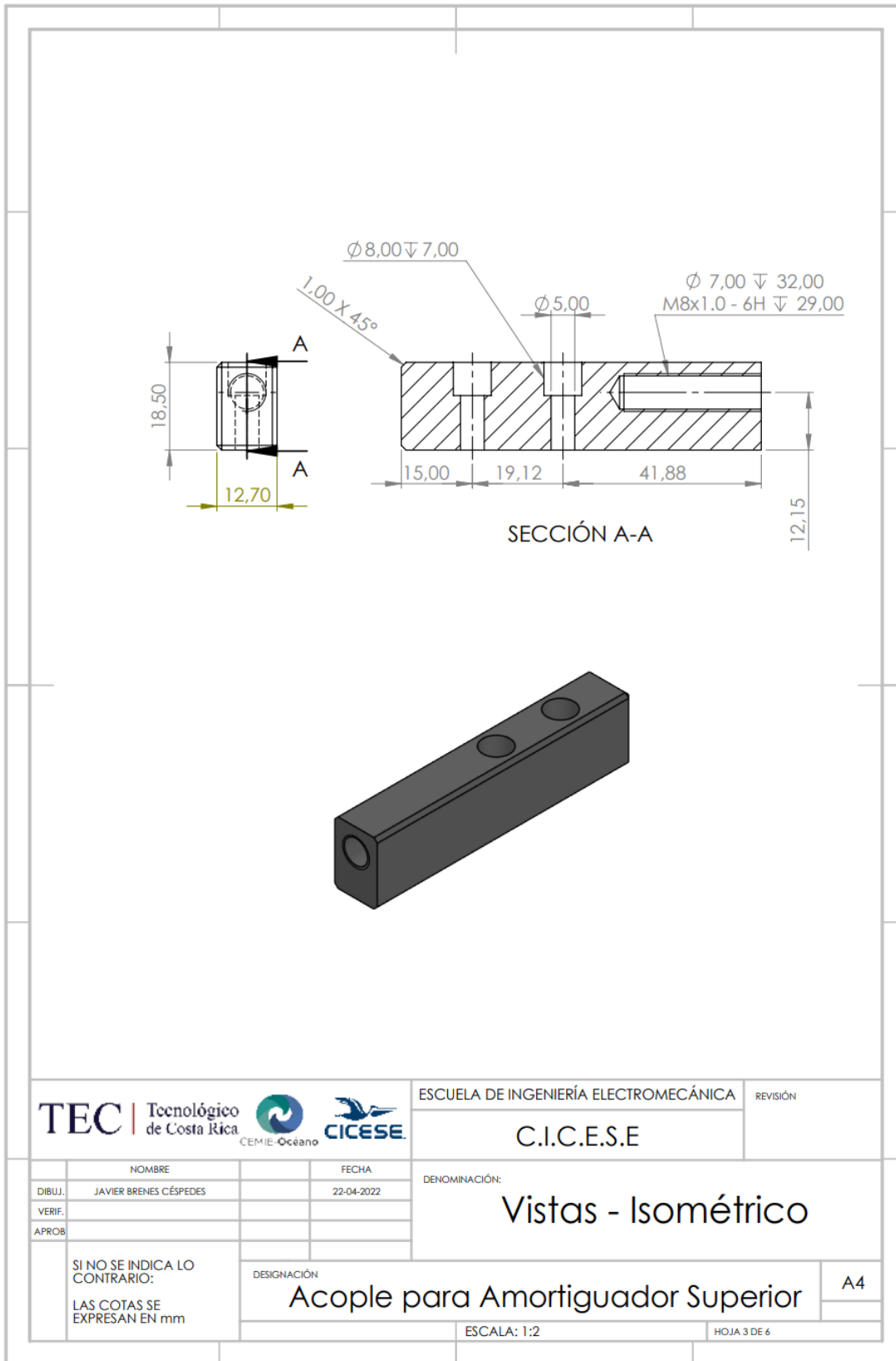
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA
 C.I.C.E.S.E.
 DISEÑO: JAVIER BRINOS CEPEDA
 FECHA: 22/04/2022
 DENOMINACIÓN: Vista Explosionada Lista de partes
 SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm.
 REDISEÑO: Rediseño Generador Lineal WEC
 ESCALA: 1:2
 HOJA 1 DE 4

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Anexo 17. Plano de Apoyo para Soporte de Generador. Sin Escala

