



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA BANCADA DE ENSAYOS DE VIBRACIÓN PARA VERIFICACIÓN  
MECÁNICA A NUEVOS DISEÑOS DE ELEMENTOS COMBUSTIBLES

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

SEBASTIÁN NICOLÁS GOZA FERREIRA

PROFESORA GUÍA:  
VIVIANA ISABEL MERUANE NARANJO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
ALEJANDRO ORTIZ BERNARDÍN  
CARLOS GUTIÉRREZ ULLOA

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por la Comisión Chilena de Energía Nuclear  
(CCHEN)

SANTIAGO DE CHILE  
2018

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: SEBASTIÁN NICOLÁS GOZA FERREIRA  
FECHA: 2018  
PROF. GUÍA: VIVIANA ISABEL MERUANE NARANJO

## DISEÑO DE UNA BANCADA DE ENSAYOS DE VIBRACIÓN PARA VERIFICACIÓN MECÁNICA A NUEVOS DISEÑOS DE ELEMENTOS COMBUSTIBLES

La Comisión Chilena de Energía Nuclear (CCHEN), cuenta con un reactor de investigación de 5 [MWt] y fabrica los elementos combustibles (EC) tipo MTR para su operación en la Planta Elemento Combustible (PEC). Es un objetivo estratégico diseñar y fabricar nuevos diseños de EC para clientes en el extranjero, por lo que se propone aumentar la capacidad de diseño de la planta. Para estos nuevos diseños se debe verificar su comportamiento mecánico, siendo fundamental para la operación conocer el comportamiento del prototipo ante vibraciones externas.

El objetivo general de la memoria persigue diseñar una bancada de ensayos de vibración para verificación mecánica del diseño del Elemento Combustible MTR y de nuevos diseños, mediante ensayos en ambiente seco (al aire). Los objetivos específicos se estructuran según nivel de complejidad, comenzando con la Ingeniería Conceptual, que permita identificar los requerimientos de implementación y operación. Se sigue con la Ingeniería Básica, que abarca pruebas experimentales, definición de criterios y parámetros de diseño y elaboración de memorias de cálculo y planos preliminares. Culmina la fase de diseño con la Ingeniería de Detalle, mediante la preparación de planos de fabricación de la estructura y definición de elementos comerciales, basados en las correspondientes memorias de cálculo definitivas. Finalmente, se determina el presupuesto para la fabricación e implementación de la bancada de ensayos de vibración.

La metodología utilizada consiste en la elaboración de un bosquejo preliminar de la solución en base al levantamiento de información, para posteriormente entrar en un proceso iterativo de diseño y memorias de cálculo, alimentado con los resultados obtenidos de los ensayos de análisis modal experimental aplicados al modelo de EC MTR placas planas. El cálculo se basa en simulaciones de análisis modal mediante *ANSYS*, aplicación de las normas NCh 427 para la estructura y NCh 170-2016 para el diseño en hormigón. Una vez alcanzado el diseño final, se obtienen como entregables el modelo CAD, diseñado en *Inventor*, los planos general, de despiece y fabricación, el diagrama de instrumentación P&ID y un análisis económico.

Finalmente, los lineamientos proyectados se cumplen a cabalidad, culminando con el modelo CAD, la elaboración de planos de fabricación, construcción e instrumentación, memorias de cálculo estructural y de análisis modal, presupuesto y análisis económico. El estudio concluye con propuestas de modificación y trabajo futuro, con miras a la implementación de la bancada, interacción con nuevos proyectos y estudios complementarios que aporten al desarrollo del diseño de EC MTR.



*Dedicado a mi familia, cuyo amor y dedicación se traducen en esta oportunidad. A mis amigos, que son la familia con la que he compartido mis mejores años.*

*A la Universidad de Chile, por lo que es y todo lo que representa, especialmente para mi.  
Viva la U valiente y combativa, alerta y siempre activa la queremos a la U.*

A quienes depositan su fe en una sociedad fraterna y despierta, y entregan sus ganas a ello.





# Agradecimientos

Quisiera partir mis agradecimientos teniendo en mente al cabro que entró a esta facultad: con ganas de cambiar el mundo, sin pensar en la transformación que iba a ser necesaria. Y ahora la contraste con la fotografía actual, tan distinta pero resonante con la inicial. Creo que el verdadero cambio es propio y es un camino que realmente comencé en estos patios, motivo suficiente para guardar recuerdos llenos de cariño.

Mi familia es increíble: es lindo pensar que me llevo una familia distinta a la que entró conmigo. De ellos siempre estaré agradecido por su tremendo apoyo. Mis papás dejan un camino a seguir, su tremendo aguante a lo largo de años creo que de cierta manera concluye con este mismo fin de ciclo. Sólo deseo lo mejor para ustedes, que sean profundamente felices.

Quisiera agradecer especialmente a la profe Vivi, que desde el primer minuto me acompañó en esta tesis. Podría hablar desde lo crucial que fue su aporte práctico a sacar adelante este proyecto, pero me quedo sobre todo con su calidez y experiencia, infinitas gracias por su apoyo. Así mismo agradezco a Carlos por confiar en mí y ofrecerme esta tremenda oportunidad de desarrollarme como profesional y compartir su pasión y alegría por lo que hace, a pesar de que a veces sea necesario remar contra la corriente para mantener tus convicciones. Al equipo de la PEC mis más sinceros agradecimientos por trabajar al lado mío como si fuese uno más: en especial a Eric, Cristian, Cote, Juan, Mario, Dani y Sergio. A todos los que trabajan en el DIMEC, en especial a Maricarmen, María Eugenia, la Sole y los profes de Molina, por la preocupación más allá del trabajo, haciéndolo sentir más como una casa. Y al taller de Molina, gracias por existir.

A Tropi por tanta estupidez y algo (algo) de seriedad. Son geniales, los banco a morir y sin ustedes todavía me quedaría por lo menos un año más acá, gracias por ser como son y por poder crecer (no tanto) con ustedes. Al CEIMEC que parecía una montaña inmensa a superar: trabajando con cariño e invitando a hacer las cosas desde la comunidad es posible que disfrutemos entre todos, y que hoy en día se pueda construir sobre tantas cosas que faltan por hacer. A la Noe y la Vero que no podían faltar en esta página, son sequísimas y las más pulentas, gracias por tanta pilsen. Al equipazo de TKD que son tremendos, realmente un equipo del que me siento honrado de formar parte, sólo lamento no haber llegado antes a conocerlos y entrenar con ustedes antes, aunque tendría el hígado peor de lo que está, por las patadas, digo.

Y finalmente, un abrazo especial a mis amigos del alma: Miguel, Max, Pato, Cossy, Cubano, Joaco, Coloso y Perro. No voy a dejar historias para la posteridad, aparte que de algunas no me acuerdo tanto. Son lo más grande que hay.



# Tabla de Contenido

<b>1. Introduction</b>	<b>1</b>
1.1. Objetivos del proyecto	2
1.1.1. Objetivo General	2
1.1.2. Objetivos Específicos	2
1.2. Alcances del proyecto	2
<b>2. Antecedentes y discusión bibliográfica</b>	<b>4</b>
2.1. Reactor Chileno Experimental 1 (RECH-1)	4
2.2. Elemento Combustible MTR 3,4 [ $gU/cm^3$ ]	5
2.3. Vibraciones y Análisis Modal Analítico	5
2.3.1. Sistema de 1-GDL	6
2.3.2. Sistema de N-GDL	10
2.4. Análisis Modal Experimental	11
2.4.1. Funciones de Respuesta en Frecuencia Experimentales	11
2.4.2. Estimación de Parámetros Modales	13
2.4.3. Análisis Previo a las Mediciones	16
2.4.4. Montaje Experimental	17
2.5. Análisis Modal Numérico	21
2.6. Diseño estructural	21
2.7. Estado del arte	22
2.7.1. Normativas de caracterización dinámica	22
2.7.2. Prototipos de bancadas similares y ensayos utilizados	23
2.7.3. Prototipos de ensayo sísmico	24
<b>3. Metodología</b>	<b>28</b>
<b>4. Resultados y análisis</b>	<b>30</b>
4.1. Pruebas de Análisis Modal Experimental	31
4.1.1. Ensayo UChile: Elemento Combustible falso (Aluminio)	31
4.1.2. Ensayo CCHEN: Elemento Combustible real (Uranio Natural)	37
4.1.3. Resumen y comparación de resultados	38
4.2. Criterios de diseño	42
4.3. Parámetros de diseño	43
4.3.1. Parámetros generales de la bancada	43
4.3.2. Parámetros de diseño para la Mesa sísmica	45
4.3.3. Parámetros de diseño Estructura	46

4.3.4. Análisis Modal computacional . . . . .	49
4.3.5. Esquemas de funcionamiento . . . . .	49
4.4. Ciclo de diseño y Memorias de Cálculo . . . . .	51
4.4.1. Análisis Modal . . . . .	51
4.4.2. Análisis Estructural . . . . .	78
4.4.3. Selección de instrumentación . . . . .	89
4.5. Diseño final de la bancada . . . . .	96
4.5.1. Modelo CAD 3D . . . . .	96
4.5.2. Instrumentación . . . . .	99
4.5.3. Especificaciones técnicas . . . . .	99
4.6. Análisis Económico . . . . .	100
4.6.1. Cotizaciones . . . . .	100
4.6.2. Costo del proyecto . . . . .	103
<b>5. Discusión de resultados</b> . . . . .	<b>104</b>
5.1. Análisis Modal . . . . .	104
5.1.1. Justificación del diseño . . . . .	104
5.1.2. Calidad del mallado . . . . .	105
5.1.3. Criterio de convergencia . . . . .	106
5.2. Factores de seguridad . . . . .	107
5.3. Cumplimiento de requisitos . . . . .	108
5.4. Análisis de costos . . . . .	109
<b>Conclusión</b> . . . . .	<b>110</b>
<b>Bibliografía</b> . . . . .	<b>114</b>
<b>Anexo y Apéndices</b> . . . . .	<b>116</b>

# Índice de Tablas

2.1. Métodos de extracción de modos disponibles para el módulo de Análisis Modal de <i>Ansys</i> .	21
4.1. Modos normales correspondientes al EC falso, extraídos desde <i>FEMTools</i> .	35
4.2. Modos normales correspondientes al EC real, extraídos desde <i>FEMTools</i> .	37
4.3. Pares de modos coincidentes entre las experiencias con el EC real y el EC falso.	41
4.4. Criterios de diseño generales para la bancada de ensayos vibratorios.	42
4.5. Parámetros de diseño de la mesa de ensayos sísmicos.	46
4.6. Cargas máximas y de prueba utilizadas para cada ensayo. Las siglas corresponden a Carga Respuesta Libre (CRL), Carga Excitación Forzada (CEF) y Carga Ensayo Sísmico (CES).	47
4.7. Condiciones de borde utilizadas para la simulación de análisis modal.	49
4.8. Valores calculados para el parámetro <i>EFS</i> dada la geometría del problema.	55
4.9. Información sobre mallados empleados para simular la sujeción modular.	56
4.10. Frecuencias naturales de la sujeción modular obtenidas desde los cinco mallados.	59
4.11. Información sobre mallados empleados para simular la plataforma.	68
4.12. Frecuencias naturales de la plataforma obtenidas desde los cinco mallados.	71
4.13. Valores máximos de fuerzas internas sufridas por cada miembro de la estructura durante el ensayo de respuesta libre.	80
4.14. Propiedades geométricas y mecánicas del perfil cuadrado HSS 30x30x2.	81
4.15. Resumen cálculos de pandeo por flexión (FB) aplicados a los tres tipos de perfiles.	83
4.16. Resumen cálculos de fluencia por flexión (Y) aplicados a los tres tipos de perfiles.	83
4.17. Resumen cálculos de pandeo por flexión (Y) aplicados a los tres tipos de perfiles.	85
4.18. Resumen cálculos de falla en pernos por tracción (TP) y corte (VP) aplicados a los tres tipos de pernos estructurales: plataforma - estructura (PE), columnas - esquinas (CE) y travesaños - esquinas (TE).	87
4.19. Resumen cálculos de falla en soldadura en el material base (BM) o en el metal de soldadura (W) aplicados a las uniones plataforma - estructura y a las uniones internas de las esquinas.	89
4.20. Cubicación de materiales en base a dimensiones finales de cada pieza.	89
4.21. Especificaciones técnicas de la bancada de ensayos de vibración para verificación mecánica.	99
4.22. Desglose de costos recopilados desde las cotizaciones entregadas por el fabricante Varitec.	101
4.23. Resumen de costos e incidencia de partidas del proyecto.	103

5.1. Análisis de convergencia de las simulaciones realizadas a la sujeción modal.	106
5.2. Análisis de convergencia de las simulaciones realizadas a la plataforma.	107
5.3. Compilación de factores de seguridad obtenidos en la sección 3.4.2. Análisis Estructural.	108
<b>B.1. Análisis Estructural.</b> Diseño de miembros en compresión: cálculo de pandeo por flexión según la norma NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero”.	118
<b>B.2. Análisis Estructural.</b> Diseño de miembros en flexión: cálculo de fluencia por flexión según la norma NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero”.	118
<b>B.3. Análisis Estructural.</b> Diseño de miembros en corte: cálculo de fluencia por corte según la norma NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero”.	119
<b>B.4. Análisis Estructural.</b> Diseño de conexiones: soldadura de filete según la norma NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero”.	120
<b>C.1.</b> Cubicación de componentes estructurales de la bancada de ensayos.	121
<b>D.1.</b> Cotizaciones de todos los elementos a adquirir.	122

# Índice de Ilustraciones

2.1. Núcleo del reactor RECH-1, con sus elementos constituyentes. Fuente imagen: CCHEN [1]. . . . .	4
2.2. Vista isométrica del Elemento Combustible MTR 3,4 [ $gU/cm^3$ ]. Fuente imagen: CCHEN [1]. . . . .	5
2.3. Sistema de 1-GDL. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 1. 1-9]. . . . .	7
2.4. Respuesta y tipos de amortiguamiento ante condiciones iniciales. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 1. 1-9]. . . . .	9
2.5. Sistema de 2-GDL. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 1. 10-11]. . . . .	10
2.6. Diagrama de estabilidad. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 4. 54-55]. . . . .	16
2.7. <i>Set-up</i> experimental para ensayo de excitación con martillo. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 5. 68-71]. . . . .	18
2.8. <i>Set-up</i> experimental para ensayo de excitación con <i>shaker</i> . Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 5. 68-71]. . . . .	18
2.9. Esquema de un acelerómetro piezoeléctrico. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 5. 68-71]. . . . .	20
2.10. Esquema del montaje de un acelerómetro. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 5. 68-71]. . . . .	20
2.11. CALVA Bench: elemento combustible de potencia con sensores de deformación y desplazamiento. Fuente imagen: Areva [8]. . . . .	24
2.12. Registro sísmico en aceleración, velocidad y desplazamiento, correspondiente al terremoto del 27 de febrero de 2010. Fuente imagen: Boroschek, Soto y León [12]. . . . .	25
2.13. (a) 1 GDL, en este caso horizontal (x). (b) 3 GDL (x,y,z). (c) 6 GDL, tres de posición (x,y,z) y tres de rotación ( $\phi,\theta,\psi$ ). Fuente imágenes: Elaboración propia. . . . .	26
2.14. Mesa sísmica de 1 GDL APS Electro-Seis, desarrollada por el fabricante alemán APS. Fuente imagen: APS 400 ELECTRO-SEIS®. . . . .	26
2.15. (a) Base de 6 actuadores eléctricos lineales de tornillo sin fin, sobre un refuerzo de hormigón armado. (b) Montaje general de la mesa. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	27
3.1. Diagrama de flujo de la metodología. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	28
4.1. Diagrama de flujo de señales. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	30
4.2. Montaje de la bancada durante el ensayo de respuesta libre. Fuente imagen: elaboración propia. . . . .	31



4.3. Fase de marcado del elemento combustible. (b) Resultado final, con la escala utilizada y la instrumentación instalada. Fuente imagen: Elaboración propia.	32
4.4. Montaje final del ensayo con el EC falso. Fuente imagen: elaboración propia.	33
4.5. Acelerómetros escogidos para la experiencia, del fabricante <i>PCB Piezotronics</i> . Fuente imagen: PCB Piezotronics.	33
4.6. (a) Martillo electrónico del fabricante <i>Sinocera Piezotronics</i> , con el cable de datos del sensor. (b) Registros digitales de impactos. Fuente imagen: elaboración propia.	34
4.7. Nube de puntos y líneas trazadas para facilitar la visualización del modelo. Se aprecia el sistema de coordenadas $(x, y, z)$ . Fuente imagen: elaboración propia.	35
4.8. Diagrama de estabilidad generado por <i>FEMTools</i> para el ensayo con el EC falso. Curva gris: suma de FRFs. Curvas roja y azul: <i>Complex Mode Indicator Function</i> (CMIF) referenciales. Fuente imagen: elaboración propia.	36
4.9. Primer y quinto modo normal de vibración del EC falso, generado mediante el software de análisis modal FEM Tools. Fuente imagen: elaboración propia.	36
4.10. Montaje final del ensayo con el EC real. Fuente imagen: elaboración propia.	37
4.11. Diagrama de estabilidad generado por <i>FEMTools</i> para el ensayo con el EC real. Curva gris: suma de FRFs. Curvas roja y azul: <i>Complex Mode Indicator Function</i> (CMIF) referenciales. Fuente imagen: elaboración propia.	38
4.12. Funcionamiento del software de análisis modal FEM Tools. Fuente imagen: elaboración propia.	39
4.13. Matriz de valores MAC encontrados típicamente. Fuente imagen: Meruane [capítulo 5. 82].	40
4.14. Matriz del indicador MAC para la comparación de ensayos. Fuente imagen: elaboración propia.	40
4.15. Regresión lineal para los pares de modos encontrados. Fuente imagen: elaboración propia.	41
4.16. Mesa HXP100 Hexapod portátil de 6 GDL, del fabricante Newport. Fuente imagen: Newport Corporation.	45
4.17. Arreglo 3 X 3 seleccionado como criterio de diseño de dimensionamiento de la mesa sísmica. Fuente imagen: Elaboración propia.	46
4.18. Montajes de los ensayos de respuesta libre (a) y excitación forzada (b) y (c). En cada una se muestra el punto de aplicación de cargas y su transmisión hacia los componentes estructurales. Fuente imagen: Elaboración propia.	48
4.19. Esquema de operación de la bancada durante el ensayo de respuesta libre. Fuente imagen: Elaboración propia.	50
4.20. Esquema de operación de la bancada durante el ensayo de excitación forzada. Fuente imagen: Elaboración propia.	50
4.21. Esquema de operación de la bancada durante el ensayo sísmico. Fuente imagen: Elaboración propia.	51
4.22. Evolución del diseño aplicado a la sujeción modular. En la figura (a) se muestra el diseño utilizado como partida, utilizado en otro proyecto de la CCHEN. En (b) se muestra el resultado final. Fuente imagen: Elaboración propia.	53
4.23. Condiciones de borde del análisis modal numérico mediante ANSYS para la sujeción modular. (a) Perforaciones (4 superficies). (b) <i>Elastic Support</i> (1 superficie) Fuente imagen: Elaboración propia.	54

4.24. Vistas generales del mallado utilizado para la sujeción modular. La vista (a) permite identificar las zonas con mayor refinamiento, mientras que (b) contrasta el mallado en la base con el resto de la pieza. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	57
4.25. Vistas detalladas del mallado utilizado para la sujeción modular. La vista (a) permite identificar las zonas con mayor refinamiento, mientras que (b) contrasta el mallado en la base con el resto de la pieza. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	58
4.26. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>primer modo de la sujeción modular</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	60
4.27. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>segundo modo de la sujeción modular</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	61
4.28. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>tercer modo de la sujeción modular</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	62
4.29. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>cuarto modo de la sujeción modular</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	63
4.30. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>quinto modo de la sujeción modular</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	64
4.31. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>sexto modo de la sujeción modular</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	65
4.32. Evolución del diseño aplicado a la plataforma. En la figura (a) se muestra el diseño utilizado como partida y en (b) se muestra el resultado final. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	66
4.33. Condiciones de borde del análisis modal numérico mediante ANSYS para la plataforma. (a) Perforaciones (74 superficies). (b) <i>Elastic Support</i> (1 superficie). Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	67
4.34. Vistas generales del mallado utilizado para la plataforma. La vista (a) permite contrastar el mallado en las distintas zonas mientras (b) identifica las zonas con mayor refinamiento. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	69
4.35. Vistas detalladas del mallado utilizado para la plataforma. Las vistas (a), (b) y (c) buscan contrastar los refinamientos en las perforaciones contra las zonas no perforadas de la placa. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	70
4.36. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>primer modo de la plataforma</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	72
4.37. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>segundo modo de la plataforma</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	73
4.38. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>tercer modo de la plataforma</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	74
4.39. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>cuarto modo de la plataforma</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	75
4.40. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>quinto modo de la plataforma</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	76
4.41. Vistas isométrica, superior y lateral del <b>sexto modo de la plataforma</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	77
4.42. Estados inicial (a) y final (a) de la estructura por efecto de las cargas aplicadas en operación normal. Dimensiones en [mm]. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	78

4.43. Resultados reacciones, distribución de fuerzas y momentos internos para la estructura. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	79
4.44. Sección transversal perfil HSS rectangular sin perforaciones (a) y con perforaciones (b). Fuente imagen: Nch 427. . . . .	80
4.45. Parámetros de una soldadura de filete. Fuente imagen: SCielo. . . . .	88
4.46. Agitador de función dual modelo 2075E del fabricante <i>The Modal Shop</i> . Fuente imagen: <i>The Modal Shop</i> . . . . .	90
4.47. Selección acompañante del <i>shaker</i> dual modelo 2075E del fabricante <i>The Modal Shop</i> . Fuente imagen: <i>The Modal Shop</i> . . . . .	90
4.48. Accesorios del <i>shaker</i> dual modelo 2075E del fabricante <i>The Modal Shop</i> . Fuente imagen: <i>PCB Piezotronics</i> (a) y <i>The Modal Shop</i> (b). . . . .	91
4.49. Instrumentos electrónicos para medición, ofrecidos por el fabricante <i>PCB Piezotronics</i> . Fuente imagen: <i>PCB Piezotronics</i> . . . . .	92
4.50. Acondicionador de señales ICP modelo 482C27 del fabricante <i>PCB Piezotronics</i> . Fuente imagen: <i>PCB Piezotronics</i> . . . . .	92
4.51. Generador de funciones modelo DSG830 del fabricante <i>Rigol</i> . Fuente imagen: <i>Rigol</i> . . . . .	93
4.52. Sistema de adquisición de datos modelo MI-7008, análogo al modelo MI-7008-4 con cuatro canales extra, perteneciente a la línea ECON Avant del fabricante <i>ECON Group</i> . Fuente imagen: <i>ECON Group</i> . . . . .	93
4.53. Mesa sísmica modelo HXP200S-MECA del fabricante <i>Newport</i> . Fuente imagen: <i>Newport</i> . . . . .	94
4.54. Vista en perspectiva del diseño definitivo de la bancada de ensayos. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	96
4.55. Vista seccionada en perspectiva del diseño definitivo del subconjunto <b>cimientos</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	97
4.56. Vista en perspectiva del diseño definitivo del subconjunto <b>base estructura</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	98
4.57. Vista en perspectiva del diseño definitivo del subconjunto <b>estructura removable</b> . Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	98
4.58. Análisis de incidencia de partidas. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	103
5.1. Espectros de medición de la calidad del mallado según los indicadores <i>skewness</i> y <i>orthogonality</i> . Fuente imagen: ANSYS Inc, 2013. . . . .	105
5.2. Análisis de convergencia de las simulaciones realizadas a la sujeción modular. Fuente imagen: Elaboración propia . . . . .	106
5.3. Análisis de convergencia de las simulaciones realizadas a la plataforma. Fuente imagen: Elaboración propia . . . . .	107
5.4. Desglose de los costos asociados a la partida de instrumentación, en aporte porcentual. Fuente imagen: Elaboración propia. . . . .	110
A.1. Plano “Sujeción inferior”, perteneciente al proyecto “Loop Hidráulico”. Fuente imagen: Muñoz [15]. . . . .	117

# Capítulo 1

## Introduction

La Comisión Chilena de Energía Nuclear (CCHEN) es un organismo dependiente del Ministerio de Energía, encargado de atender los problemas relacionados con la producción, adquisición, transferencia, transporte y uso pacífico de la energía atómica y de los materiales fértiles, fisionables y radiactivos. Cuenta con un reactor de investigación de 5 [MWt] y fabrica los elementos combustibles (EC) tipo MTR necesarios para su operación en la Planta Elemento Combustible (PEC). Es un objetivo estratégico de la planta diseñar, fabricar, validar y posteriormente exportar otros diseños de EC, para lo cual es necesario verificar su comportamiento mecánico y termomecánico.

El análisis modal es una herramienta que busca identificar los modos naturales de vibración propios de una estructura, determinados por las propiedades mecánicas de los materiales y del medio en el que se desenvuelven, que se expresan como coeficientes derivados de la masa, rigidez y amortiguamiento del sistema. Analiza simultáneamente los distintos grados de libertad del sistema, tomando en consideración las condiciones de borde del montaje. El interés en conocer los modos de vibración reside en el potencial impacto que puede ejercer el fenómeno de resonancia, que se manifiesta cuando una excitación externa coincide o está en las proximidades de alguna de las frecuencias naturales del sistema, respondiendo con vibraciones de gran intensidad y que podrían llevar a fallos del mismo debido a fluencia, fractura o fatiga.

Para este estudio se cuenta con bibliografía de vibraciones mecánicas, en particular de análisis modal, modelos básicos de bancadas de vibración e información de los distintos tipos de ensayos vibratorios utilizados en investigación, mas actualmente no existe un protocolo universal de certificación.

## 1.1. Objetivos del proyecto

### 1.1.1. Objetivo General

Diseñar una bancada de ensayos de vibración para verificación mecánica del diseño del Elemento Combustible MTR y de nuevos diseños.

### 1.1.2. Objetivos Específicos

- **OE1:** Desarrollar la Ingeniería Conceptual de la bancada de ensayos, que permita identificar los requerimientos de implementación y operación de la bancada.
- **OE2:** Desarrollar la Ingeniería Básica de la bancada de ensayos, mediante la preparación de planos de diseño preliminares basados en las correspondientes memorias de cálculo preliminares.
- **OE3:** Completar la Ingeniería de Detalle de la bancada de ensayos, mediante la preparación de planos de fabricación de la estructura y definición de elementos comerciales para instrumentación, basados en las correspondientes memorias de cálculo definitivas.
- **OE4:** Determinar presupuesto para la fabricación e implementación de la bancada de ensayos de vibración.

## 1.2. Alcances del proyecto

El alcance del presente proyecto corresponde al diseño de los planos de fabricación e instrumentación de una bancada de pruebas modular para ensayos vibratorios. Abarca el diseño de los adaptadores necesarios para lograr la caracterización del diseño del Elemento Combustible tipo MTR placas planas de 3,4 [ $gU/cm^3$ ] utilizado por el RECH-1. Se incluye en los alcances de este proyecto también la selección de instrumentos para su correcto funcionamiento (martillos, acelerómetros, excitadores, generador de señales, amplificadores, entre otros). Esta bancada debe contar con un diseño rígido y estable.

La versatilidad del diseño se limita a que posea la facultad de realizar los siguientes tres tipos de prueba: Impulsión / Respuesta libre, Excitación en la base y Barrido de frecuencias / Ruido blanco. Se suma a esto el concepto de diseño modular aplicado en el diseño de la sujeción del elemento combustible MTR placas planas de 3,4 [ $gU/cm^3$ ]. Debe poder ser reemplazado sin perjuicio de este por otro personalizado para un nuevo prototipo, sin embargo los diseños de estas nuevas sujeciones escapan del alcance de este proyecto.

A través de las pruebas señaladas, la bancada será capaz de realizar una caracterización de tipo dinámica al aire en seco. El diseño de la bancada permite determinar las frecuencias naturales y modos de vibración del elemento combustible MTR placas planas de 3,4 [ $gU/cm^3$ ] y/o de un prototipo de un producto a escala de similar tamaño y peso.

Para afinar el diseño de la bancada de pruebas se realizan pruebas experimentales a dos modelos del elemento combustible MTR placas planas: uno compuesto por uranio natural y un dummy sin uranio. Se busca el propósito paralelo de contrastar los resultados encontrados para ambos prototipos. Estos datos se utilizan para el diseño de la bancada de pruebas y selección de instrumentos, con el fin de asegurar su correcta operación, así como la suficiencia para resistir las solicitaciones de las pruebas.

La definición y selección de instrumentación y panel eléctrico queda supeditada a los canales de comunicación que se puedan establecer con los proveedores, de modo que si la insuficiencia de estos representa una complicación para la determinación final de hardware y software a adquirir, que se traduzca en no poder asegurar la compatibilidad entre ellos dentro de los plazos del proyecto, se entregarán las cotizaciones disponibles.

Dentro de los alcances del proyecto se incluye la consideración de un sistema computacional capaz de adquirir datos, procesarlos y almacenarlos, lo que se traduce en la selección del software de tratamiento de datos y elaboración de los planos de instrumentación P&ID. Se incluye que la bancada debe ser capaz de conectarse a la línea eléctrica existente de la Planta Elemento Combustible (PEC).

# Capítulo 2

## Antecedentes y discusión bibliográfica

### 2.1. Reactor Chileno Experimental 1 (RECH-1)

El RECH-1 es un reactor nuclear de investigación tipo piscina de 5 [MWt], que utiliza el elemento combustible MTR de  $3,4 [gU/cm^3]$  y agua liviana como moderador, blindaje y refrigerante. Su núcleo está soportado por una grilla de aluminio de 80 espacios cuadrados individuales, de  $76,2 [mm]$  de arista, donde se ubican elementos combustibles, reflectores, de absorción y de control, dispuestos de la forma mostrada en la figura 2.1 [1]. El extremo superior de los elementos de la grilla queda libre, y a través de ellos ingresa el refrigerante, en flujo descendente.

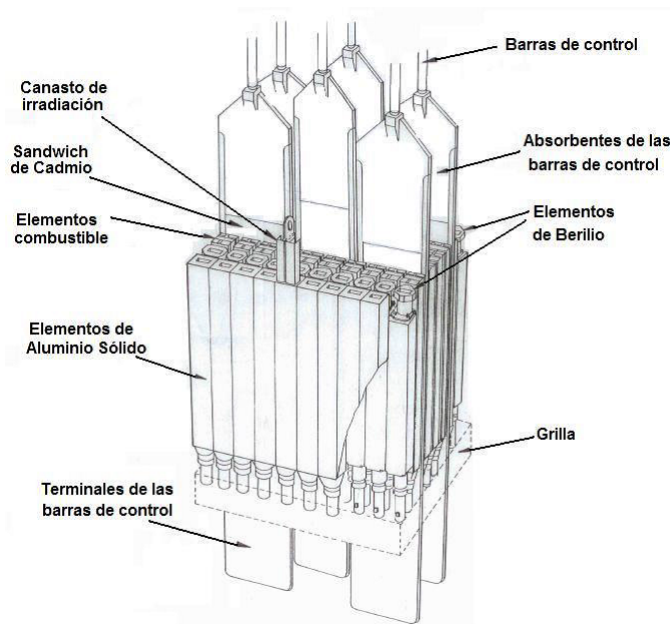


Figura 2.1: Núcleo del reactor RECH-1, con sus elementos constituyentes. Fuente imagen: CCHEN [1].

## 2.2. Elemento Combustible MTR 3,4 [ $gU/cm^3$ ]

En la PEC se fabrica el EC tipo MTR de 3,4 [ $gU/cm^3$ ], mostrado en la figura 2.2 [1], cuyas dimensiones principales son 954 [ $mm$ ] de largo, y sección de 74 [ $mm$ ] X 72 [ $mm$ ]. El conjunto cuenta con tres grandes subconjuntos, identificados en la misma figura:

1. **Conjunto Caja Filtro.** Ubicada en la parte superior del elemento combustible. Sus dimensiones corresponden a un alto de 143mm y sección cuadrada de 74,7 [ $mm$ ] de arista. Cuenta con puentes que permiten manipular el EC usando una pértiga. Cuenta con una pieza de orientación que sirve de guía en instalación y con una placa filtro perforada de misma sección cuadrada.
2. **Cuerpo.** Contiene el uranio necesario para la reacción nuclear. Cuenta con dos placas soporte de 650 [ $mm$ ] de largo y 74,7 [ $mm$ ] de ancho. Tienen 16 ranuras de 1,7 [ $mm$ ] y 2,5 [ $mm$ ] de espesor y profundidad respectivamente. En ellas se ubican las 14 placas internas y 2 placas externas, de 625 [ $mm$ ] y 650 [ $mm$ ] respectivamente, ambas con 1,53 [ $mm$ ] y 69,8 [ $mm$ ] de espesor.
3. **Boquilla.** Parte final del EC que se inserta en la grilla, fijando su rotación mediante una chaveta, mas no su movimiento axial. Largo: 192 [ $mm$ ]. Diámetro entrada: 70,6 [ $mm$ ]. Diámetro salida: 38 [ $mm$ ].

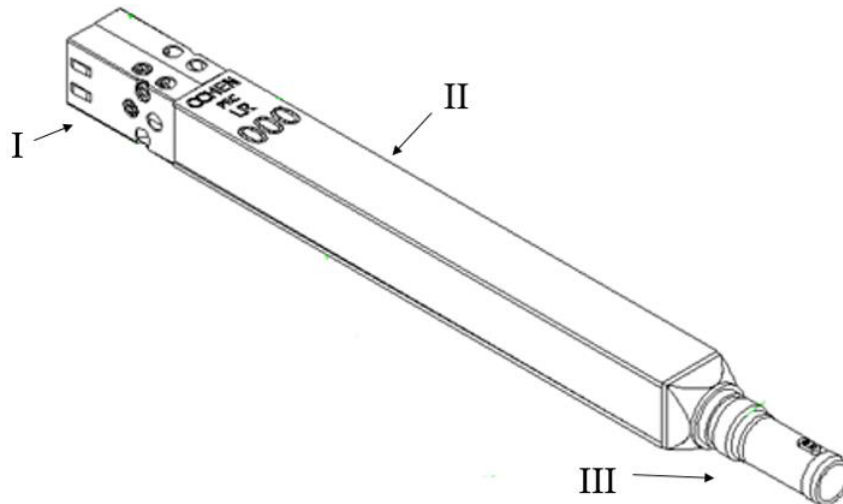


Figura 2.2: Vista isométrica del Elemento Combustible MTR 3,4 [ $gU/cm^3$ ]. Fuente imagen: CCHEN [1].

## 2.3. Vibraciones y Análisis Modal Analítico

Un proceso de vibración es aquel en el cual se introduce energía entrante a un sistema, la cual producirá un intercambio cíclico de energía cinética y energía potencial, que usualmente se disipa al ambiente, de manera que el sistema vuelve a su posición de equilibrio estático (PEE).



Los fenómenos físicos asociados a vibraciones se modelan mecánicamente mediante supuestos y simplificaciones, utilizando promedios y la variabilidad asociada al proceso, traducándose finalmente en un modelo matemático que permita dar una solución analítica o numérica.

El análisis modal se basa en los siguientes supuestos básicos:

- **Linealidad:** La dinámica se puede presentar como un set lineal de ecuaciones diferenciales de segundo orden.
- **Invariabilidad en el tiempo:** Las características dinámicas de la estructura no varían a lo largo del tiempo. De esta forma, los coeficientes de las ecuaciones de segundo orden son constantes y no dependen del tiempo.
- **Observabilidad:** Toda la información necesaria para determinar las características dinámicas de la estructura se pueden medir.
- **Generalmente se asume que la estructura sigue el Principio de Reciprocidad de Maxwell:** La respuesta en un punto  $p$  debido a una excitación en un punto  $q$  es igual a la respuesta en el punto  $q$  dada la misma excitación en el punto  $p$ . Este supuesto considera simetría en las matrices de masa, rigidez, amortiguamiento y función de respuesta en frecuencia, conceptos detallados más adelante.

### 2.3.1. Sistema de 1-GDL

La información agregada en la presente subsección se obtiene desde el texto de Meruane [2, capítulo 1. 1-9]. el sistema de un grado de libertad se modela como en la figura 2.3, cuya ecuación de movimiento se describe en la ecuación 2.1 donde se tiene (unidades SI):

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \tag{2.1}$$

$m$	Masa [kg]
$c$	Amortiguamiento [ $\frac{N \cdot s}{m}$ ]
$k$	Rigidez [ $\frac{N}{m}$ ]
$\ddot{x}, \dot{x}, x$	Aceleración [ $\frac{m}{s^2}$ ], Velocidad [ $\frac{m}{s}$ ] y Posición [m]
$f(t)$	Fuerza de excitación externa [N]
$t$	Tiempo [s]

Aplicando la transformada de Laplace y despejando el término de respuesta  $X(p)$ , se tienen las ecuaciones (2.2) y (2.3), donde se obtiene la función de transferencia del sistema  $H(p)$ .

$$X(p) = H(p)F(p) \tag{2.2}$$

$$H(p) = \frac{1/m}{p^2 + (\frac{c}{m})p + (\frac{k}{m})} \tag{2.3}$$

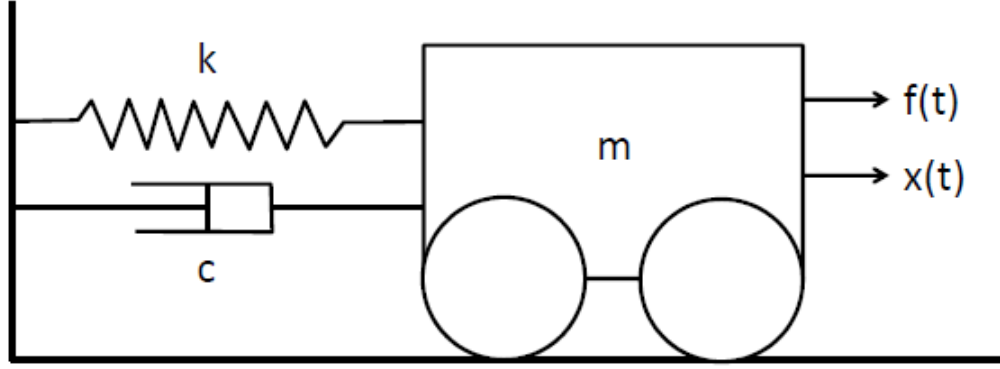


Figura 2.3: Sistema de 1-GDL. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 1. 1-9].

La ecuación característica del sistema es el denominador de la función de transferencia, y sus raíces se muestran en la ecuación (2.3). Desde ella se obtienen conceptos claves: en ausencia de amortiguamiento ( $c = 0$ ) se obtiene la frecuencia natural del sistema sin amortiguamiento ( $\omega_n$ ), mostrada en la ecuación (2.5). Se define también el amortiguamiento crítico ( $c_c$ ), con el cual se define el coeficiente de amortiguamiento ( $\zeta$ ), detallados en las ecuaciones (2.6) y (2.7) respectivamente.

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{m}\right)^2 - \left(\frac{k}{m}\right)} \quad (2.4)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (2.5)$$

$$c_c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2m\omega_n \quad (2.6)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (2.7)$$

Las raíces presentadas en la ecuación (2.4) se pueden expresar como dos raíces complejas conjugadas, mostradas en las ecuaciones (2.8) y (2.9), donde se expresan las variables en el espacio paramétrico (no físico), y se tiene:

$$\lambda = \sigma + j\omega_d \quad (2.8)$$

$$\lambda^* = \sigma - j\omega_d \quad (2.9)$$

$$\lambda = \left(-\zeta + j\sqrt{1 - \zeta^2}\right) \omega_n \quad (2.10)$$

$$\omega_n = \sqrt{\omega_d^2 + \sigma^2} \quad (2.11)$$

$$\zeta = -\frac{\sigma}{\sqrt{\omega_d^2 + \sigma^2}} \quad (2.12)$$

$$\sigma = -\zeta\omega_n \quad (2.13)$$

$$\omega_d = \omega_n\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.14)$$

Cabe destacar la importancia del término de la ecuación (2.14), que corresponde a la frecuencia natural amortiguada, que no es netamente resultado de las propiedades físicas del prototipo, si no que depende a la vez de su relación con el medio a través del amortiguamiento.

La solución a la ecuación (2.1) se puede determinar asumiendo una solución como la de la ecuación (2.15), donde A es una constante.

$$x(t) = Ae^{\lambda t} \quad (2.15)$$

Si se considera que la forzante es nula, se obtiene la respuesta final (2.16), donde  $A_1$  y  $A_2$  se obtienen a partir de las condiciones iniciales del problema. El valor del parámetro determina si el sistema se encuentra subamortiguado ( $\zeta < 1$ ), amortiguado críticamente ( $\zeta = 1$ ), o sobreamortiguado ( $\zeta > 1$ ). Normalmente los problemas ingenieriles trabajan con sistemas subamortiguados, considerando que  $\zeta \sim 0,3$  es sumamente amortiguado en autos. El efecto en la respuesta se observa gráficamente en la figura 2.4.

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} (A_1 e^{j\omega_d t} + A_2 e^{-j\omega_d t}) \quad (2.16)$$

En cambio, si se tiene que la forzante no es nula, se obtiene la respuesta (2.17), donde el factor  $X$  depende de la forma de  $f(t)$ , y se tienen valores analíticos para ciertos casos de interés. Si la forzante es sinusoidal (armónico), es decir de la forma  $f(t) = A\text{sen}(\omega t)$  ó  $f(t) = A\text{cos}(\omega t)$ , se tiene que  $X = B\text{cos}(\omega t) + D\text{sen}(\omega t)$ . Las constantes  $A_1$  y  $A_2$  se obtienen desde las condiciones iniciales, mientras que  $B$  y  $D$  dependen de la forzante. Cabe destacar que los primeros dos términos de la respuesta tienden a cero a medida que transcurre el tiempo (respuesta transiente), y finalmente tienden a tomar la forma de  $X$ , que se conoce como régimen permanente.

$$x(t) = A_1 e^{\lambda_1 t} + A_2 e^{\lambda_2 t} + X \quad (2.17)$$

La función de transferencia se puede expresar en el dominio de las frecuencias ( $j\omega$ ), denominada función de respuesta en frecuencia (FRF), que se muestra en la ecuación (2.18),

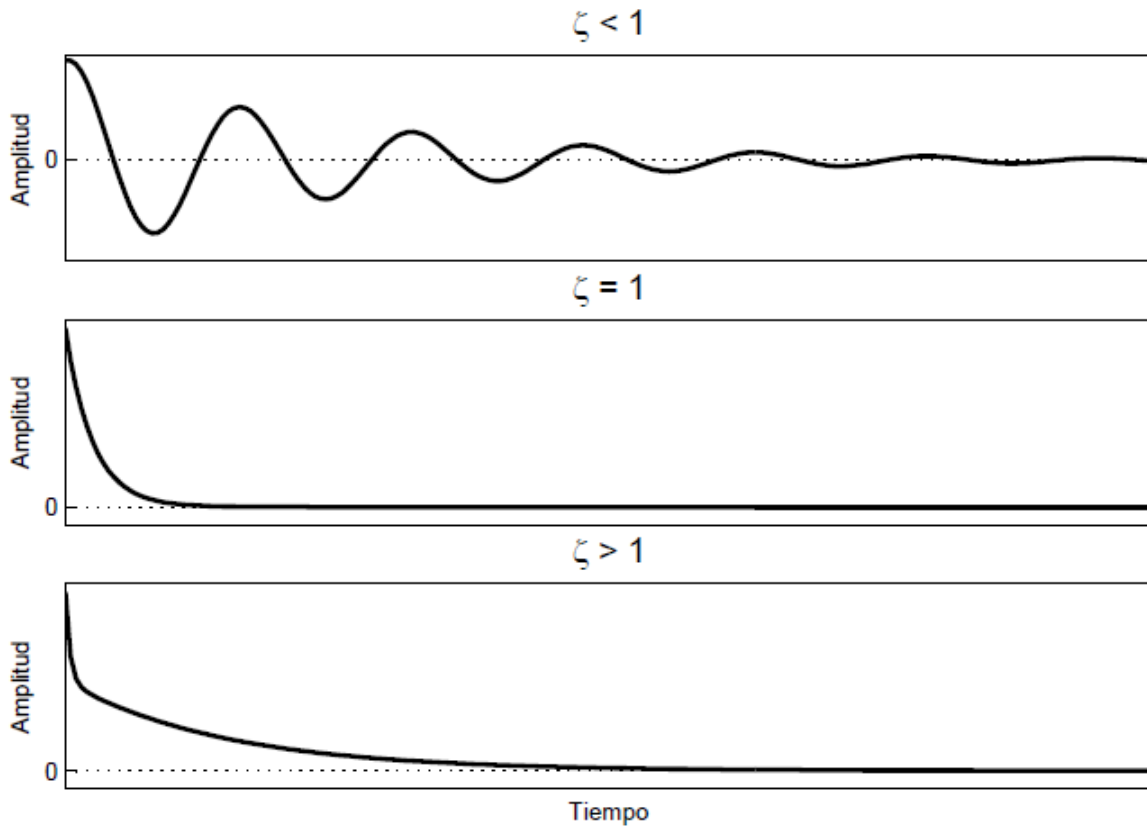


Figura 2.4: Respuesta y tipos de amortiguamiento ante condiciones iniciales. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 1. 1-9].

donde  $A = \frac{1/m}{2j\omega_d}$ . En general se tiene que la contribución del complejo conjugado es despreciable en las proximidades de la resonancia ( $\omega = \omega_d$ ). Por lo anterior, la FRF se aproxima por la ecuación (2.19).