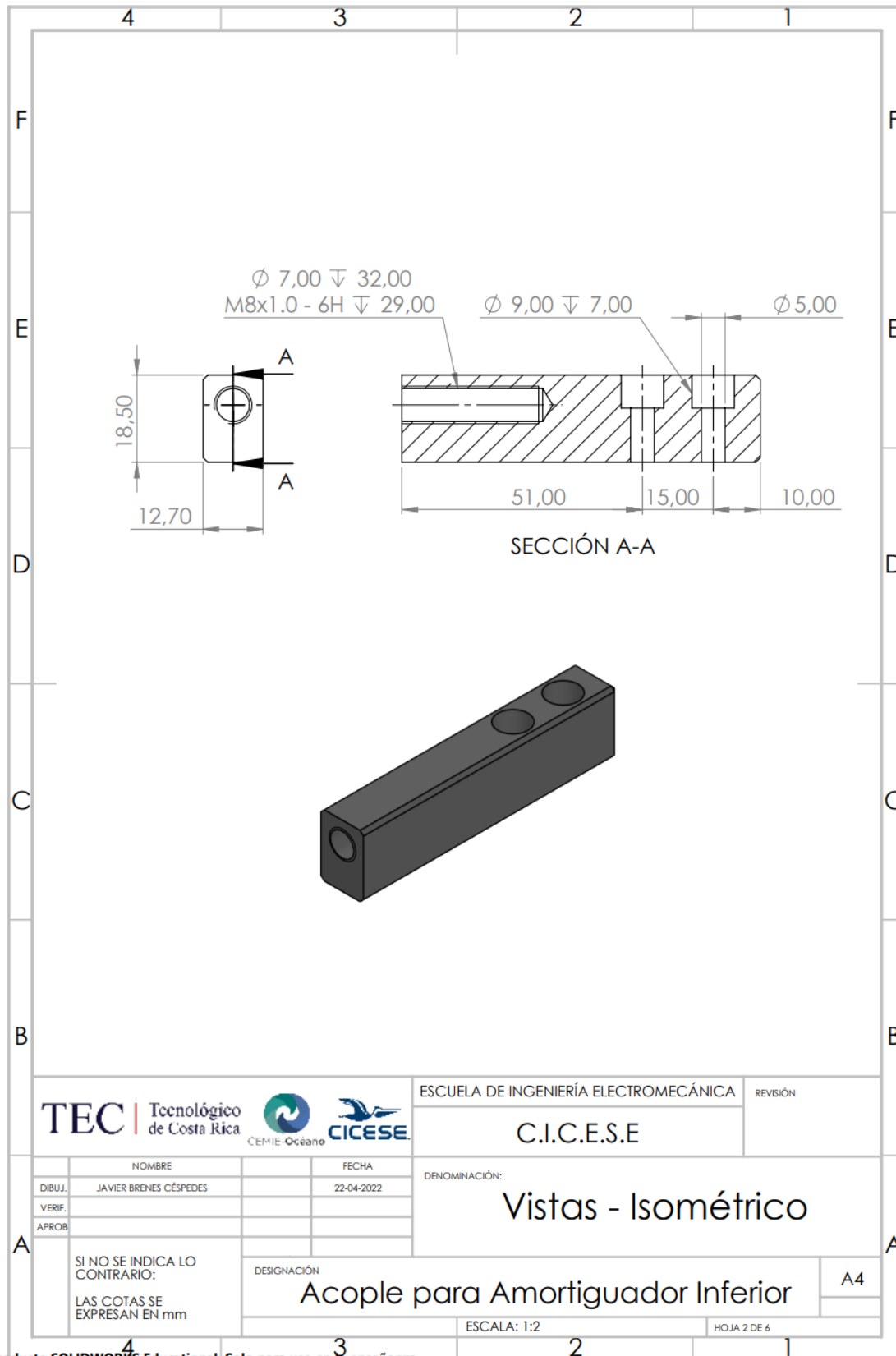


Anexo 18. Plano de Acople para Amortiguador Superior. Sin Escala

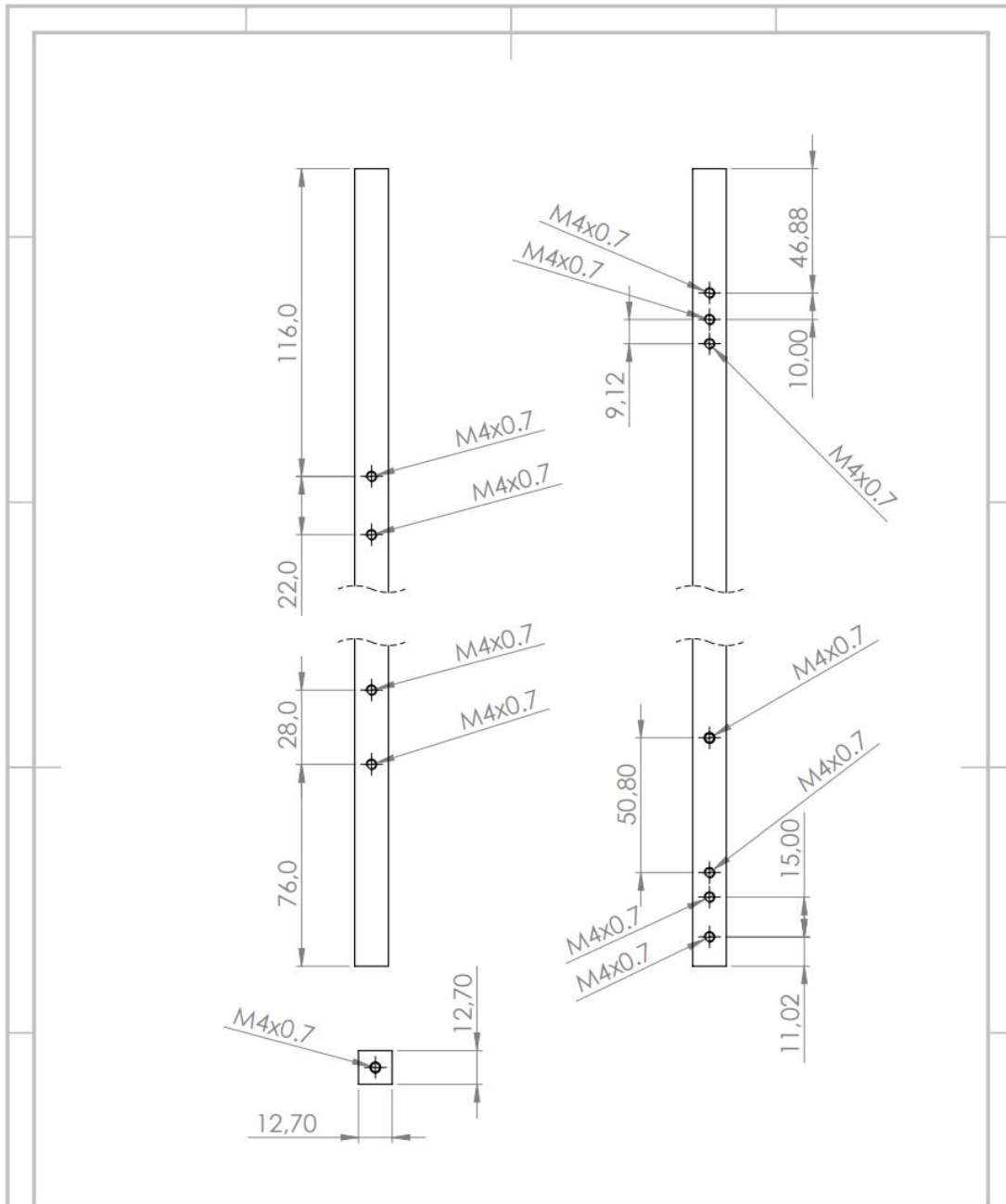





Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Anexo 19. Plano de Acople para Amortiguador Inferior. Sin Escala



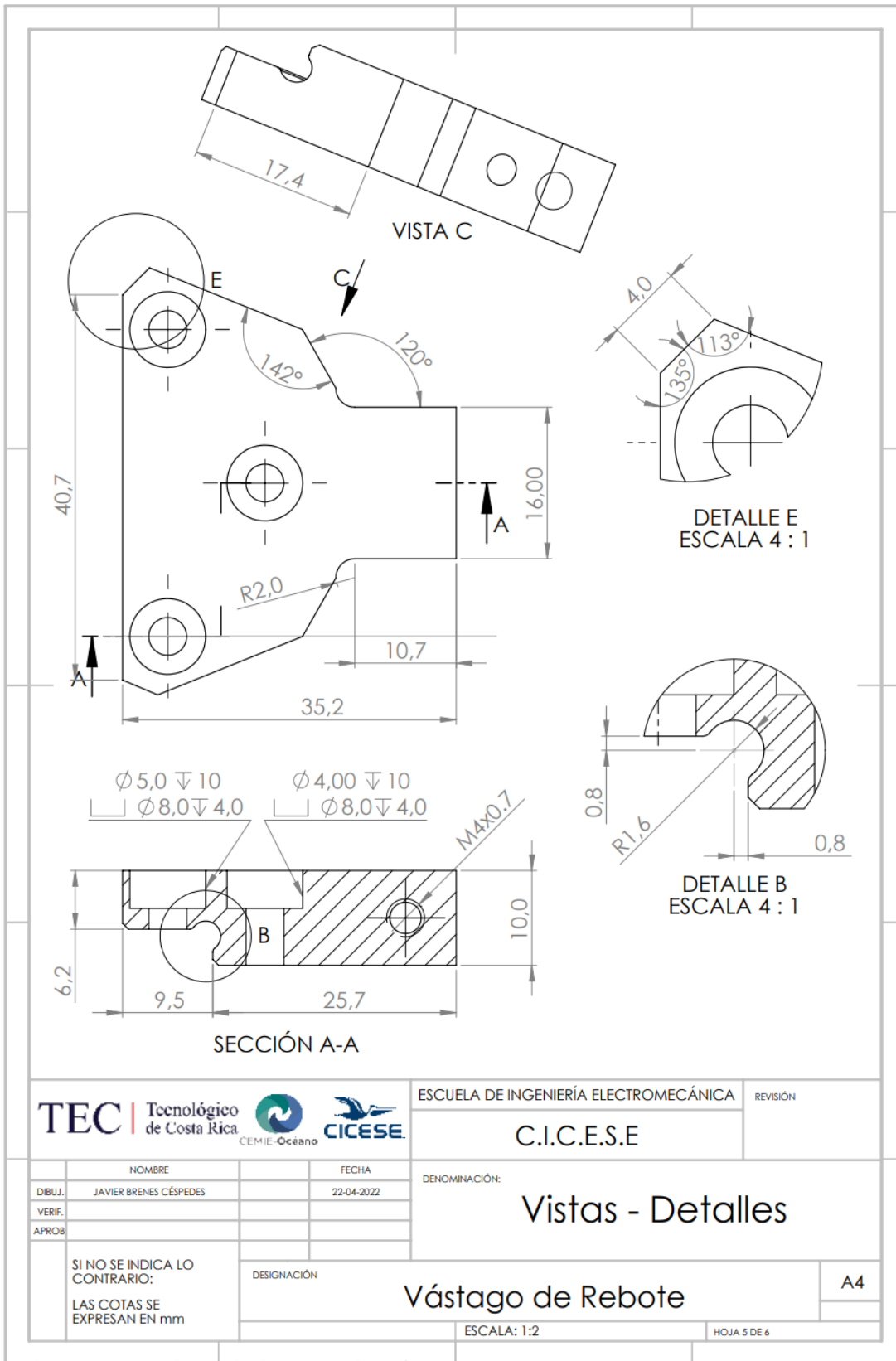
Anexo 20. Plano de Vástago Principal. Sin Escala



| | | | |
|---|---|---|----------|
|     | | ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA C.I.C.E.S.E | REVISIÓN |
| NOMBRE DIBUJ. JAVIER BRENES CÉSPEDES VERIF. APROB. | FECHA 22-04-2022 | DENOMINACIÓN: Vistas - Detalles | |
| SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm | DESIGNACIÓN Vástago Principal | A4 | |
| ESCALA: 1:2 | | HOJA 6 DE 6 | |

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Anexo 21. Plano de Vástago de Rebote. Sin Escala