Es posible que, en vez de contar con una ecuación forzante, el problema se plantee de mejor manera como un sistema con excitación en la base. Esto se traduce en anclar el amortiguador y el resorte a una placa móvil, cuyo movimiento se parametriza para el tiempo. A través de dichos parámetros se puede interpretar como una fuerza variable en el tiempo que se puede calcular como  $f(t) = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y})$ , llegando a una EDO que se resuelve por separación de parámetros, pues cuenta con dos variables que modelan las posiciones del elemento y de la base.

$$H(p)|_{p=j\omega} = H(\omega) = \frac{A}{j\omega - \lambda} + \frac{A^*}{j\omega - \lambda^*} \quad (2.18)$$

$$H(\omega) \cong \frac{A}{j\omega - \lambda} \quad (2.19)$$

La excitación puede ser genérica, es decir, sin una forma paramétrica clara, para las cuales no es posible obtener una solución analítica, y es necesario recurrir a soluciones numéricas.

### 2.3.2. Sistema de N-GDL

Esta subsección se obtiene desde el texto de Meruane [2, capítulo 1. 10-11]. El problema se puede extrapolar a N grados de libertad. En la figura 2.5 se observa un ejemplo donde N=2. El problema se traduce en un sistema de EDOs acopladas, matricialmente (2.20).

$$M \{\ddot{x}\} + C \{\dot{x}\} + K \{x\} = \{f\} \quad (2.20)$$

$\{M\}$	Matriz de masa
$\{C\}$	Matriz de amortiguamiento
$\{K\}$	Matriz de rigidez
$\{\ddot{x}\}, \{\dot{x}\}, \{x\}$	Matrices de aceleración, velocidad y posición
$\{f\}$	Vectores de fuerzas de excitación externa

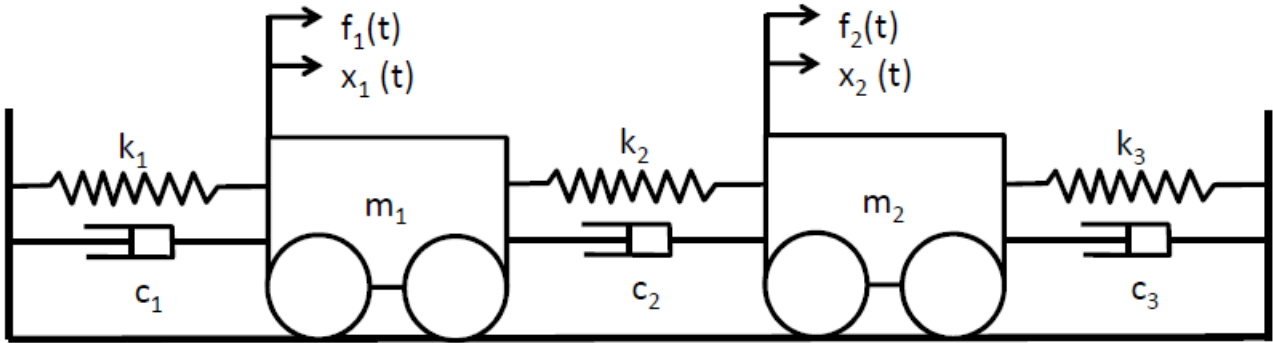


Figura 2.5: Sistema de 2-GDL. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 1. 10-11].

Trabajando la ecuación (2.20) mediante Laplace, se obtiene la ecuación (2.21), desde la cual, mediante un procedimiento matemático similar al de 1-GDL, se llega a la ecuación (2.22), con los parámetros  $A$  y  $B$  definidos en (2.23). Este problema de valores propios conlleva un vector propio por cada uno de ellos. El vector propio (vector modal,  $\phi_i$ ) entrega información sobre los modos de vibración. Este relaciona la proporción entre las respuestas de cada grado de libertad y la fase entre ellos, que pueden ser  $0^\circ$  ó  $180^\circ$ , y dicho modo de vibración se manifiesta según el valor propio encontrado ( $\lambda_i$ ). El anterior entrega información sobre la frecuencia a la que se manifiesta (frecuencia natural) y el amortiguamiento asociado a dicho grado de libertad. Cabe destacar que se obtienen  $2n$  valores propios, pero al igual que en el caso de 1-GDL, cada  $\lambda_i$  cuenta con su conjugado  $\lambda_i^*$ . El segundo es desechado, entregando finalmente  $n$  vectores modales  $\phi_i$ .

$$(Mp^2 + Cp + K) X(p) = F(p) \quad (2.21)$$

$$|pA + B| = 0 \quad (2.22)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & C \end{bmatrix}_{(2n) \times (2n)}, \quad B = \begin{bmatrix} -M & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix}_{(2n) \times (2n)} \quad (2.23)$$

Analíticamente se fuerza una diagonalización de la matriz modal de amortiguamiento, para lograr desacoplar las ecuaciones del sistema, mediante alguno de los siguientes tres métodos.

1. Diagonalización directa
2. Proyección del amortiguamiento
3. Amortiguamiento proporcional

Para sistemas no lineales, para excitaciones genéricas, o bien para evitar usar coordenadas modales, se utilizan algoritmos de integración numéricos (métodos Runge-Kutta) que entregan resultados confiables. Un último modelo, que incluye los modos con amortiguamiento, son los sistemas con variables de Espacio – Estado.

## 2.4. Análisis Modal Experimental

El procedimiento antes descrito considera la obtención de soluciones analíticas, para las cuales se requiere conocer en detalle las propiedades físicas y mecánicas del prototipo y sus materiales para realizar un modelo robusto. Sin embargo, este modelo constituye un desafío importante y demanda una gran recolección de datos.

En este sentido, es posible determinar los modos de vibración del sistema de manera experimental utilizando la instrumentación y procedimiento apropiado, mediante softwares de análisis modal que utilizan la misma teoría descrita con anterioridad, relacionando las FRFs obtenidas experimentalmente mediante acelerómetros. Los métodos más comunes de excitación son dos: mediante *shakers* o excitadores que entregan un impulso  $f(t)$ , o bien con excitación por impacto, que se aproxima a insertar un *delta de dirac* al sistema, excitando todos los modos normales de vibración dentro de un rango de frecuencias, definido por la dureza de la punta del martillo.

Cabe destacar que para el uso de estos sistemas de adquisición y procesamiento de datos es necesario que el operario esté familiarizado con el análisis modal experimental, pues la selección de diversos parámetros es crucial para obtener resultados certeros.

### 2.4.1. Funciones de Respuesta en Frecuencia Experimentales

La presente subsección está basada en el texto de Meruane [2, capítulo 3. 44-45]. Sea  $F(f)$  el espectro en frecuencia de una señal de entrada  $f(t)$  y sea  $X(f)$  el espectro en frecuencia de una señal de salida  $x(t)$ , entonces la función de respuesta en frecuencia (FRF),  $H(f)$ , entre ambas señales se define según la ecuación (2.24).

$$H(f) = \frac{X(f)}{F(f)} \quad (2.24)$$

Al calcular  $H(f)$  con la expresión anterior se corre el riesgo que existan términos donde  $F(f)$  sea cero. Por lo tanto, en la práctica se utilizan maneras alternativas de calcular  $H(f)$ , utilizando las potencias espectrales.

$$H_1(f) = \frac{X(f) \cdot F^*(f)}{F(f) \cdot F^*(f)} = \frac{G_{XF}}{G_{FF}} \quad (2.25)$$

$$H_2(f) = \frac{X(f) \cdot X^*(f)}{F(f) \cdot X^*(f)} = \frac{G_{XX}}{G_{FX}} \quad (2.26)$$

El principal motivo para estimar las funciones de respuesta en frecuencia con las ecuaciones anteriores es la reducción del ruido no correlacionado en las señales de entrada o salida al promediar.

En la práctica, la función de respuesta en frecuencia es estimada con valores promedio de las potencias espectrales:

$$\hat{G}_{FF} = \frac{1}{N_a} \sum_{n=1}^{N_a} (G_{FF})_n \quad (2.27)$$

$$\hat{G}_{XX} = \frac{1}{N_a} \sum_{n=1}^{N_a} (G_{XX})_n \quad (2.28)$$

$$\hat{G}_{FX} = \frac{1}{N_a} \sum_{n=1}^{N_a} (G_{FX})_n \quad (2.29)$$

$$\hat{G}_{XF} = \frac{1}{N_a} \sum_{n=1}^{N_a} (G_{XF})_n \quad (2.30)$$

Donde  $N_a$  es el número de promedios (el ensayo se repite  $N_a$  veces), lo que entrega una aproximación de mínimos cuadrados de  $H(f)$ .

Dado que las funciones de respuesta en frecuencia se obtienen a partir de una aproximación de mínimos cuadrados, se puede definir un coeficiente de correlación. En este caso, la correlación se denomina función de coherencia y es una medida del error de mínimos cuadrados. La coherencia se define por:

$$\gamma^2 = \frac{|\hat{G}_{FX}|^2}{\hat{G}_{FF} \hat{G}_{XX}} = \frac{H_1(f)}{H_2(f)} \quad (2.31)$$

La coherencia varía entre 0 y 1. Un valor de 1, indica una relación perfectamente lineal entre las señales de entrada y salida por sobre todos los promedios.

## 2.4.2. Estimación de Parámetros Modales

La siguiente subsección se basa en el texto de Meruane [2, capítulo 4. 50-53]. Los métodos de identificación de parámetros buscan extraer la información modal de una estructura a partir de mediciones experimentales. Estos métodos se clasifican principalmente en métodos en el dominio del tiempo o métodos en el dominio de frecuencias. Los métodos en el dominio del tiempo siempre se pueden utilizar, ya sea para respuesta libre o forzada (con o sin conocimiento de las fuerzas). Por otro lado, los métodos en el dominio de frecuencias se pueden utilizar solo en casos de vibraciones forzadas y cuando las fuerzas son conocidas.

Para cada dominio hay métodos que utilizan información de un solo punto de medición y otros que utilizan la información de varios puntos simultáneamente. En cada uno de estos casos puede haber una o varias fuerzas de excitación externas. Lo que lleva a la siguiente clasificación:

1. Una respuesta debido a una fuerza: SISO (*single-input single-output*).
2. Varias respuestas debido a una fuerza: SIMO (*single-input múltiple-output*).
3. Varias respuestas debido a varias fuerzas: MIMO (*multiple-input multiple-output*).
4. Una respuesta debido a varias fuerzas: MISO (*multiple-input single-output*).

En el dominio de tiempo, las respuestas contienen naturalmente información acerca del contenido en frecuencias, aunque está “escondida”, por lo que no es posible definir *a priori* cuantas resonancias hay presentes en un cierto periodo de tiempo. En consecuencia, los métodos en el dominio del tiempo deben estimar simultáneamente varias resonancias de la estructura y para los métodos SIMO y MIMO varios modos de vibración. Estos métodos son conocidos como métodos de múltiples grados de libertad (MDOF). En el dominio de frecuencia, dado que los *peaks* de las resonancias son visibles, es posible realizar una identificación modo por modo. Estos métodos se denominan métodos de un grado de libertad (SDOF).

Estos *peaks* corresponden a los valores máximos encontrados en las gráficas de las sumas de las funciones de respuesta en frecuencia correspondientes a la estructura. La información relevante corresponde a la coordenada  $X$ , eje de las frecuencias, y son fácilmente identificables desde el *software FEMTools*.

Una vez vista estas respuestas, manualmente es posible elegir estos máximos tal que las frecuencias correspondientes a cada uno de ellos corresponda a una frecuencia natural de la estructura.

En el caso del elemento combustible estudiado en este trabajo, los métodos de identifica-



ción de parámetros modales corresponden a métodos con múltiples grados de libertad en el dominio del tiempo.

El módulo de extracción de parámetros modales en Femtools (MPE), es una herramienta de extracción de parámetros modales a partir de un grupo de funciones de respuesta en frecuencia (FRF) o espectros de potencia cruzados que utiliza el método *Least Squares Complex Frequency* o Método de mínimos cuadrados no lineales (LSFD). [2]

## Método de mínimos cuadrados no lineales (LSFD)

La presente subsección se obtiene desde el texto de Meruane [2] capítulo 4. 54-55]. El método de mínimos cuadrados no lineales en el dominio de frecuencias, es un método para estimar los polos y modos normales (si se utilizan múltiples respuestas).

Se basa en el modelo modal en el dominio de frecuencias. La función de respuesta en frecuencia entre una respuesta en el punto  $i$  y una excitación en el punto  $k$  se puede aproximar según la ecuación (2.32)

$$H_{ik}(\omega) = \sum_{r=1}^{N_m} \left( \frac{\phi_{ir} L_{rk}}{j\omega - \lambda_r} + \frac{\phi_{ir}^* L_{rk}^*}{j\omega - \lambda_r^*} \right) + UR_{ik} - \frac{LR_{ik}}{\omega^2} \quad (2.32)$$

$\phi_{ir}$  corresponde al valor de la fila  $i$  y columna  $r$  de la matriz de vectores modales,  $\omega$  es la frecuencia,  $L_{rk}$  corresponde a  $(Q_i \cdot \phi_{ir}^T)$ , donde la constante  $Q_i$  está asociada al vector  $\phi_{ir}$ .  $UR_{ik}$  y  $LR_{ik}$  son los residuos superiores e inferiores respectivamente, que aproximan los efectos de los modos por sobre y bajo labanda de frecuencias de interés.

Los residuos aproximan el efecto de modos bajo y sobre el rango de frecuencias en estudio.  $H_{ik}(\omega)$  corresponde a la FRF medida experimentalmente, mientras que el lado derecho de la ecuación es el modelo modal considerando  $N_u$  parámetros desconocidos  $\lambda_r$ ,  $\phi_{ir}$ ,  $L_{rk}$ ,  $UR_{ik}$ ,  $LR_{ik}$ , indicado en la ecuación (2.33).

$$G_{ik}(\omega) = G_{ik}(\omega, \lambda_r, \phi_{ir}, L_{rk}, UR_{ik}, LR_{ik}) \downarrow_{r=1, \dots, N_m} \quad (2.33)$$

$G_{ik}(\omega)$  corresponde a la FRF estimada. La diferencia entre la función de respuesta en frecuencia medida y estimada viene dada por la ecuación (2.34). El error total en el rango de frecuencias de interés corresponde a la ecuación (2.35). Considerando todas las funciones de respuesta en frecuencia entre  $N_i$  entradas y  $N_o$  respuestas, el error total se calcula según la ecuación (2.36).

$$e_{ik}(\omega) = H_{ik}(\omega) - G_{ik}(\omega) \quad (2.34)$$

$$E_{ik} = \sum_{f=0}^{N_f} e_{ik}(\omega_f) e_{ik}^*(\omega_f) \quad (2.35)$$

$$\sum_{i=1}^{N_o} \sum_{k=1}^{N_i} E_{ik} \quad (2.36)$$

Los parámetros desconocidos se obtienen al imponer que estos minimicen el error total.

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial \lambda_r} &= 0 \\ &\vdots \\ \frac{\partial E}{\partial LR_{ik}} &= 0 \end{aligned} \quad (2.37)$$

El sistema de ecuaciones anterior es altamente no-lineal, pero puede resolverse iterativamente como un problema linealizado (con una expansión de primer orden).

Si los polos del sistema y los factores de participación modal ya fueron estimados, la ecuación (2.32) se convierte en un set de ecuaciones lineales en función de los parámetros desconocidos  $\phi_{ir}$ ,  $UR_{ik}$  y  $LR_{ik}$ , donde el set de ecuaciones resultantes es relativamente fácil de resolver.

## Diagramas de Estabilidad

Esta subsección está basada en el texto de Meruane [2], capítulo 4. 54-55].

En todos los algoritmos anteriores se debe definir a priori cual es el número de polos que se desea estimar. Lo que muchas veces no es una decisión simple. Si se utilizan menos polos que los apropiados, el ajuste no será adecuado. En cambio, si se definen más polos que los reales, los algoritmos van a entregar polos “computacionales” que no corresponden a polos reales del sistema, sino que son polos que tratan de modelar el ruido en los datos. Una metodología muy útil para determinar el número de polos reales en un sistema son los diagramas de estabilidad.

Los diagramas de estabilidad son una herramienta muchas veces imprescindible en un análisis modal experimental, ellos ayudan a separar los polos reales de los polos computacionales. Estos diagramas se obtienen, al repetir el análisis modal incrementando el orden del sistema (número de polos asumidos). Para cada orden se estiman los polos, los resultados son presentados gráficamente en el diagrama de estabilidad (figura 2.6). En el eje vertical se encuentra el orden y el eje horizontal representa la frecuencia natural del polo estimado.

En general, los polos reales aparecen a la misma frecuencia en el diagrama, independiente del orden del sistema. En cambio, la frecuencia de los polos computacionales, varía al aumen-

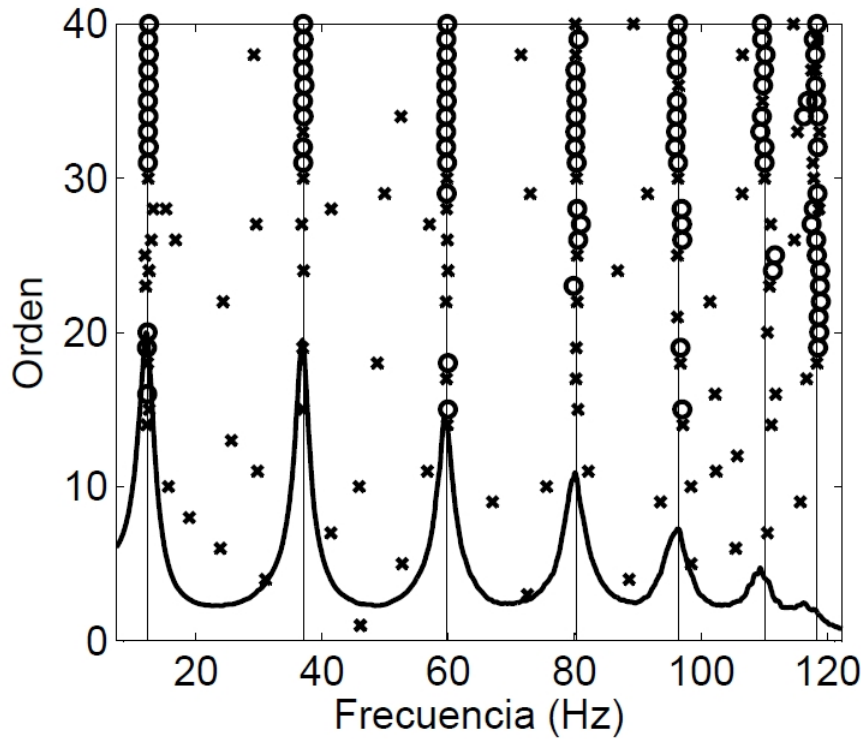


Figura 2.6: Diagrama de estabilidad. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 4. 54-55].

tar el orden del sistema. El diagrama de la figura [2.6](#) se representan los polos estables (en frecuencia y amortiguamiento) con un círculo y con una cruz los polos inestables. Normalmente, se define que un polo es estable si la frecuencia no varía más del 1% de su magnitud y la razón de amortiguamiento no varía más del 5%. [2]

### 2.4.3. Análisis Previo a las Mediciones

Esta subsección se obtiene del texto de Meruane [\[2\]](#) capítulo 5. 64-65]. Al preparar un montaje experimental para un análisis modal se debe considerar el propósito del experimento, los datos requeridos (FRFs o parámetros modales), la precisión requerida, etc. Para ello se necesita la mayor cantidad de información posible de la estructura, la que se puede obtener de experimentos anteriores en estructuras similares o de modelos numéricos de la estructura. A continuación se describirán algunas herramientas útiles para definir el montaje experimental de acuerdo a los requerimientos. Desde un punto de vista práctico, los criterios siguientes se deben cumplir en un buen diseño de un montaje experimental:

- **Correspondencia:** Los modos medidos experimentalmente deben corresponder a los modos reales, los que desafortunadamente son desconocidos. Sin embargo, experimentos previos en estructuras similares o un modelo en elementos finitos pueden ayudar a estimar los modos. Adicionalmente, el test debe producir modos claramente distinguibles. La independencia de los modos está directamente relacionada con el rango de la matriz de vectores propios  $\phi$ .

- **Excitación:** El montaje debe incluir un sistema de excitación que garantice que todos los modos de interés son excitados.
- **Identificación:** Los datos medidos deben contener la información necesaria para identificar los parámetros de interés. Por lo tanto, el diseño del montaje depende del propósito del experimento.
- **Visualización:** En la práctica, se requiere visualizar los modos obtenidos, de manera de evaluar de precisión de éstos y para compararlos con los modos estimados. La visualización también es importante para detectar posibles discrepancias.
- **Robustez:** Dado que el montaje está basado en experimentos previos o en modelos numéricos, donde ambos contiene errores, éste debe ser robusto: No debe ser muy sensible a estos errores. Por lo tanto, es preferible algún grado de redundancia.
- **Accesibilidad:** Las ubicaciones seleccionadas para medir la respuesta y para excitar la estructura deben ser accesibles.

#### 2.4.4. Montaje Experimental

La presente subsección se basa en la teoría explicada en el texto de Meruane [2, capítulo 5. 68-71].

##### Mecanismo de excitación

La primera parte de un montaje experimental es el mecanismo de excitación que aplica una fuerza de suficiente amplitud y contenido en frecuencia a la estructura. Existen diferentes mecanismos capaces de excitar la estructura. Los dos más comunes son el martillo (figura 2.7) y el *shaker* (figura 2.8). El primero es el que se utilizó en las mediciones realizadas para este trabajo.

Un martillo es un aparato que produce una fuerza de excitación de la forma de un pulso. Consiste principalmente en un sensor de fuerzas en la punta del martillo, una masa y el mango.

La señal temporal de una señal de fuerza tipo impacto, es un pulso con un contenido en frecuencias no controlable. En términos de hardware involucrado, la excitación por impacto es relativamente simple comparado con la excitación con un *shaker*. Es conveniente de usar y muy portable para mediciones en terreno y laboratorio. Debido a que no existe conexión física entre la fuerza de excitación y la estructura, el test de impacto evita el problema de su interacción.

La principal desventaja del test de impacto es la dificultad de controlar el nivel de la fuerza y su contenido en frecuencias. Esto puede afectar la razón señal/ruido en las mediciones, resultando en datos de baja calidad.

Usualmente, el interés ingenieril se focaliza en la reacción de la estructura ante fuerzas externas, como por ejemplo las vibraciones inducidas sobre el EC por el fluido circulante,

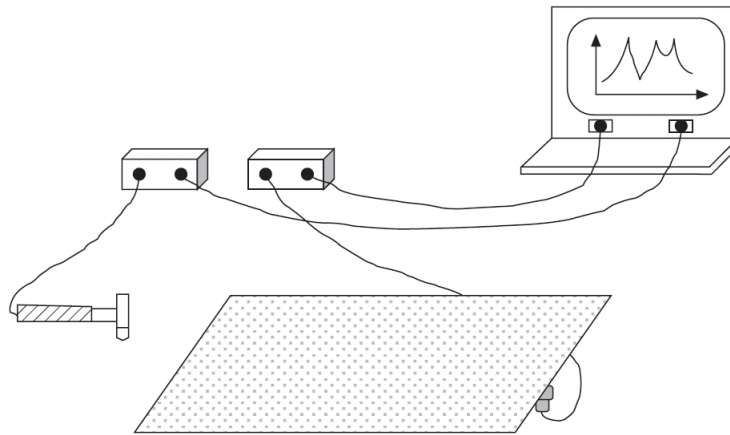


Figura 2.7: *Set-up* experimental para ensayo de excitación con martillo. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 5. 68-71].

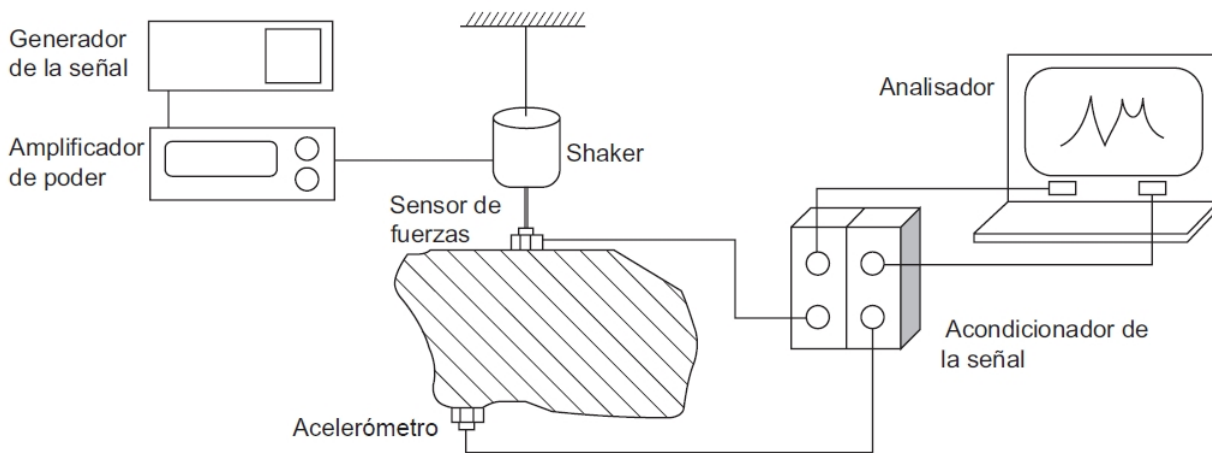


Figura 2.8: *Set-up* experimental para ensayo de excitación con *shaker*. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 5. 68-71].

no en las características modales en sí mismas. En este sentido, los ensayos de excitación forzada ayudan a responder respuestas de diseño: ¿Cuál es la aceleración máxima en un punto específico? ¿Qué modos dominan la respuesta? ¿Cómo se deforma la estructura a una frecuencia específica?

El análisis de respuesta forzada es aplicado principalmente para corroborar el funcionamiento de la estructura bajo condiciones de operación, como por ejemplo, el EC montado en la grilla del núcleo del reactor. De esta manera, se pueden estudiar las áreas sobrecargadas de la estructura o posibles problemas de fatiga.

## Errores en el procesamiento de señales

La presente subsección se obtiene del texto de Heylen, Lammens y Sas [3, Part B. Testing. 2.1-2.20].

En el procesamiento digital de una señal pueden ocurrir muchos errores, pero los más influyentes para el análisis modal son los fenómenos de *aliasing* y *leakage*.

El *aliasing* se produce porque la señal debe ser muestreada. Las componentes de mayor frecuencia en la señal pueden provocar errores de amplitud y frecuencia en el espectro resultante. Si la máxima frecuencia en la señal analizada  $f_{m\acute{a}x}$  no cumple con el teorema de Shannon, ecuación (2.38), donde  $f_s$  es la frecuencia de muestreo, todas las componentes con frecuencias mayores a  $f_s/2$  aparecerán como frecuencias menores a  $f_s/2$ .

$$f_{m\acute{a}x} < f_s/2 \quad (2.38)$$

El *aliasing* se puede eliminar eliminando las componentes en frecuencia mayores a  $f_s/2$ , y en los casos que ello no es posible, se aplican filtros pasa bajos, donde la frecuencia de corte es usualmente fijada en  $40\%f_s$ , equivalente a  $80\%f_{m\acute{a}x}$ .

El *leakage* ocurre debido a que la señal debe ser medida en un tiempo finito  $T$ . La transformada discreta de Fourier asume que la señal observada es periódica con período  $T$ . Si esta condición no se cumple, habrá *leakage*. Esto se traduce en que la energía realmente aportada por las frecuencias predominantes se reparte a las frecuencias cercanas en el espectro, lo que complica la interpretación posterior de la información.

La única solución al *leakage* consiste en asegurar que la señal es periódica u observada completamente durante la ventana de tiempo. Esto se puede lograr excitando la estructura con señales periódicas. Las señales de excitación tipo *burst random* también minimizan este problema.

Utilizar ventanas de tiempo, que multiplican a la señal observada, ofrecen una solución a este problema. El tema es bastante amplio y escapa del interés del presente trabajo, por lo que no se ahonda en detalles. Sin embargo, se hace mención de las ventanas utilizadas en las experiencias en la sección de Resultados.

Finalmente, para reducir la cantidad de ruido aleatorio en las señales, se utilizan promedios (*averaging*) entre las señales obtenidas. Este proceso se puede aplicar en el dominio del tiempo o de las frecuencias. Para que el promedio de los datos adquiridos esté sincronizado, este comienza desde una *señal trigger*. En el caso del ensayo de impacto, el *trigger* se define como el pulso generado por el martillo. Promediar estos bloques de información reduce el ruido aleatorio producido en cada señal, asegurando una mejor lectura.

## Selección de los puntos de excitación

Los puntos de excitación de la estructura se deben seleccionar de manera garantizar que todos los modos de interés sean excitados adecuadamente. Un modo en particular va a estar bien excitado si la fuerza se aplica en un punto de alto desplazamiento.

También existen algunos métodos para seleccionar los puntos de excitación, el más usual es a través de los “driving point residues” (DPR) [2, capítulo 5. 68-71].

## Recolección de respuestas frente a la Excitación

La recolección de respuestas se hace a través de sensores, lo más comúnmente utilizados en el análisis modal son los acelerómetros, que consisten en sensores que miden la aceleración en un punto de la estructura con una señal de salida en forma de voltaje, que es transformada por un acondicionador antes de ser procesada por algún software o *hardware*.

El tipo más común de acelerómetros corresponde a los piezoeléctricos, que son los utilizados en los ensayos experimentales en el presente trabajo. Estos sensores contienen un cristal piezoeléctrico en su interior que produce una carga eléctrica al ser deformado. En la figuras [2.9](#) se observa el esquema de un acelerómetro piezoeléctrico y en la figura [2.10](#) el montaje de un acelerómetro. [2]

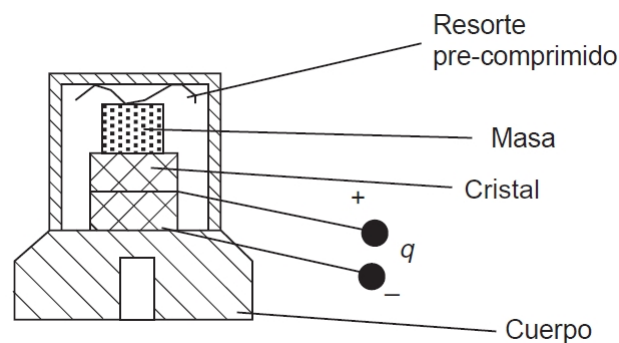


Figura 2.9: Esquema de un acelerómetro piezoeléctrico. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 5. 68-71].

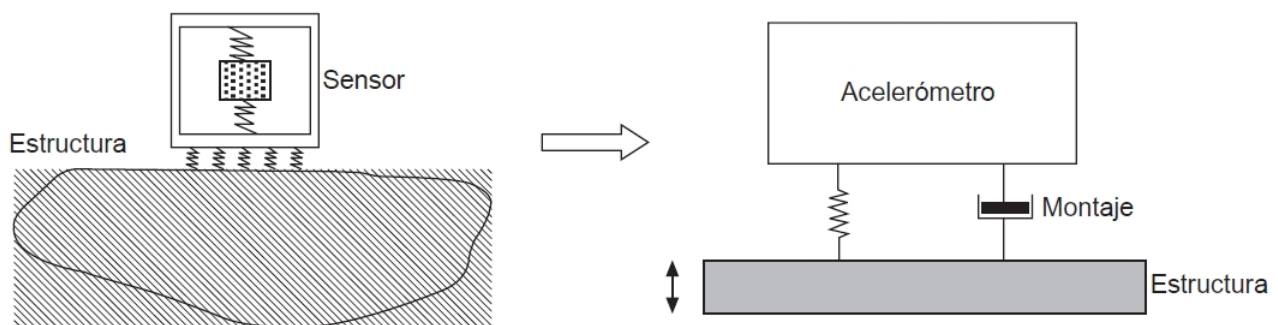


Figura 2.10: Esquema del montaje de un acelerómetro. Fuente imagen: Meruane [2, capítulo 5. 68-71].

Para medir aceleraciones de baja frecuencia se suelen utilizar acelerómetros *Microelectromechanical Systems* (MEMS), que son de tipo piezorresistivo, que funciona de manera similar al piezoeléctrico. En este caso, la resistencia eléctrica ( $R$ ) del material conductor o semiconductor varía al ser sometido a un esfuerzo mecánico. En este sentido, es un elemento electrónico pasivo, por lo que requiere ser **alimentado con una fuente de voltaje** ( $V$ ) DC para poder medir los cambios en la corriente ( $I$ ) que fluye a través del sensor mediante la ley de Ohm ( $V = I \cdot R$ ).

## 2.5. Análisis Modal Numérico

Esta sección se basa en la guía *ANSYS Mechanical APDL* [4]. Dadas las dificultades asociadas al análisis modal analítico, las simulaciones numéricas son ampliamente utilizadas para determinar las frecuencias y modos naturales de un prototipo. Para ello existe una gran diversidad de *softwares* que relacionan geometrías (planas y volumétricas), condiciones de borde, cargas, desplazamientos y otros parámetros. En este proyecto se utiliza el software *ANSYS*.

El análisis modal provisto por *ANSYS* es un análisis lineal. Cualquier no-linealidad, como plasticidad o elementos de contacto (*gap*) son ignorados aunque estén definidos. Se puede escoger entre diversos métodos de extracción de modos: *Block Lanczos*, *Supernode*, *Subspace*, *PCG Lanczos*, *unsymmetric*, *damped* y *QR damped*. Los usos típicos destinados a cada método se resumen en la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Métodos de extracción de modos disponibles para el módulo de Análisis Modal de *Ansys*.

Método de Extracción de modos	Uso típico
Block Lanczos	Utilizado para problemas de valor propio de grandes dimensiones.
PCG Lanczos	Utilizado para problemas de valor propio de dimensiones muy grandes (500.000+ grados de libertad), y es especialmente útil para obtener una solución para los modos de menor frecuencia.
Supernode	Utilizado para resolver problemas con muchos modos de vibración (hasta 10.000) en una solución. Esto es requerido generalmente para superponer modos ( <i>PSD analysis</i> ) y encontrar la respuesta en un rango de frecuencias más alto.
Subspace	Utilizado para problemas de valor propio de grandes dimensiones. Su ventaja respecto al método <i>Block Lanczos</i> consiste en que las matrices $[K]$ y $[C]/[M]$ pueden ser indefinidas al mismo tiempo.
Unsymmetric	Utilizado para problemas con matrices asimétricas, como interacciones entre un fluido y una estructura o problemas de chirrido de frenos.
Damped	Utilizado para problemas donde el amortiguamiento no puede ser ignorado, como problemas de rodamientos.
QR Damped	Mismo uso que el método <i>Damped</i> , pero más rápido y con mayor eficiencia de cálculo.

## 2.6. Diseño estructural

La Norma Chilena NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero”, modificada el año 2016 por el Instituto Chileno del Acero (ICHA) y



aprobada por el Instituto Nacional de Normalización (INN), se basa en la norma ANSI/AISC 360-10 [5], con modificaciones para adaptarla a la praxis de nuestro país.

En ella se definen dos metodologías igualmente válidas para asegurar un comportamiento apropiado de la estructura: *Diseño en Base a Factores de Carga y Resistencia* (LRFD) y *Diseño en base a resistencias admisibles* (ASD). En este estudio se emplea la metodología ASD, que entrega valores de carga admisible máxima para cada modo de falla.

El diseño satisface los requisitos de las especificaciones mencionadas en la normativa cuando la resistencia admisible de cada componente estructural es mayor o igual a la resistencia requerida. Esto se realiza de acuerdo con la ecuación (2.39).

$$R_a \leq R_n/\Omega \quad (2.39)$$

$R_a$	Resistencia requerida (ASD)
$R_n$	Resistencia nominal, según se especifica en los Capítulos B a K de la norma
$\Omega$	Factor de seguridad, según se especifica en los Capítulos B a K de la norma
$R_n/\Omega$	Resistencia admisible

En función de las condiciones de borde, las cargas efectuadas sobre la estructura y la geometría de los perfiles se determinan cuáles son los modos de falla que afectarían a cada miembro de ella. Los análisis de esfuerzos en estructuras definen los perfiles de fuerzas cortantes, de compresión/tracción y de momentos al interior de sus elementos. Los valores máximos obtenidos se contrastan con las cargas admisibles obtenidas con la metodología ASD. Como indicador se obtiene el Factor de Seguridad de cada modo de falla ( $FS_i$ ), según la ecuación (2.40). Finalmente, el Factor de Seguridad del sistema ( $FS_S$ ) corresponde al menor de los valores encontrados para todos los modos de falla del elemento, siguiendo la ecuación (2.41).

$$FS_i = \frac{(R_n/\Omega)}{R_a} \quad \forall i \in \{\text{modos de falla}\} \quad (2.40)$$

$$FS_S = \min \{FS_i\} \quad \forall i \in \{\text{modos de falla}\} \quad (2.41)$$

## 2.7. Estado del arte

### 2.7.1. Normativas de caracterización dinámica

La Organización Internacional de Energía Atómica (OIEA), comunmente conocida como IAEA por su nombre en inglés, es la encargada de velar por el uso apropiado y responsable de la energía nuclear en el mundo, a la cual Chile se adscribe desde 1960. A través de distintos documentos se han encargado de generar normativas estrictas para el conteo nuclear, así

como en las implementaciones de los reactores nucleares de potencia, sin embargo existe mayor flexibilidad para los reactores nucleares de investigación.

La IAEA [6] reconoce que cada fabricante tendrá sus propias políticas, prácticas y metodologías, pues responden a los estándares de los organismos regulatorios de su país, pero que sin embargo, es generalmente el cliente quien especifica los requerimientos de calificación para un contrato de suministro de combustible. Así mismo, es este quien finalmente determina si un proveedor está adecuadamente calificado para la labor. De aquí se desprende la necesidad de contar con una alta capacidad de diseño y calificación de prototipos.

El organismo se ha preocupado de normar el diseño de los reactores nucleares [7], incluyendo los de investigación. El requisito 43 de la norma se refiere al comportamiento de los elementos y conjuntos combustibles, los que “deberán diseñarse de modo que mantengan su integridad estructural y resistan satisfactoriamente los niveles de radiación previstos y otras condiciones existentes en el núcleo del reactor, en combinación con todos los procesos de deterioro que puedan tener lugar en los estados operacionales”. En particular, referente al tema de estudio, establece “Comprendidas las vibraciones inducidas por flujo y las vibraciones mecánicas. (...) Deberán tenerse en cuenta las inexactitudes de los datos, los cálculos y la fabricación”.

## 2.7.2. Prototipos de bancadas similares y ensayos utilizados

La compañía francesa Areva [8], líder en diseño de centrales nucleares, cuenta con una múltiple variedad de bancadas de ensayos con diversos propósitos. Sus bancadas de vibraciones estudian los modos de vibración, rigidez y características mecánicas, medidas a escala real de elementos combustibles individualmente y de ensamblajes de núcleos completos, como se observa en la figura 2.11. La instrumentación de cada bancada controla fuerza, desplazamiento, presión, temperatura y vibraciones, permitiendo simular un amplio rango de condiciones de operación.

Por su parte, Siemens [9], fabricante alemán de 17 centrales en su país, quien abandonó el negocio nuclear en 2011, por lo que se usa como comparación a otras empresas consultoras, ofrece el estudio de análisis modal a diversos fabricantes. Emplean pruebas de impacto con martillos modales y con *shakers*. Pueden ofrecer una alta capacidad de detalle en sus soluciones, debido a la gran capacidad de procesamiento, determinada por el alto número de sensores.

El estudio más aproximado al presente proyecto se registra en Argentina [10], en el análisis modal del EC tipo CAREM, utilizado en el reactor de investigación CAREM-25. En él se realizan pruebas a las barras de control individualmente, estudiando sus frecuencias naturales y coeficiente de amortiguamiento en aire y sumergido en agua estanca, mediante las técnicas de impacto (sólo en aire) y barrido de frecuencias. Finalmente, se determinan las frecuencias naturales y coeficiente de amortiguamiento del conjunto del EC.



Figura 2.11: CALVA Bench: elemento combustible de potencia con sensores de deformación y desplazamiento. Fuente imagen: Areva [8].

### 2.7.3. Prototipos de ensayo sísmico

Se decide integrar un ensayo de tipo sísmico en la bancada para incluir este criterio dentro de la validación del EC, buscando asegurar un comportamiento bajo los estándares de seguridad nuclear al interior del núcleo. Dado que las normas sísmicas varían según el país solicitante, debido a que las características de los movimientos telúricos también son propias de cada territorio, se busca que la mesa vibratoria logre cubrir de la mejor manera las distintas sollicitaciones que puedan requerirse para la validación del diseño.

Los acelerómetros miden la aceleración del suelo en altas frecuencias. Su sensibilidad es considerablemente menor a la de los sismómetros, permitiendo registrar movimientos de mayor amplitud, por lo cual son llamados “strong motion” [11]. Son de gran importancia para las disciplinas de geotecnia e ingeniería sismo-resistente, ya que registran el movimiento en términos de **aceleración**, aunque en algunos países se utiliza la **velocidad** como parámetro de medición. A partir del registro temporal se obtiene la magnitud del sismo, relacionado a la cantidad de energía liberada por el mismo. A modo de ejemplo, la figura 2.12 muestra un registro sísmico del terremoto del 27 de febrero [12].

Para efectos de la reproducción de un registro sísmico, es importante que la mesa sea capaz de replicar la **aceleración máxima** registrada (o velocidad máxima), que se suele medir en g (aceleraciones de gravedad, equivalente a  $9,81 [m/s^2]$ ), y el **desplazamiento máximo** registrado. Físicamente, para lograr esto, se debe definir también la **carga máxima** de prueba, es decir, la masa que se puede ubicar en la bancada sin deteriorar la reproducción de la señal. Se agrega como parámetro la composición en frecuencia de los sismos, que son

UNIVERSIDAD DE CHILE DEPARTAMENTO INGENIERIA CIVIL  
SANTIAGO - EDIFICIO CAMARA CHILENA DE LA CONSTRUCCION K2 510 CANAL7  
FEBRERO 27, 2010 HORA 3:34 MAG (Mw) 8.3 LAT -36:12:28 LON -72:57:46 PROF 47.4 KM  
LIMITES FILTRO PASA BANDA : 0.05-0.15 30.00-35.00  
VALORES MAXIMOS : ACE. =196.65 cm/seg<sup>2</sup> VEL. =24.67 cm/seg DES. =7.19 cm

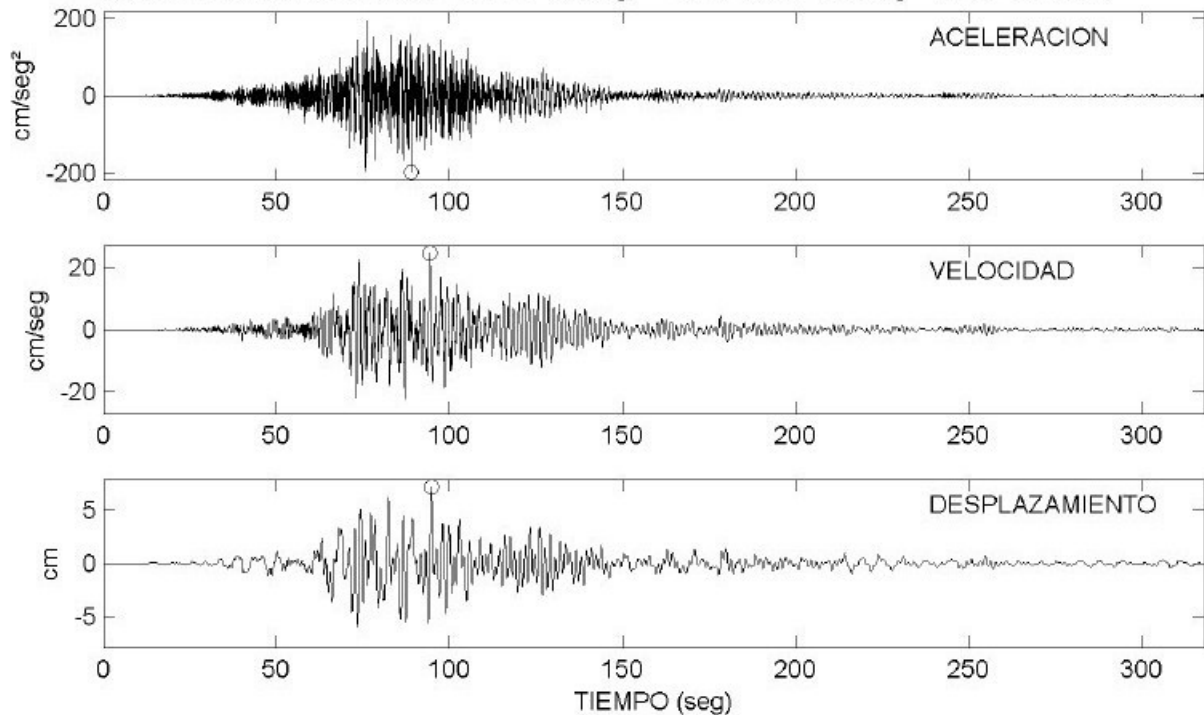


Figura 2.12: Registro sísmico en aceleración, velocidad y desplazamiento, correspondiente al terremoto del 27 de febrero de 2010. Fuente imagen: Boroschek, Soto y León [12].

señales más bien aleatorias, pero cuyo espectro en frecuencias muestra que se compone de frecuencias bajas, usualmente menores a 20 [Hz].

Las estaciones sismológicas se clasifican según el tipo de componente utilizado para monitorear: pueden ser de 1 componente, que monitorea la onda sísmica sólo en su componente vertical, o bien de 3 componentes, que registra las dos componentes horizontales (Norte-Sur y Este-Oeste) además de la componente vertical [13].

En el bosquejo inicial se proponía una mesa sísmica de movimientos horizontales, es decir de un grado de libertad, sin embargo, para el propósito de los ensayos sísmicos existen tres tipos de mesas: de 1, 3 ó 6 grados de libertad (GDL) o *degrees of freedom* (DOF). En función de las estaciones sismológicas utilizadas típicamente, bastaría con 3 GDL para un análisis más propicio que 1 GDL, excluyendo la solución de 6 GDL. Las tres alternativas se grafican en la figura 2.13.

El profesor Pedro Soto, académico del departamento de Ingeniería Civil de la Universidad de Chile, encargado del Laboratorio Experimental de Estructuras, trabaja con mesas sísmicas en la Universidad. El laboratorio cuenta con una mesa de vibraciones unidireccional de alta carga (3 toneladas), accionada por una bomba y servoválvula encargada de controlar la

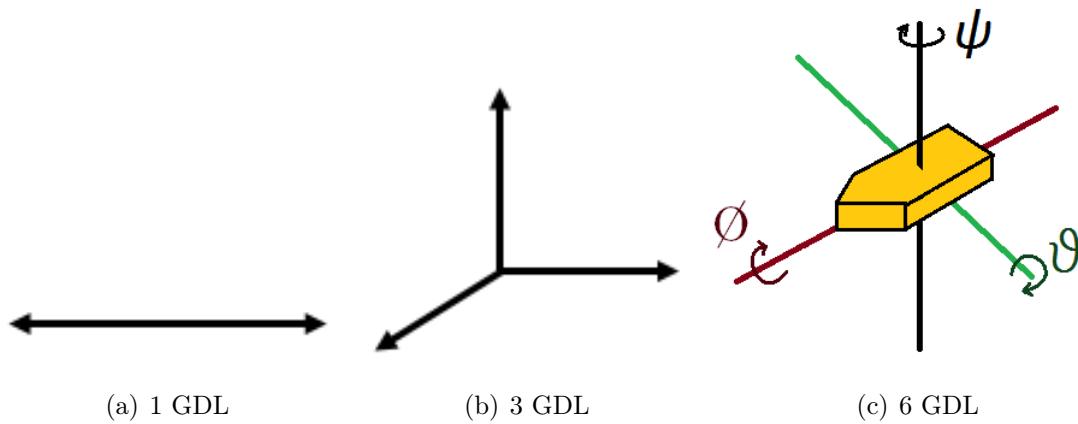


Figura 2.13: (a) 1 GDL, en este caso horizontal ( $x$ ). (b) 3 GDL ( $x,y,z$ ). (c) 6 GDL, tres de posición ( $x,y,z$ ) y tres de rotación ( $\phi,\theta,\psi$ ). Fuente imágenes: Elaboración propia.

dirección y el caudal, diseñada y fabricada en la Universidad. Cuenta además con otra mesa unidireccional electrónica de menor carga (del orden de 50 kg) modelo *Electro-Seis*, adquirida del fabricante y mostrada en la figura 2.14. Finalmente, tienen a disposición una mesa de 6 GDL de alta capacidad de carga (del orden de las toneladas), encargada a Eximtec, representante nacional de la empresa alemana *MOOG*, accionada por seis pistones hidráulicos, ilustrados en la figura 2.15.



Figura 2.14: Mesa sísmica de 1 GDL APS Electro-Seis, desarrollada por el fabricante alemán APS. Fuente imagen: APS 400 ELECTRO-SEIS®.

Durante la visita, el profesor Soto realiza cuatro ensayos, reproduciendo registros históricos de terremotos, utilizados con fines académicos en clases del departamento. Se reproducen los registros de Kobe, Japón (1995); de Sumatra-Andamán, Indonesia (2004); un estadounidense; y finalmente Concepción, Chile (2010). Todos estaban escalados en intensidad, no al 100 %.

De este ejercicio se comprende que la naturaleza de los sismos es distinta según la locación. Los sismos asiáticos y norteamericanos no tienen grandes aceleraciones, pero registran amplios desplazamientos, causantes del daño estructural. Por su parte, los sismos sudamericanos





(a) Base y cimientos



(b) Vista frontal

Figura 2.15: (a) Base de 6 actuadores eléctricos lineales de tornillo sin fin, sobre un refuerzo de hormigón armado. (b) Montaje general de la mesa. Fuente imagen: Elaboración propia.

se caracterizan por tener grandes aceleraciones y duración más extensa. En este sentido, definiendo una capacidad de aceleración suficiente para reproducir grandes sismos chilenos y cubriendo desplazamientos apropiados para recrear sismos asiáticos, debiese ser suficiente para que la mesa cumpla con la funcionalidad deseada.

Finalmente, el profesor Soto recomienda tres fabricantes con los que alguna vez hubo negociaciones: *Aries* (España), *MTS* (EE.UU.) y *TRSearch* (EE.UU.), empresas dedicadas a desarrollar proyectos a pedido.

# Capítulo 3

## Metodología

Se diseña el procedimiento metodológico esquematizado en el diagrama de flujo de la figura 3.1 para cumplir los objetivos específicos. A continuación se detallan en un nivel mayor cada una de las etapas.

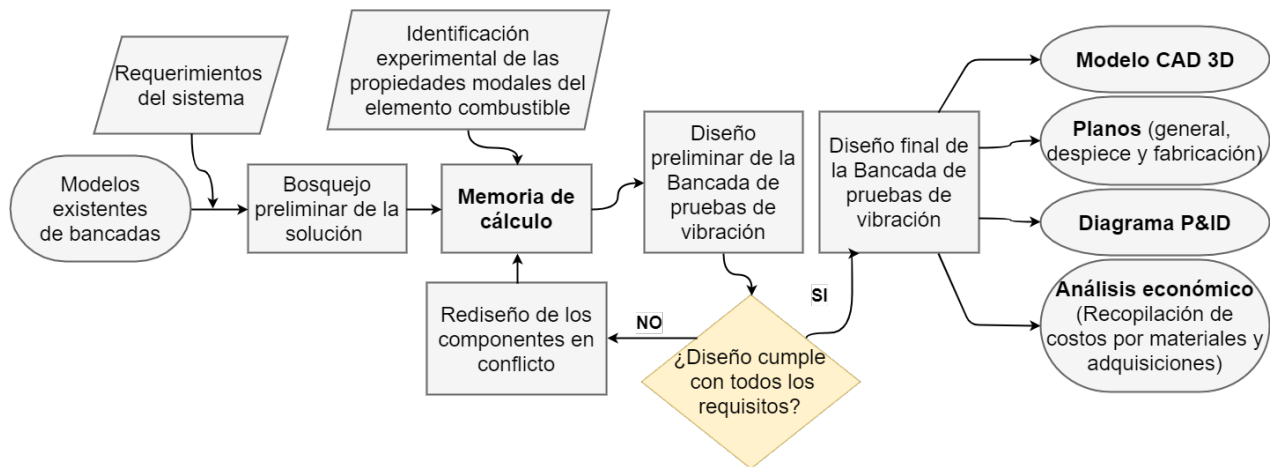


Figura 3.1: Diagrama de flujo de la metodología. Fuente imagen: Elaboración propia.

El proyecto inicia con la fase de **Diseño preliminar de la estructura de la bancada de pruebas** recopila parcialmente los requerimientos del sistema. En esta etapa se realiza un **levantamiento de los requerimientos del sistema**, proceso llevado a cabo por el equipo en conjunto. Concluye con un **bosquejo preliminar de la solución**, identificando cómo el sistema responde a cada requerimiento.

Para recopilar propiedades físicas y mecánicas del diseño MTR se realiza un **Análisis modal experimental** mediante Respuesta Libre de los modos de vibración del Elemento Combustible en aire, utilizando equipamiento del Laboratorio de Vibraciones Mecánicas y Rotodinámica (LVMR) de la Universidad de Chile. En primer lugar se realizan **pruebas a un EC falso** (dummy de Aluminio) en el LVMR. Posteriormente se repite la **experiencia con un Elemento Combustible real** (Uranio natural) en las dependencias de la PEC en Lo Aguirre. Mediante un posterior **Análisis y comparación de los modos de vibración**

**de ambos modelos en aire** se determinan nuevos parámetros que ayudan a detallar el diseño de la bancada de ensayos.

Concluidas las fases anteriores, comienza un proceso cíclico de diseño y cálculo, que entrega como resultado el diseño final de la bancada.

La **Memoria de cálculo de componentes de la estructura de la bancada y de los instrumentos** considera tres elementos fundamentales:

- Una memoria de cálculo que **asegure modos de vibración de alta frecuencia** de los componentes estructurales respecto a los modos del EC identificados experimentalmente.
- Una memoria de cálculo que asegure que los distintos **soportes de la estructura resistan la operación**, así como su efectividad para simular las condiciones de borde.
- Una memoria de cálculo que determine la **cantidad y ubicación óptima de los acelerómetros en la estructura o en el EC**, para asegurar que la lectura permita caracterizar el EC.

La fase final consiste en el **Diseño final de la bancada, elaboración de planos de fabricación y análisis económico**. Considera la **Elaboración final de un modelo 3D en CAD con la solución completa del sistema**, la **Elaboración de un plano general de conjunto, planos de despiece y fabricación**, la **Elaboración de un plano P&ID sobre el plano general de conjunto** y una **Recopilación de los costos** por concepto de materiales y adquisiciones, acompañada de un análisis de ellos.



# Capítulo 4

## Resultados y análisis

Los resultados se desarrollan con el fin de lograr una bancada de ensayos capaz de ejecutar pruebas de respuesta libre, excitación forzada y ensayo sísmico, según el diagrama de flujo de señales ilustrado en la figura 4.1.

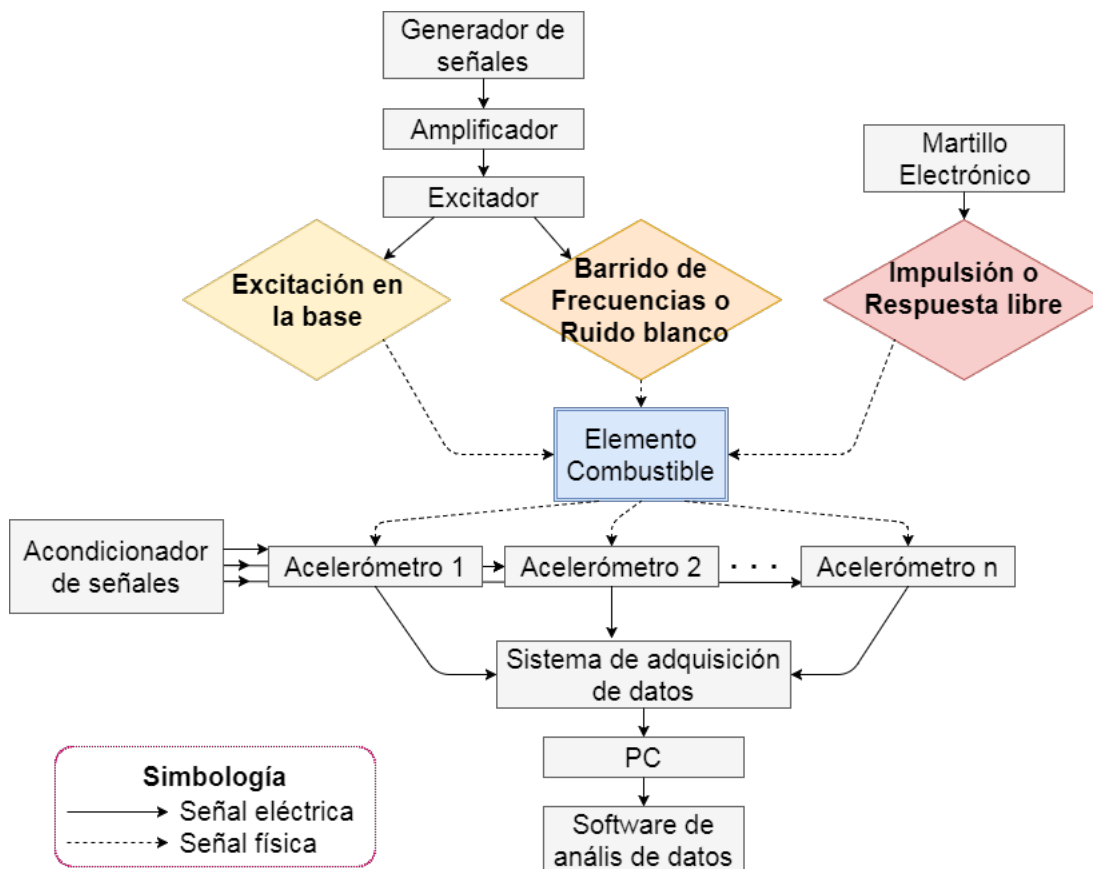


Figura 4.1: Diagrama de flujo de señales. Fuente imagen: Elaboración propia.

## 4.1. Pruebas de Análisis Modal Experimental

### 4.1.1. Ensayo UChile: Elemento Combustible falso (Aluminio)

Para estudiar los modos de vibración del elemento combustible, insumo necesario para el diseño de componentes estructurales y funcionales de la bancada, se realizaron dos ensayos de análisis modal.

En primera instancia se caracteriza un *dummy* del Elemento Combustible (sin uranio) mediante análisis modal en las dependencias de la Universidad de Chile, el día 26 de mayo del presente año, utilizando el equipamiento del *Laboratorio de Vibraciones Mecánicas y Rotodinámica* (LVMR), dirigido por la profesora Viviana Meruane. Posteriormente, se repitió la experiencia en las dependencias de la CCHEN con un Elemento Combustible con uranio natural, es decir de bajo contenido del isótopo  $U_{235}$  (20%), basado en siliciuro de uranio ( $U_3Si_2$ ) en una matriz de aluminio. En el ensayo se utiliza el equipamiento del LVMR y es guiado nuevamente por la profesora Viviana Meruane. Cabe destacar que el elemento de muestra exhibe el mismo comportamiento que un EC de uranio enriquecido desde el punto de vista mecánico, por lo que el ensayo es válido.

Los montajes utilizados para la realización de ambas experiencias son iguales al esquematizado en la figura [4.2](#).

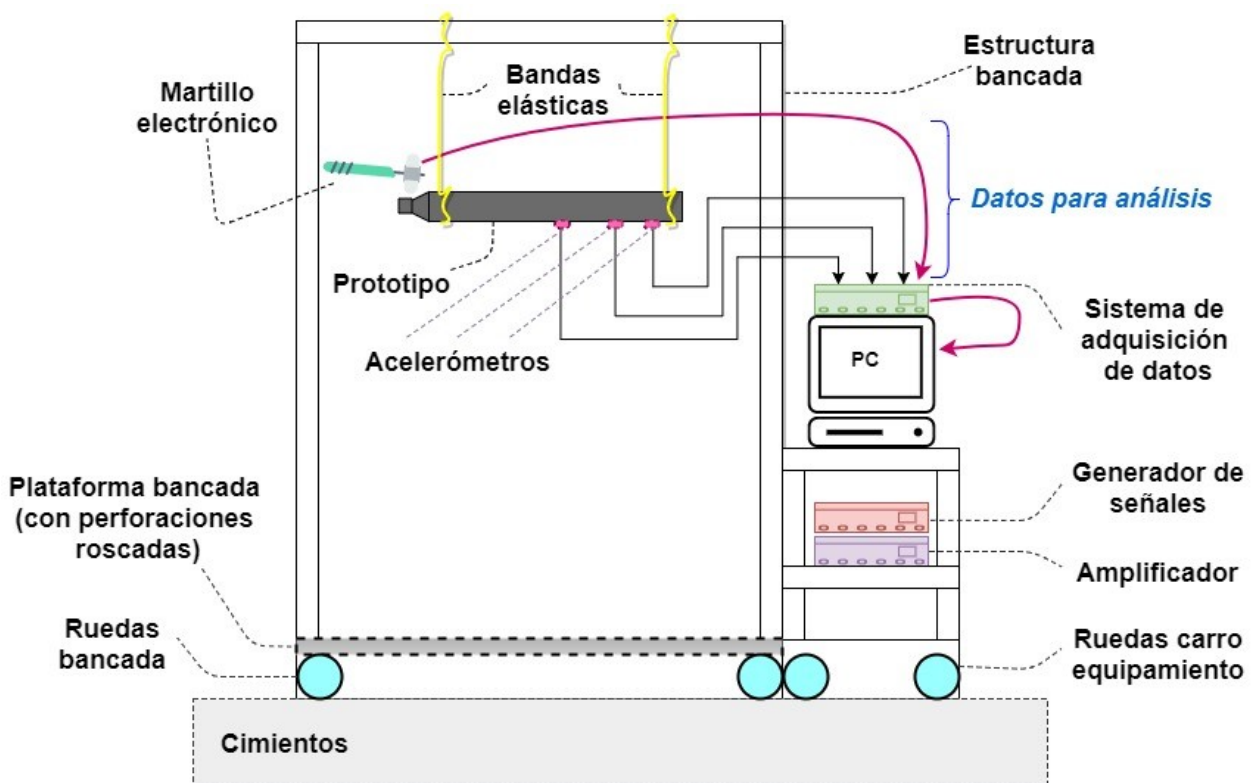
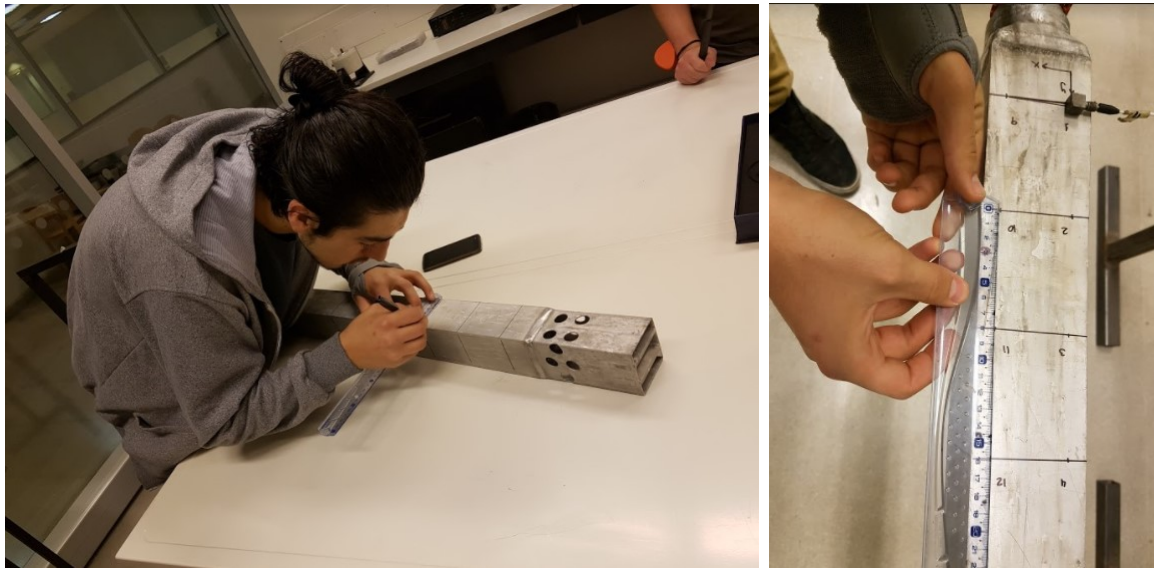


Figura 4.2: Montaje de la bancada durante el ensayo de respuesta libre. Fuente imagen: elaboración propia.

## Preparación del ensayo

En primer lugar se marcan sobre el elemento combustible falso los puntos de medición, sobre dos caras: la placa soporte y una de las placas combustibles externas, tal como se muestra en la figura 4.3. Se estima utilizar entre 30 y 40 puntos de medición. Se ubican cada 8 [cm] en dirección longitudinal y 8 [cm] en la dirección transversal. Se obtienen cuatro filas (dos por cada cara) de ocho puntos, con un total de 32 puntos, los cuales se enumeran correlativamente. Se definen los ejes de referencia ( $x, y, z$ ).



(a) Proceso de marcado

(b) Resultado final

Figura 4.3: Fase de marcado del elemento combustible. (b) Resultado final, con la escala utilizada y la instrumentación instalada. Fuente imagen: Elaboración propia.

Finalmente, utilizando una resina como pegamento, se ubica un acelerómetro en el punto 1, que mide en la dirección  $+z$ , y otro en el punto 24, midiendo en la dirección  $+x$ .

El EC se suspende desde dos apoyos de acero, cuidando que la posición de este sea aproximadamente horizontal, sin necesidad de utilizar un nivel. La selección del elástico fue estimada en base a la experiencia de Meruane, oscilando lentamente ante pequeños impulsos, con un período del orden de un ciclo por segundo. El montaje final, antes de instalar el segundo acelerómetro, se observa en la figura 4.4.

## Configuración del software de adquisición de datos

Los acelerómetros, mostrados en la figura 4.5, se escogen en base a su masa y sensibilidad, guiados por la experiencia y el criterio de Meruane. Se ingresan los valores de sensibilidad de los instrumentos, entregados por el fabricante, en el software. Estos permiten transformar el voltaje registrado en fuerza (martillo [ $N/mV$ ]) o en aceleración (acelerómetros [ $g/mV$ ]). Se definen también las direcciones de los golpes en cada punto ( $-z$  para los puntos del 1 al 16 y  $-x$  para los puntos del 17 al 32) y de los sensores ( $+z$  y  $+x$  respectivamente).

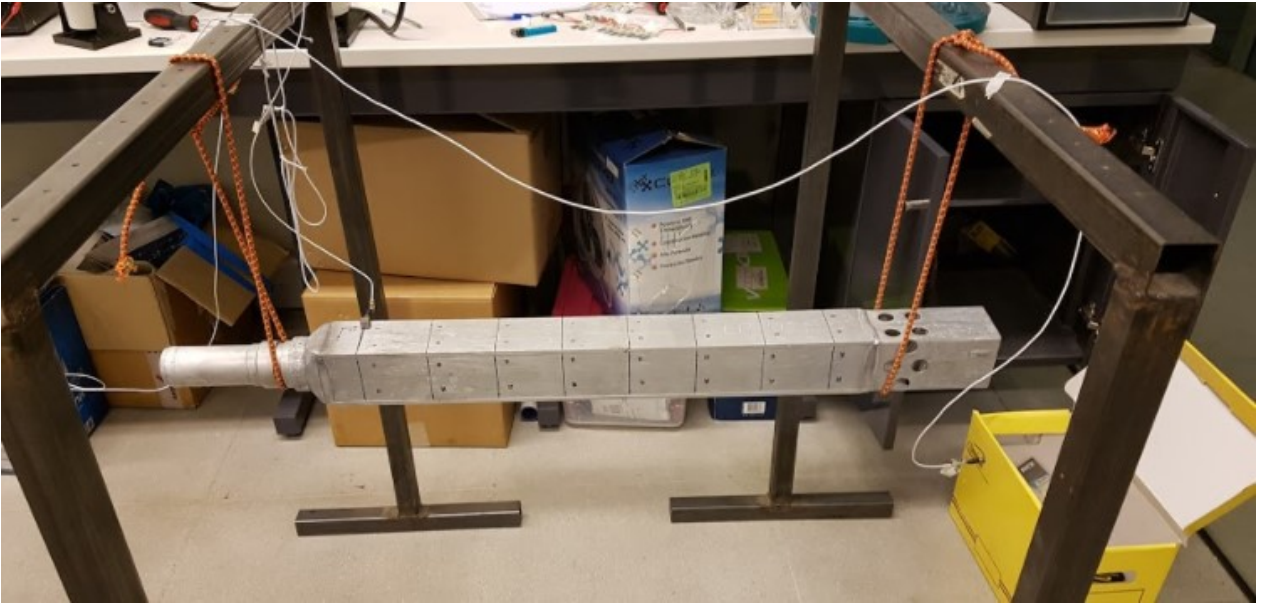


Figura 4.4: Montaje final del ensayo con el EC falso. Fuente imagen: elaboración propia.



Figura 4.5: Acelerómetros escogidos para la experiencia, del fabricante *PCB Piezotronics*. Fuente imagen: PCB Piezotronics.

Para el martillo modal, como el de la figura 4.6 (a), se define el *trigger* o umbral de activación. La prueba consiste en definir la fuerza mínima que debe sentir el martillo para comenzar una medición. Se comienza desde un valor bajo y se prueba un movimiento rápido en el aire. Si se alcanza el umbral, este se sube hasta lograr que sólo funcione con pequeños golpes sobre una superficie rígida. Al realizar la prueba se puede detectar un golpe bueno de uno malo mediante la señal registrada por el sensor. Cada *peak* corresponde a un impacto, por lo que cuando existe más de uno significa que el martillo no se está retirando lo suficientemente rápido y la estructura rebota sobre este. Esta selección se esquematiza en la figura 4.6 (b), donde se aprueba el impacto único.

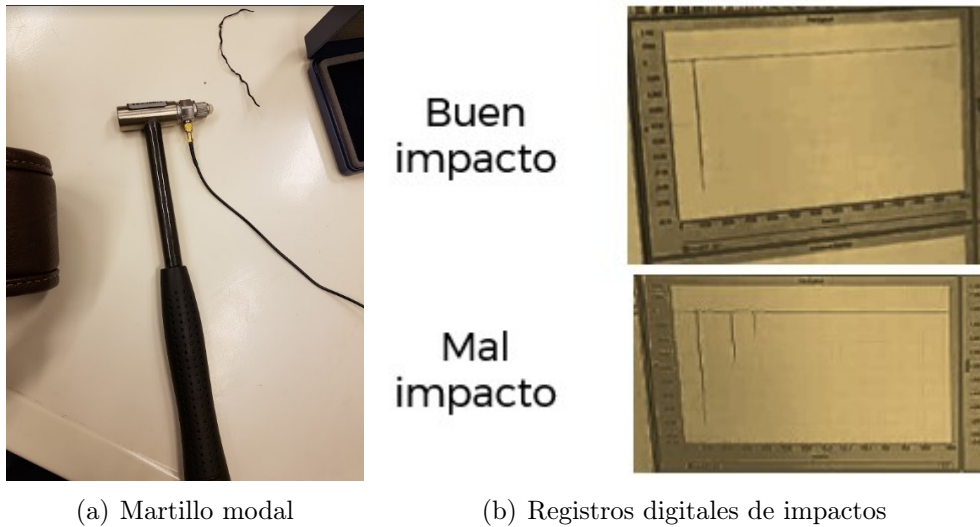


Figura 4.6: (a) Martillo electrónico del fabricante *Sinocera Piezotronics*, con el cable de datos del sensor. (b) Registros digitales de impactos. Fuente imagen: elaboración propia.

### Toma de datos experimentales

El proceso de registro de datos se realiza impactando con el martillo electrónico cada uno de los puntos, siguiendo las siguientes condiciones:

- El impacto es perpendicular a la superficie.
- 4 a 5 impactos válidos por cada punto. Estos se pueden seleccionar entre todas las muestras registradas. El software de adquisición de datos agrupa los registros del martillo y los acelerómetros por punto.
- Al mismo tiempo se puede revisar otro gráfico de coherencia en la pantalla, que da cuenta de la consistencia en la información. En base a este gráfico se pueden descartar registros.

### Procesamiento de la información

El siguiente paso corresponde a definir la geometría del sistema mediante una nube de puntos, cada uno con sus coordenadas  $(x, y, z)$  que replican las distancias entre los puntos dibujados sobre el elemento combustible. Para facilitar la visualización, se dibujan líneas entre ellos para simular las superficies, tal como se muestra en la figura [4.7](#).

Posteriormente se integra la información registrada anteriormente con la geometría definida, asociando los set de datos registrados con los impactos a su nodo correspondiente. Finalmente el sistema procesa los datos y entrega una nueva etapa de decisión para el usuario: se extraen manualmente los polos del sistema, que dan cuenta de las frecuencias naturales del sistema. Existen polos reales y polos matemáticos, por lo que se descartan los matemáticos y aquellos reales que no muestren un patrón tan marcado de coincidencia. Se toman en consideración los primeros nueve polos claramente definidos, extraídos desde el diagrama



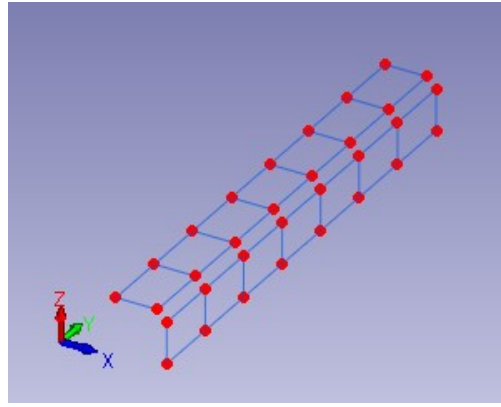


Figura 4.7: Nube de puntos y líneas trazadas para facilitar la visualización del modelo. Se aprecia el sistema de coordenadas  $(x, y, z)$ . Fuente imagen: elaboración propia.

de estabilidad generado por *FEMTools*, mostrado en la figura 4.8, donde se puede notar que el espectro se torna difuso para frecuencias mayores. Estos modos tienen mayor influencia sobre la estructura, ya que el amortiguamiento aumenta para las frecuencias más altas, y así la energía que reciben se disipa con mayor rapidez.

El sistema procesa la información y entrega informes de los resultados, desde donde se obtienen los modos normales de vibración, con su frecuencia y *damping* o amortiguamiento asociado. El software entrega una animación de cada modo, desde donde se puede caracterizar el tipo de vibración, que por lo observado se registran modos de flexión y torsión. Se destaca la relevancia de las animaciones, pues entregan la información gráficamente, permitiendo identificar nodos y antinodos, que pueden ser puntos críticos para el diseño. En la figura 4.9 se muestran gráficamente el primer y quinto modos de vibración detectados por el software, generados por el software de análisis modal *FEMTools*. En la tabla 4.1 se entrega un resumen de los modos de vibración encontrados para el elemento combustible falso.

Tabla 4.1: Modos normales correspondientes al EC falso, extraídos desde *FEMTools*.

Elemento Combustible Falso (Al)	Modo	[Hz]	Damping (%)	Tipo
	1	460,80	0,144	Flexión
	2	531,87	0,096	Flexión
	3	772,58	0,085	Flexión
	4	935,14	0,140	Torsión
	5	949,15	0,073	Flexión
	6	1.093,90	0,195	Flexión
	7	1.117,00	0,149	Torsión
	8	159,80	0,316	Flexión
	9	1.670,80	0,221	Torsión

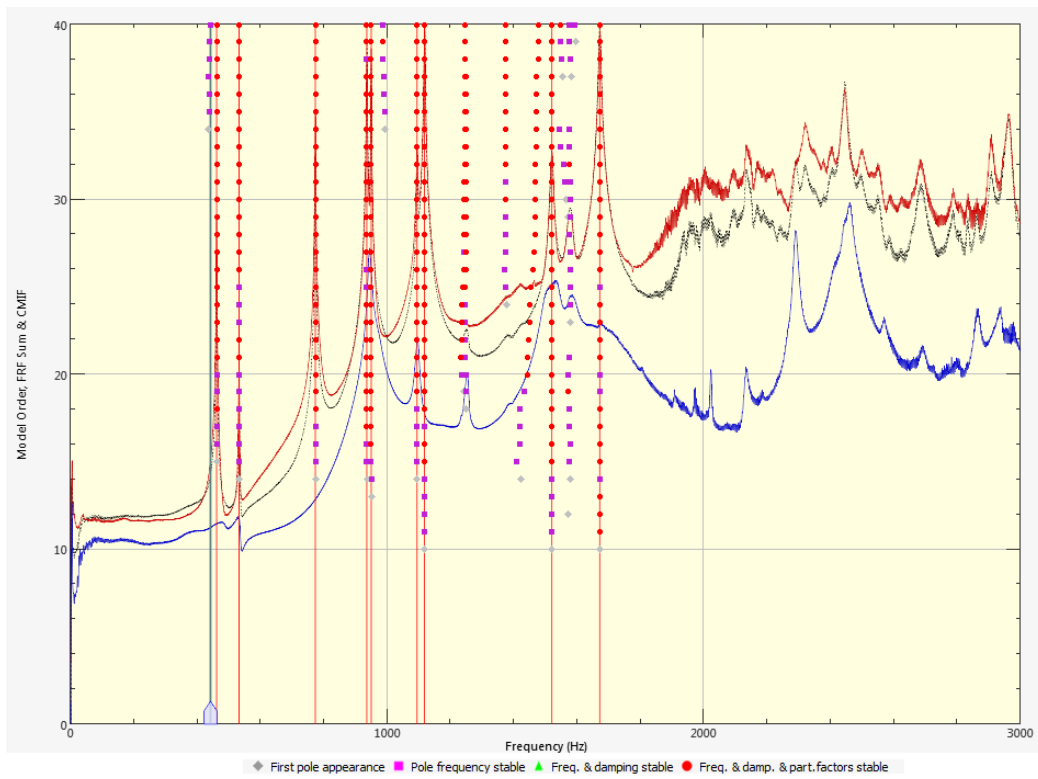


Figura 4.8: Diagrama de estabilidad generado por *FEMTools* para el ensayo con el EC falso. Curva gris: suma de FRFs. Curvas roja y azul: *Complex Mode Indicator Function* (CMIF) referenciales. Fuente imagen: elaboración propia.

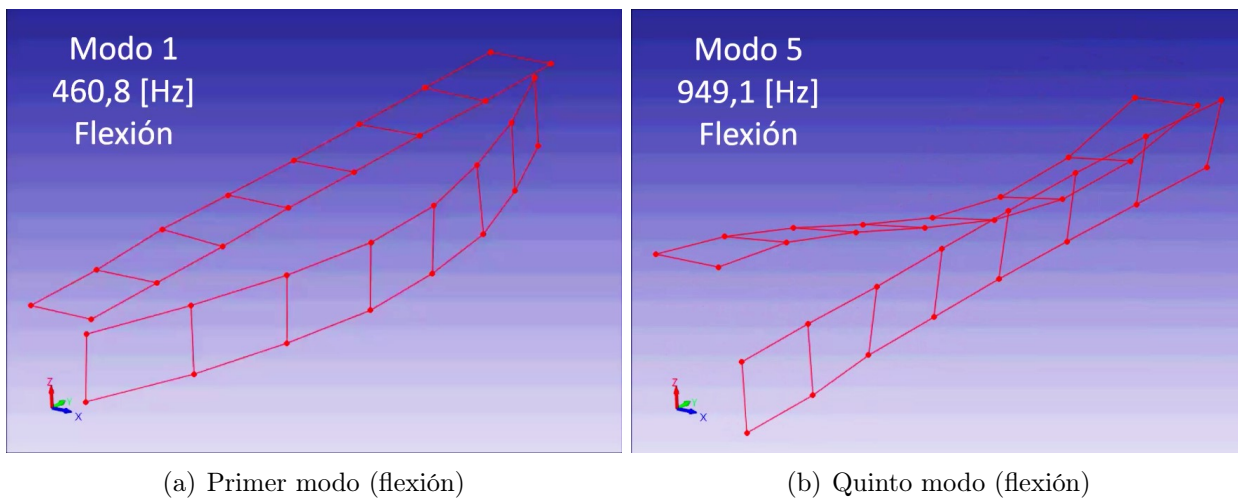


Figura 4.9: Primer y quinto modo normal de vibración del EC falso, generado mediante el software de análisis modal *FEM Tools*. Fuente imagen: elaboración propia.

#### 4.1.2. Ensayo CCHEN: Elemento Combustible real (Uranio Natural)

Para esta experiencia se realiza el mismo procedimiento que el utilizado en la experiencia anterior, aplicado a un elemento combustible real, bajo la supervisión del Operador de Protección Radiológica (OPR) Ulises Padilla, dentro de las instalaciones de la Planta de Elemento Combustible (PEC). El montaje es exactamente igual al anterior, como se puede apreciar en la figura 4.10, y se utiliza la misma geometría para la medición.



Figura 4.10: Montaje final del ensayo con el EC real. Fuente imagen: elaboración propia.

Al final de la experiencia se recopilan los mismos datos y se aplica el mismo procedimiento. La tabla 4.2 resume la información relevante en consideración a los modos normales de vibración.

Tabla 4.2: Modos normales correspondientes al EC real, extraídos desde *FEMTools*.

	Modo	[Hz]	Damping (%)	Tipo
Elemento Combustible Real ( $U_3Si_2$ )	1	419,69	0,175	Flexión
	2	506,72	0,183	Flexión
	3	622,81	0,727	Flexión
	4	812,60	0,308	Flexión
	5	847,81	0,437	Torsión
	6	884,26	0,639	Flexión
	7	941,02	0,385	Flexión
	8	1.003,50	0,234	Torsión
	9	1.499,50	0,199	Torsión
	10	1.881,00	0,161	Flexión
	11	2.189,10	0,129	Flexión



Cabe destacar que durante el ensayo en el EC se registró una diferencia respecto al ensayo anterior. Al golpear el EC falso se escuchaba un sonido metálico continuo que decaía lentamente, mientras que con el EC real se escuchaba un ruido menos limpio, como si una placa no estuviese firme en su interior. Esta consideración se registró en el ensayo, ya que el gráfico de coherencia para los impactos sobre el EC real tiene un registro más ruidoso que el del EC falso.

Finalmente, *FEMTools* genera el diagrama de estabilidad mostrado en la figura 4.11, desde el cual se extraen 11 modos normales claramente definidos.

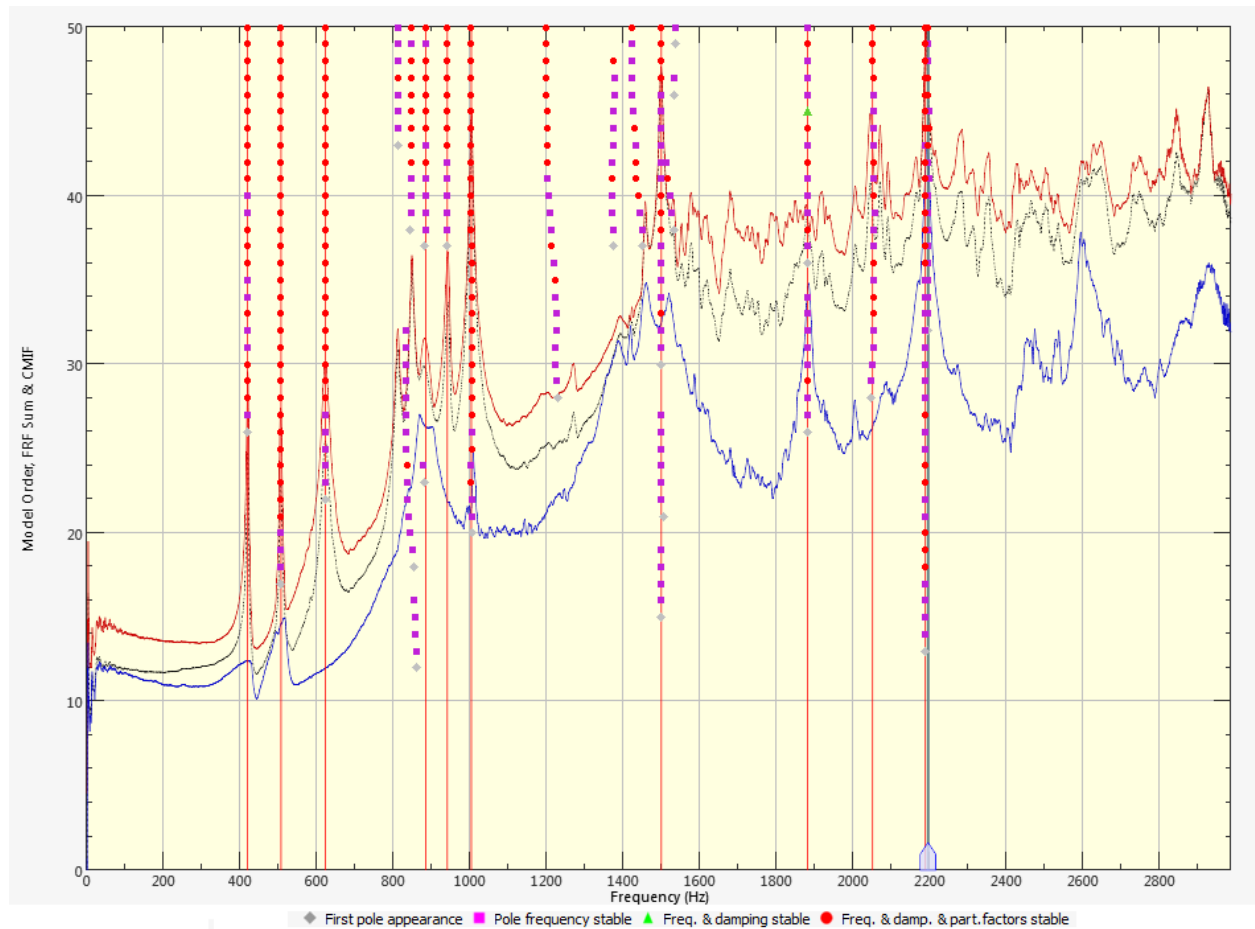


Figura 4.11: Diagrama de estabilidad generado por *FEMTools* para el ensayo con el EC real. Curva gris: suma de FRFs. Curvas roja y azul: *Complex Mode Indicator Function* (CMIF) referenciales. Fuente imagen: elaboración propia.

### 4.1.3. Resumen y comparación de resultados

Como paso posterior, se realiza una comparación entre ambos experimentos con el mismo software, proceso pensado para comparar resultados experimentales con simulaciones por Método de Elementos Finitos (MEF), pero que permite comparar entre dos resultados experimentales. La figura 4.12 resume esquemáticamente el proceso realizado por el software *FEMTools*.

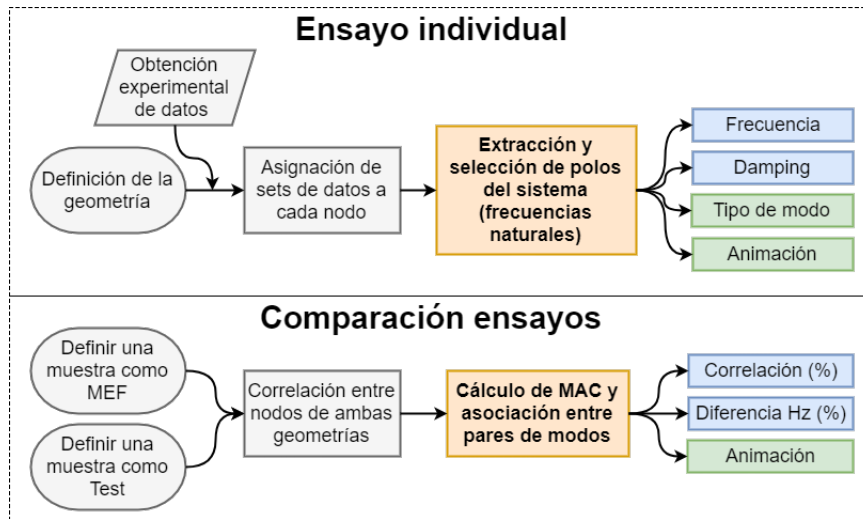


Figura 4.12: Funcionamiento del software de análisis modal FEM Tools. Fuente imagen: elaboración propia.

Para relacionar y comparar ambas experiencias se utiliza el indicador MAC (*Modal Assurance Criterion*), que para modos numérico con experimentales; en el presente estudio se utiliza para comparar dos ensayos experimentales. Este método tiene una gran ventaja: la correlación **no depende de la escala de los modos, sino que sólo de la forma de éstos**. Se define según la ecuación (4.1).

$$MAC_{ij} = \frac{(\phi_{a,i}^T * \phi_{e,j})^2}{(\phi_{a,i}^T * \phi_{a,i}) (\phi_{e,j}^T * \phi_{e,j})} \quad (4.1)$$

Donde  $\phi_{a,i}$  es el i-ésimo vector modal analítico y  $\phi_{e,j}$  es el j-ésimo vector modal experimental. Un valor de 0 indica que no hay correlación, mientras que un valor de 1 indica dos modos perfectamente correlacionados. Al ordenar todos los valores  $MAC_{ij}$  en una matriz, la diagonal debería tener valores altos (en general mayores a 0.8) para una buena correlación. En la figura 4.13 se representa gráficamente una matriz de valores MAC típica.

El software aplica el criterio pareando de manera 1 es a 1 entre los modos del ensayo A y los modos del ensayo B. Así, se obtiene una matriz de dimensiones  $9 \times 11$ , donde cada celda corresponde al indicador MAC para el par de modos. Gráficamente, esto se puede ver en la figura 4.14. Desde aquí se observan tres niveles de valores: aquellos que se acercan al 100 %, otros en la vecindad del 40 % y otros muy cercanos al 0 %. Se puede observar que los altos valores se encuentran en la diagonal, que da cuenta que en general el primer modo del EC falso coincide con el primero del EC real, y así sucesivamente.

Finalmente, discriminando en base al MAC, se escogen aquellos con un marcado nivel de coincidencia, alcanzando un mínimo del 83,1 %. La tabla 4.3 entrega los pares de modos encontrados mediante este método. Además, el software entrega una animación que grafica el comportamiento de ambos modos simultáneamente, logrando visualizar las similitudes entre ellos.