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Anexo 22. Macros utilizados en VisualBasic

```

Sub ConvertirTiempo()
Dim S1 As Double
Dim S As Double
Dim U As Double
Dim V As Double
Dim cont As Long
Dim K As Double
Dim ultimafila As Long
Dim T1 As Double
Dim TiempoFinal As Double
TiempoFinal = 0
ultimafila = Sheets("123").Range("B" & Rows.Count).End(xlUp).Row
Sheets("Corregido").Cells(2, 1) = TiempoFinal
cont = 3
For cont = 3 To ultimafila
U = Sheets("123").Cells(2, 2)
V = Sheets("123").Cells(cont, 2)
K = V - U
S1 = Sheets("123").Cells(cont, 3)
S = Sheets("123").Cells(cont - 1, 3)
If K = 0 Then
T1 = S1 - S
TiempoFinal = TiempoFinal + T1
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 1 And S - S1 < 10 Then
T1 = S1 - S
TiempoFinal = TiempoFinal + T1
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 2 And S - S1 < 10 Then
T1 = S1 - S
TiempoFinal = TiempoFinal + T1
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 3 And S - S1 < 10 Then
T1 = S1 - S
TiempoFinal = TiempoFinal + T1
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 4 And S - S1 < 10 Then
T1 = S1 - S
TiempoFinal = TiempoFinal + T1
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 5 And S - S1 < 10 Then
T1 = S1 - S
TiempoFinal = TiempoFinal + T1
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 1 And S - S1 > 10 Then
T1 = (60 - S) + S1
TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 2 And S - S1 > 10 Then
T1 = (60 - S) + S1
TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 3 And S - S1 > 10 Then
T1 = (60 - S) + S1
TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 4 And S - S1 > 10 Then
T1 = (60 - S) + S1
TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 5 And S - S1 > 10 Then
T1 = (60 - S) + S1
TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
Next cont
MsgBox "Proceso Terminado", vbInformation, "Resultado"
End Sub

```

'Las de Double es para que tengan bastantes decimales'

'variable para implementar el for'

'Se define un tiempo S y un S1 su diferencia se le ira sumando al tiempo total'
'En este caso el tiempo final se tiene como TiempoFinal'

'Se establecen varios if para cuando exista un cambio de minuto'
'Para esto se compara el minuto inicial con el minuto por el que vamos'

'Luego se establecen unos if para cuando hay exactamente cambio de minuto'
'Estos son casos especiales que se dan 2-3 veces a lo largo del experimento'

```

b ConvertirTiempo()
m S1 As Double 'Las de Double es para que tengan bastantes decimales'
m S As Double
m U As Double
m V As Double
m cont As Long
m K As Double
m ultimafila As Long
m T1 As Double
m TiempoFinal As Double
tiempoFinal = 0
ultimafila = Sheets("123").Range("B" & Rows.Count).End(xlUp).Row 'variable para implementar el for'
cont = Sheets("Corregido").Cells(2, 1) = TiempoFinal
cont = 3
r cont = 3 To ultimafila
U = Sheets("123").Cells(2, 2)
V = Sheets("123").Cells(cont, 2)
K = V - U 'Se define un tiempo S y un S1 su diferencia se le ira sumando al tiempo t
S1 = Sheets("123").Cells(cont, 3) 'En este caso el tiempo final se tiene como TiempoFinal'
S = Sheets("123").Cells(cont - 1, 3)
If K = 0 Then
    T1 = S1 - S
    TiempoFinal = TiempoFinal + T1
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 1 And S - S1 < 10 Then 'Se establecen varios if para cuando exista un cambio de minuto'
    T1 = S1 - S 'Para esto se compara el minuto inicial con el minuto por el que
    TiempoFinal = TiempoFinal + T1
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 2 And S - S1 < 10 Then
    T1 = S1 - S
    TiempoFinal = TiempoFinal + T1
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 3 And S - S1 < 10 Then
    T1 = S1 - S
    TiempoFinal = TiempoFinal + T1
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 4 And S - S1 < 10 Then
    T1 = S1 - S
    TiempoFinal = TiempoFinal + T1
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 5 And S - S1 < 10 Then
    T1 = S1 - S
    TiempoFinal = TiempoFinal + T1
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 1 And S - S1 > 10 Then 'Luego se establecen unos if para cuando hay exactamente cambio de
    T1 = (60 - S) + S1 'Estos son casos especiales que se dan 2-3 veces a lo largo del
    TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 2 And S - S1 > 10 Then
    T1 = (60 - S) + S1
    TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 3 And S - S1 > 10 Then
    T1 = (60 - S) + S1
    TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 4 And S - S1 > 10 Then
    T1 = (60 - S) + S1
    TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
If K = 5 And S - S1 > 10 Then
    T1 = (60 - S) + S1
    TiempoFinal = T1 + TiempoFinal
    Sheets("Corregido").Cells(cont, 1) = TiempoFinal
End If
Next cont
MsgBox "Proceso Terminado", vbInformation, "Resultado"
End Sub

```

Anexo 23. Mapa de ciclos de vida de limitadores originales con fuerza de 300N