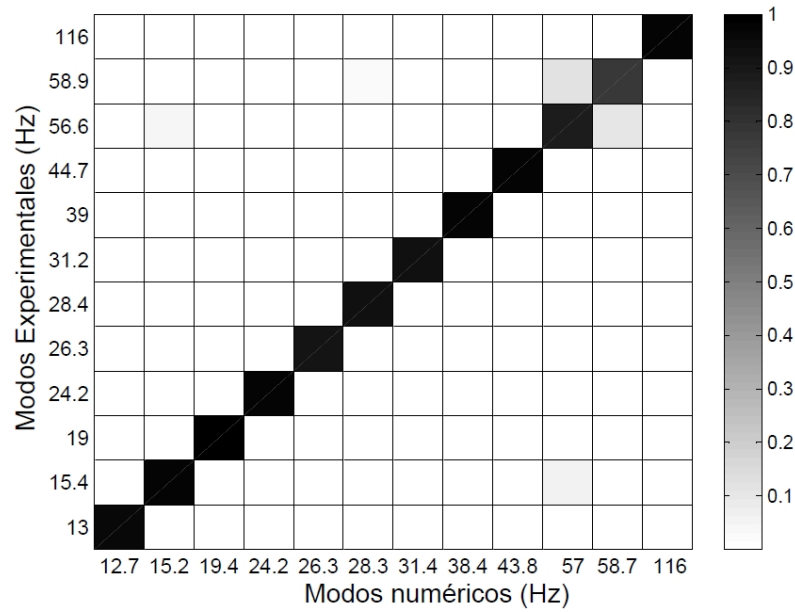


Figura 4.13: Matriz de valores MAC encontrados típicamente. Fuente imagen: Meruane [capítulo 5. 82].

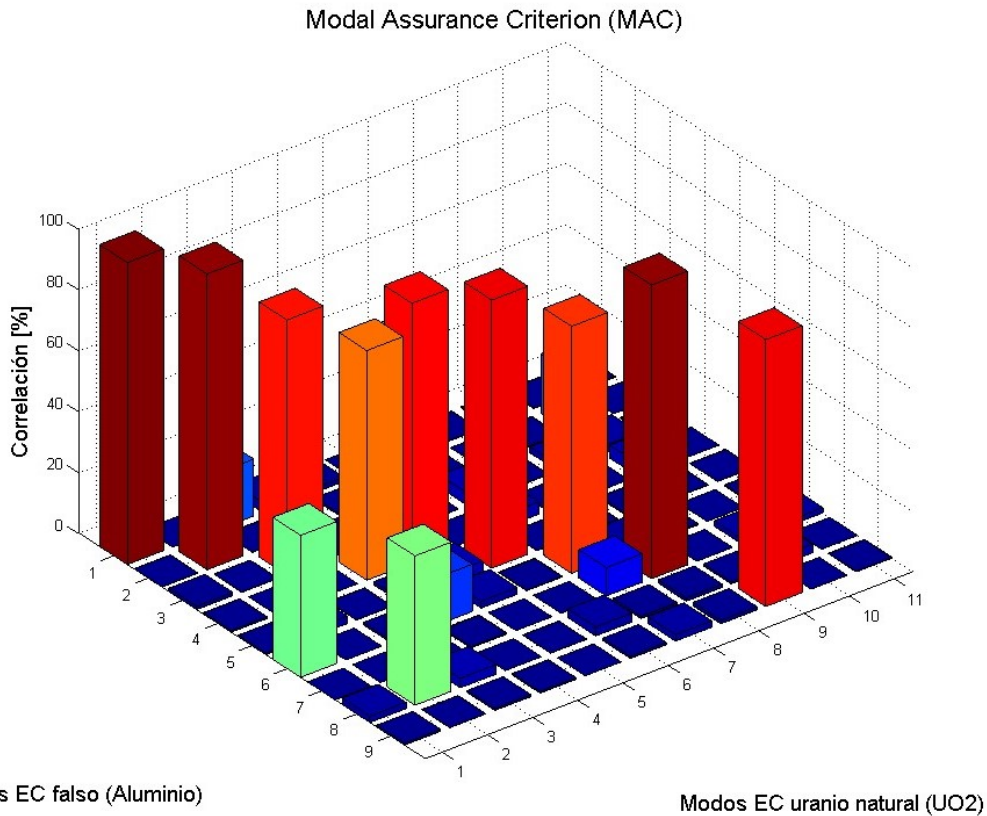


Figura 4.14: Matriz del indicador MAC para la comparación de ensayos. Fuente imagen: elaboración propia.

Tabla 4.3: Pares de modos coincidentes entre las experiencias con el EC real y el EC falso.

Pares	Falso		$U_3Si_2$		Correlación		
#	Modo	[Hz]	Modo	[Hz]	Dif [%]	MAC [%]	Tipo
1	1	460,80	1	419,69	9,80	99,10	Flexión
2	2	531,87	2	506,72	4,96	97,10	Flexión
3	3	772,58	3	622,81	24,05	83,70	Flexión
4	4	935,14	5	847,81	10,30	85,20	Torsión
5	5	949,15	6	884,26	7,34	88,00	Flexión
6	6	1.093,90	7	941,02	16,25	81,10	Flexión
7	7	1.117,00	8	1.003,50	11,31	96,40	Torsión
8	9	1.670,80	9	1.499,50	11,42	87,60	Torsión

Aplicando una regresión lineal a los pares de modos encontrados, y considerando que la geometría de ambos modelos es exactamente igual y sus diferencias yacen en su composición, se logra encontrar una relación lineal entre las frecuencias naturales de ambos prototipos. Los resultados de la regresión se muestran en la figura [4.15](#).

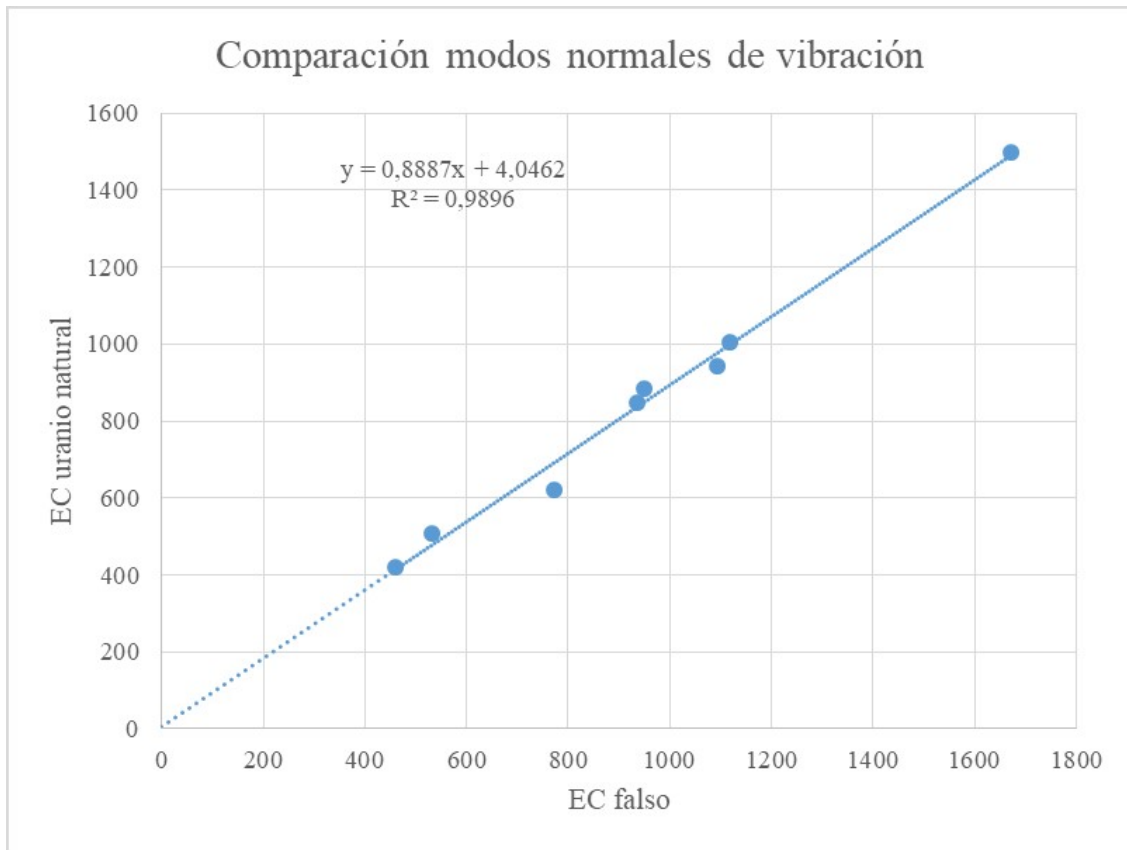


Figura 4.15: Regresión lineal para los pares de modos encontrados. Fuente imagen: elaboración propia.

Se obtiene que el coeficiente de posición es muy cercano a cero ( $\Delta = 4,05Hz$ ), lo que permite concluir que existe una proporcionalidad entre las frecuencias naturales de los elementos combustibles, basándose en el parámetro de bondad de la regresión  $R^2 = 0,9896$ , prácticamente igual a 1. Este resultado resulta de utilidad para el futuro, ya que se pueden realizar ensayos en el EC falso y extrapolar los resultados para el EC real. La relación entre ambas frecuencias se muestra en la ecuación [4.2](#).

$$\frac{f_{EC_{UO_2}}}{f_{EC_{falso}}} = 0,887 \quad (4.2)$$

## 4.2. Criterios de diseño

Se presentan a continuación los criterios de diseño definidos para orientar el diseño y/o selección de los distintos componentes de la bancada de ensayos. Sin estar ordenados por importancia, los criterios de diseño se enuncian en la tabla [4.4](#). En base a ellos se fundamentan las decisiones a tomar a futuro.

Tabla 4.4: Criterios de diseño generales para la bancada de ensayos vibratorios.

CÓDIGO	CRITERIO DE DISEÑO
CD01	Realiza ensayos de análisis modal experimental. En particular, ensayos de impulsión, excitación forzada y respuesta libre.
CD02	Evitar interferencias con ruido de fondo o resonancias con la estructura.
CD03	Alojar cualquier diseño de EC de reactores nucleares de investigación.
CD04	El diseño es modular, con el fin de darle versatilidad.
CD05	Al menos un tipo de ensayo debe permite simular las condiciones de borde de operación del prototipo ensayado.
CD06	Al menos un tipo de ensayo es representativo del funcionamiento real del prototipo a estudiar.
CD07	El diseño debe en primera instancia ser funcional y tener una larga vida útil, y en segundo lugar abaratar costos sin perjuicio de lo anterior.
CD08	El sistema integral de funcionamiento lo hace intuitivo para el usuario.
CD09	La bancada tiene capacidad de desplazarse de una zona a otra.
CD10	La bancada de ensayos tiene autonomía, contando con todos los elementos necesarios para operar
CD11	La instalación de la bancada de ensayos debe requerir intervenir lo menos posible las instalaciones de la planta.

## 4.3. Parámetros de diseño

### 4.3.1. Parámetros generales de la bancada

Utilizando los criterios de diseño recién expuestos, se entra en un proceso circular de diseño, retroalimentado por la nueva bibliografía e investigación realizada, con los que se proponen soluciones a las necesidades de la bancada. Según el cumplimiento de los requerimientos tenidos a consideración y aquellos que van surgiendo, se rediseñan. Fruto de este proceso se obtienen los actuales parámetros generales de diseño, enunciados a continuación.

#### CD02 (Evitar ruido)

1. La estructura es desmontable, utilizada sólo en los ensayos de respuesta libre. No es necesario conocer las frecuencias naturales de la estructura. **Aplicación.** Estructura: uniones apernadas.
2. El prototipo se suspende con bandas elásticas de baja rigidez, buscando minimizar la frecuencia de vibración de elemento rígido (relación  $k$  de las bandas elásticas con  $m$  del prototipo). La frecuencia natural de cuerpo rígido es menor a un 10 % de la frecuencia natural asociada al primer modo medido del EC real. **Aplicación.**  $\omega_n < 40 [Hz]$  para el cuerpo rígido (EC) suspendido.
3. Las frecuencias asociadas a los primeros seis modos de vibración de la sujeción modular son al menos el doble de la frecuencia asociada al último modo normal medido del EC falso. **Aplicación.**  $\omega_n > 3.340 [Hz]$  para la sujeción modular anclada a la plataforma.
4. La bancada impide que el peso de la estructura se transmita a través de las ruedas al suelo durante los ensayos de excitación forzada y sísmica mediante conexiones apernadas de la plataforma al suelo. Se estudian los modos normales de la plataforma apernada al suelo. **Aplicación.** Diseño de altillo de hormigón para anclaje, compatible con conexiones apernadas a la bancada de ensayo.
5. Las frecuencias asociadas a los primeros seis modos de vibración de la plataforma son al menos el doble de la frecuencia asociada al último modo normal medido del EC falso. **Aplicación.**  $\omega_n > 3.340 [Hz]$  para la plataforma anclada al suelo.

#### CD03 (Alojar EC)

1. La bancada de ensayos permite suspender y apoyar verticalmente el EC MTR de placas planas, definiendo un alto, ancho y profundo libre suficientes. **Aplicación.** Alto mínimo libre: 1,00 [m]. Ancho mínimo libre: 1,00 [m]. Profundo mínimo libre: 1,00 [m].

#### CD04 (modular)

1. Las plataformas tienen un patrón cuadrículado de perforaciones roscadas para permitir el anclaje de la sujeción modular a la bancada de ensayos. **Aplicación.** Patrón cuadrículado de perforaciones roscadas de 100 [mm] de arista.
2. El rango de operación del *shaker* abarca al menos desde el 10 % de la menor frecuencia natural del EC real hasta al menos dos veces la frecuencia natural asociada al último modo normal medido del EC falso. **Aplicación.**  $40 [Hz] < f < 3.340 [Hz]$  Rango

mínimo de operación del *shaker*.

3. El sistema de adquisición de datos se selecciona en base a la cantidad de entradas disponibles. Se realiza un compromiso entre la capacidad y el costo del equipo, ambos proporcionales al número de entradas. **Aplicación.** Canales del sistema de adquisición en función de las proyecciones de la bancada.

#### CD05 (cond. Borde)

1. La sujeción modular simula las condiciones de operación en el reactor en cuanto a geometría y grados de libertad del EC dentro de la grilla. **Aplicación.** Sujeción modular es una sección de la grilla del reactor.

#### CD07 (funcionalidad y vida útil v/s costos)

1. La estructura es de acero con un recubrimiento anticorrosivo para abaratar costos y prolongar su vida útil. **Aplicación.** Perfiles cuadrados de acero ASTM A500.
2. La plataforma es de acero con un recubrimiento anticorrosivo para abaratar costos y prolongar su vida útil. **Aplicación.** Plataforma de acero A36.
3. Los modos se caracterizan al menos en dos direcciones perpendiculares al eje de simetría, lo que requiere al menos dos acelerómetros. **Aplicación.** Uso de al menos dos acelerómetros.
4. El actuador se puede anclar a la estructura apropiadamente. Se considera la compra del pedestal del proveedor del *shaker* para estas pruebas. **Aplicación.** Pedestal para el *shaker* en ensayo de excitación forzada.
5. El rango de frecuencias del generador de señales cubre hasta al menos diez veces la frecuencia natural asociada al último modo normal del EC falso. Se escoge el de menor costo que cuente con la funcionalidad *burst random*. **Aplicación.** Rango mínimo de operación del generador de funciones:  $f < 33,000 [Hz]$ .
6. El criterio principal de selección del amplificador es su costo. Se asegura que la ganancia del amplificador sea suficiente para realizar correctamente el ensayo de análisis modal. **Aplicación.** Escoger un amplificador adecuado para el *shaker*.
7. El computador portátil seleccionado puede ejecutar los softwares de adquisición de datos y de análisis modal experimental. **Aplicación.** Capacidad PC suficiente para correr *softwares*.

#### CD08 (sistema integral)

1. Los sistemas digitales deben dialogar entre sí. Se escogen soluciones que incluyan software de interfaz con el usuario. **Aplicación.** Uso de softwares de los proveedores de *hardware*.

#### CD09 (traslados)

1. La bancada de ensayos puede pasar por la puerta de la sala de Pulvimetalurgia. **Aplicación.** Alto máximo:  $1,98 [m]$ . Ancho máximo:  $1,42 [m]$ .
2. La bancada de ensayos se monta sobre ruedas. **Aplicación.** Uso de ruedas.

## CD10 (autonomía)

1. El módulo de equipamiento es capaz de albergar los suministros, herramientas e instrumentos necesarios, minimizando la huella utilizada. **Aplicación.** Dimensiones del módulo de equipamiento por definir.

### 4.3.2. Parámetros de diseño para la Mesa sísmica

Dado que los registros se obtienen hasta en 3 GDL, y que 1 GDL puede resultar insuficiente para caracterizar el daño provocado por un sismo, se determina adquirir una mesa de 3 GDL, alivianando el costo respecto a una de 6 GDL, debido a que se necesitan la mitad de actuadores. Además, se busca que el modelo sea portátil, similar al diseño de 6 GDL propuesto por el fabricante Newport, mostrado en la figura 4.16, diseñando paralelamente una mesa similar a la de la imagen, facilitando su instalación y retiro.

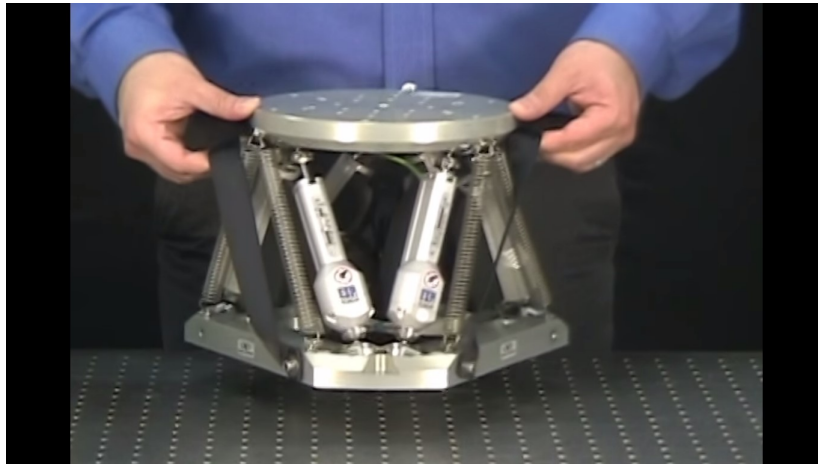


Figura 4.16: Mesa HXP100 Hexapod portátil de 6 GDL, del fabricante Newport. Fuente imagen: Newport Corporation.

Como criterio de diseño para dimensionar la carga que debe soportar la bancada, se considera un arreglo cuadrado de 3 filas y 3 columnas de ECs, esquematizado en la figura 4.17 y que equivale a una sección del núcleo del reactor, de manera que el sujeto de estudio es el EC central, pues su movilidad se encuentra restringida por sus vecinos. De esta forma, considerando que el ancho y profundidad del EC son  $74 [mm]$  y  $72 [mm]$  respectivamente, basta con una base cuadrada de  $400 [mm]$  de arista para asegurar espacio suficiente para el anclaje. Así mismo, la carga necesaria es de  $45 [kg]$ , pues cada EC pesa aproximadamente  $5 [kg]$ . Para este ensayo se debiese diseñar una toma modular que simule la grilla del núcleo y que soporte a los nueve ECs, pero el diseño de esta no se incluye en los alcances de la presente memoria.

Así, finalmente los criterios de diseño de la mesa sísmica se resumen en la tabla 4.5. Cabe destacar, que la aceleración máxima se justifica desde el estudio de Leyton, Ruiz y Sepúlveda [14].



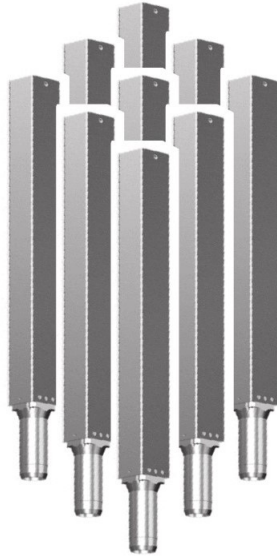


Figura 4.17: Arreglo 3 X 3 seleccionado como criterio de diseño de dimensionamiento de la mesa sísmica. Fuente imagen: Elaboración propia.

Tabla 4.5: Parámetros de diseño de la mesa de ensayos sísmicos.

PARÁMETRO DE DISEÑO	VALOR	JUSTIFICACIÓN
Grados de libertad (GDL)	3	1 es insuficiente para caracterizar y 6 no son necesarios, prima el criterio de costos.
Aceleración máxima	2 [g]	Más del doble de la aceleración horizontal máxima esperada para Santiago y Valparaíso en los próximos 1950 años (0,83 g) [14]
Desplazamiento máximo	200 [mm]	Mayor al desplazamiento máximo observado en los ensayos realizados por la mesa <i>MOOG</i> de 6 GDL.
Carga máxima	75 [kg]	1,5 veces la carga de diseño seleccionada
Frecuencia máxima	40 [Hz]	2 veces la máxima frecuencia típicamente encontrada en sismos sudamericanos.
Arista de la plataforma cuadrada	400 [mm]	En base al arreglo de diseño seleccionado.
Plataforma con perforaciones roscadas	-	Facilitar el anclaje del prototipo a la mesa sísmica
Portátil	-	La mesa sísmica debe poder retirarse para realizar los otros tipos de ensayo.

### 4.3.3. Parámetros de diseño Estructura

En un principio, se buscaba utilizar una estructura rígida que soportase los tres tipos de prueba, e incluso esta se encontraba anclada a los cimientos. Finalmente, con el fin de interferir mínimamente las mediciones registradas, principalmente con resonancias de la estructura, se determina que esta sea desmontable, pudiendo retirar los perfiles diseñados para soportar al prototipo en el ensayo de respuesta libre.

Paralelamente, se decide agregar ruedas a la bancada que faciliten su traslado al interior de las instalaciones de la CCHEN. Esto es posible únicamente para el ensayo de respuesta libre, puesto que para las pruebas de excitación forzada y ensayo sísmico se define diseñar un sistema de anclaje al piso que impida que la carga se transmita al suelo a través de las ruedas. Las cargas sobre el prototipo pueden ser mayores y se requiere minimizar los movimientos de la bancada. Finalmente, la bancada cuenta con autonomía para los ensayos de respuesta libre, pero que **requiere de un punto fijo en las instalaciones para realizar las pruebas de excitación forzada y ensayo sísmico.**

Paralelamente, se busca que la estructura logre soportar las cargas estáticas y dinámicas, utilizando una carga máxima de diseño como parámetro para cada tipo de prueba. En la tabla 4.6 se detallan las cargas de prueba de cada ensayo, a utilizar para diseñar la estructura.

Tabla 4.6: Cargas máximas y de prueba utilizadas para cada ensayo. Las siglas corresponden a Carga Respuesta Libre (CRL), Carga Excitación Forzada (CEF) y Carga Ensayo Sísmico (CES).

ENSAYO	CARGA MÁXIMA [KG]	CARGA DE PRUEBA [KG]	JUSTIFICACIÓN
Respuesta libre (CRL)	25	75 + masa perfiles	Se considera como carga máxima un EC que pese 5 veces más que el diseño MTR placas planas de 3, 4 [ $gU/cm^3$ ]. Como carga de prueba se utiliza el triple, pensando que durante el ensayo la carga transmitida por la banda elástica será variable, considerando así un escenario más desfavorable.
Excitación forzada (CEF)	50	75 + masa plataforma	La carga máxima corresponde al arreglo de 3 X 3 ECs, y para dimensionar la carga de prueba se considera 1, 5 veces dicho valor, sumado a la masa de la plataforma, cuyo valor está sujeto a los resultados del análisis modal.
Ensayo sísmico (CES)	50	75 + masa plataforma + masa mesa de vibraciones	Mismo criterio que la prueba anterior, sumado a la masa de la mesa de vibraciones, a definir por el fabricante. A priori se estima la masa de esta última en 100 [kg], valor bastante conservador si se espera que sea portátil.

Se escogen los valores más conservadores para dimensionar los distintos elementos de la estructura (carga CES es mayor a carga CEF):

- **Perfiles soporte ensayo respuesta libre:** se utiliza el valor CRL dividido entre dos apoyos (el EC se suspende desde dos puntos) que se apoyan en el punto medio de dos de los cuatro travesaños superiores. Con esta condición, sumada al peso propio de los perfiles, se calcula que la estructura resista las cargas determinadas por la NCh 427. Mediante la misma norma se calcula la **resistencia de los pernos** y la **resistencia de las uniones por escuadra**, diseñadas para evitar soldaduras entre perfiles.
- **Plataforma bancada:** Con la carga CES se **seleccionan las ruedas** para soportar el peso de la estructura.

En la figura 4.18 (a) se observa el montaje del ensayo de respuesta libre, y sobre este se muestra cómo se transfiere la carga de diseño CRL hacia la estructura. Así mismo, en la figura 4.18 (b) se ilustra el montaje del ensayo de excitación forzada y cómo la carga estática de diseño CEF se distribuye sobre la plataforma y posteriormente sobre los cimientos, mientras que en la figura 4.18 (c) se reparte entre las ruedas en caso de transportarse, mas no es la configuración recomendada para realizar la prueba. En la misma posición se aplica la carga CES para el ensayo sísmico.

Cabe destacar que la robustez de la plataforma hacen innecesario realizar un análisis de falla de esta debido a las cargas estáticas y dinámicas aplicadas sobre ella.

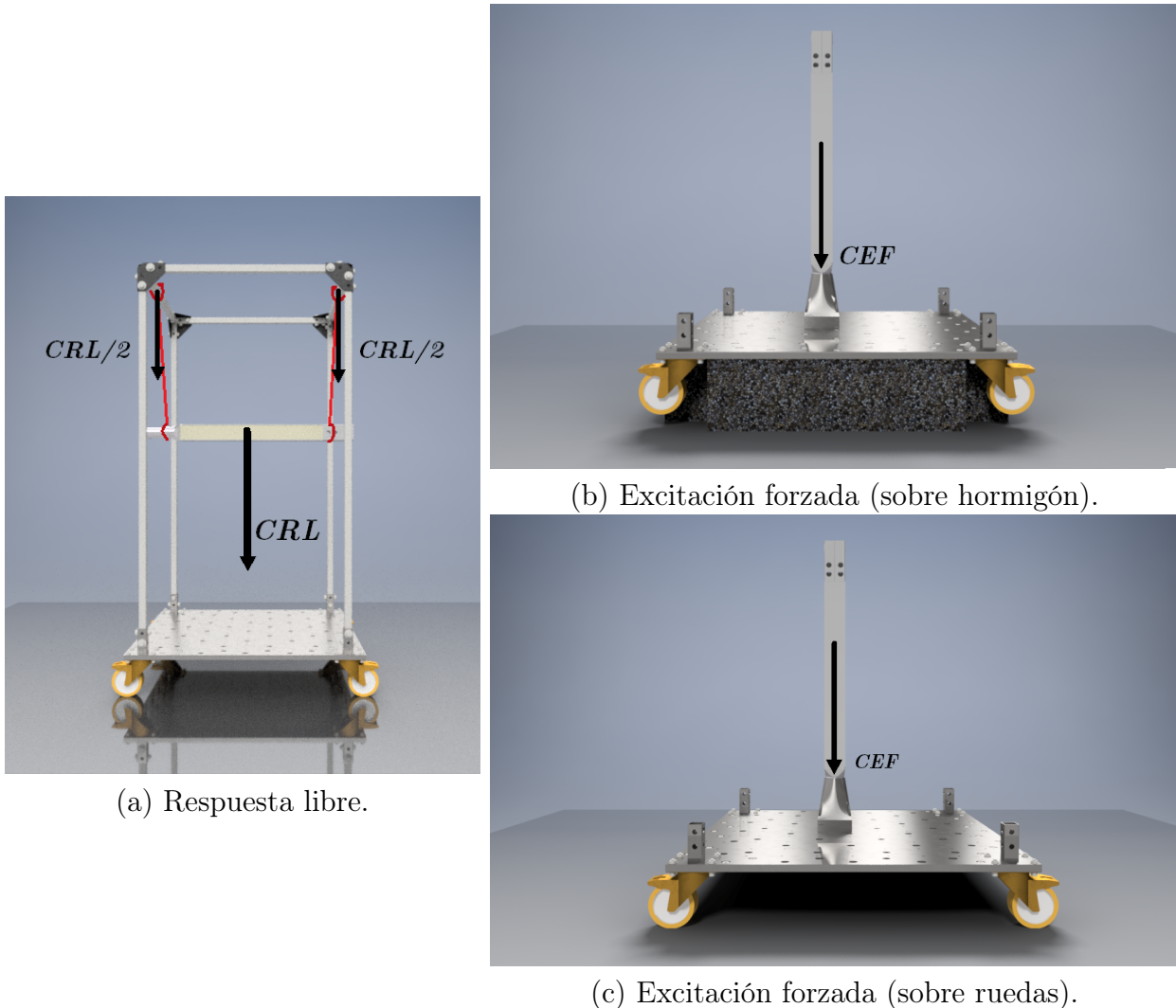


Figura 4.18: Montajes de los ensayos de respuesta libre (a) y excitación forzada (b) y (c). En cada una se muestra el punto de aplicación de cargas y su trasmisión hacia los componentes estructurales. Fuente imagen: Elaboración propia.

Retirando la parte superior de la estructura para las pruebas de excitación forzada y ensayo sísmico, se elimina la necesidad de realizar un **modelamiento numérico de análisis modal** para la estructura, bastando aplicarlo **únicamente a la plataforma y a la sujeción modular independientemente**.

### 4.3.4. Análisis Modal computacional

Como se menciona en la sección anterior, se debe realizar un ensayo de análisis modal computacional a dos componentes fundamentales de la bancada: la plataforma y la sujeción modular. Se busca mediante este análisis modificar los componentes y geometrías con el fin de asegurar que sus modos normales de vibración no interfieran las mediciones experimentales, para lo cual se impone que el primer modo normal de vibración tenga una frecuencia considerablemente mayor a los modos normales del prototipo a estudiar. En esta simulación se deben aplicar las condiciones de borde correspondientes, definidas para cada componente en la tabla 4.7.

Tabla 4.7: Condiciones de borde utilizadas para la simulación de análisis modal.

ELEMENTO	CONDICIÓN DE BORDE
Plataforma bancada	Se considera que la superficie interna de las perforaciones que conectan la placa a los cimientos están empotradas. A su vez, a la superficie en contacto con los cimientos se asume adosada a un resorte de rigidez $k_h$ , dependiente de la elasticidad del hormigón, distribuida sobre la superficie.
sujeción modular	Se considera que la superficie interna de las perforaciones que conectan la sujeción a la plataforma están empotradas. A su vez, a la superficie en contacto con los cimientos se asume adosada a un resorte de rigidez $k_p$ , dependiente de la elasticidad del material de la plataforma, distribuida sobre la superficie.

### 4.3.5. Esquemas de funcionamiento

Finalmente, los parámetros de diseño mencionados con anterioridad se resumen en los siguientes esquemas de funcionamiento: ensayo de respuesta libre (figura 4.19), ensayo de excitación forzada (figura 4.20) y ensayo sísmico (figura 4.21). Cabe destacar que dado que estos son esquemas preliminares de diseño, no se incluyen en ellos el acondicionador de señales, que alimenta tanto a acelerómetros como al *impedance head* para obtener lecturas de los mismos, derivando posteriormente al sistema de adquisición de datos.

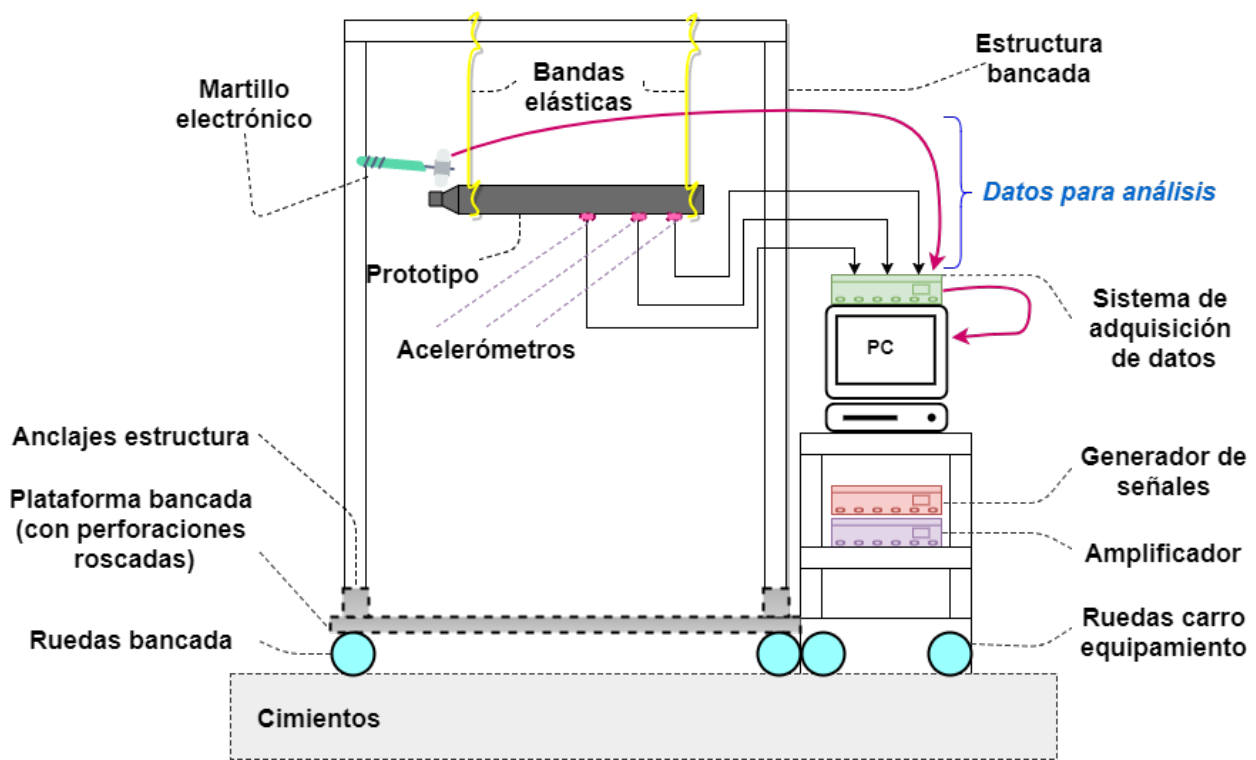


Figura 4.19: Esquema de operación de la bancada durante el ensayo de respuesta libre. Fuente imagen: Elaboración propia.

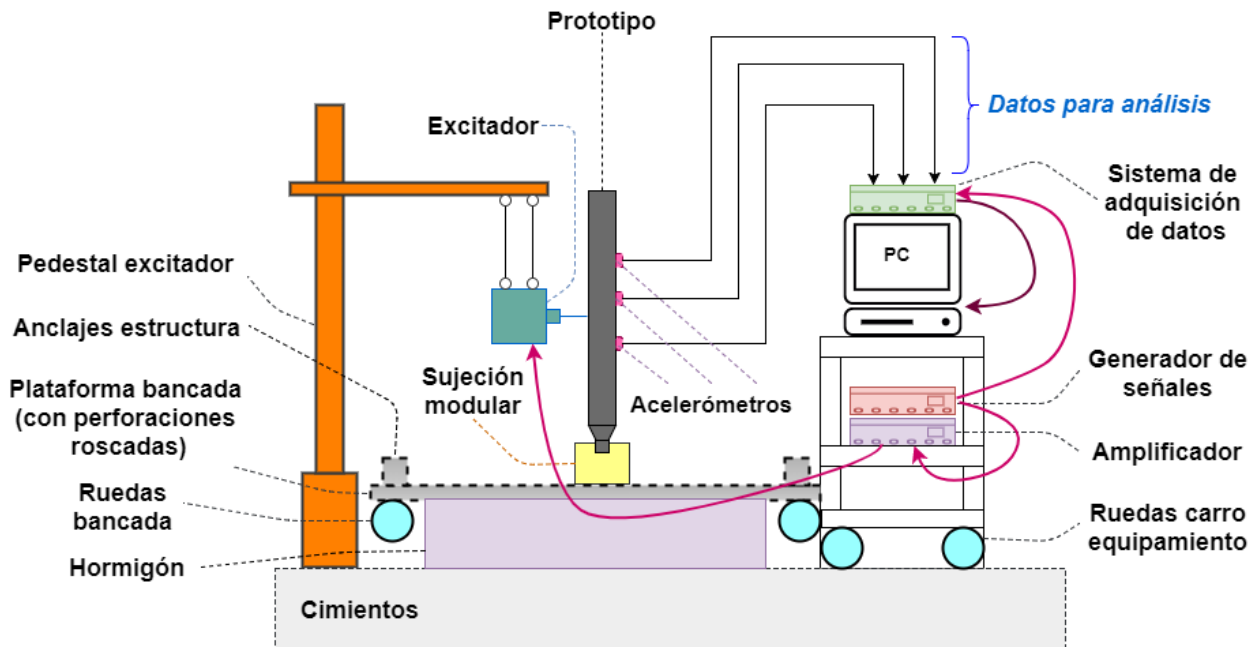


Figura 4.20: Esquema de operación de la bancada durante el ensayo de excitación forzada. Fuente imagen: Elaboración propia.

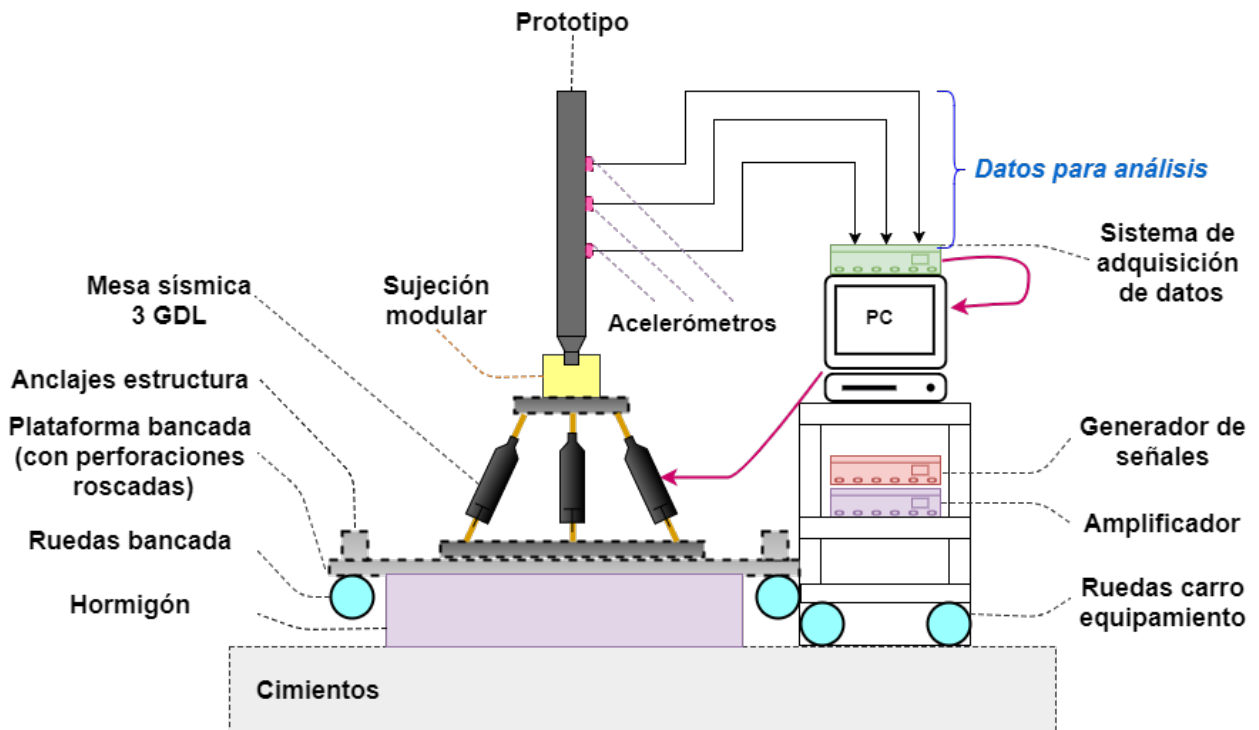


Figura 4.21: Esquema de operación de la bancada durante el ensayo sísmico. Fuente imagen: Elaboración propia.

## 4.4. Ciclo de diseño y Memorias de Cálculo

### 4.4.1. Análisis Modal

El análisis modal numérico de los componentes críticos de la estructura se realizan en el software *ANSYS 18.1* (versión académica), a través de su módulo *Modal*.

El entorno *Modal* consta de seis sub-menús:

- **Engineering Data.** Este menú permite ingresar los parámetros físicos y mecánicos de los materiales a utilizar. Cuenta con una librería que recopila información sobre gran diversidad de materiales y sus propiedades en sus tres direcciones, teniendo en consideración los materiales ortotrópicos.
- **Geometry.** ANSYS permite diseñar modelos 2D y 3D en un entorno CAD. Así mismo, el *software* permite importar piezas en formato *parasolid*. Las funcionalidades de este entorno permiten al usuario dividir, marcar y transformar geometrías del modelo, nombrar componentes y agruparlas para facilitar pasos posteriores.
- **Model.** En esta etapa se ingresan las condiciones de borde, cargas aplicadas y se elabora el mallado del modelo. Se asocia el material seleccionado desde *Engineering Data* al cuerpo.
- **Setup.** Esta sección permite definir el método de extracción de modos del modelo, la cantidad de modos a extraer, frecuencias de corte, entre otras funcionalidades que

definen el tiempo de procesamiento y la cantidad de información que el programa va a extraer

- **Solution.** En esta interfaz se obtiene un informe de los resultados obtenidos con la solución del problema, detallando información relevante para el usuario.
- **Results.** Permite manipular y procesar la información obtenida en la solución, siendo particularmente importante la simulación de los modos normales obtenidos, entregando información cualitativa de la deformación sufrida por la pieza para cada modo.

En el diseño de la bancada de ensayos, la plataforma y la sujeción modular son piezas críticas para obtener resultados válidos en los ensayos de excitación forzada y sísmico. Tal como se menciona en la sección de parámetros de diseño, se requiere que la frecuencia natural del primer modo sea mayor o igual a  $f_{min} = 3.340 [Hz]$  para cada pieza.

Se utiliza la información disponible en las librerías de ANSYS para la sección *Engineering Data*, seleccionando los materiales *Structural Steel* para la plataforma y *Stainless Steel* para la sujeción modular. En el entorno *Geometry* se importan los archivos *parasolid* generados en *Inventor*. Las especificaciones dentro del entorno *Setup* se detallan en el desarrollo individual de cada pieza.

Finalmente, en el entorno *Setup*, menú *Analysis Settings*, se determina la extracción de los primeros seis modos normales de cada pieza en el campo *Max modes to find*. Desde la tabla 2.1 se desprende que el método más apropiado para la memoria de cálculo de componentes estructurales y funcionales corresponde al método *PCG Lanczos*, pues se buscan solamente los primeros modos. Bajo estas condiciones, y considerando que se buscan extraer menos de cien modos, el método mencionado es más rápido y eficiente que el método *Block Lanczos*. Este se activa en el seleccionando *Iterative* en el campo *Solver Type*.

Para la validación del modelo final, se busca asegurar convergencia de los resultados en respuesta al refinamiento de la malla. Se realizan cuatro mallados con tamaños de elemento cada vez más refinados, estableciendo como **criterio de convergencia** variaciones menores al 5% para cada uno de los seis modos encontrados.

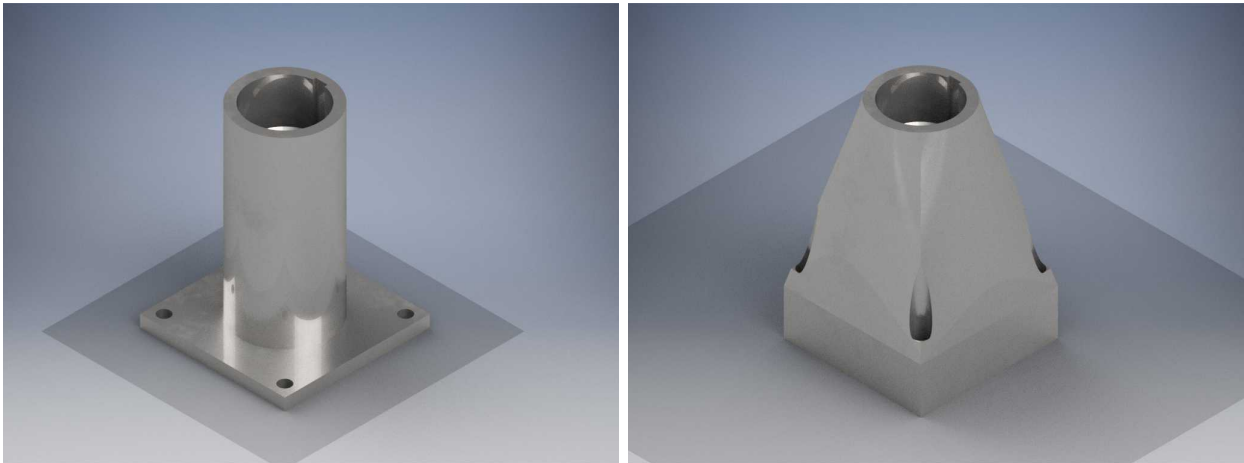
Las geometrías de ambos componentes se encuentran plenamente definidas funcionalmente. Se mantiene un parámetro libre en cada uno, de manera que variando su valor se espera manejar las frecuencias naturales de vibración, buscando al mismo tiempo utilizar la menor cantidad posible de material para no elevar los costos. Los parámetros variables en cada elemento son espesores, que se ilustran en la figura 6.20.

## Sujeción modular

El diseño de la sujeción modular comienza desde el plano “LH-02-14” [15], adjunto en el Anexo A, al cual se le agregó una placa base, deviniendo en el modelo mostrado en la figura 4.22 (a). Mediante pruebas rápidas con un mallado grueso, se obtienen los primeros seis modos normales de vibración, en base a los cuales se modifica el diseño para lograr que la frecuencia de cada uno sea mayor a  $f_{min}$ . Este proceso, en el cual se manipulan los espesores de la base, del cilindro, se agregan nervios, se generan sólidos, entre otras operaciones, produce un total



de diecisiete prototipos, cuya versión definitiva se muestra en la figura 4.22 (b).



(a) Sujeción modular inicial.

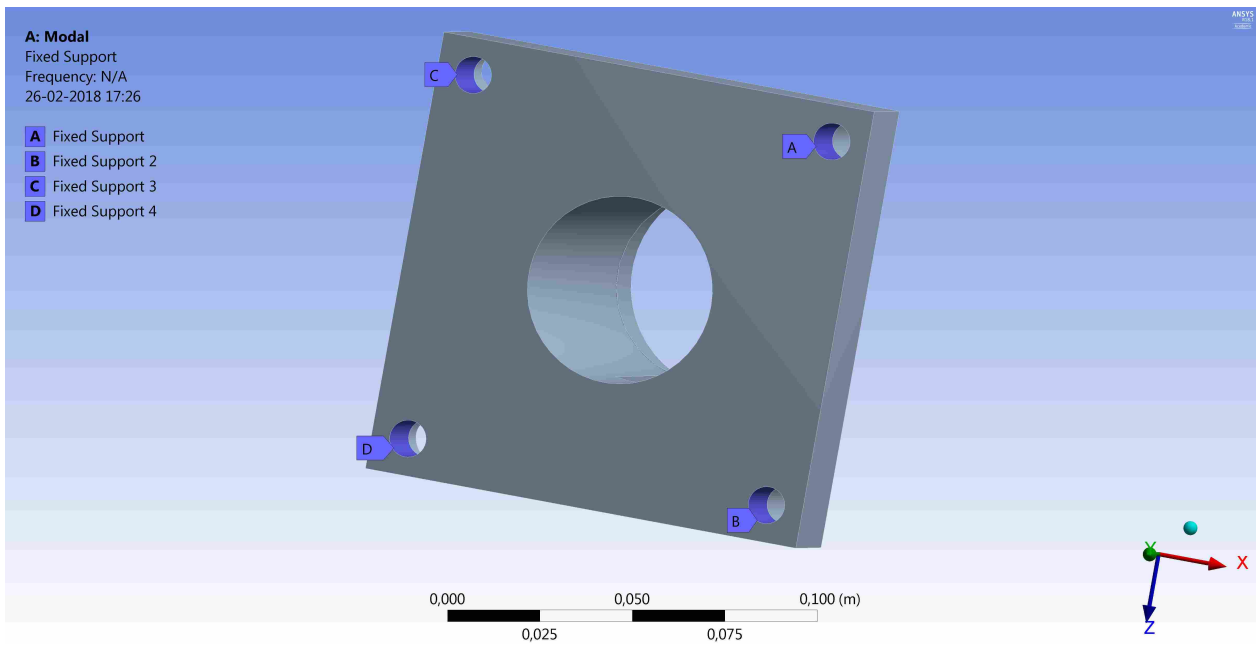
(b) Sujeción modular final.

Figura 4.22: Evolución del diseño aplicado a la sujeción modular. En la figura (a) se muestra el diseño utilizado como partida, utilizado en otro proyecto de la CCHEN. En (b) se muestra el resultado final. Fuente imagen: Elaboración propia.

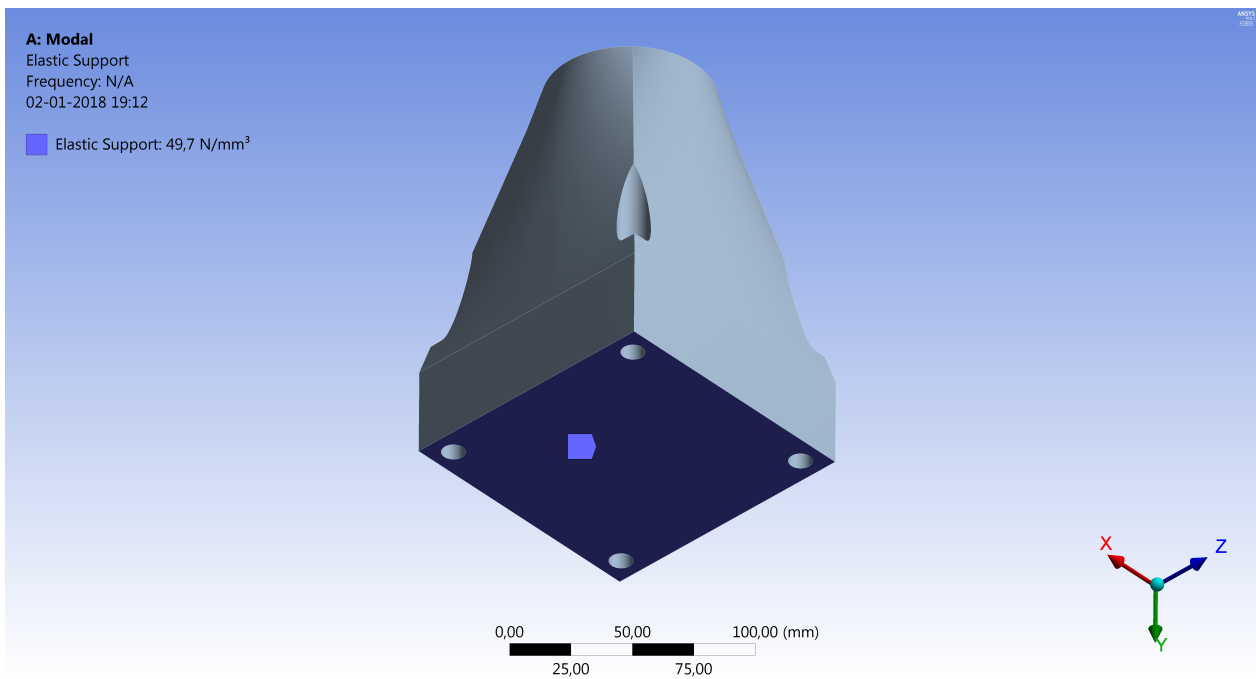
Al modelo final se le aplican las siguientes condiciones de borde:

- **Empotramiento.** Se considera que la superficie interna (cara cilíndrica) de las cuatro perforaciones se encuentra empotrada (*Fixed support*), simulando el anclaje generado por las conexiones apernadas a la plataforma. Se esquematiza esta condición en la figura 4.23 (a).
- **Superficie elástica.** La superficie inferior de la sujeción modular, en contacto con la plataforma, se considera apoyada sobre una superficie elástica (*Elastic support*), condición que requiere un parámetro de rigidez del material de la plataforma y de los cimientos (*Elastic Foundation stiffness EFS*), cuyas unidades se encuentran en  $[N/mm^3]$ . Se esquematiza esta condición en la figura 4.23 (b).





(a) Cuatro perforaciones empotradas (*Fixed Support*).



(b) Cara inferior apoyada sobre superficie elástica (*Elastic Support*).

Figura 4.23: Condiciones de borde del análisis modal numérico mediante ANSYS para la sujeción modular. (a) Perforaciones (4 superficies). (b) *Elastic Support* (1 superficie) Fuente imagen: Elaboración propia.

El cálculo de la propiedad *Foundation stiffnes* ( $EF S$ ) se obtiene desde el módulo de compresibilidad (*Bulk modulus*  $K$ ), que relaciona la presión con los cambios volumétricos para cierto material, tal como se muestra en la ecuación (4.3). A su vez, la constante  $EF S$  corresponde a la presión necesaria en  $[N/mm^2]$  o  $[MPa]$  para generar una deformación de 1  $[mm]$ .

$$B = \frac{\Delta P}{\Delta V/V} = \frac{P_f}{(V_f - V_0)/V_0} \quad (4.3)$$

Utilizando el espesor inicial de la plataforma donde se apoya la sujeción (o de la fundación de concreto para el caso de la plataforma) y considerando un  $\Delta t = 1[mm]$  (variación de espesor), además de despreciar la variación de la sección transversal, se obtiene la presión requerida para generar dicha deformación, equivalente al  $EF S$ . Este cálculo se resume en la ecuación 4.4. En la tabla 4.8 se registran los valores de  $K$  del acero inoxidable y del hormigón, junto al respectivo resultado del parámetro  $EF S$ . Además, se calcula el  $EF S$  equivalente a tener ambos materiales apilados, tal como si fuesen resortes en serie, a través de la ecuación 4.5.

$$B = \frac{P_f}{(V_f - V_0)/V_0} = \frac{P_f}{(A_f t_f - A_0 t_0)/A_0 t_0} = \frac{P_f}{A_0(t_f - t_0)/A_0 t_0} \quad (4.4)$$

$$\Leftrightarrow$$

$$P_f = B \frac{t_0}{t_f - t_0}$$

$$EF S_{eq} = \left( \frac{1}{EF S_1} + \frac{1}{EF S_2} \right)^{-1} \quad (4.5)$$

- $P_f$  Presión final (requerida para generar la deformación) en  $[N/mm^2]$
- $V_f, V_0$  Volumen final e inicial del material en  $[mm^3]$
- $t_f, t_0$  Espesor final e inicial del material en  $[mm]$
- $A_f, A_0$  Sección transversal final e inicial del material en  $[mm^2]$  ( $A_f = A_0$  en este caso)

Tabla 4.8: Valores calculados para el parámetro  $EF S$  dada la geometría del problema.

Material	Espesor inicial ( $t_0$ ) [ $mm$ ]	Espesor final ( $t_f$ ) [ $mm$ ]	Bulk modulus ( $K$ ) [ $N/mm^2$ ]	Elastic Foundation Stiffness ( $EF S$ ) [ $N/mm^3$ ]
Acero inoxidable	25	24	150.000	$6,00 \cdot 10^{12}$
Hormigón	200	199	10.000	$5,00 \cdot 10^{10}$
Conexión en serie	-	-	-	$4,96 \cdot 10^{10}$

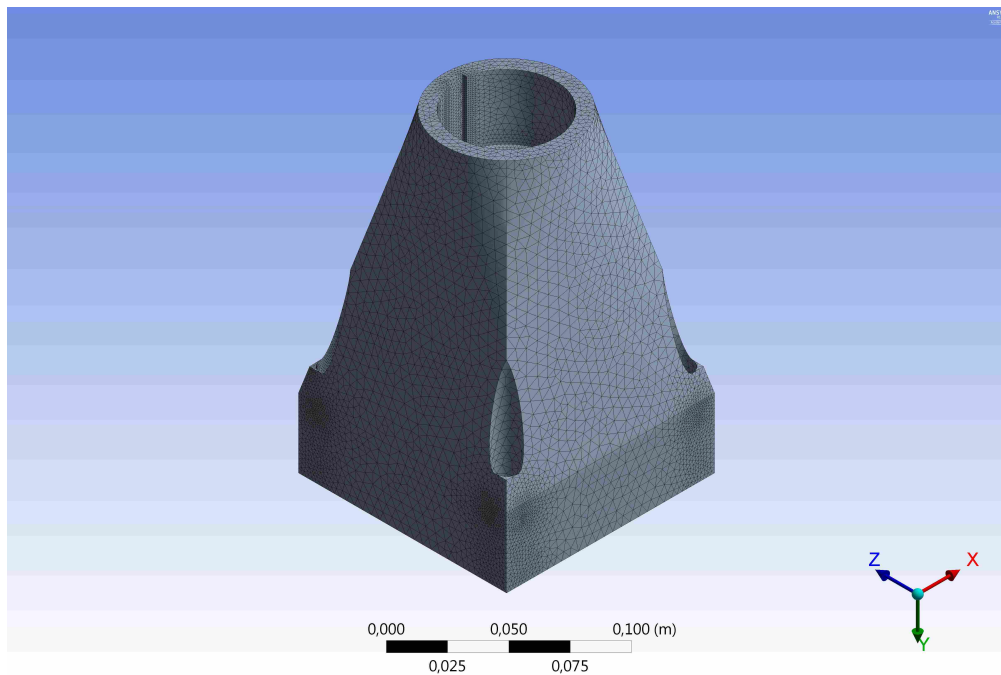
Para asegurar que la solución converge, se elaboran cinco mallados. Todos se rigen por la misma configuración, correspondiente a los parámetros por defecto además de las siguientes modificaciones, donde  $a$  es el parámetro que varía para cada uno de los cuatro mallados:

- *Advanced size function*: Proximity and curvature
- *Min Size* =  $a$
- *ProximityMin Size* =  $0,01a$
- *Max Face Size* =  $2a$
- *Max Tet Size* =  $2a$

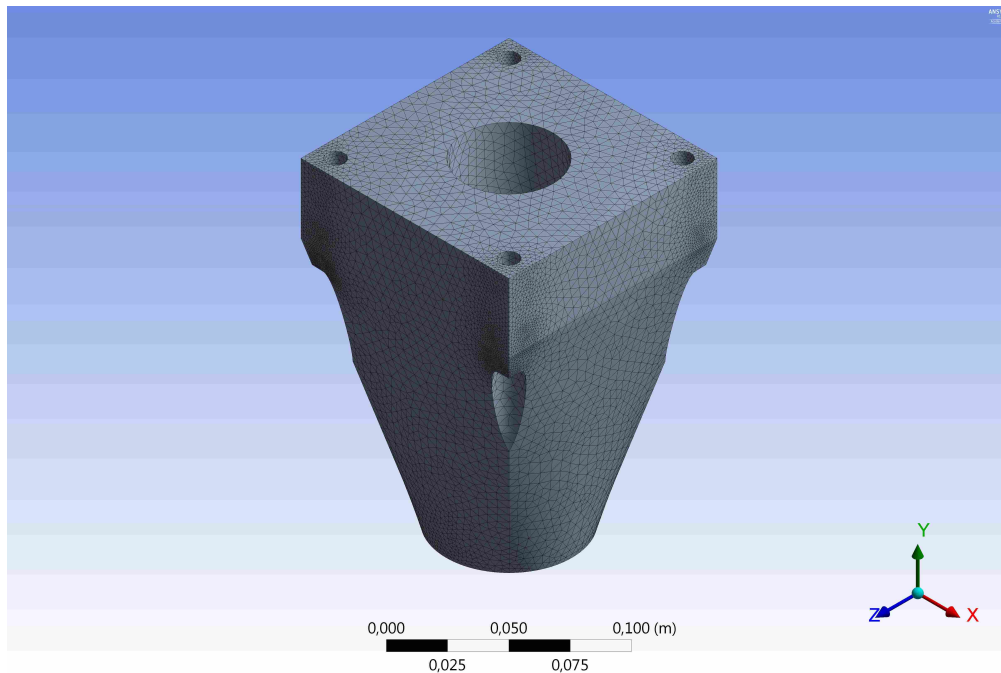
De esta forma, la información obtenida de los mallados se resume en la tabla 4.9. Paralelamente, en las figuras 4.24 y 4.25 se muestran vistas generales y en detalle del mallado E respectivamente. Dicho mallado es representativo de los cinco, considerando que utilizan el mismo método en las cinco discretizaciones.

Tabla 4.9: Información sobre mallados empleados para simular la sujeción modular.

ID Mallado	Sizing $a$ [mm]	Nodes	Elements	Orthogonality	Skewness	Tiempo de procesamiento
A	0,006	380.833	260.876	0,7653	0,2331	3 h 1 m
B	0,005	391.055	267.713	0,7647	0,2337	2 h 55 m
C	0,004	402.751	275.496	0,7655	0,2329	4 h 20 m
D	0,003	438.224	300.164	0,7669	0,2315	4 h 16 m
E	0,002	431.666	297.298	0,7707	0,2277	3 h 52 m

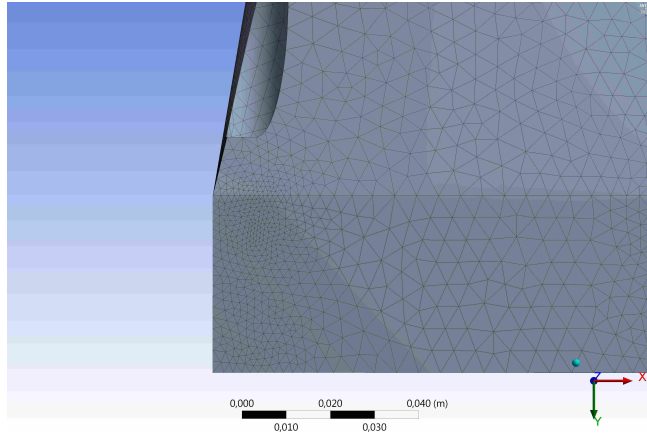


(a) Vista isométrica de la sujeción modular.

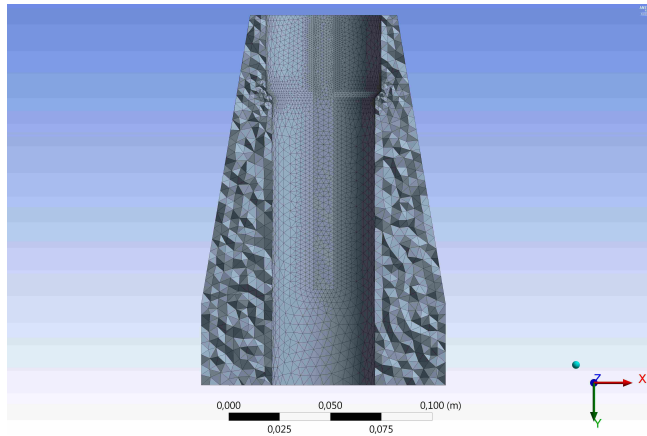


(b) Vista isométrica invertida de la sujeción modular.

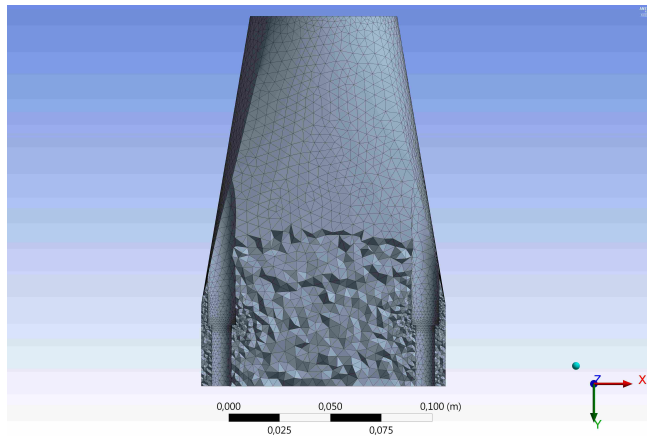
Figura 4.24: Vistas generales del mallado utilizado para la sujeción modular. La vista (a) permite identificar las zonas con mayor refinamiento, mientras que (b) contrasta el mallado en la base con el resto de la pieza. Fuente imagen: Elaboración propia.



(a) *Zoom* a una de las perforaciones recortadas de los pernos de sujeción, donde existe el mayor refinamiento.



(b) Vista en corte del mallado donde se observa el mallado en el cilindro interior incluyendo el chavetero.



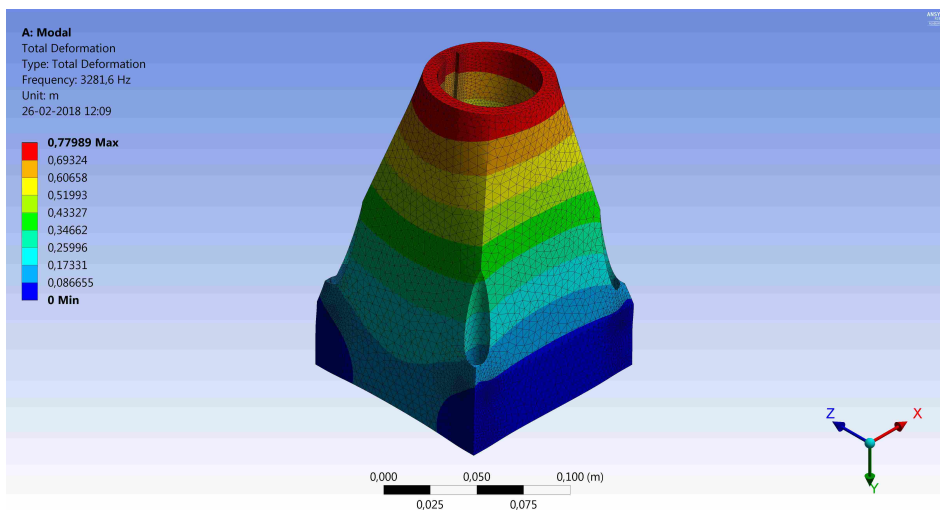
(c) Vista en corte de las perforaciones de sujeción y su impacto sobre el refinamiento del mallado.

Figura 4.25: Vistas detalladas del mallado utilizado para la sujeción modular. La vista (a) permite identificar las zonas con mayor refinamiento, mientras que (b) contrasta el mallado en la base con el resto de la pieza. Fuente imagen: Elaboración propia.

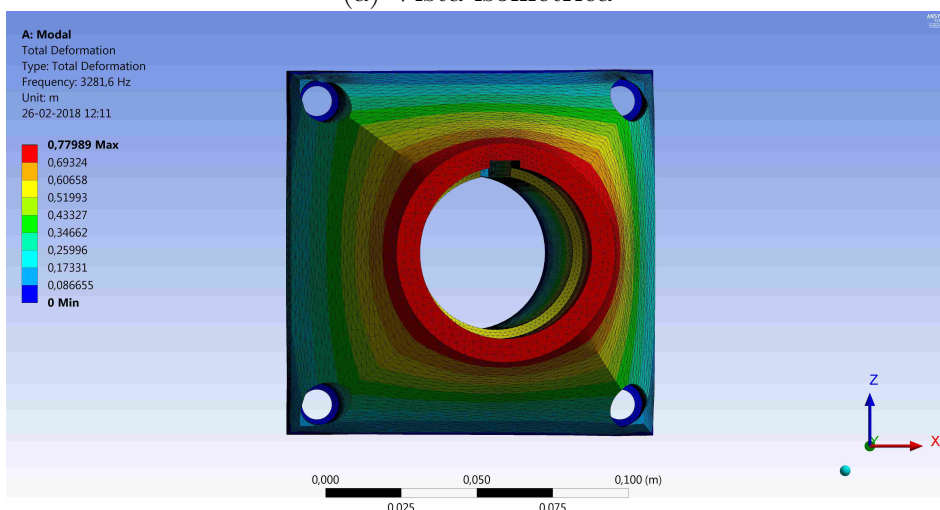
Las frecuencias naturales obtenidas para cada simulación se listan en la tabla [4.10](#). Posteriormente, en las figuras [4.36](#) hasta [4.41](#) se grafican las máximas deformaciones de cada uno de los seis modos de vibración respectivamente. Para el análisis modal de *ANSYS* la dimensión de las deformaciones son referenciales, puesto que las deflexiones dependerán de las forzantes aplicadas. *ANSYS* normaliza los modos de vibración ( $x$ ) respecto a la matriz de masa ( $M$ ), es decir, cumpliendo la ecuación  $x^T M x = 1$ . De esta forma, lo importante son las deformaciones relativas, no así las dimensiones asignadas a cada nodo.

Tabla 4.10: Frecuencias naturales de la sujeción modular obtenidas desde los cinco mallados.

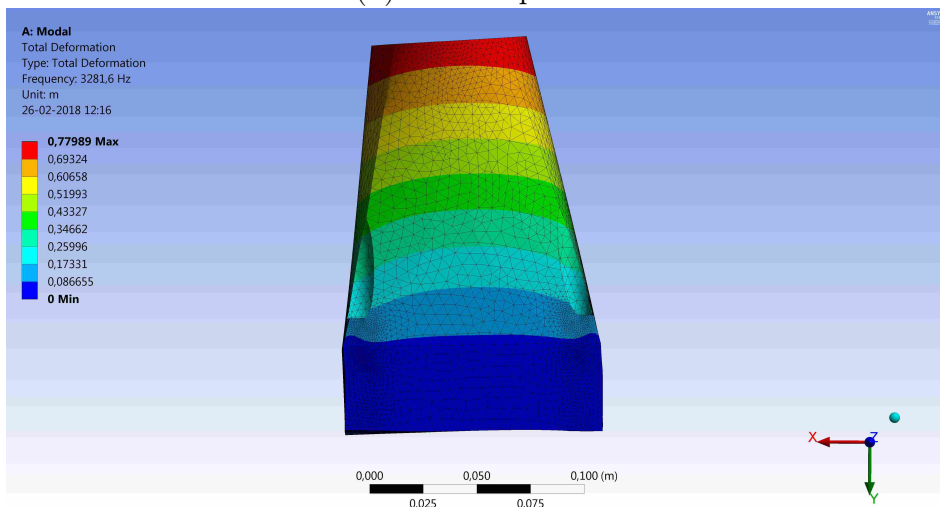
<b>ID Mallado</b>	<b>Frecuencias naturales [Hz]</b>					
	<b>f1</b>	<b>f2</b>	<b>f3</b>	<b>f4</b>	<b>f5</b>	<b>f6</b>
A	3.281,6	3.296,4	6.162,4	6.793,9	8.178,8	8.274,6
B	3.281,7	3.296,4	6.162,6	6.793,9	8.178,6	8.274,4
C	3.281,6	3.296,3	6.162,4	6.793,9	8.178,0	8.274,0
D	3.281,5	3.296,3	6.162,5	6.793,7	8.177,1	8.273,6
E	3.281,6	3.296,3	6.162,5	6.793,7	8.176,6	8.273,5
$\bar{x}$	3.281,6	3.296,4	6.162,5	6.793,8	8.177,8	8.274,0
$\sigma_f$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,9	0,5
<b>MODO</b>	<b>Flex</b>	<b>Flex</b>	<b>Long</b>	<b>Tors</b>	<b>Flex</b>	<b>Flex</b>



(a) Vista isométrica

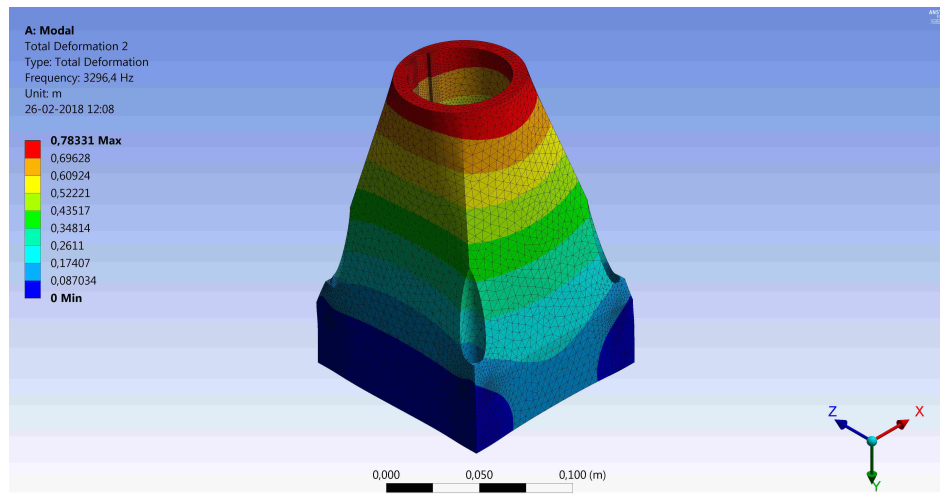


(b) Vista superior

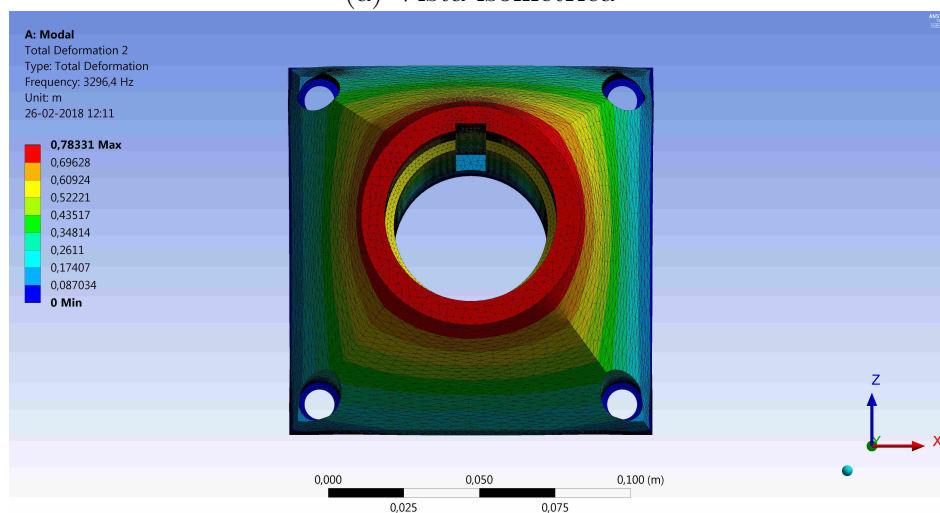


(c) Vista lateral

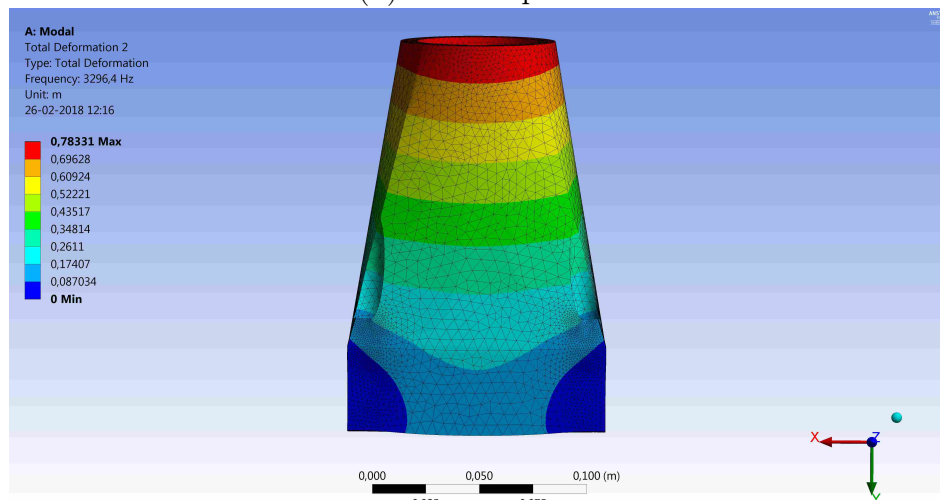
Figura 4.26: Vistas isométrica, superior y lateral del **primer modo de la sujeción modular**. Fuente imagen: Elaboración propia.



(a) Vista isométrica



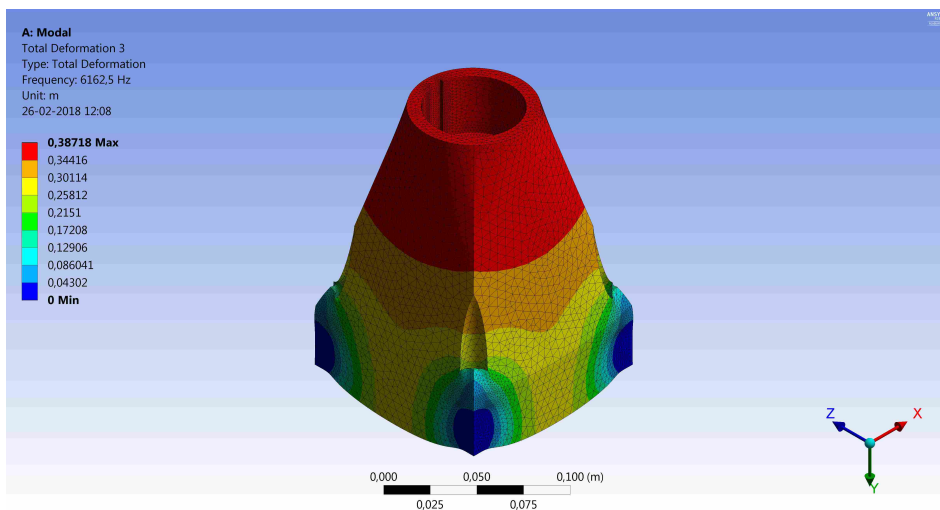
(b) Vista superior



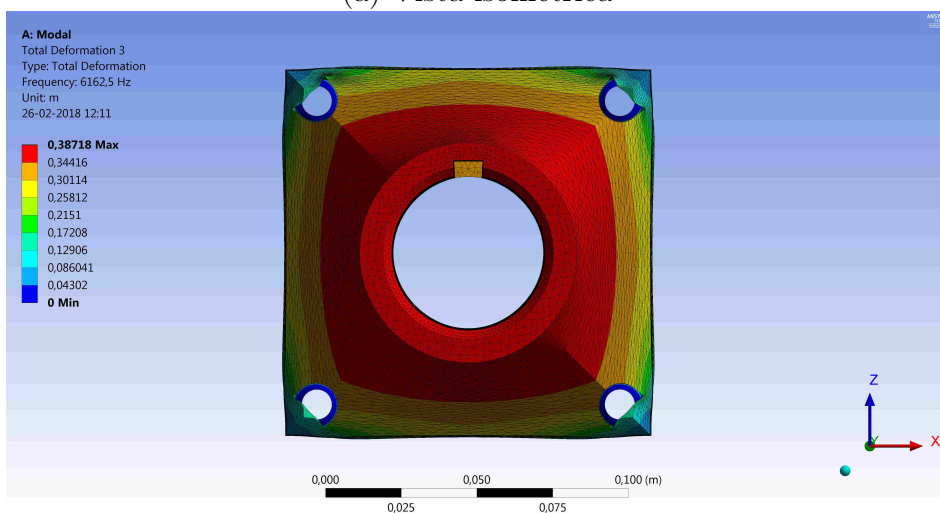
(c) Vista lateral

Figura 4.27: Vistas isométrica, superior y lateral del **segundo modo de la sujeción modular**. Fuente imagen: Elaboración propia.

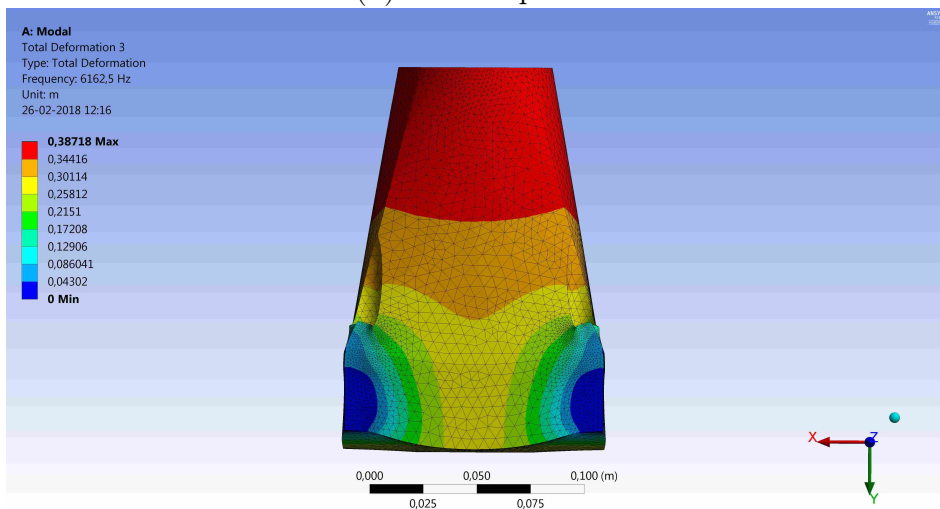




(a) Vista isométrica

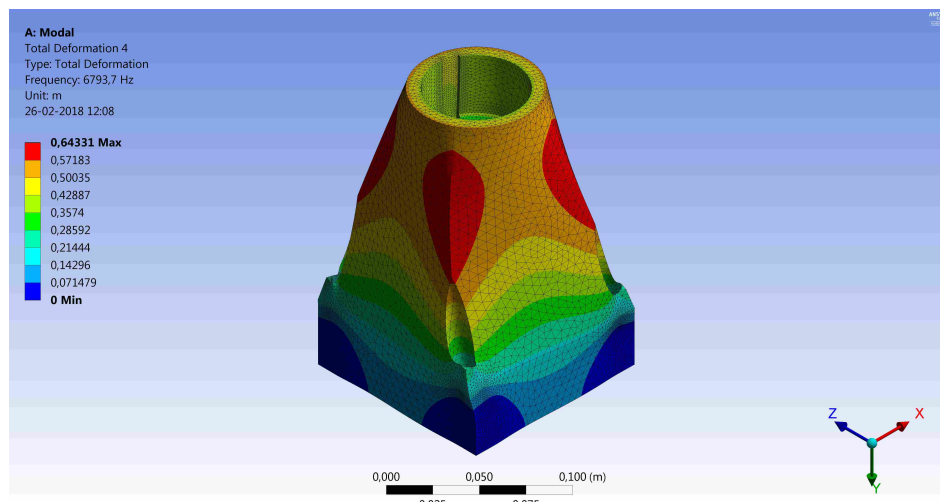


(b) Vista superior

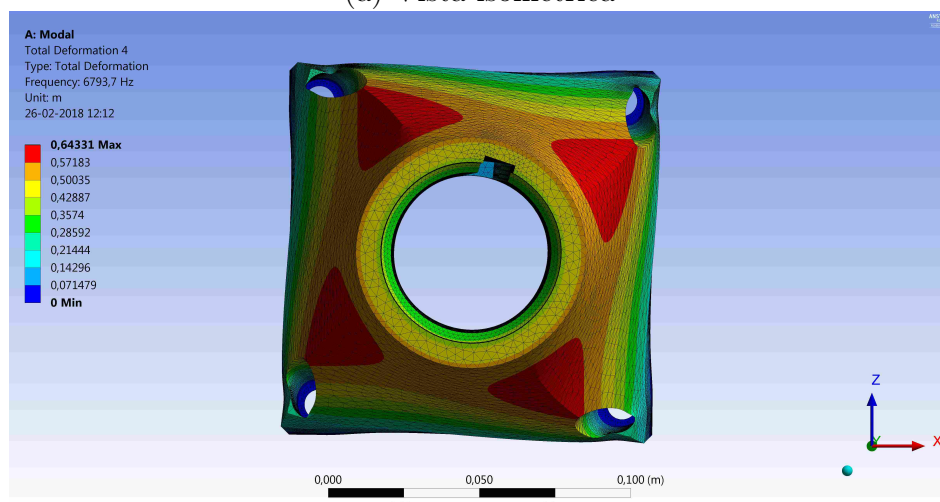


(c) Vista lateral

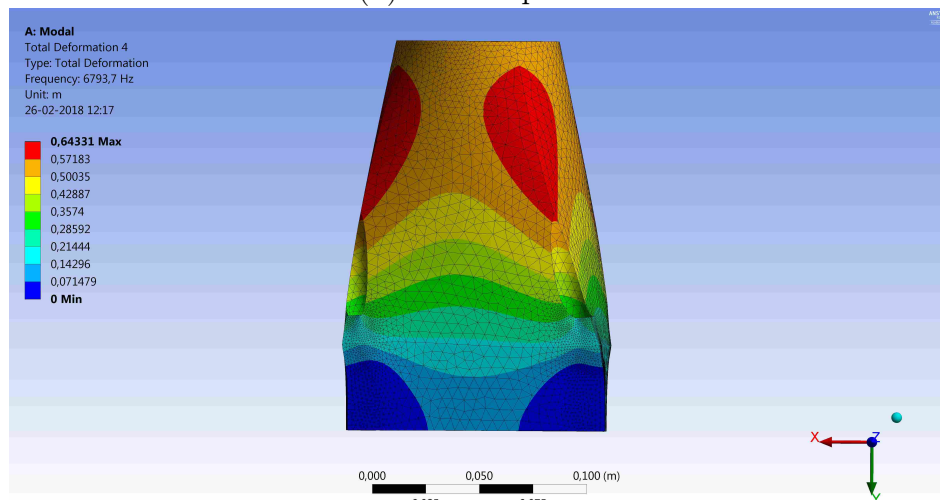
Figura 4.28: Vistas isométrica, superior y lateral del **tercer modo de la sujeción modular**.  
 Fuente imagen: Elaboración propia.



(a) Vista isométrica

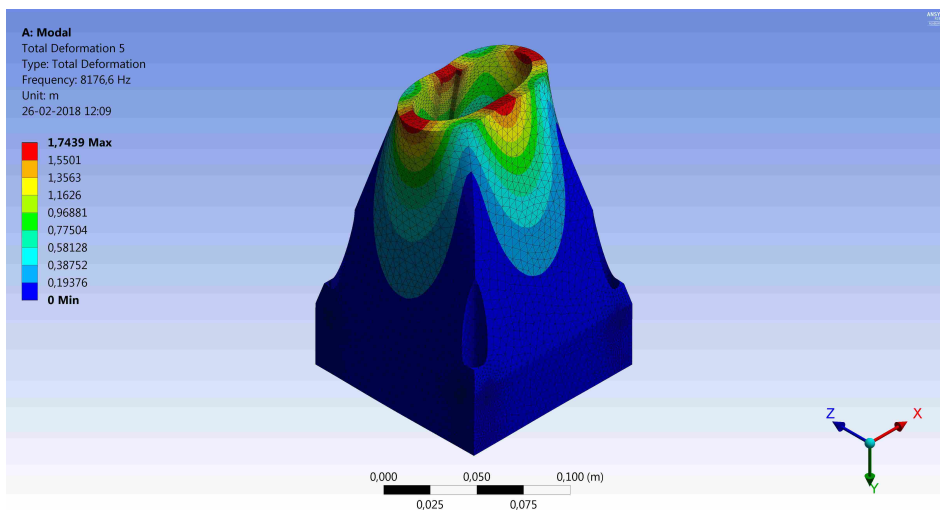


(b) Vista superior

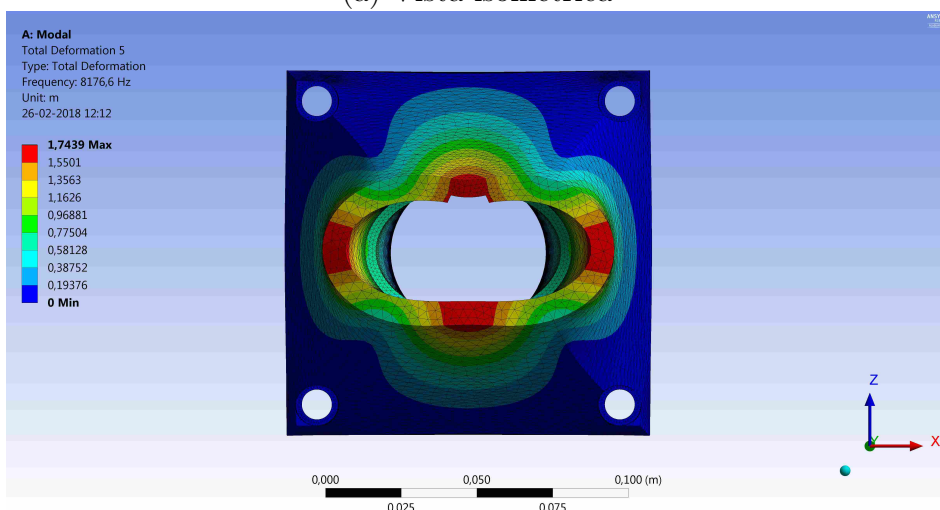


(c) Vista lateral

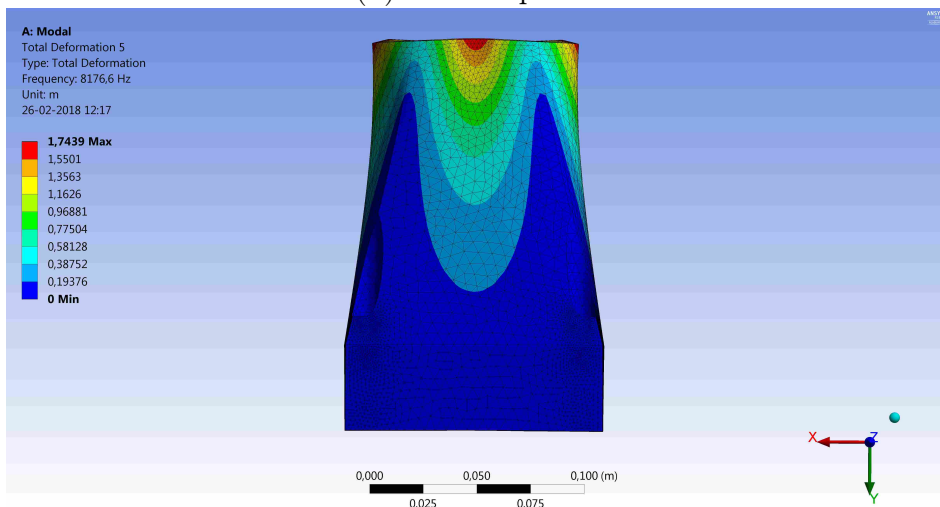
Figura 4.29: Vistas isométrica, superior y lateral del **cuarto modo de la sujeción modular**.  
Fuente imagen: Elaboración propia.



(a) Vista isométrica

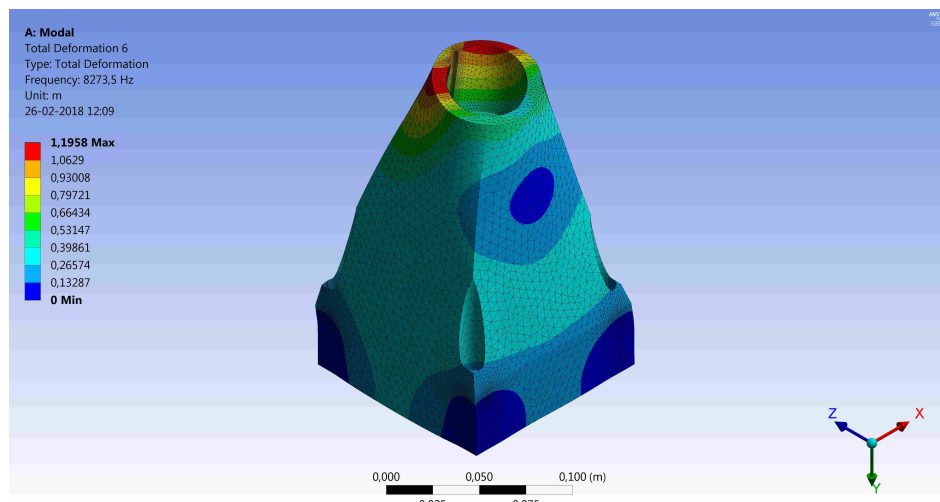


(b) Vista superior

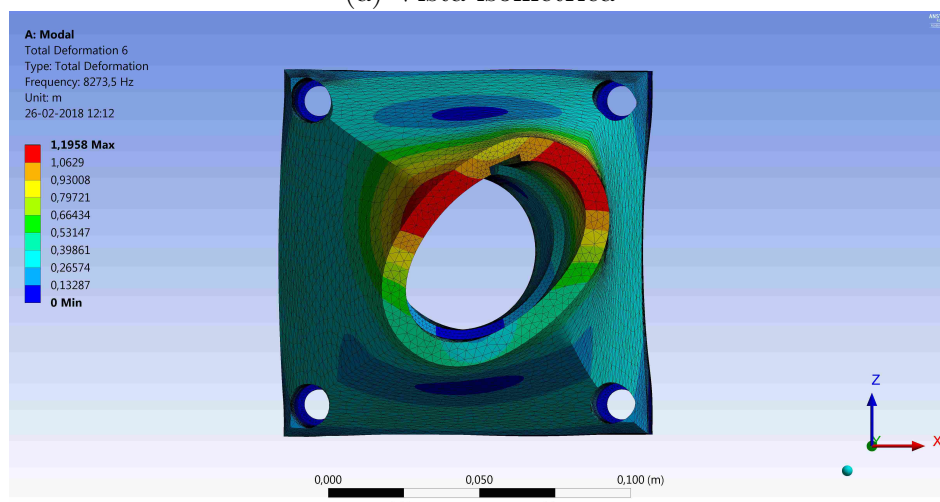


(c) Vista lateral

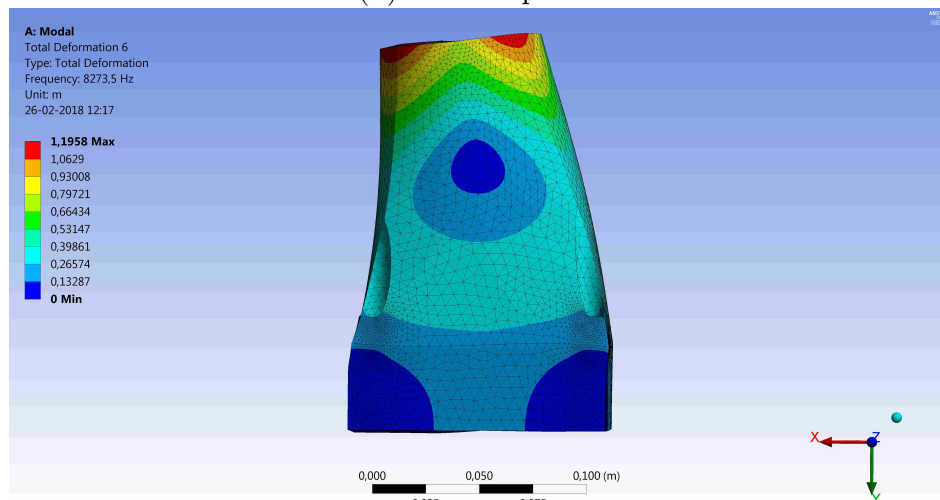
Figura 4.30: Vistas isométrica, superior y lateral del quinto modo de la sujeción modular.  
 Fuente imagen: Elaboración propia.



(a) Vista isométrica



(b) Vista superior

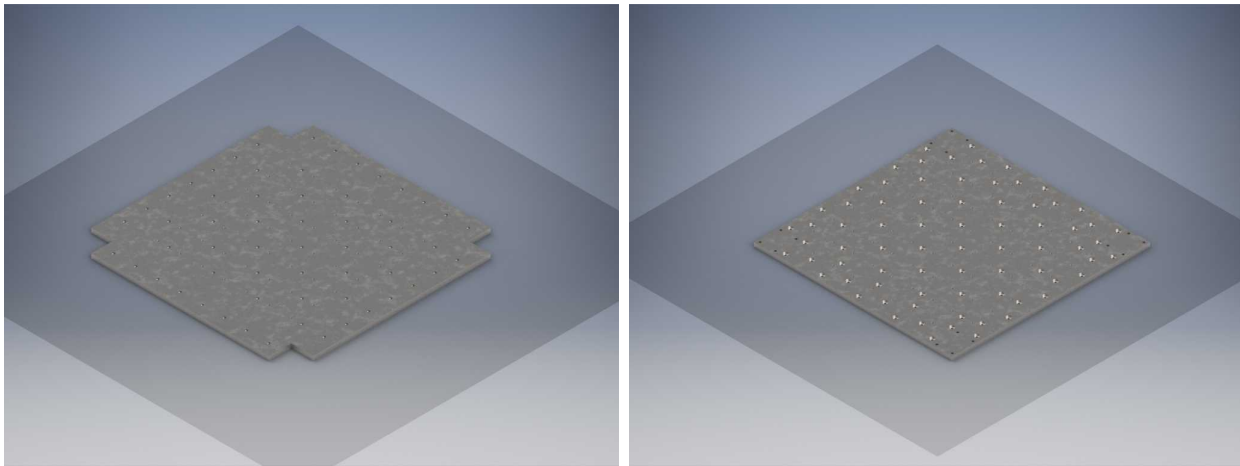


(c) Vista lateral

Figura 4.31: Vistas isométrica, superior y lateral del sexto modo de la sujeción modular.  
Fuente imagen: Elaboración propia.

## Plataforma bancada

El diseño de la plataforma comienza con un prototipo basado en una plancha cuadrada de acero de  $10 [mm]$  de espesor y  $1.000 [mm]$  de arista, anclado al suelo de las instalaciones mediante 56 perforaciones distribuidas en la periferia de la plataforma. Mediante pruebas rápidas con un mallado grueso, se obtienen los primeros doce modos normales de vibración, en base a los cuales se modifica el diseño para lograr que la frecuencia de cada uno sea mayor a  $f_{min}$ . Se manipulan el espesor de la plancha, largo de su arista y cantidad de perforaciones. Se analizan seis prototipos, cuya versión definitiva se muestra en la figura 4.32, consistente en una placa de  $25 [mm]$  de espesor,  $1.000 [mm]$  de arista y 74 perforaciones distribuidas casi homogéneamente a lo largo de la superficie de la plataforma.



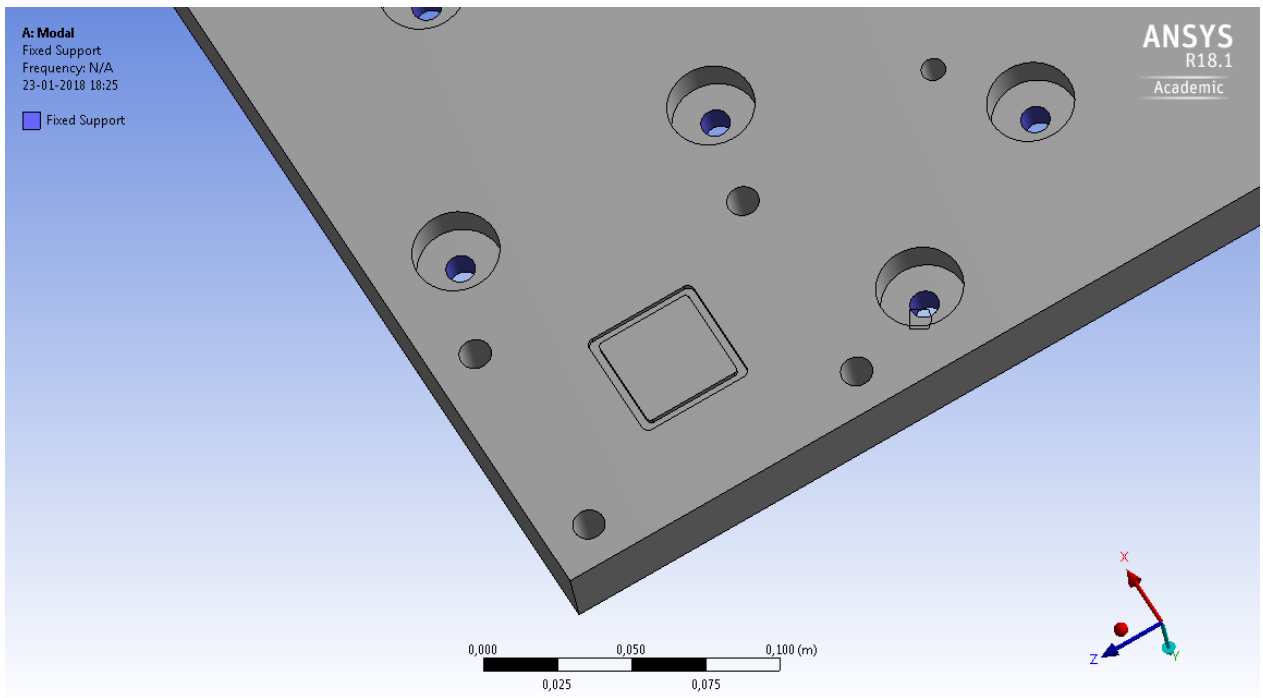
(a) Plataforma inicial.

(b) Plataforma inicial.

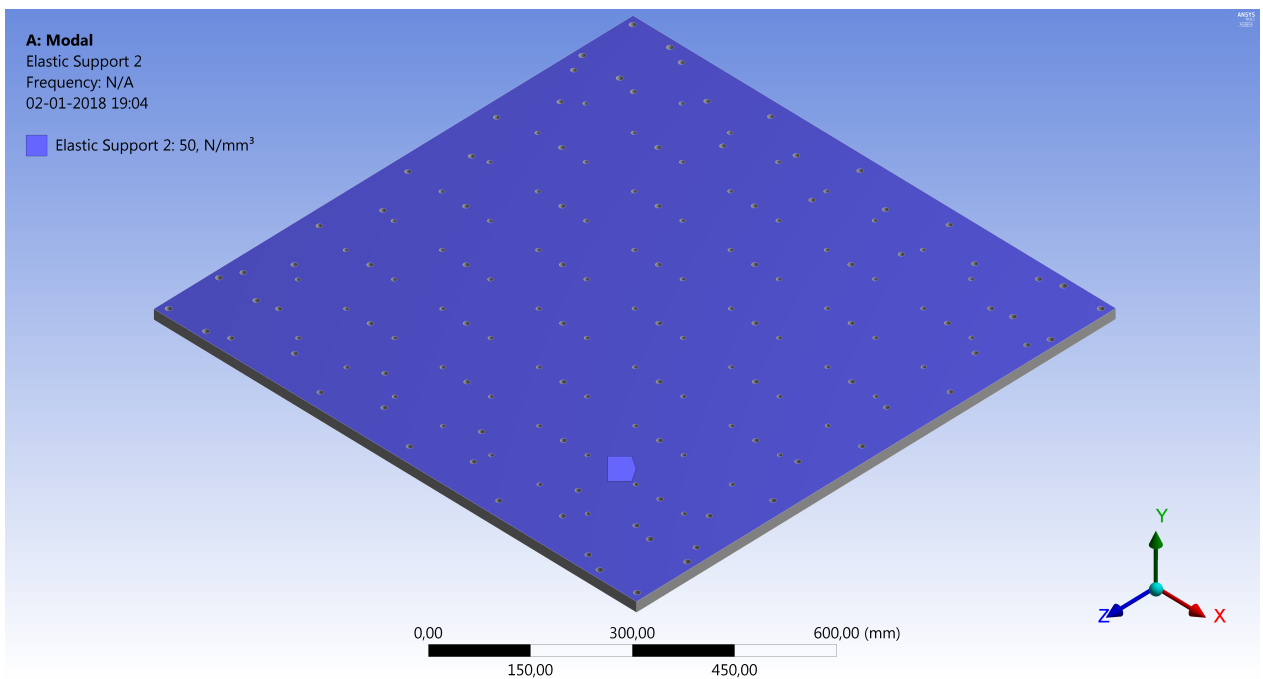
Figura 4.32: Evolución del diseño aplicado a la plataforma. En la figura (a) se muestra el diseño utilizado como partida y en (b) se muestra el resultado final. Fuente imagen: Elaboración propia.

Al modelo final se le aplican las siguientes condiciones de borde:

- **Empotramiento.** Se considera que la superficie interna (cara cilíndrica) de las setenta y cuatro (74) perforaciones se encuentra empotrada (*Fixed support*), simulando el anclaje generado por las conexiones apernadas a la plataforma. Se esquematiza esta condición en la figura 4.33 (a).
- **Superficie elástica.** La superficie inferior de la plataforma, en contacto con el suelo, se considera apoyada sobre una superficie elástica (*Elastic support*), condición que requiere un parámetro de rigidez del material de los cimientos (*Elastic Foundation stiffness EFS*), cuyas unidades se encuentran en  $[N/mm^3]$ . Se esquematiza esta condición en la figura 4.33 (b).



(a) Perforación empotrada (*Fixed Support*). Se ven las perforaciones utilizadas para anclar las ruedas.



(b) Cara inferior apoyada sobre superficie elástica (*Elastic Support*).

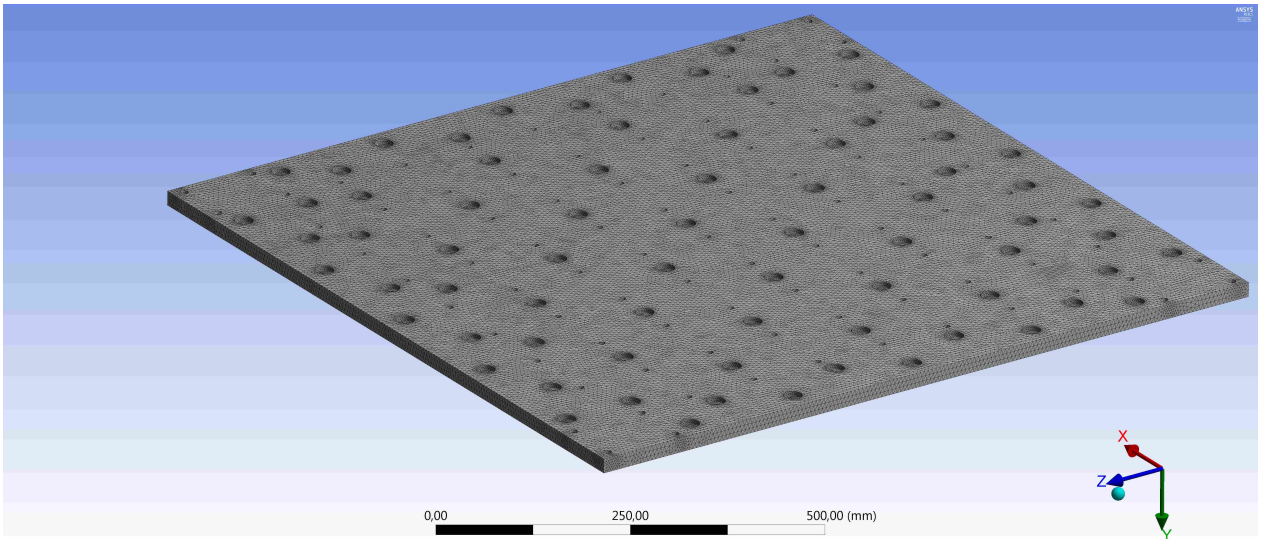
Figura 4.33: Condiciones de borde del análisis modal numérico mediante ANSYS para la plataforma. (a) Perforaciones (74 superficies). (b) *Elastic Support* (1 superficie). Fuente imagen: Elaboración propia.

Se elaboran cinco mallados, regidas por la misma configuración utilizada para la sujeción modular. La información obtenida de los mallados se resume en la tabla 4.11. Paralelamente, en las figuras 4.34 y 4.35 se muestran vistas generales y en detalle del mallado V respectivamente. Dicho mallado es representativo de los cinco, considerando que utilizan el mismo método de mallado. Se puede notar que la proximidad entre perforaciones produce un tamaño de elemento reducido y estable, sin grandes diferencias con respecto a las zonas libres.

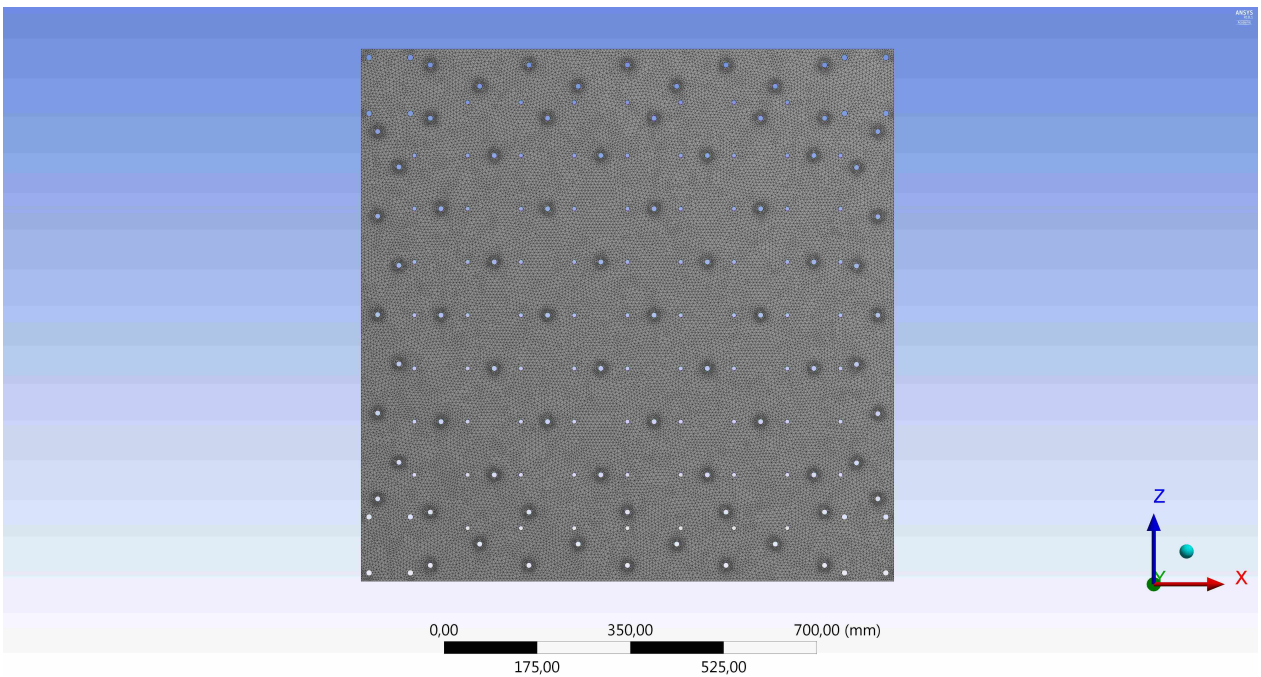
Tabla 4.11: Información sobre mallados empleados para simular la plataforma.

<b>ID Mallado</b>	<b>Sizing <math>a</math> [mm]</b>	<b>Nodes</b>	<b>Elements</b>	<b>Orthogonality</b>	<b>Skewness</b>	<b>Tiempo de procesamiento</b>
Z	0,008	1.206.082	799.119	0,7579	0,2405	47 m 44 s
Y	0,006	1.212.030	802.971	0,7584	0,2401	46 m 58 s
X	0,005	1.222.086	809.866	0,8557	0,2400	44 m 56 s
W	0,004	1.228.559	814.103	0,7581	0,2403	45 m 39 s
V	0,003	1.547.254	1.034.707	0,7613	0,2371	1 h 00 m





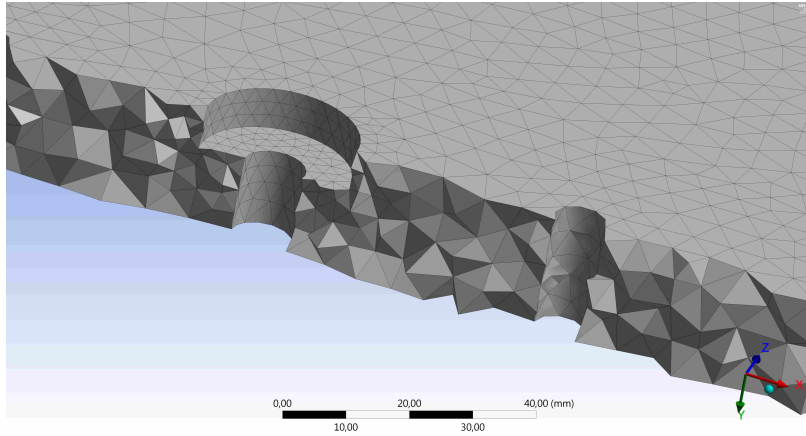
(a) Vista isométrica de la plataforma.



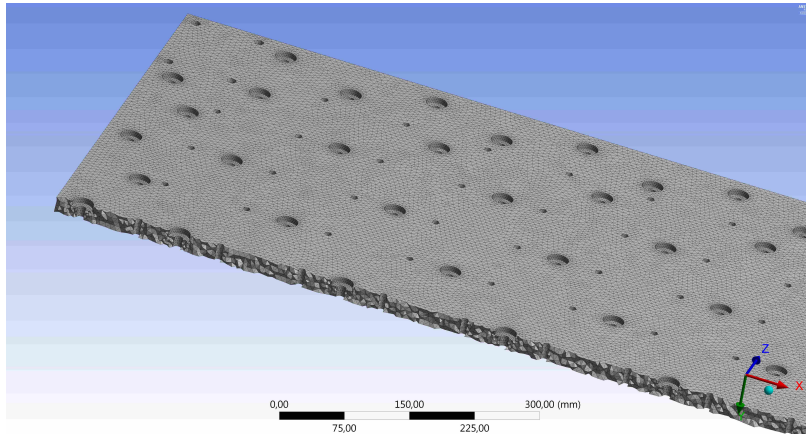
(b) Vista superior de la plataforma.

Figura 4.34: Vistas generales del mallado utilizado para la plataforma. La vista (a) permite contrastar el mallado en las distintas zonas mientras (b) identifica las zonas con mayor refinamiento. Fuente imagen: Elaboración propia.

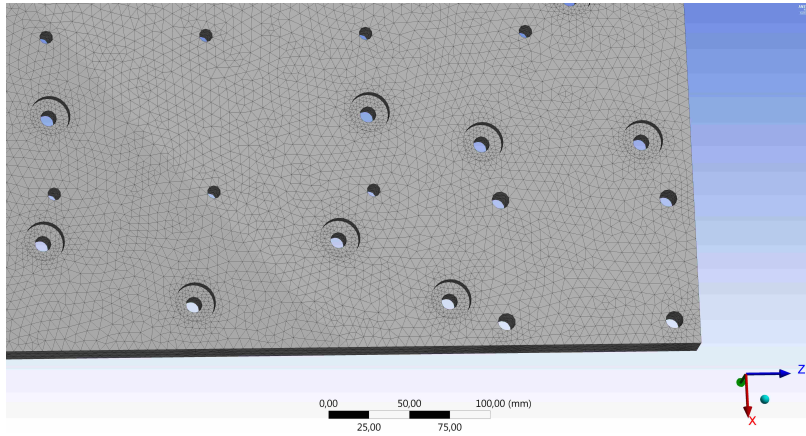




(a) Vista parcial en corte del mallado en dos de los tres tipos de perforaciones.



(b) Vista amplia del detalle anterior (a).



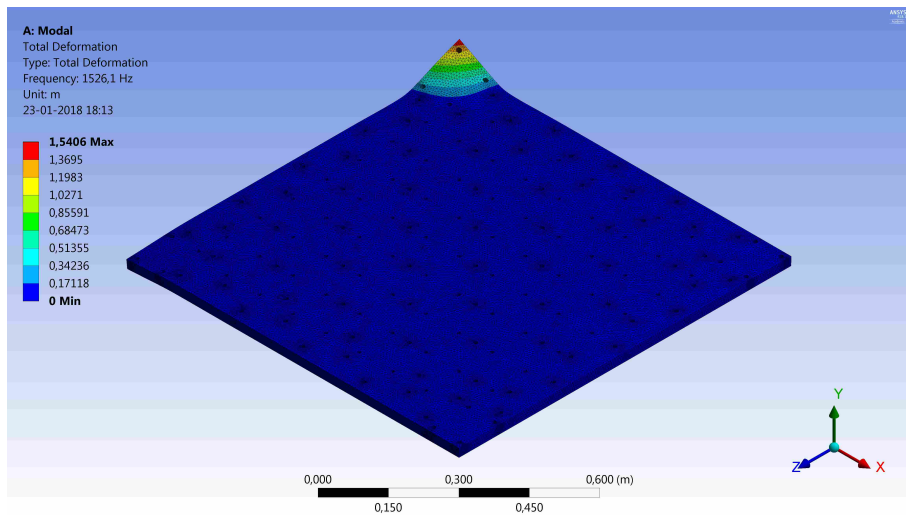
(c) Vista detallada de una esquina, donde se ven los tres tipos de perforaciones.

Figura 4.35: Vistas detalladas del mallado utilizado para la plataforma. Las vistas (a), (b) y (c) buscan contrastar los refinamientos en las perforaciones contra las zonas no perforadas de la placa. Fuente imagen: Elaboración propia.

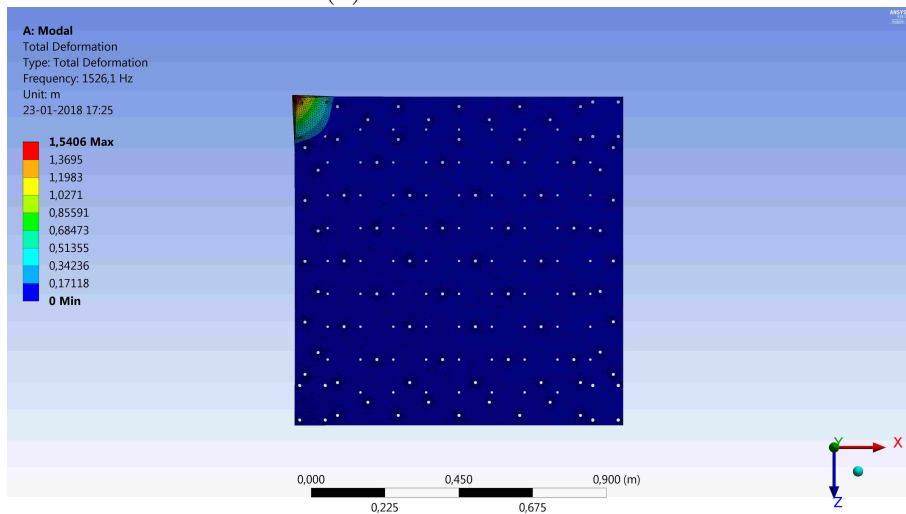
Las frecuencias naturales obtenidas para cada simulación se listan en la tabla [4.12](#). Posteriormente, en las figuras [4.36](#) hasta [4.41](#) se grafican las máximas deformaciones de cada uno de los seis modos de vibración respectivamente. Los valores de deformación entregados por *ANSYS* sólo son referenciales: desde estas imágenes se rescata la forma de cada uno de los modos.

Tabla 4.12: Frecuencias naturales de la plataforma obtenidas desde los cinco mallados.

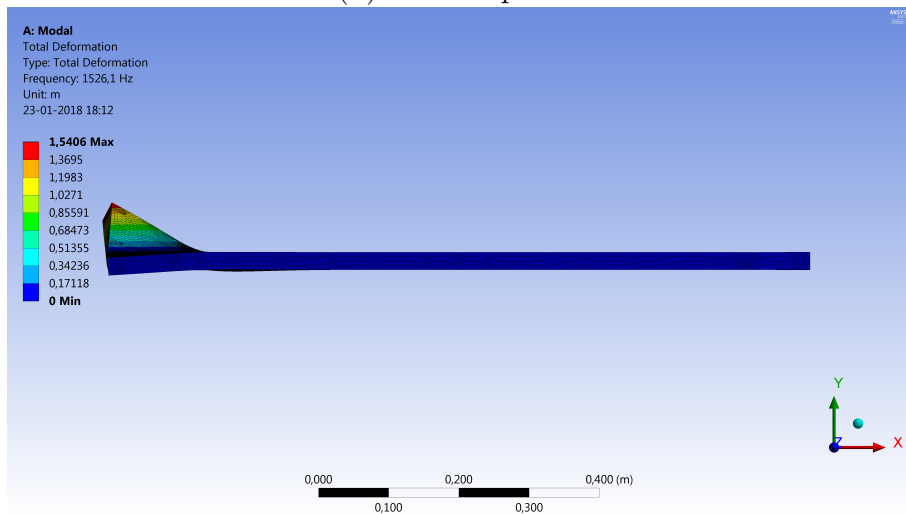
<b>ID</b> <b>Mallado</b>	<b>Frecuencias naturales [Hz]</b>					
	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$	$f_6$
Z	4.206,3	4.206,3	4.207,1	4.207,2	4.817,3	4.863,6
Y	4.206,3	4.206,3	4.207,1	4.207,2	4.817,2	4.863,5
X	4.206,3	4.206,3	4.207,1	4.207,2	4.817,1	4.863,4
W	4.206,3	4.206,3	4.207,2	4.207,2	4.817,1	4.863,4
V	4.206,3	4.206,3	4.207,1	4.207,1	4.817,1	4.863,4
$\bar{x}$	4.206,3	4.206,3	4.207,1	4.207,2	4.817,2	4.863,5
$\sigma_f$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1
<b>MODO</b>	<b>Flex</b>	<b>Flex</b>	<b>Flex</b>	<b>Flex</b>	<b>Trans</b>	<b>Trans</b>



(a) Vista isométrica

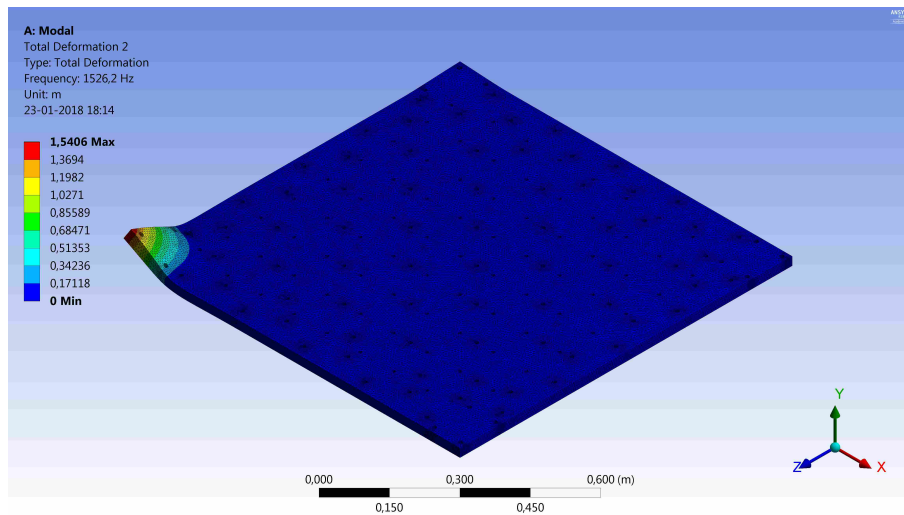


(b) Vista superior

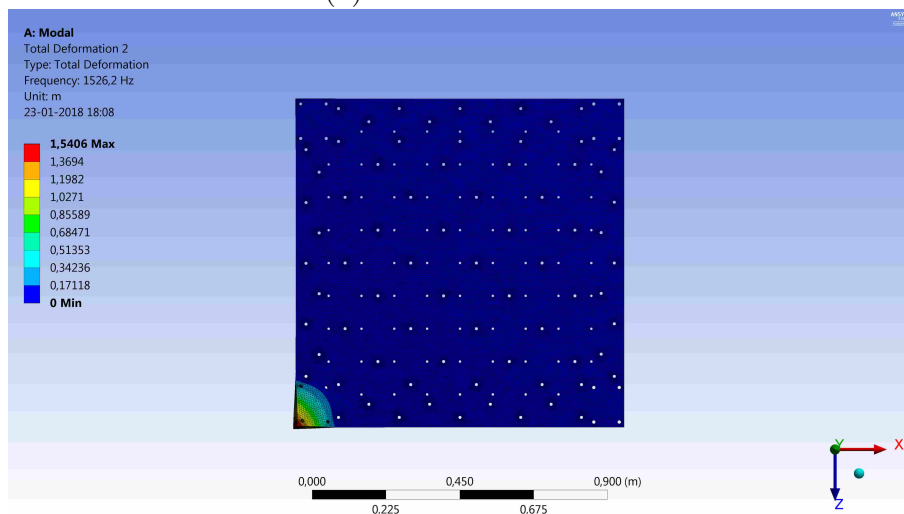


(c) Vista lateral

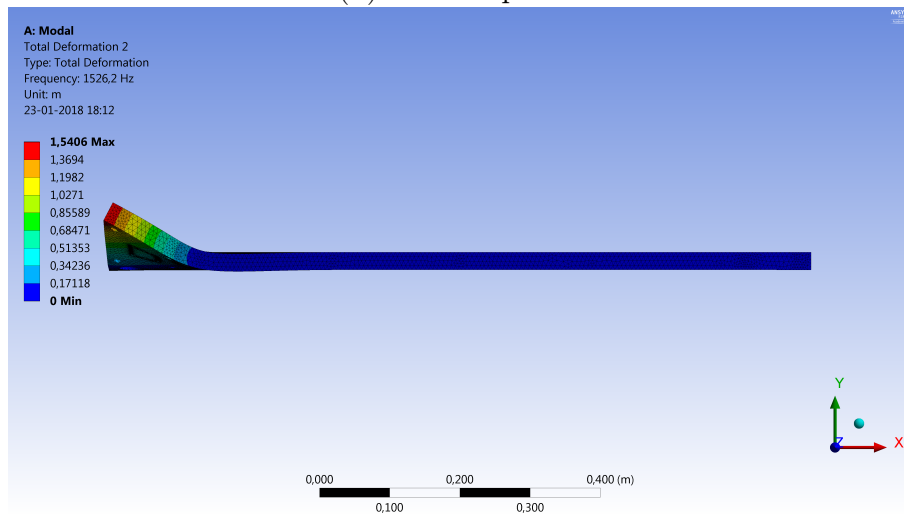
Figura 4.36: Vistas isométrica, superior y lateral del **primer modo** de la plataforma.  
 Fuente imagen: Elaboración propia.



(a) Vista isométrica

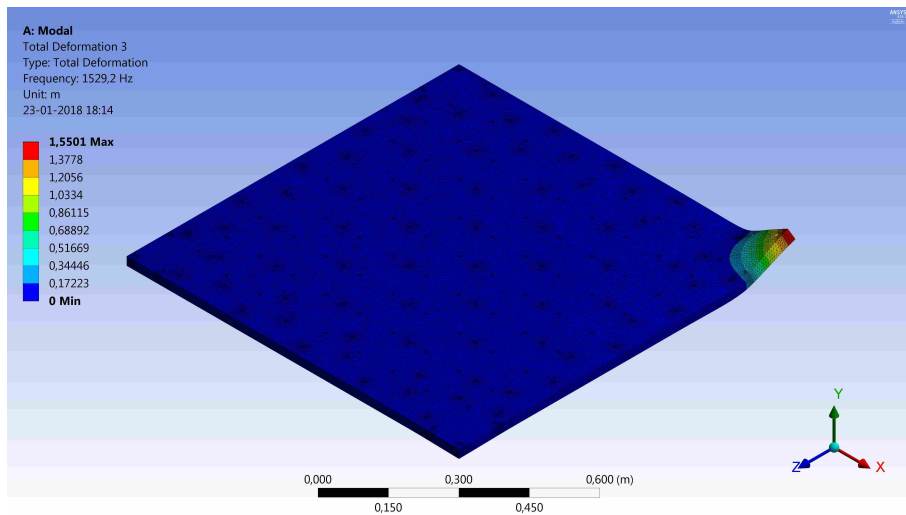


(b) Vista superior

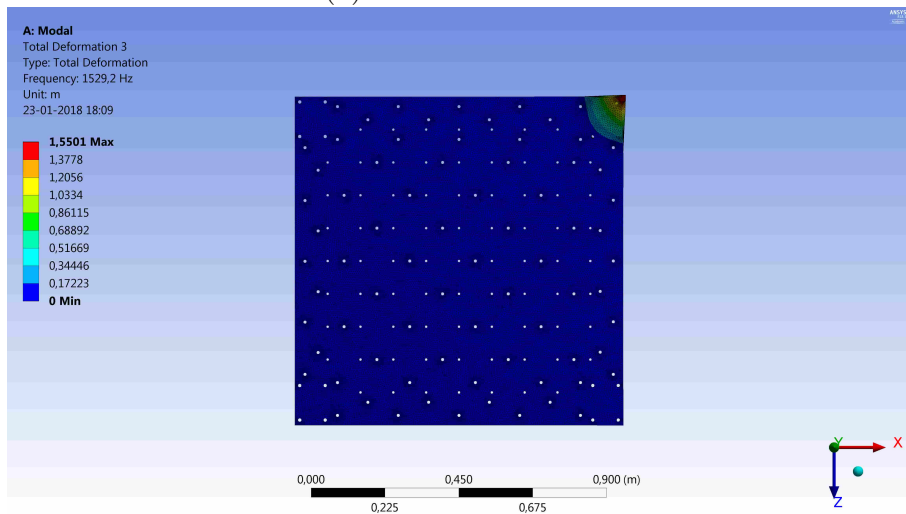


(c) Vista lateral

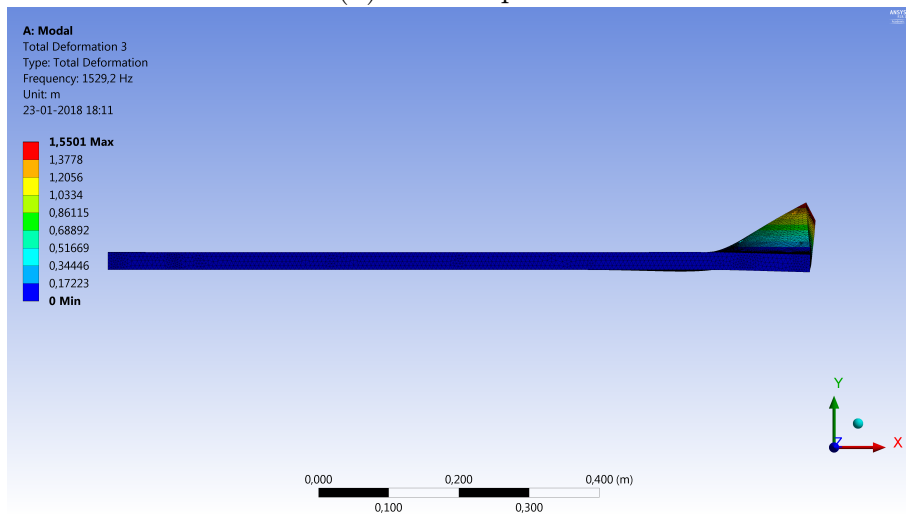
Figura 4.37: Vistas isométrica, superior y lateral del **segundo modo** de la plataforma.  
 Fuente imagen: Elaboración propia.



(a) Vista isométrica

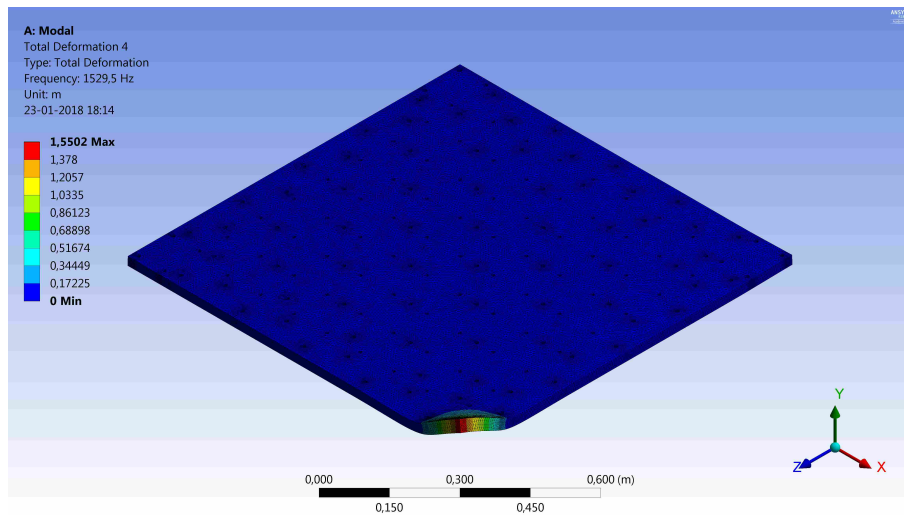


(b) Vista superior

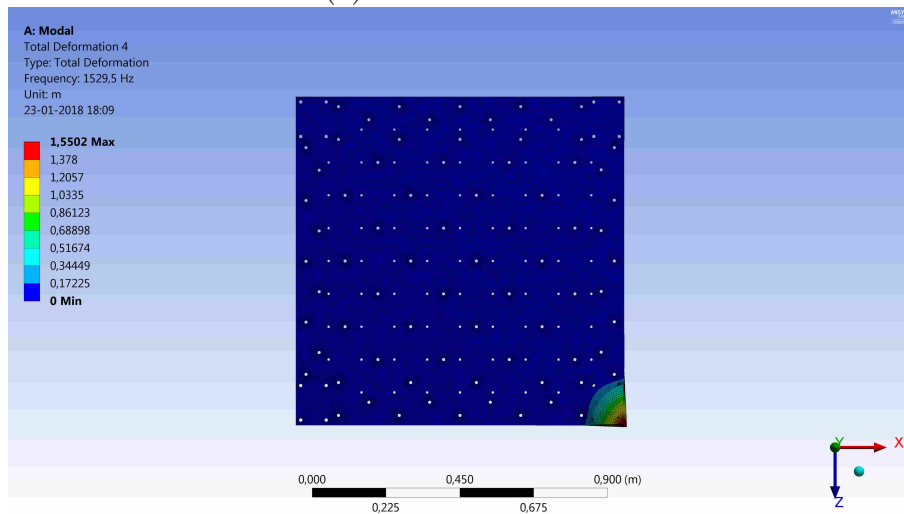


(c) Vista lateral

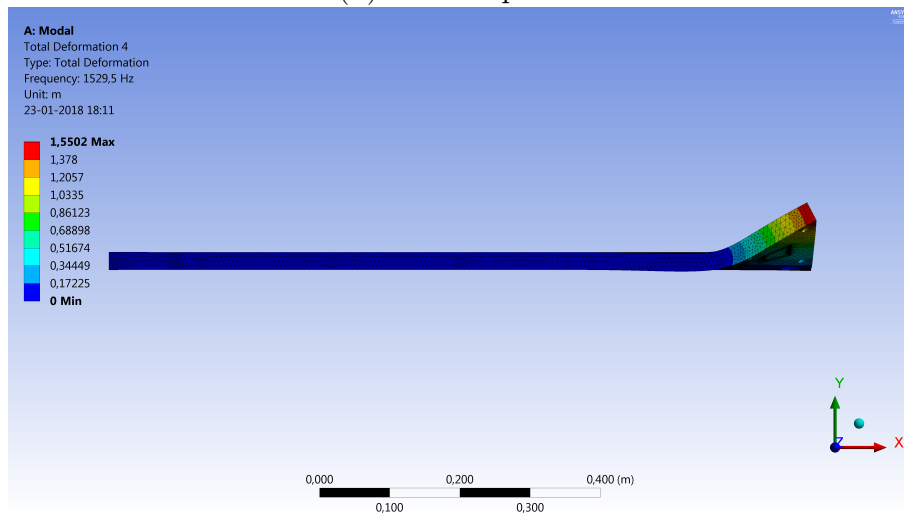
Figura 4.38: Vistas isométrica, superior y lateral del **tercer modo de la plataforma**. Fuente imagen: Elaboración propia.



(a) Vista isométrica



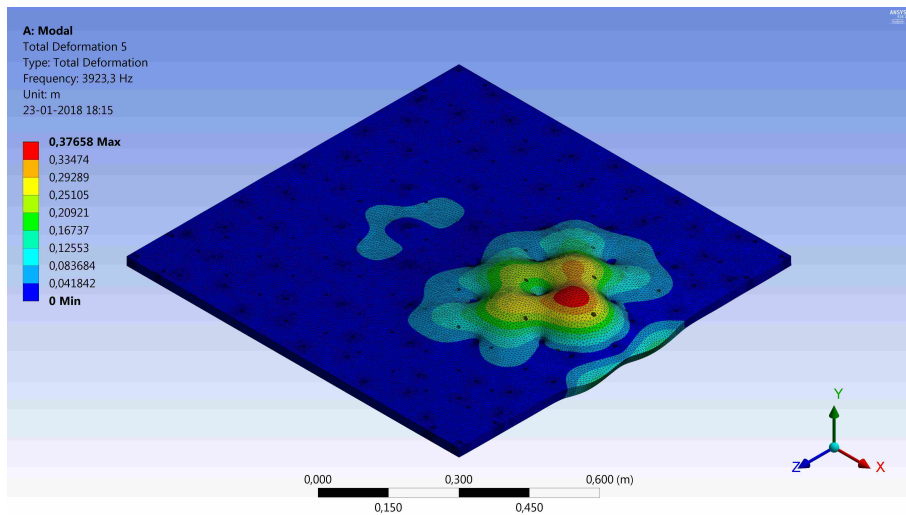
(b) Vista superior



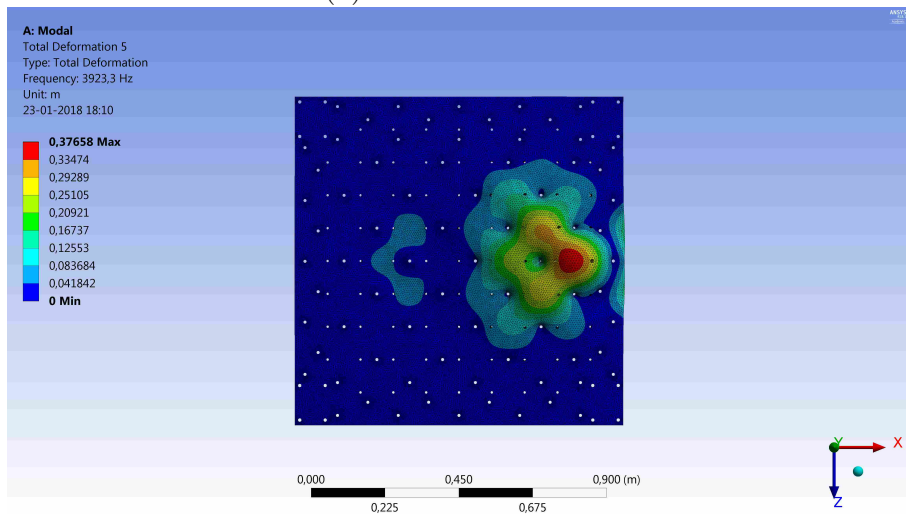
(c) Vista lateral

Figura 4.39: Vistas isométrica, superior y lateral del **cuarto modo** de la plataforma.  
 Fuente imagen: Elaboración propia.

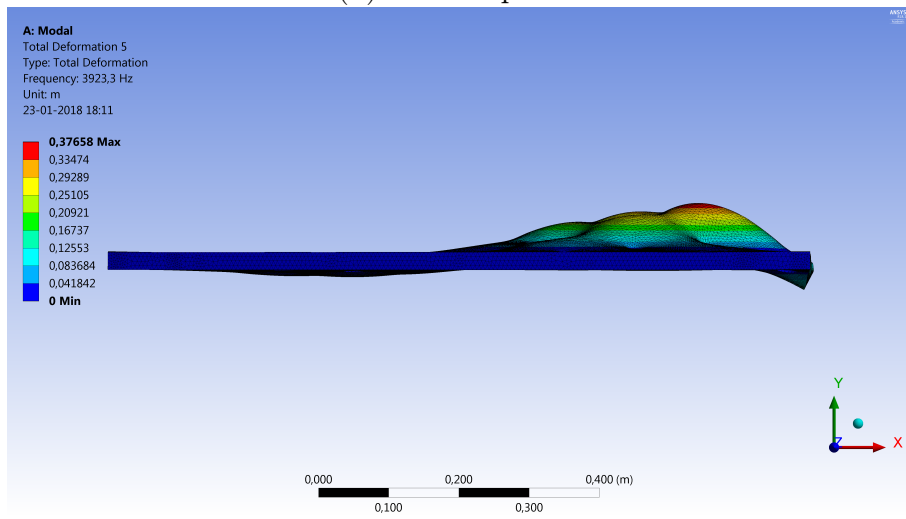




(a) Vista isométrica

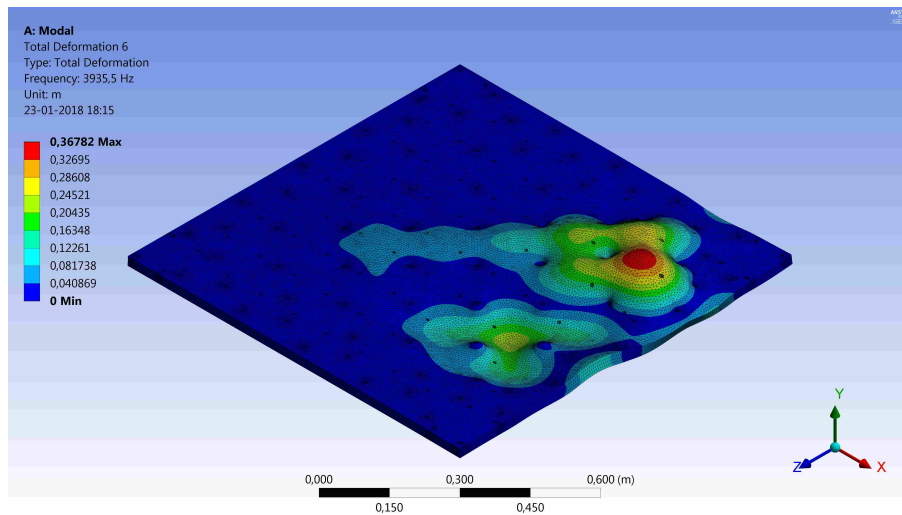


(b) Vista superior

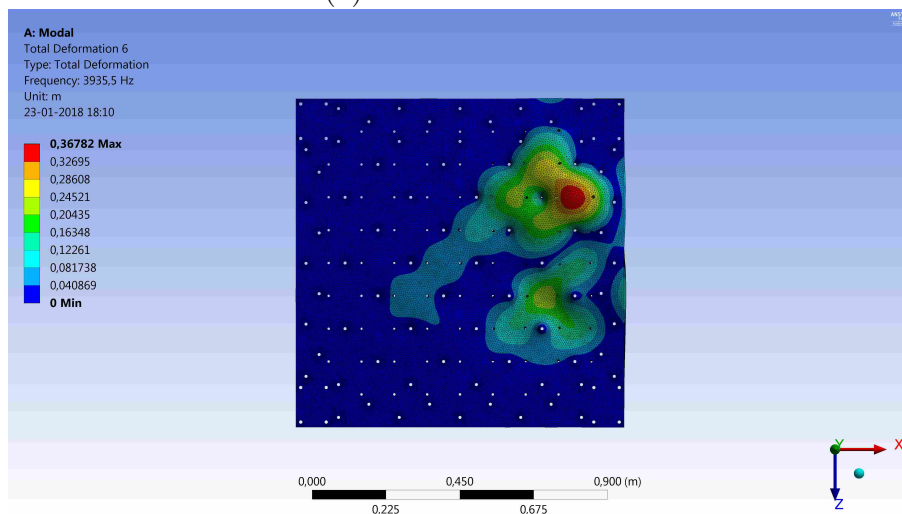


(c) Vista lateral

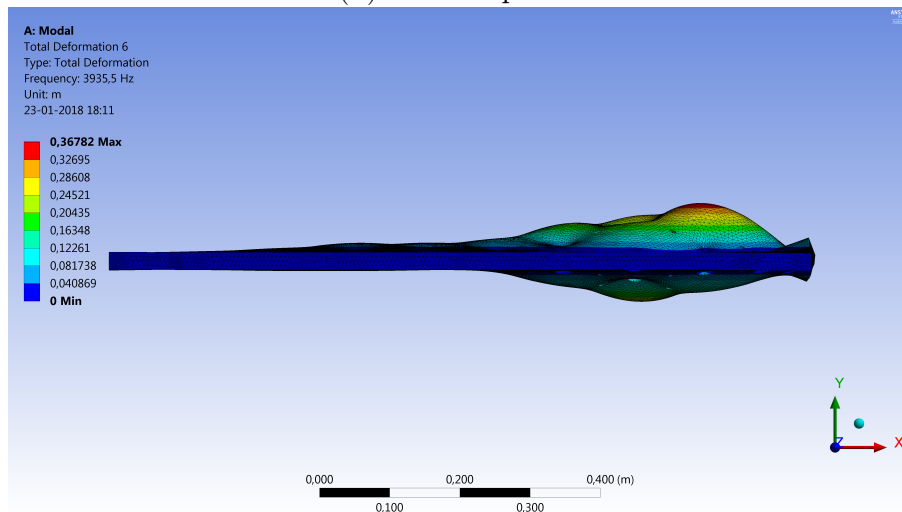
Figura 4.40: Vistas isométrica, superior y lateral del quinto modo de la plataforma. Fuente imagen: Elaboración propia.



(a) Vista isométrica



(b) Vista superior



(c) Vista lateral

Figura 4.41: Vistas isométrica, superior y lateral del **sexto modo** de la plataforma. Fuente imagen: Elaboración propia.

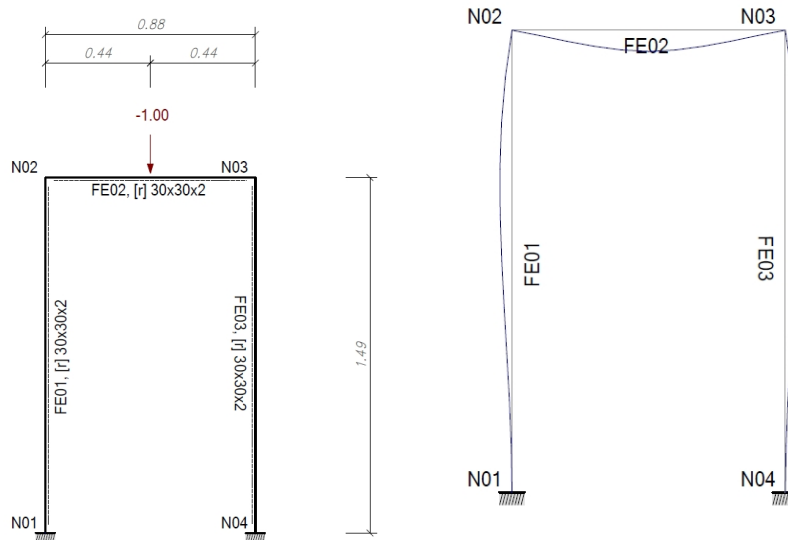


## 4.4.2. Análisis Estructural

En el presente apartado se muestra la aplicación de la NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero” [5] para la verificación de la resistencia de la estructura, soldaduras y uniones apernadas. Finalmente, se adjunta una cubicación de los materiales requeridos para este fin.

### Distribución de fuerzas internas

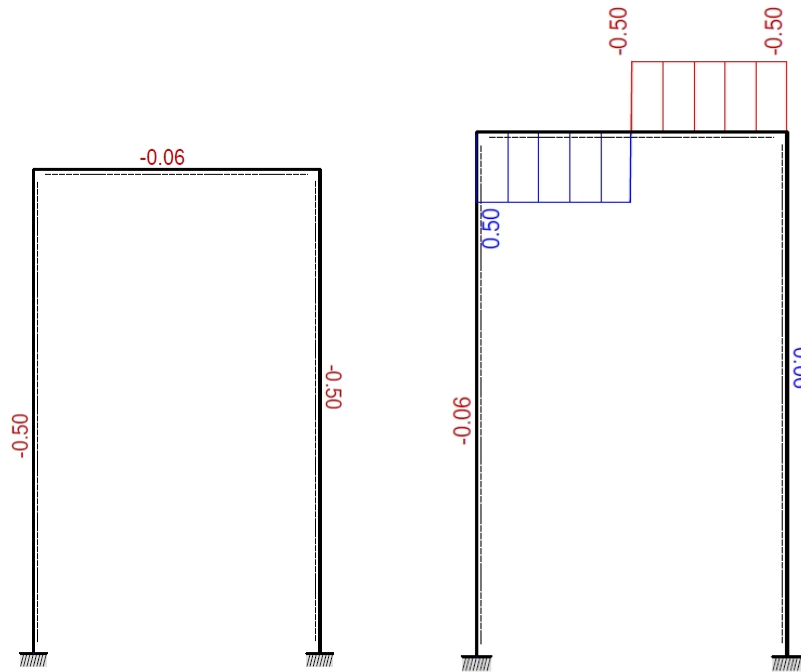
Se evalúa la distribución de esfuerzos producida por el montaje de la figura 4.18 (a). Aplicando un criterio de simetría, basta con analizar una de las vigas sobre las que se aplica la carga  $CRL/2$ . Cabe destacar que existe una componente horizontal producida por la tensión de la banda elástica. Dado que el ángulo  $\alpha$  es pequeño ( $\alpha < 20^\circ$ ), la componente horizontal es  $F_L = (CRL/2) \cdot \tan(\alpha)$ , y para el rango  $[0^\circ, 20^\circ]$ ,  $\tan(\alpha) \in [0, 0,14]$ , por lo cual la carga horizontal no se considera para el análisis. Finalmente, dado que la estructura se fija a la base mediante pernos en ambas direcciones normales a su eje, se considera que la estructura está empotrada. En la figura 4.18 (b) se muestra la estructura deformada (gris) y no deformada (azul).



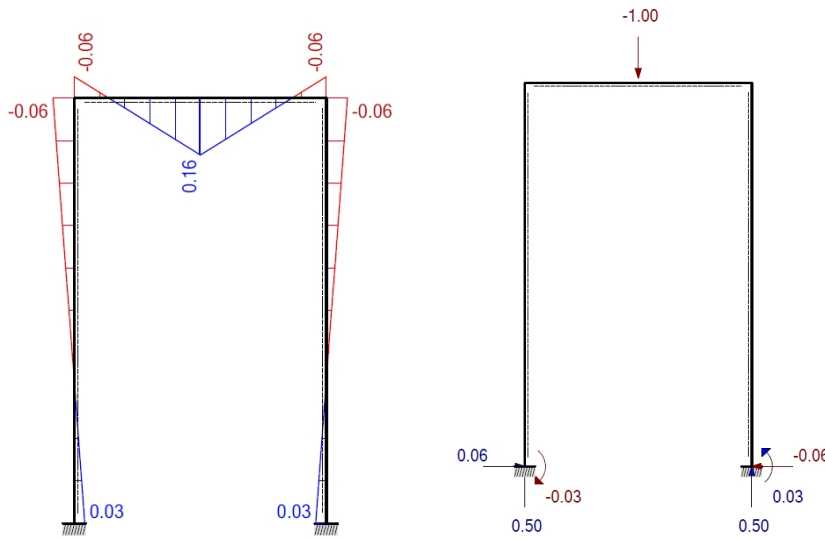
(a) Fuerzas aplicadas (kN) sobre la estructura en operación normal. (b) Estructura deformada por acción de las fuerzas aplicadas.

Figura 4.42: Estados inicial (a) y final (a) de la estructura por efecto de las cargas aplicadas en operación normal. Dimensiones en [mm]. Fuente imagen: Elaboración propia.

Considerando lo anterior, se resuelve el sistema planteado en la figura 4.42. A través del software libre de análisis estructural *Frame Design*, se obtienen los resultados mostrados en la figura 4.43, que incluye las distribuciones de fuerzas de compresión (a), de corte (b), momento (c) y las reacciones sobre los apoyos (d).



(a) Distribución de fuerza de compresión  $H$  (kN) (b) Distribución de fuerza de corte  $V$  en (kN)



(c) Distribución de momento  $M$  en (kNm) (d) Reacciones en apoyos  $R_x$ ,  $R_z$  (kN) y  $R_m$  (kNm)

Figura 4.43: Resultados reacciones, distribución de fuerzas y momentos internos para la estructura. Fuente imagen: Elaboración propia.

Los resultados son consistentes, y permiten identificar posibles puntos de fallo. Para efectos de la aplicación de la norma NCh 427, se requieren los valores máximos de cada fuerza interna para cada uno de los miembros de la estructura. Estos se resumen en la tabla [4.13](#).

Tabla 4.13: Valores máximos de fuerzas internas sufridas por cada miembro de la estructura durante el ensayo de respuesta libre.

Miembro	Compresión (H) [N]	Corte (V) [N]	Momento (M) [Nm]
FE01	500	60	60
FE02	60	500	160
FE03	500	60	60

### Perfiles HSS sección cajón

La estructura se diseña con perfiles HSS (*Hollow Structural Section*), de sección cuadrada vaciada, como el mostrado en la figura 4.44 (a). Estos perfiles son formados en frío y soldados por resistencia eléctrica (ERW). En particular se escoge un perfil 30 X 30 X 2, denominación representativa de sus dimensiones nominales. Sin embargo, se definen dimensiones de diseño, que toman en consideración irregularidades y radios de curvatura como factor de seguridad. Las tres principales corresponden a  $h = h_n - 3t$ ,  $b = b_n - 3t$  y  $t = 0,93t_n$ . Las propiedades geométricas y mecánicas de esta sección se detallan en la tabla 4.14. Cabe destacar que para el cálculo del área neta se consideran las perforaciones mostradas en la figura 4.44 (b), donde el diámetro de las perforaciones es  $d_{perf} = 13,5 [mm]$ . Los valores asignados a este perfil se obtienen desde la tabla 2.1.9 “Perfiles conformados en frío y plegados secciones cajón”, elaborado por el Instituto Chileno del Acero (ICHA) [16, cap. 2].

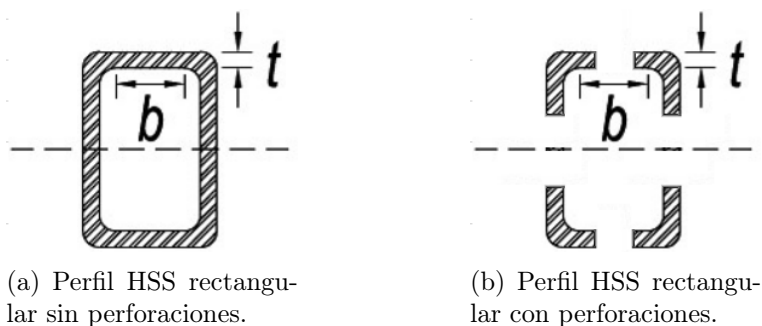


Figura 4.44: Sección transversal perfil HSS rectangular sin perforaciones (a) y con perforaciones (b). Fuente imagen: Nch 427.

### Falla por compresión (Perfil HSS)

La norma utiliza la *razón ancho espesor* ( $\lambda$ ), determinada según la ecuación (4.6), para determinar los posibles modos de falla a estudiar para cada miembro. Para elementos atiesados (como los perfiles HSS) se utiliza el *parámetro limitante de esbeltez para elemento no compacto* ( $\lambda_r$ ) y el *parámetro limitante de esbeltez para elementos compactos* ( $\lambda_p$ ), especificados en las ecuaciones (4.7) y (4.8) respectivamente.

Tabla 4.14: Propiedades geométricas y mecánicas del perfil cuadrado HSS 30x30x2.

Ancho total del ala nominal	$h_n$	30,00	$mm$
Ancho del elemento atiesado nominal	$b_n$	30,00	$mm$
Espesor nominal	$t_n$	2,00	$mm$
Ancho total del ala de diseño	$h$	26,00	$mm$
Ancho del elemento atiesado de diseño	$b$	26,00	$mm$
Espesor de diseño	$t$	1,86	$mm$
Módulo de Young	$E$	200.000	$MPa$
Tensión mínima de fluencia	$F_y$	322	$MPa$
Área neta	$A_n$	210	$mm^2$
Área bruta	$A_g$	100	$mm^2$
Segundo momento de inercia	$I$	26.400	$mm^4$
Módulo plástico de flexión	$Z$	2.150	$mm^3$
Radio de giro	$r$	11,21	$mm$
Densidad lineal	$\rho_L$	1.70	$kg/m$

- Para elementos en **compresión** las secciones se clasifican como **no esbeltas** ( $\lambda < \lambda_r$ ) o **esbeltas** ( $\lambda_r < \lambda$ ).
- Para elementos en **compresión por flexión** las secciones se clasifican como **compactas** ( $\lambda < \lambda_p$ ), **no compactas** ( $\lambda_p < \lambda < \lambda_r$ ) y **esbeltas** ( $\lambda_r < \lambda$ ).

$$\lambda = \frac{b}{t} = 13,98 \quad (4.6)$$

$$\lambda_r = 1,40 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 27,91 \quad (4.7)$$

$$\lambda_p = 1,12 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 34,89 \quad (4.8)$$

Según la categorización anterior, podemos ver que el perfil es **no esbelto** en compresión y **compacto** en flexión.

El diseño de miembros en compresión considera tres modos de falla: *Flexión*, *Pandeo Torsional* y *Pandeo Flexo-Torsional*. Para los perfiles HSS, sólo se considera el modo de falla por *Flexión*, que puede ser *Pandeo por Flexión* (FB) o *Pandeo Local* (LB). Al ser un elemento esbelto, **sólo se estudia FB**. Se solicita además que la razón de esbeltez ( $RE$ ) no sea mayor a 200, que se calcula según la ecuación (4.9).

$$RE = k \frac{L}{r} \quad (4.9)$$

- $k$  Factor de longitud efectiva (0,7 para extremos empotrados)
- $L$  Longitud no arriostrada lateralmente del miembro [mm]
- $r$  Radio de giro del perfil [mm]

Para el perfil vertical, donde  $L_{vert} = 1.490 [mm]$ , se tiene que  $RE_{vert} = 90,53$ . Se estudian ambos perfiles horizontales, A y B. Dado que  $L_{horA} = 750 [mm]$  y  $L_{horB} = 780 [mm]$ , se tiene que  $RE_{horA} = 46,82$  y  $RE_{horB} = 48,70$ . De esta manera, se confirma que la razón de esbeltez de los tres tipos de perfiles es menor a 200, cumpliendo con dicho requisito.

La resistencia admisible para FB ( $FB_{ASD}$ ) se calcula según la ecuación (4.10), que relaciona la resistencia de compresión nominal ( $P_n$ ) con el factor de seguridad para compresión ( $\Omega_c = 1,76$ ). Esta resistencia nominal se calcula según la ecuación (4.11), donde para calcular la tensión de pandeo por flexión ( $F_{cr}$ ) se debe determinar si la razón de esbeltez ( $RE$ ) es mayor o menor a la razón de esbeltez de cohorte ( $RE^*$ ) calculada según la ecuación (4.12).

$$FB_{ASD} = \frac{P_n}{\Omega} \quad (4.10)$$

$$P_n = F_{cr} A_g \quad (4.11)$$

$$RE^* = 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 117,38 \quad (4.12)$$

Dado que  $RE < RE^*$  tanto para la columna como para el travesaño,  $F_{cr}$  se calcula según la ecuación (4.13), donde la tensión de pandeo elástico ( $F_e$ ) se obtiene desde la ecuación (4.14).

$$F_{cr} = \left[ 0,658 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y \quad (4.13)$$

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left( \frac{KL}{r} \right)^2} \quad (4.14)$$

Finalmente, las cargas admisibles y factores de seguridad  $FS_i$  obtenidos para cada miembro de la estructura se resume en la tabla (4.15). El cálculo completo se puede consultar en la tabla (B.1), ubicada en el apéndice B, tabla B.1.

### Falla por flexión (Perfil HSS)

El diseño de miembros en flexión considera tres modos de falla: *Fluencia* (Y), *Pandeo Local de Ala* (LLB) y *Pandeo Local de Alma en flexión pura* (WLB). Al ser elementos esbeltos, **sólo se estudia Fluencia** y los otros dos modos no aplican.

Tabla 4.15: Resumen cálculos de pandeo por flexión (FB) aplicados a los tres tipos de perfiles.

<b>DISEÑO DE MIEMBROS EN COMPRESIÓN: PANDEO POR FLEXIÓN</b>					
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Vertic</b>	<b>Horz A</b>	<b>Horz B</b>	<b>Unid</b>
Resistencia admisible	$FB_{ASD}$	11,53	16,60	17,71	kN
Carga aplicada	$FB_{real}$	0,50	0,05	0,05	kN
<b>Factor de seguridad pandeo por flexión</b>	<b><math>FS_{FB}</math></b>	<b>23,07</b>	<b>332,01</b>	<b>354,22</b>	<b>-</b>

La resistencia admisible para Y ( $Y_{ASD}$ ) se calcula según la ecuación (4.15), que relaciona la resistencia de flexión nominal ( $M_n$ ) con el factor de seguridad para compresión ( $\Omega_c = 1,67$ ). Esta resistencia nominal se calcula según la ecuación (4.16), donde para calcular  $F_{cr}$  se debe determinar si la razón de esbeltez (RE) es mayor o menor a la razón de esbeltez de cohorte ( $RE^*$ ) calculada según la ecuación (4.12).

$$Y_{ASD} = \frac{M_n}{\Omega} \quad (4.15)$$

$$M_n = F_y Z_x \quad (4.16)$$

$F_y$  Tensión de fluencia mínima especificada del tipo de acero utilizado [MPa]

$Z_x$  Módulo de sección plástico en torno al eje x [ $mm^3$ ]

Finalmente, las cargas admisibles y factores de seguridad  $FS_i$  obtenidos para cada miembro de la estructura se resume en la tabla 4.16. El cálculo completo se puede consultar en la tabla B.2, ubicada en el apéndice B, tabla B.2.

Tabla 4.16: Resumen cálculos de fluencia por flexión (Y) aplicados a los tres tipos de perfiles.

<b>DISEÑO DE MIEMBROS EN FLEXIÓN: FLUENCIA</b>					
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Vertic</b>	<b>Horz A</b>	<b>Horz B</b>	<b>Unid</b>
Resistencia admisible	$Y_{ASD}$	0,41	0,41	0,41	kNm
Carga aplicada	$Y_{real}$	0,05	0,15	0,15	kNm
<b>Factor de seguridad fluencia por flexión</b>	<b><math>FS_Y</math></b>	<b>8,29</b>	<b>2,76</b>	<b>2,76</b>	<b>-</b>

### Falla por corte (Perfil HSS)

La resistencia de corte admisible ( $V_{ASD}$ ) se calcula según la ecuación (4.17), que relaciona la resistencia de corte nominal ( $V_n$ ) con el factor de seguridad para corte ( $\Omega_c = 1,67$ ). Esta resistencia nominal se calcula según la ecuación (4.18).

$$V_{ASD} = \frac{V_n}{\Omega} \quad (4.17)$$

$$V_n = 0,6F_y A_w C_v \quad (4.18)$$

$F_y$  Tensión de fluencia mínima especificada del tipo de acero utilizado [ $MPa$ ]  
 $A_w$  Área del alma [ $mm^2$ ]  
 $C_v$  Coeficiente de corte del alma

En el caso de tubos de sección rectangular y cajón, se tiene que el área del alma ( $A_w$ ) se calcula mediante la ecuación (4.19). En ella  $h$  corresponde al ancho resistente a la fuerza de corte, que equivale a la dimensión exterior menos tres veces el espesor. Se descuenta también la sección transversal perdida por las perforaciones, considerando que  $d_{perf} = 13,5 [mm]$ . Además, para este tipo de sección el coeficiente de pandeo por corte del alma es  $k_v = 5$ .

$$A_w = 2ht - 2d_{perf}t = 50,00[mm^2] \quad (4.19)$$

Para almas de todos los perfiles de simetría doble, el coeficiente de corte del alma ( $C_v$ ) se determina desde la razón ancho espesor ( $\lambda$ ). Se definen los cohortes  $C_{vl}$  y  $C_{vu}$ , especificados en las ecuaciones (4.20) y (4.21) respectivamente, con los cuales se definen los rangos  $A_1 = [0, C_{vl}]$ ,  $A_2 = [C_{vl}, C_{vu}]$  y  $A_3 = [C_{vu}, \infty)$ , y en cada cual se utiliza una distinta relación para calcular  $C_v$ .

$$C_{vl} = 1,10\sqrt{k_v E / F_y} = 61,30 \quad (4.20)$$

$$C_{vu} = 1,37\sqrt{k_v E / F_y} = 76,35 \quad (4.21)$$

Dado que  $\lambda = 13,98$ , se tiene que  $\lambda \in A_1$ , y para dicho rango, se tiene que  $C_v = 1,0$ .

Finalmente, las cargas admisibles y factores de seguridad  $FS_i$  obtenidos para cada miembro de la estructura se resume en la tabla 4.17. El cálculo completo se puede consultar en la tabla B.3, ubicada en el apéndice B, tabla B.3.

## Falla de conexiones apernadas

Se calculan las conexiones apernadas que cumplen una función estructural, es decir, aquellas que resisten la estructura. Se distinguen, de esta manera, tres tipos distintos de perno: los que unen la plataforma con la estructura (PE), los que unen las columnas a las esquinas (CE) y los que unen los travesaños con las esquinas (TE). Se estiman las cargas sufridas por el perno en tracción y en corte.

Tabla 4.17: Resumen cálculos de pandeo por flexión (Y) aplicados a los tres tipos de perfiles.

<b>DISEÑO DE MIEMBROS EN CORTE: FLUENCIA</b>					
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Vertic</b>	<b>Horz A</b>	<b>Horz B</b>	<b>Unid</b>
Resistencia admisible	$V_{ASD}$	5,78	5,78	5,78	kN
Carga aplicada	$V_{real}$	0,05	0,50	0,50	kN
<b>Factor de seguridad pandeo por flexión</b>	<b><math>FS_V</math></b>	<b>115,69</b>	<b>11,57</b>	<b>11,57</b>	<b>-</b>

Cabe destacar que las conexiones apernadas utilizadas para unir las ruedas con la plataforma no se calculan, puesto que el diámetro utilizado es el sugerido por el fabricante.

Los pernos PE y CE sufren las mismas cargas, pues corresponden a las reacciones en cada extremo de los miembros FE01 y FE03. A la vez, desde la tabla 4.13, se puede observar que las cargas soportadas por los pernos TE corresponden a las transmitidas por el miembro FE02, y sus valores son equivalentes a los resistidos por PE invirtiendo compresión y corte, como se explica en las ecuaciones (4.22) y (4.23). Considerando lo anterior, se estima suficiente calcular la resistencia de los pernos PE para asegurar un desempeño adecuado de estas conexiones.

Según la norma NCh 427, para los pernos del grupo A (ASTM A325, A325M, F1852, A354 Grado BC y A449), donde la pérdida o fatiga debido a vibración o fluctuaciones de la carga no se consideran en el diseño, se permite que los pernos sean instalados en la condición de apriete ajustado cuando se usan en conexiones de tipo aplastamiento o en aplicaciones de tracción o combinación de corte y tracción. Bajo este criterio, se calculan las cargas admisibles en corte y tracción. Si las cargas requeridas en ambas direcciones son menores al 30 % de las cargas admisibles, no resulta necesario calcular un factor de seguridad para cargas combinadas.

$$H_{PE} = H_{mx_{FE01}} = TP_{real_{PE}} = 500 [N] = VP_{real_{TE}} = V_{mx_{FE02}} = V_{TE} \quad (4.22)$$

$$V_{PE} = V_{mx_{FE01}} = VP_{real_{PE}} = 60 [N] = TP_{real_{TE}} = H_{mx_{FE02}} = H_{TE} \quad (4.23)$$

La resistencia admisible de tracción ( $TP_{ASD}$ ) y de corte ( $VP_{ASD}$ ) de un perno de alta resistencia con apriete ajustado o pretensionado o de una parte roscada debe ser determinada de acuerdo con los estados límites de ruptura en tracción ( $R_{nt}$ ) y ruptura en corte ( $R_{nv}$ ) como se indica en las ecuaciones (4.24) y (4.25) respectivamente, donde se incluye el factor de seguridad para conexiones apernadas ( $\Omega = 2,00$ ).

$$TP_{ASD} = \frac{R_{nt}}{\Omega} \quad (4.24)$$

$$VP_{ASD} = \frac{R_{nv}}{\Omega} \quad (4.25)$$



Los estados límites de ruptura se obtienen mediante las ecuaciones (4.26) y (4.27), que dependen de la tensión de tracción nominal ( $F_{nt}$ ), o tensión de corte nominal ( $F_{nv}$ ), y del área bruta del perno o parte roscada ( $A_b$ ). Las tensiones nominales se obtienen desde la tabla J3.2 de la norma, especificados para pernos del grupo A cuando la rosca no esta excluida en el plano de corte. Estas se muestran en las ecuaciones (4.28) y (4.29).

$$R_{nt} = F_{nt}A_b \quad (4.26)$$

$$R_{nv} = F_{nv}A_b \quad (4.27)$$

$$F_{nt} = 620 [MPa] \quad (4.28)$$

$$F_{nv} = 372 [MPa] \quad (4.29)$$

Para este fin se utilizan pernos de diámetro nominal 1/2", equivalente a  $d = 12,7 [mm]$ , obteniendo un valor de  $A_b = 126,68 [mm]^2$ . De esta forma, las cargas admisibles en tracción y compresión obtenidas son las especificadas en las ecuaciones (4.30) y (4.31).

$$TP_{ASD} = \frac{R_{nt}}{\Omega} = \frac{78,54 [kN]}{2} = 39,27 [kN] \quad (4.30)$$

$$VP_{ASD} = \frac{R_{nv}}{\Omega} = \frac{47,12 [kN]}{2} = 23,56 [kN] \quad (4.31)$$

Dado que las cargas  $H_{mx}$  y  $V_{mx}$  equivalen a  $500 [N]$ , y este equivale a menos del 30 % de las cargas admisibles, no es necesario calcular cargas combinadas. Finalmente, los factores de seguridad se muestran en la tabla 4.18

La norma establece las dimensiones estándar y sobretamaño de las perforaciones (tabla J3.3 norma NCh 427), la distancia mínima al borde (tabla J3.4 norma NCh 427) y el espaciamiento mínimo entre perforaciones. Para los pernos de 1/2" se definen los siguientes valores:

- **Dimensión perforación estándar:**  $9/16 [in] = 14,29 [mm]$
- **Dimensión perforación sobretamaño:**  $5/8 [in] = 15,88 [mm]$
- **Distancia mínima al borde:**  $3/4 [in] = 19,05 [mm]$
- **Espaciamiento mínimo entre perforaciones:**  $3d = 38,10 [mm]$

En base a dichos cálculos, se fija la distancia mínima al borde de diseño es de  $20 [mm]$  y el espaciamiento mínimo entre perforaciones de diseño es de  $40 [mm]$ , dimensiones aplicadas en los perfiles de la estructura.

Tabla 4.18: Resumen cálculos de falla en pernos por tracción (TP) y corte (VP) aplicados a los tres tipos de pernos estructurales: plataforma - estructura (PE), columnas - esquinas (CE) y travesaños - esquinas (TE).

DISEÑO DE CONEXIONES APERNADAS					
Parámetro	Símbolo	PE	CE	TE	Unid
Resistencia admisible en tracción	$TP_{ASD}$	39,27	39,27	39,27	kN
Resistencia admisible en corte	$VP_{ASD}$	23,56	23,56	23,56	kN
Carga aplicada en tracción	$TP_{real}$	0,50	0,50	0,06	kN
Carga aplicada en corte	$VP_{real}$	0,06	0,06	0,50	kN
<b>Factor de seguridad perno en tracción</b>	<b><math>FS_V</math></b>	<b>78,54</b>	<b>78,54</b>	<b>654,50</b>	-
<b>Factor de seguridad perno en corte</b>	<b><math>FS_V</math></b>	<b>392,70</b>	<b>392,70</b>	<b>47,12</b>	-

### Falla de soldaduras

La resistencia admisible de juntas soldadas debe ser el valor menor entre la resistencia del material base ( $BM_{ASD}$ ) determinada de acuerdo con los estados límites de ruptura en tracción y ruptura en corte, y la resistencia del metal de soldadura ( $W_{ASD}$ ) determinada de acuerdo con el estado límite de fluencia, según las ecuaciones (4.32) y (4.33), donde se relacionan las resistencias nominales ( $R_{n_{BM}}$  y  $R_{n_W}$ ) con el factor de seguridad, que para soldaduras de filete es  $\Omega = 2$ .

$$BM_{ASD} = R_{n_{BM}}/\Omega \quad (4.32)$$

$$W_{ASD} = R_{n_W}/\Omega \quad (4.33)$$

La resistencias nominal del metal base se obtiene según la ecuación (4.34), donde se relacionan la tensión nominal del metal base ( $F_{n_{BM}}$ ) con el área de la sección transversal del metal base ( $A_{BM}$ ). Dado que el metal base es la plataforma, su sección transversal es  $A_{BM_{pl}} = 25.000 [mm]^2$ , calculados con su espesor (25 [mm]) y largo (1.000 [mm]). Para las esquinas, la sección transversal  $A_{BM_{esq}} = 200 [mm]^2$  se obtiene con ancho mínimo de la placa (40 [mm]) y su espesor (5 [mm]). El material base es acero ASTM A572, por lo cual  $F_{n_{BM}} = 3.522 [kgf/cm^2] = 345,16 [MPa]$ .

$$R_{n_{BM}} = F_{n_{BM}} A_{BM} \quad (4.34)$$

En el caso de la soldadura su resistencias nominal se obtiene según la ecuación (4.35), donde se relacionan la tensión nominal del metal de soldadura ( $F_{n_W}$ ) con el área efectiva

de la soldadura ( $A_W$ ). El parámetro  $F_{nW}$  se obtiene según la ecuación (4.36), que requiere de la resistencia de clasificación del metal de relleno ( $FE_{xx}$ ), que para el electrodo E7018 equivale a  $4.227 [kgf/cm^2]$ . Paralelamente, el área efectiva se calcula con la ecuación (4.37), que relaciona la garganta efectiva ( $G_{ef}$ ) y el largo efectivo ( $L_{ef}$ ) de la soldadura.

$$R_{nW} = F_{nW} A_W \quad (4.35)$$

$$F_{nW} = 0,6FE_{xx} = 0,6 \cdot 4227 [kgf/cm^2] = 248,55 [MPa] \quad (4.36)$$

$$A_w = G_{ef} A_w \quad (4.37)$$

El largo efectivo de la soldadura, para la plataforma, equivale al perímetro del perfil ( $156,6 [mm]$ ), pues el cordón de soldadura se aplicará en todo su alrededor. En el caso de las esquinas, el largo efectivo equivale al largo de la ranura diseñada para facilitar el procedimiento ( $92,5 [mm]$ ). La garganta efectiva se muestra en la figura 4.45 [17]. Asumiendo que  $L_1 = L_2$ , denominados pie de soldadura, la garganta efectiva, igualándola a la garganta teórica, se puede asumir como  $\cos(45^\circ)L_1 = 0,707L_1$ . La norma establece que para casos en que el espesor de la parte unida más delgada es menor o igual a  $6 [mm]$ , el pie de soldadura debe ser de al menos  $3 [mm]$ , valor que se determina para ambos casos, determinando que  $G_{ef} = 2,12 [mm]$ .

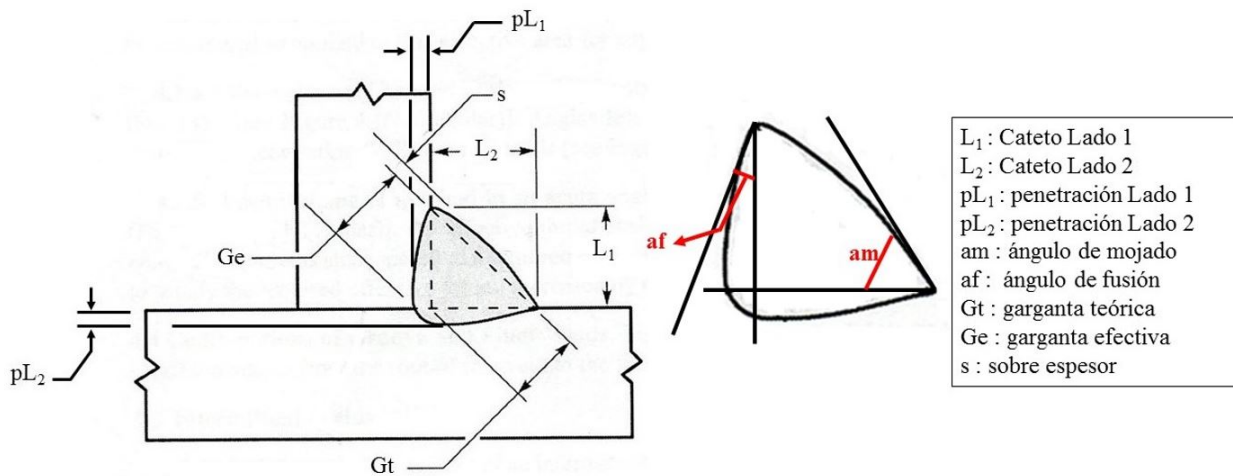


Figura 4.45: Parámetros de una soldadura de filete. Fuente imagen: SCielo.

La carga que debe resistir la soldadura se estima de forma sobredimensionada sumando el peso de la estructura removible ( $14 [kg]$  aprox.) a la máxima carga mostrada en la tabla 4.13 ( $0,5 [kN]$ ), equivalente a  $WL_{real} = 0,63 [kN]$ .

Finalmente, las cargas admisibles y factores de seguridad  $FS_i$  obtenidos para ambas soldaduras en la tabla 4.19. El cálculo completo se puede consultar en la tabla B.4, ubicada en el apéndice B, tabla B.4.

Tabla 4.19: Resumen cálculos de falla en soldadura en el material base (BM) o en el metal de soldadura (W) aplicados a las uniones plataforma - estructura y a las uniones internas de las esquinas.

DISEÑO DE CONEXIONES: SOLDADURA DE FILETE					
Parámetro	Símbolo	Plataforma	Esquinas	Unid	
Resistencia admisible soldadura	$W_{ASD}$	41,28	24,38	kN	
Resistencia admisible metal base	$BM_{ASD}$	4314,45	34,52	kN	
Carga aplicada	$WL_{real}$	0,63	0,63	kN	
<b>Factor de seguridad soldadura</b>	<b><math>FS_{WL}</math></b>	<b>65,05</b>	<b>38,42</b>	<b>-</b>	

### Cubicación de materiales

En la tabla 4.20 se muestran los valores y resultados fundamentales obtenidos de la cubicación de materiales. El detalle de los cálculos se encuentra en el anexo C.

Tabla 4.20: Cubicación de materiales en base a dimensiones finales de cada pieza.

Item	Ctd	Designación	Material	Volumen [m <sup>3</sup> ]*10 <sup>-6</sup>	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Peso unit [kg]	Peso total [kg]
<b>2</b>	<b>1</b>	<b>Base estructura</b>	-	-	-	<b>197,18</b>	<b>197,18</b>
2.1	1	Plataforma bancada	ASTM A572 gr 50	25.000	7.850	196,25	196,25
2.2	4	Perfil 40x40x2 soporte estructura	ASTM A500 gr B	30	7.850	0,23	0,93
<b>3</b>	<b>1</b>	<b>Estructura removible</b>	-	-	-	<b>20,39</b>	<b>20,39</b>
3.1	4	Perfil 30x30x2 vertical	ASTM A500 gr B	180	7.850	1,41	5,66
3.2	2	Perfil 30x30x2 horizontal A	ASTM A500 gr B	187	7.850	1,46	2,93
3.3	2	Perfil 30x30x2 horizontal B	ASTM A500 gr B	344	7.850	2,70	5,40
3.4	4	Esquina	ASTM A572 gr 50	-	-	1,60	6,41
3.4.1	1	Pletina esquina A	ASTM A572 gr 50	78	7.850	0,61	0,61
3.4.2	1	Pletina esquina B	ASTM A572 gr 50	64	7.850	0,51	0,51
3.4.3	1	Pletina esquina C	ASTM A572 gr 50	62	7.850	0,48	0,48
<b>14</b>	<b>1</b>	<b>Sujeción modular</b>	<b>ANSI 304L</b>	<b>2.880</b>	<b>7.930</b>	<b>22,84</b>	<b>22,84</b>
<b>TOTAL</b>							<b>240,41</b>

### 4.4.3. Selección de instrumentación

Los instrumentos son provistos en su mayoría por la compañía *The Modal Shop*, desarrolladora de instrumentación y soluciones para análisis modal.

Para el ensayo de excitación forzada, su manual de selección sugiere paquetes de componentes, basados en la forma del ensayo. Los agitadores (*shakers*) se diseñan para forzar señales

de dos formas distintas: (a) sinusoidales y (b) señales sintéticas o aleatorias. En función del criterio de diseño CD04 (versatilidad), se selecciona un agitador de función dual, preparado para realizar ambos tipos de ensayos.

El parámetro de diseño principal consiste en la capacidad de carga: el catálogo sugiere que una capacidad de carga de 30 [lb]/133 [N] es capaz de realizar ensayos a una lavadora (peso referencial: 30 [kg]). Extrapolando, se busca que sea capaz de movilizar una carga de 75 kg, lo que equivale a una capacidad de carga de 75 [lb]/400 [N], parámetro cubierto por el modelo 2075E, mostrado en la figura 4.46. Su frecuencia máxima corresponde a 6.500 [Hz], mientras que la carrera máxima es de 25 [mm]. Dentro de las especificaciones técnicas del *shaker*, se incluye la aceleración que puede imprimir en función de la carga total a mover.



Figura 4.46: Agitador de función dual modelo 2075E del fabricante *The Modal Shop*. Fuente imagen: *The Modal Shop*.

La selección va acompañada de un amplificador apropiado (modelo 2050E09) y un set de accesorios, denominado Kit K2075E075, mostrados en la figura 4.47 (a) y (b) respectivamente. Esta selección incluye un sistema de enfriamiento por flujo de aire forzado modelo 2000X04.



(a) Amplificador modelo 2050E09.

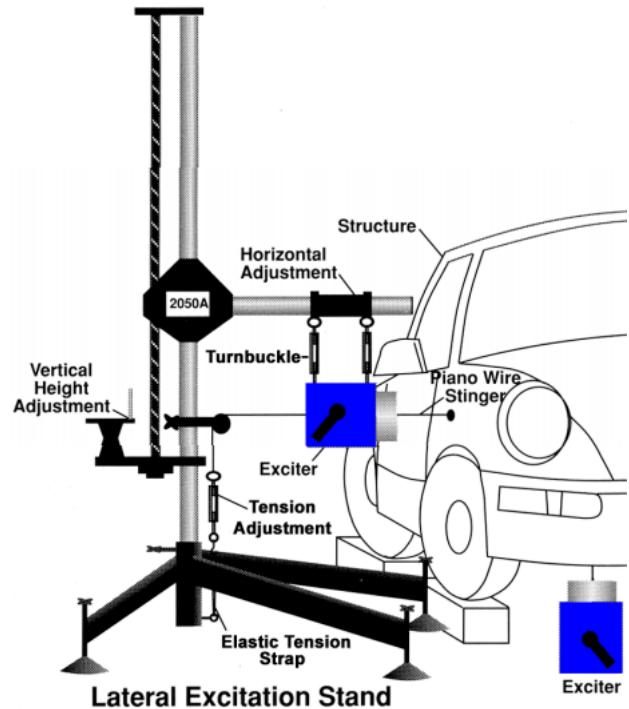
(b) Kit de accesorios modelo K2075E075.

Figura 4.47: Selección acompañante del *shaker* dual modelo 2075E del fabricante *The Modal Shop*. Fuente imagen: *The Modal Shop*.

En la tabla se incluyen también el *Impedance Head*, modelo TLD288D01 del fabricante *PCB Piezotronics*, que mide la fuerza aplicada realmente por el *stinger* hacia la estructura (permite controlar con lazo cerrado el *shaker*), y el pedestal para excitación lateral (*Lateral Excitation stand*), modelo 2050A. Estos implementos sugeridos por *The Modal Shop* se ilustran en la figura 4.48 (a) y (b) respectivamente.



(a) *Impedance Head* modelo TLD288D01.



(b) Pedestal para excitación lateral modelo 2050A.

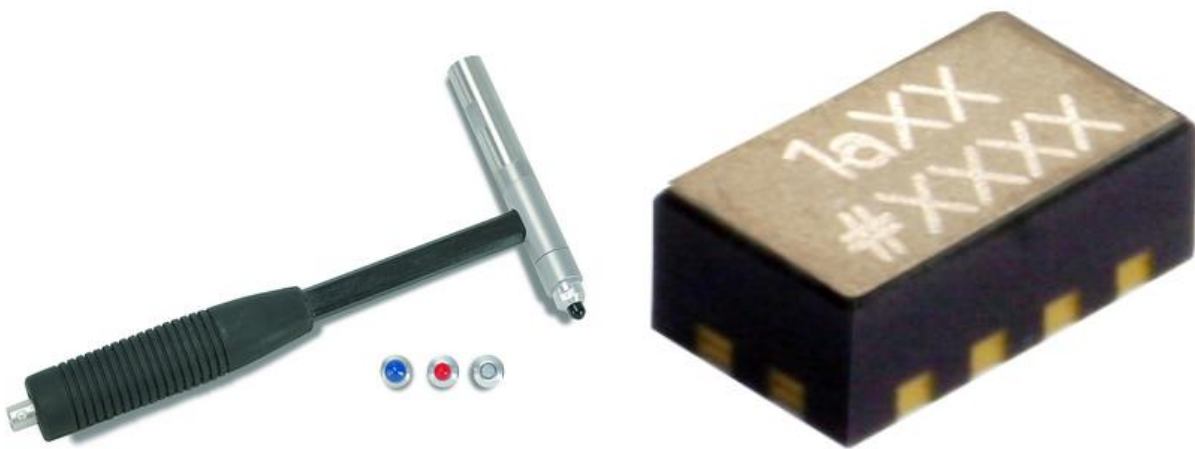
Figura 4.48: Accesorios del *shaker* dual modelo 2075E del fabricante *The Modal Shop*. Fuente imagen: *PCB Piezotronics* (a) y *The Modal Shop* (b).

El *shaker* modelo 2075E es de gran capacidad y por tanto disipa gran cantidad de energía. Es necesario acoplar un sistema de refrigeración por ventilación forzada, ante lo cual el fabricante *The Modal Shop* sugiere incluir el equipo de enfriamiento (o *cooling system*) modelo 2000X04, compatible paralelamente con el amplificador seleccionado.

Desde *PCB Piezotronics* se escogen el martillo de impacto y los acelerómetros: el primero se escoge en base al impacto máximo que puede sentir, y para el segundo se escoge la tecnología MEMS (*Micro Electro Mechanical System*), capaces de sentir bajas frecuencias, incluso DC ( $0 [Hz]$ ), hasta los  $4.000 [Hz]$ , en un amplio rango de aceleraciones. El modelo del martillo es 086C02, mientras que el del acelerómetro es 3501A202KG, capaz de sentir hasta  $2.000 g$  en el rango  $0 - 10.000 [Hz]$  en un grado de libertad. Ambos corresponden al fabricante *PCB Piezotronics* y se pueden observar en la figura 4.49 (a) y (b) respectivamente.

Asociado a los acelerómetros MEMS, es necesario incluir un acondicionador de señales ICP, encargado de alimentar con energía a los sensores, permitiendo medir los cambios de su resistividad. Se selecciona el modelo 482C27 del desarrollador *PCB Piezotronics*, mostrado en la figura 4.50. Cuenta con cuatro canales y es compatible con los acelerómetros seleccionados.





(a) Martillo electrónico modelo 086C02.

(b) Acelerómetro MEMS uniaxial modelo 3501A202KG.

Figura 4.49: Instrumentos electrónicos para medición, ofrecidos por el fabricante *PCB Piezotronics*. Fuente imagen: *PCB Piezotronics*.



Figura 4.50: Acondicionador de señales ICP modelo 482C27 del fabricante *PCB Piezotronics*. Fuente imagen: *PCB Piezotronics*.

El generador de funciones, cuyo criterio de selección radica en poseer la función *Burst Random*, se escoge con el fabricante *Rigol*. El modelo DSG830, mostrado en la figura 4.51 se utiliza en el *Laboratorio de Electrotecnologías* de la Universidad de Chile, a cargo del profesor Miguel Patiño, quien recomienda el equipo por su relación precio calidad.

El sistema de adquisición de datos cuenta con ocho canales, cuatro de ellos disponibles y suficientes para conectar los dos acelerómetros, el *impedance head* y el *shaker*, minimizando de esta forma los costos. Los otros cuatro canales se pueden desbloquear mediante un código adquirible con el fabricante, desembolsando el costo correspondiente. Se escoge el modelo MI-7008-4 de la línea *ECON Avant*, perteneciente al fabricante *ECON Group*, compatible con las señales enviadas por la instrumentación. En la figura 4.52 se muestra el modelo MI-7008, idéntico físicamente al modelo escogido, pero que posee sus ocho canales desbloqueados.



Figura 4.51: Generador de funciones modelo DSG830 del fabricante *Rigol*. Fuente imagen: *Rigol*.



Figura 4.52: Sistema de adquisición de datos modelo MI-7008, análogo al modelo MI-7008-4 con cuatro canales extra, perteneciente a la línea ECON Avant del fabricante *ECON Group*. Fuente imagen: *ECON Group*.

Por concepto de tiempo, la mesa sísmica es escogida por catálogo desde el desarrollador *Newport*. El modelo HXP200S-MECA, mostrado en la figura 4.53 tiene una capacidad de carga de 85 [kg] y cuenta con 6 GDL, quedando pendiente la satisfacción del criterio de aceleración máxima.





Figura 4.53: Mesa sísmica modelo HXP200S-MECA del fabricante *Newport*. Fuente imagen: *Newport*.

El computador seleccionado, modelo Gear Desktop SLIM-107i, comercializado por *PC Factory*, cumple con los requerimientos del software *FEMTools*, soportado en Windows 10 de 64 bits. Cuenta con un procesador Intel Core i-7400 3.0 GHz, memoria RAM de 4GB DDR45 y almacenamiento en disco duro de 1TB Sata3 7200 rpm. Estas características permiten que se instalen los controladores del sistema de adquisición de datos, *FEMTools*, software CAD (como *Inventor*) y software FEM (como *ANSYS*). El sistema se complementa con el monitor AOC de 21,5" modelo E2270SWHN y el pack de teclado y mouse Spektra modelo MKC-117 USB Negro, distribuidos también por *PC Factory*.

La mesa seleccionada, marca M+Design modelo Kuuk, tiene dimensiones son 1.200 [mm] X 750 [mm] X 600 [mm] (alto, ancho y profundo). Su superficie es lo suficientemente amplia para ubicar los equipos de la instrumentación, el computador de escritorio y servir como mesa de trabajo. Se agrega una cajonera del mismo diseñador, que tiene dos cajones y un kárdex, donde se pueden almacenar la instrumentación, cables, accesorios y herramientas necesarias. Ambos implementos se obtienen desde el proveedor *Easy*.

En *Homecenter Sodimac* se cotiza una silla de computador modelo Charlie de la marca Asenti. Los tres implementos seleccionados para el mobiliario cuentan con ruedas, facilitando el desplazamiento de la estación de trabajo al interior de las instalaciones.

## Software de Análisis Modal

La compañía *Dynamic Design Solutions* (DDS) es desarrolladora del software *FEMTools*, utilizado en los ensayos realizados a los EC real y falso. Este software capaz de realizar la extracción de modos a partir de mediciones con acelerómetros, se comercializa en base

a funcionalidades (*product configuration*), interfaces opcionales de elementos finitos (MEF), extensiones (*add-ons*), período de licencia (anual o perpetuo), tipo de licencia (*nodelocked* o *network*) y aplicación de la licencia (comercial, académica o de desarrollador). Se especifica la siguiente versión:

- **Configuración.** *FEMtools 4 Model Updating*. Configuración más básica en contener la funcionalidad *Model Updating*, que permite variar parámetros iterativamente para que la estructura sea más apropiada para la respuesta deseada, módulo ideal para el desarrollo de prototipos.
- **Extensiones.** *Modal Parameter Extractor (Add-on)*. Permite la extracción de modos desde las mediciones.
- **Período de Licencia.** Perpetua. Maximiza la vida útil de la bancada y evita costos anuales posteriores a la implementación.
- **Tipo de Licencia.** *Nodelocked*. Se requiere utilizar en un computador a la vez, por lo que se escoge la modalidad *dongle*, que permite que la aplicación funcione únicamente si el dispositivo con la licencia de producto está conectado en un puerto USB.
- **Aplicación de la Licencia.** Comercial. No es posible conseguir una licencia académica y el modo desarrollador está orientado a codificación del *software* y procesamiento de datos.

## 4.5. Diseño final de la bancada

### 4.5.1. Modelo CAD 3D

El diseño definitivo de la Bancada De Ensayos De Vibración Para Verificación Mecánica se muestra renderizado en la figura 4.54. En ella se distinguen los tres subconjuntos principales: **cimientos**, **base estructura** y **estructura removible**. Estos conjuntos son utilizados o retirados según el tipo de ensayo a realizar.

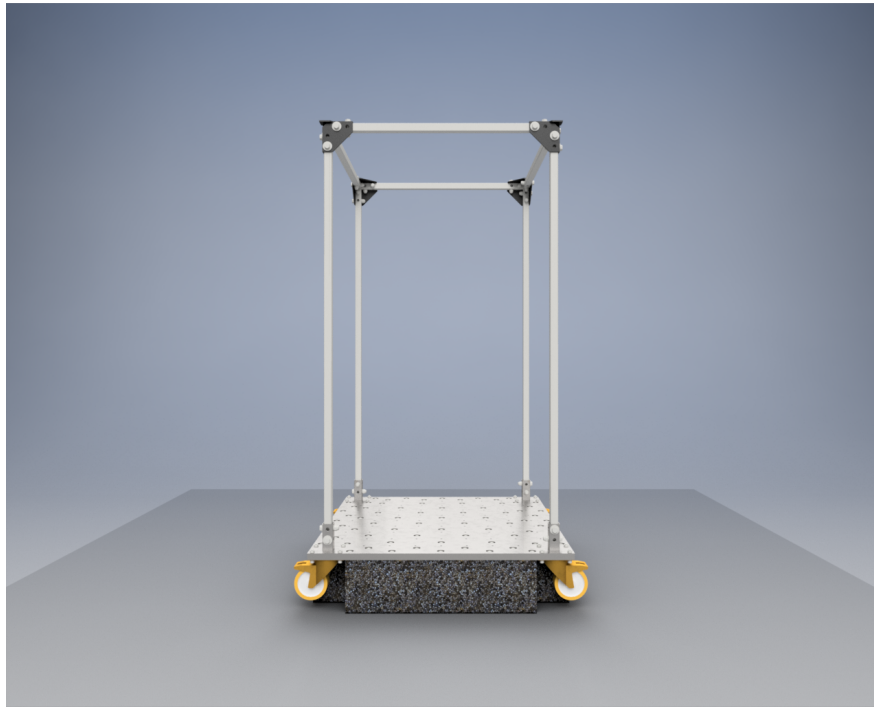


Figura 4.54: Vista en perspectiva del diseño definitivo de la bancada de ensayos. Fuente imagen: Elaboración propia.

La construcción de componentes y ensamblaje de piezas son detalladas en nueve planos: cinco de conjunto y cuatro de despiece. Cabe destacar que dos de ellos cuentan con tres hojas cada uno, el resto es de una plana, con tamaños que van desde A4 hasta A2. Todos los planos se encuentran adjuntos en un sobre ubicado en la contratapa del empaste.

El plano de conjunto principal se denomina “Bancada de Ensayos Vibratorios (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-57). El dibujo ordena los tres subconjuntos mencionados e incluye las ruedas y las conexiones apernadas entre sistemas. Se identifican las uniones *cimientos – base estructura*, mediante tuercas de seguridad de 1/2”; las fijaciones *rueda – base estructura*, que emplea pernos parker, tuercas de seguridad y golillas de dimensión M10; y finalmente las sujeciones *estructura removible – base estructura*, compuestas por pernos hexagonales, tuercas de seguridad y golillas de 1/2”.

Desde el plano principal se deriva al plano “Cimientos (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-58), que describe el ensamblaje del subconjunto **cimientos** ilustrado en la figura

**4.55.** Este determina la utilización de pernos hexagonales de 1/2”, inmersos en una losa de hormigón, que debe cumplir las especificaciones G17(10)50-10 según la NCH 170-2016 **[18]**. Para asegurar la correcta alineación de los pernos se determina utilizar la **plataforma** como matriz, afirmando los pernos con tuercas a ambos lados, y asegurando que la punta del perno sobresalga de la tuerca de seguridad.

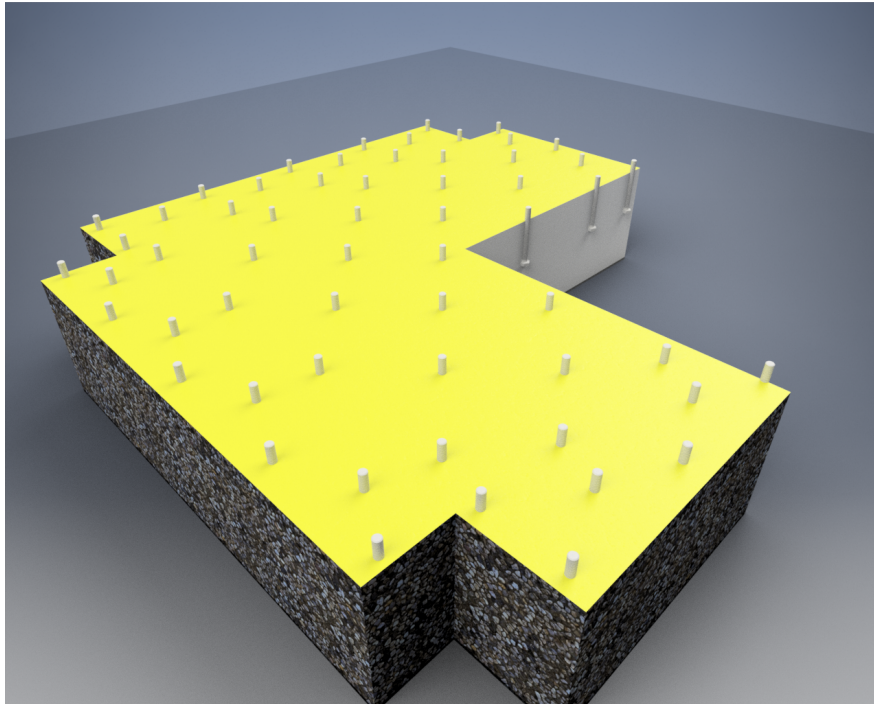


Figura 4.55: Vista seccionada en perspectiva del diseño definitivo del subconjunto **cimientos**. Fuente imagen: Elaboración propia.

El plano de conjunto “Base Estructura (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-59) describe el ensamblaje del subconjunto **base estructura** ilustrado en la figura **4.56**. En él se especifica las uniones soldadas entre la plataforma y los perfiles de sujeción de la estructura removable mediante electrodos E7018. Los planos de despiece “Plataforma (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-60) y “Perfiles Sujeción Estructura Removable (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-61) permiten fabricar las piezas involucradas. La preparación de la soldadura con exige limpiar las superficies previamente y considera desbastes estéticos posteriores. La plataforma cuenta con ranuras que facilitan la alineación de los elementos. Una vez soldado, se limpia con aguarrás y pintan todas las superficies del conjunto con pintura anticorrosiva.

El plano de conjunto “Estructura Removable (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-62) ilustra el ensamblaje del subconjunto **estructura removable** mostrado en la figura **4.57**. Este detalla la distribución y unión entre los perfiles. Estos perfiles se maquinan, limpian y pintan según el plano de despiece “Perfiles Estructura Removable (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-63), y se unen entre sí utilizando las esquinas diseñadas y fijando mediante pernos hexagonales, tuercas de seguridad y golillas de 1/2”. Estas se intercalan para evitar distancias dispares entre pernos, tal como se observa en la figura **4.54**.

La elaboración de las esquinas se rige por el plano de conjunto “Esquina Estructura Remo-

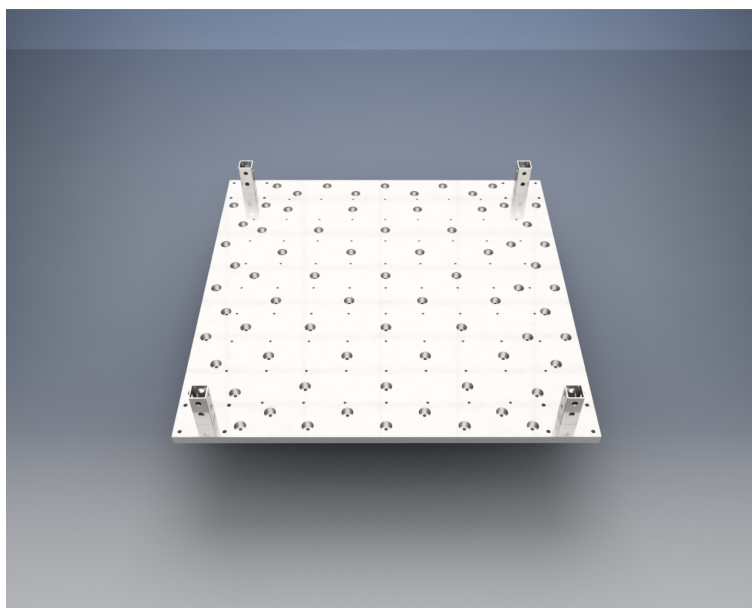


Figura 4.56: Vista en perspectiva del diseño definitivo del subconjunto **base estructura**. Fuente imagen: Elaboración propia.

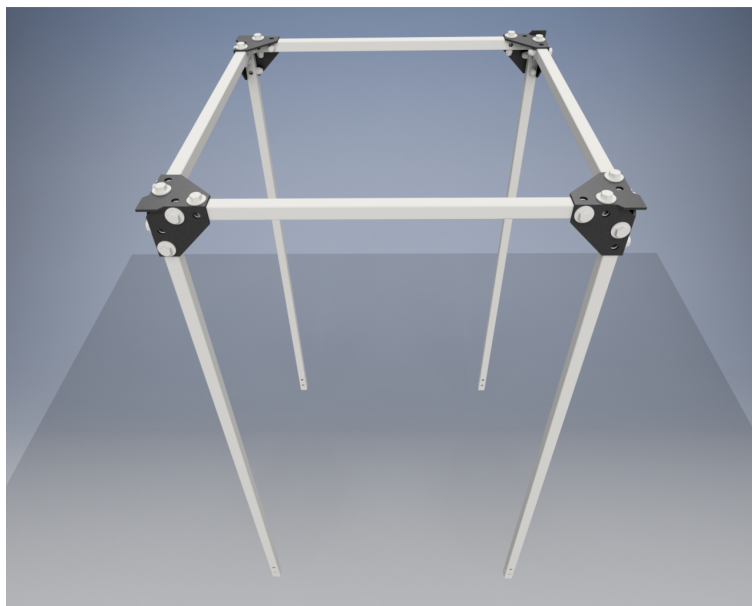


Figura 4.57: Vista en perspectiva del diseño definitivo del subconjunto **estructura removible**. Fuente imagen: Elaboración propia.

vible (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-64), que especifica las uniones soldadas entre pletinas mediante electrodos E7018. La fabricación de dichas pletinas se detalla en el plano de despiece “Pletinas Esquinas Estructura Removible (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-65), y considera ranuras para facilitar el procedimiento de soldadura. Tras un desbaste estético, se limpia con aguarrás y pintan todas las superficies del conjunto con pintura anticorrosiva.

Finalmente, el último plano de fabricación es “Sujeción Modular (Bancada Vibración)”

(Código: PEC-M19-02-66). La sujeción modular no es parte de la bancada, sino más bien un accesorio, y se fabrica con el centro de mecanizado CNC disponible en las instalaciones de la PEC.

### 4.5.2. Instrumentación

La instalación de la instrumentación se explica en el plano de cableado denominado “Instalación Eléctrica (Bancada Vibración)” (Código: PEC-M19-02-67), adjunto en un sobre ubicado en la contratapa del empaste. En él se especifican las conexiones entre equipos, puntos de alimentación a la corriente eléctrica de la instalación, montaje sobre el prototipo, tipos y cantidad de cables. Desde aquí se sugiere establecer en terreno la mejor disposición de equipos sobre el mesón de trabajo, para lo cual no existe inconveniente en apilar los equipos mientras no se bloqueen las rendijas de ventilación.

### 4.5.3. Especificaciones técnicas

En la tabla 4.21 se entregan los aspectos más relevantes de la bancada y los requisitos a cumplir por el sitio de instalación para su correcto desempeño. Cabe destacar que la potencia eléctrica del equipamiento se obtiene desde los *datasheet* de cada equipo.

Tabla 4.21: Especificaciones técnicas de la bancada de ensayos de vibración para verificación mecánica.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS		
Dimensiones (alt.-anch.-prof.)	1.850 X 1.000 X 1.110	[mm]
Peso estimado (sin hormigón)	233	[kg]
REQUERIMIENTOS MÍNIMOS DE LA INSTALACIÓN		
Potencia eléctrica equipamiento	1,8	[kW]
Voltaje entrada(monofásico)	220	[V]
Frecuencia entrada	50	[Hz]
Empalmes eléctricos mínimos	6	[un]
Cables de red para internet	1	[un]
HERRAMIENTAS NECESARIAS PARA OPERAR		
Llave de tuercas 1/2"		
Llave de chicharra para dados		
Dado para tuercas M10		
Llave Allen M10		



## 4.6. Análisis Económico

### 4.6.1. Cotizaciones

A continuación se detallan los costos asociados a cada componente del proyecto, en base a la cubicación y definición de instrumentación. El detalle de partidas y cálculos utilizados se encuentra en el anexo D.

#### Materiales

Los perfiles ASTM A-500 se compran por tiras, que pueden ser de 6 [m] o 12 [m]. Se requiere un perfil de 30 X 30 X 2 de 12 [m] y un perfil de 40 X 40 X 2 de 6 [m]. El costo de cada una depende del peso total del material, que según la cubicación corresponde a 20,44 [kg] y 14,32 [kg] respectivamente. Considerando un precio de 840 [CLP/kg], **el costo total por concepto de perfiles de acero asciende a 29.198 [CLP]**.

La plataforma se construye en base a una plancha cuadrada de acero ASTM A572 grado 50 de dimensiones 1.000 [mm] X 1.000 [mm] y 25 [mm] de espesor. El peso de la placa es de 196,25 [kg]. Considerando un precio de 840 [CLP/kg], **el costo total de la plataforma asciende a 164.850 [CLP]**.

Las esquinas son fabricadas con el mismo material. Para poder fabricar las cuatro esquinas, es decir, las doce pletinas, se requiere una plancha de dimensiones mínimas 600 [mm] X 400 [mm] y 5 [mm] de espesor, sujetas a disponibilidad. El peso de la placa es de 6,41 [kg]. Considerando un precio de 840 [CLP/kg] por el material, **el costo total de las esquinas asciende a 5.384 [CLP]**.

La sujeción modular se fabrica con acero inoxidable AISI 304, a partir de una barra cuadrada de al menos 125 [mm] X 125 [mm], comercializadas en tiras de 6 [m] de largo, sin embargo se cotiza pensando en un bloque con la misma sección, pero un largo de 200 [mm]. El peso de la barra cotizada es de 22,84 [kg]. Considerando un precio de 3.400 [CLP/kg], **el costo total de la sujeción modular asciende a 77.651 [CLP]**.

Las fijaciones seleccionadas se dividen en cuatro grupos: *estructura-estructura* (hexagonal 1/2 24 unidades), *plataforma-estructura* (hexagonal 1/2 8 unidades), *rueda-estructura* (parker M10 - 16 unidades) y *plataforma-cimientos* (tipo J M10 - 74 unidades). Todos los conjuntos consideran perno, golilla plana, golilla de presión y tuerca de seguridad, a excepción del grupo *plataforma-cimientos*, que incluye solo perno y tuerca de seguridad. El detalle, material, cantidad (considerando repuestos) y costos individuales se detalla en el anexo C. De esta forma, **el costo total por concepto de fijaciones asciende a 53.346 [CLP]**.

Las uniones soldadas se realizan con los mismos electrodos para todas las soldaduras. Para este fin se seleccionan electrodos E7018 de 3/32" del proveedor *Indura*. Se estima que una bolsa de 5 [kg] es suficiente, cuyo valor asciende a 27.856 [CLP] sin IVA, incluyendo despacho. De esta forma, **el costo total por concepto de soldadura asciende a 33.149 [CLP]**.

En este apartado se considera la aplicación de pintura anticorrosiva, incluyendo la limpieza previa con aguarrás, dos manos de pintura anticorrosiva y dos películas de esmalte. La superficie a cubrir corresponde al exterior de los perfiles ( $1,23 [m^2]$ ) y la superficie externa de la plataforma ( $2,10 [m^2]$ ), considerando que esta se pinta posterior al soldado de los perfiles, entregando un total de ( $3,33 [m^2]$ ). Para esta superficie, basta con un bidón de aguarrás de 5 [L], cuyo costo es de 4.700 [CLP] (*Química Universal, Homecenter Sodimac*), 1/4 de galón de pintura anticorrosiva que rinde  $10 [m^2]$ , cuyo costo es de 6.590 [CLP] (*Tricolor, Homecenter Sodimac*) y 1/4 de galón de esmalte sintético que rinde  $10 [m^2]$ , cuyo costo es de 7.790 [CLP] (*Tricolor, Homecenter Sodimac*). De esta forma, **el costo total por concepto de pintura anticorrosiva asciende a 19.080 [CLP]**.

La empresa *Tente*, con sucursal en Chile, diseña y fabrica ruedas para distintas aplicaciones. Con ella se cotizan ruedas de poliamida, modelo 3477UOO125P63 WT43, tasadas en 9.600 [CLP] por unidad. Considerando las cuatro ruedas necesarias, **el costo por concepto de ruedas asciende a 39.600 [CLP]**.

Finalmente, se resume **el costo de partida de materiales en 422.258 [CLP]**.

## Instrumentación

La empresa *Varitec S.A.* es representante y distribuidora oficial en Chile de los fabricantes *The Modal Shop* y *PCB Piezotronics*. Con ella se cotizan los implementos electrónicos detallados en la tabla [4.22](#). Se desprende que **el costo de implementación de Varitec corresponde a 24.933.073 [CLP]**. Cabe destacar que este presupuesto no considera el valor del sistema de enfriamiento, pues no alcanzó a ser incluido en la cotización.

Tabla 4.22: Desglose de costos recopilados desde las cotizaciones entregadas por el fabricante Varitec.

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT	PRECIO UNIT SIN IVA [CLP]	PRECIO TOTAL CON IVA [CLP]
1	Dual Purpose Shaker	1	5.324.746	6.336.448
2	Linear Power Amplifier	1	4.339.398	5.163.883
3	Shaker Accessory Kit	1	626.357	745.364
4	Impedance Head	1	876.899	1.043.510
5	Lateral Excitation Shaker Stand	1	4.577.771	5.447.548
6	Impulse Hammer	1	626.357	745.364
7	Shock accelerometer, 2 kg	2	1.136.032	2.703.756
8	Signal conditioner	1	2.308.571	2.747.200
9	Cooling system	1	-	-
-	<b>TOTAL VARITEC</b>	-	-	<b>24.933.073</b>



## Sistema de adquisición de datos

Con el fabricante *ECON-Group* se cotiza el sistema de adquisición de datos, modelo MI7004 de la línea ECON Avant, **cotizado en 13.528.006 [CLP]**.

## Generador de señales

La empresa *Tecel Ltda.* es representante y distribuidor oficial en Chile del fabricante *Rigol*. Con ella se cotiza el generador de señales, modelo DSG830, **cotizado en 2.747.200 [CLP]**.

## Computador de escritorio

El ordenador se cotiza en 359.990 [CLP] sin IVA, el monitor en 79.990 [CLP] sin IVA y el kit de escritorio en 8.990 [CLP] sin IVA. Considerando lo anterior, **el costo por concepto de equipamiento del computador de escritorio asciende a 534.274 [CLP]**, a desembolsar con el proveedor *PC Factory*.

Finalmente, se resume **el costo de partida de instrumentación en 28.214.546 [CLP]**.

## Mesa vibratoria

Con el fabricante Newport se cotiza la mesa sísmica, modelo HXP200S-MECA. De esta forma, **el costo de partida de la mesa vibratoria asciende a 20.000.000 [CLP]**.

## Mobiliario estación de trabajo

El escritorio se cotiza en 59.990 [CLP], la cajonera en 79.990 [CLP] y la silla en 29.990 [CLP]. Considerando lo anterior, **el costo de partida del mobiliario suma 534.274 [CLP]**, a desembolsar con los proveedores *Easy* y *Homecenter Sodimac*.

## Software de Análisis Modal

Con la compañía desarrolladora *Dynamic Design Solutions* (DDS) se cotiza la versión de FEMTools descrita en la sección instrumentación. El valor del producto eleva el **costo de partida de software a 19.166.509 [CLP]**.

## 4.6.2. Costo del proyecto

El costo total del proyecto corresponde a 81.501.289 [CLP], incluyendo todos los apartados mencionados anteriormente. Se agrupan los costos en cinco partidas: Materiales, Instrumentación, Mesa vibratoria, Muebles y Software. La incidencia de cada una de ellas se resume en la tabla 4.23 y se esquematiza en el gráfico circular mostrado en la figura 4.58. En el capítulo de Discusión de resultados se detalla información relevante a posibles decisiones económicas.

Tabla 4.23: Resumen de costos e incidencia de partidas del proyecto.

PARTIDA	COSTO	[%]
Materiales	422.258 [CLP]	0,52
Instrumentación	41.742.552 [CLP]	51,22
Mesa Vibratoria	20.000.000 [CLP]	24,54
Muebles	169.970 [CLP]	0,21
Software	19.166.509 [CLP]	23,52
<b>COSTO TOTAL DEL PROYECTO</b>	<b>81.501.289 [CLP]</b>	<b>-</b>

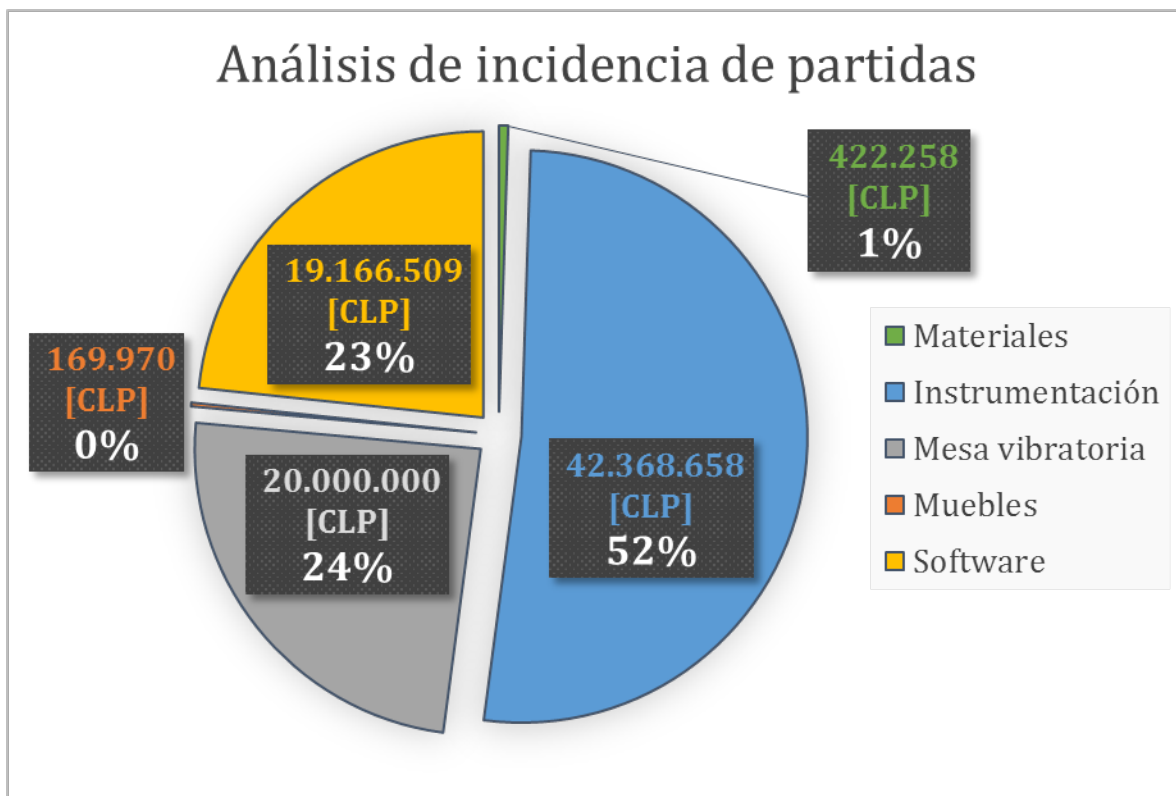


Figura 4.58: Análisis de incidencia de partidas. Fuente imagen: Elaboración propia.

# Capítulo 5

## Discusión de resultados

Los resultados expuestos en el capítulo anterior siguen una lógica temporal: cada resultado permite tomar decisiones de diseño. Cada etapa cuenta con un proceso cíclico de cálculo y rediseño, sin embargo los resultados mostrados son los definitivos. En este capítulo se explican los motivos que determinaron como suficientes las iteraciones de cada etapa, concluyendo en el diseño final.

### 5.1. Análisis Modal

La discusión respecto a los resultados obtenidos en las simulaciones de análisis modal se centra en tres aspectos: **justificación del diseño**, **calidad del mallado** y **criterio de convergencia**.

#### 5.1.1. Justificación del diseño

En la sujeción modular, el principal parámetro modificado corresponde a la geometría empleada. Tal como se menciona en el capítulo de resultados, diecisiete prototipos son puestos a prueba con simulaciones en ANSYS, deviniendo en el diseño final. El procedimiento culmina con un prototipo que entrega como primera frecuencia natural  $3.283,0 [Hz]$ . A este diseño se le aplica una última modificación para facilitar su fabricación, consistente en hacer pasante la perforación central de la pieza, obteniendo el diseño final.

La versión definitiva de la sujeción modular entrega una primera frecuencia natural equivalente a  $3.281,6 [Hz]$ , prácticamente igual a su predecesor. Esta frecuencia es un  $1,7\%$  menor a la frecuencia objetivo  $3.340,0 [Hz]$ , sin embargo se justifica aceptar el diseño puesto que el acotamiento del rango de operación de los ensayos es despreciable y se encuentra razonablemente lejos de la mayor frecuencia natural del elemento combustible, obtenida en los ensayos experimentales.

Respecto a la plataforma, el principal parámetro modificado corresponde a la cantidad de perforaciones, y en segunda instancia al espesor de la placa. Consideración: cabezas de perno escondidas (paso de 20mm a 25mm). Buscar minimizar el volumen por dinero y peso (problemas para trabajar). Se obtienen 4.206,3 [Hz], que en realidad son 4.817,3 [Hz], considerando que los primeros cuatro son muy similares (mayor es 4.207,2 [Hz]) pero aplican en las esquinas, sin afectar el ensayo. Alcanzaba con 20 [mm] de espesor, pero se decide utilizar pernos de seguridad, y eso obliga a agregar 5 [mm] más de espesor con el fin de mantener escondida la cabeza del perno.

### 5.1.2. Calidad del mallado

El siguiente análisis de la calidad del mallado se basa en una conferencia de ANSYS denominada *Ask the Experts*, dictada el 29 de octubre de 2014 en Monterrey, México [19]. Desde esta exposición se obtienen los espectros de medición de la calidad del mallado mostrados en la figura 5.1.

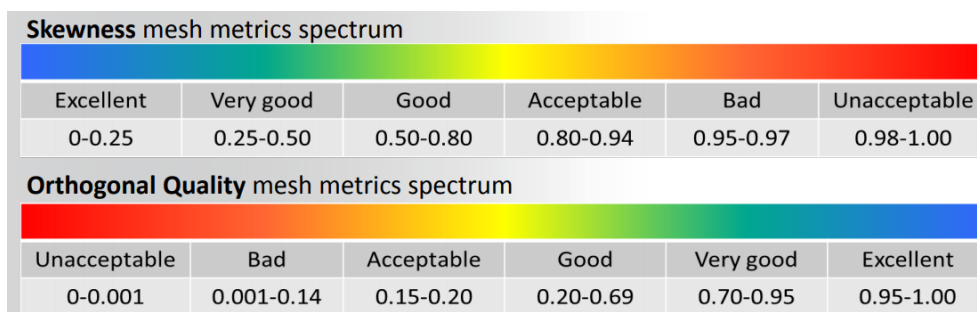


Figura 5.1: Espectros de medición de la calidad del mallado según los indicadores *skewness* y *orthogonality*. Fuente imagen: ANSYS Inc, 2013.

Considerando que en ambas simulaciones se obtiene un nivel promedio de *skewness* igual a 0,2318 y 0,2513 para la sujeción modular y la plataforma respectivamente. Distribuidos en el rango [0,2277, 0,2555], seis mallados califican como excelentes y cuatro como muy buenos, considerando que para valores de 0,8 - 0,95 se considera una calidad aceptable, para 0,5 - 0,8 una calidad buena, para 0,25 - 0,5 una calidad muy buena y para 0 - 0,25 calidad excelente de malla.

Paralelamente, el indicador promedio de *orthogonality* es de  $0,7666 \pm 0,0024$  y  $0,7471 \pm 0,0075$  para la sujeción modular y la plataforma respectivamente. Distribuidos en el rango [0,7429, 0,7707], los diez mallados califican como excelentes, considerando que para valores de 0,15 - 0,20 se considera una calidad aceptable, para 0,20 - 0,69 una calidad buena, para 0,70 - 0,95 una calidad muy buena y para 0,95 - 1,00 calidad excelente de malla.

Dado lo anterior, se concluye que el mallado en sí mismo cumple con los criterios de aceptación suficientes para entregar soluciones válidas en términos de cálculo, contando con muy bajas probabilidades de encontrarse con elementos dañados o resultados incoherentes. Esta conclusión debe contrastarse con las soluciones obtenidas en términos cualitativos y cuantitativos.

### 5.1.3. Criterio de convergencia

A partir de la información recopilada sobre las simulaciones aplicadas a la sujeción modular en las tablas 4.9 y 4.10 se elaboran el gráfico 5.2 y la tabla 5.1. Desde el primero se observa la estabilidad de las soluciones con respecto a la cantidad de nodos del mallado, contrastado con el valor de la frecuencia. Esta impresión es corroborada por la información entregada en la tabla 5.1, donde la desviación estándar en cada caso no excede el 0,012 % del valor de la frecuencia promedio.

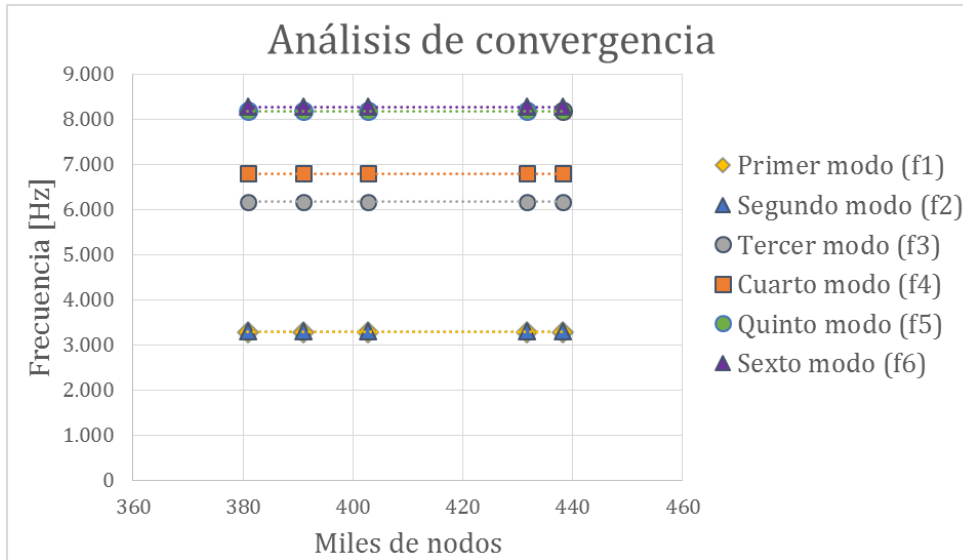


Figura 5.2: Análisis de convergencia de las simulaciones realizadas a la sujeción modular. Fuente imagen: Elaboración propia

Tabla 5.1: Análisis de convergencia de las simulaciones realizadas a la sujeción modal.

Indicador	Orthogonality	Skewness	Frecuencias [Hz]					
			f1	f2	f3	f4	f5	f6
Promedio	0,7666	0,2318	3.281,6	3.296,4	6.162,5	6.793,8	8.177,8	8.274,0
Desv. Est.	0,0024	0,0024	0,1	0,1	0,1	0,1	0,9	0,5
%	0,316 %	1,044 %	0,002 %	0,002 %	0,001 %	0,002 %	0,012 %	0,006 %

Así mismo, a partir de la información recopilada en las tablas 4.11 y 4.12 se elaboran el gráfico 5.3 y la tabla 5.2 referente a los resultados de las simulaciones aplicadas sobre la plataforma. Al igual que en el caso anterior, se observa la estabilidad de las soluciones con respecto a la cantidad de nodos, versus el valor de la frecuencia. La información entregada en la tabla 5.2 corroborada lo anterior, pues la desviación estándar en cada caso no excede el 0,010 % del valor de la frecuencia promedio.

Es concluyente el alto nivel de convergencia de las soluciones, sustentado además en muy buenos indicadores de la calidad del mallado. Considerando también los tiempos de solución similares, crecientes con el refinamiento de malla, es válido considerar acertados los resultados, obteniendo un nivel de convergencia mucho mejor que el presupuestado, esperado como menor al 5 %.

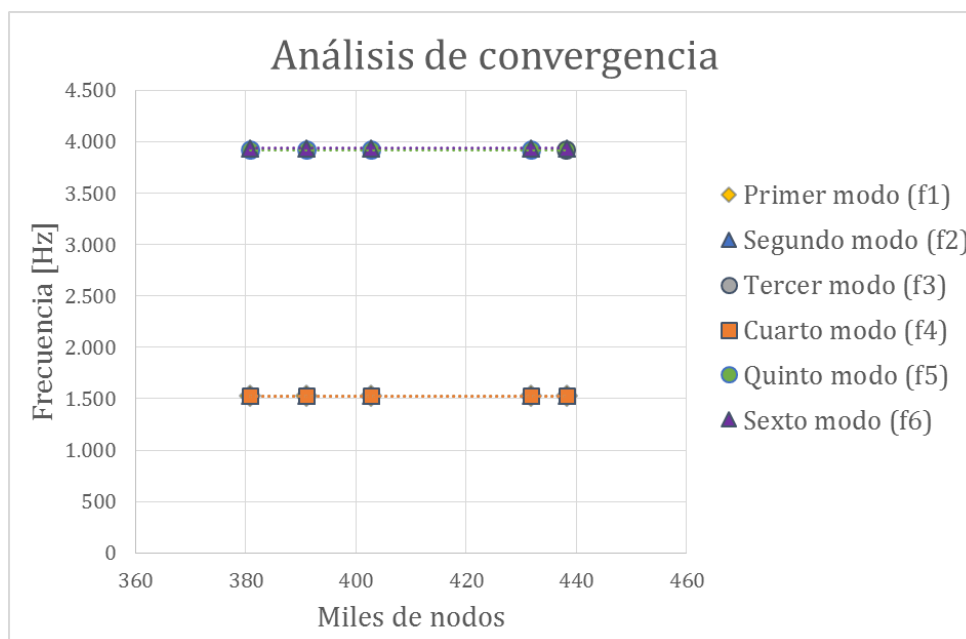


Figura 5.3: Análisis de convergencia de las simulaciones realizadas a la plataforma. Fuente imagen: Elaboración propia

Tabla 5.2: Análisis de convergencia de las simulaciones realizadas a la plataforma

Indicador	Orthogonality	Skewness	Frecuencias [Hz]					
			f1	f2	f3	f4	f5	f6
Promedio	0,7471	0,2513	1526,3	1526,3	1529,3	1529,7	3923,5	3935,8
Desv. Est.	0,0075	0,0075	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2
%	1,001 %	2,987 %	0,007 %	0,007 %	0,006 %	0,010 %	0,004 %	0,005 %

## 5.2. Factores de seguridad

El análisis de los factores de seguridad está basado en el resumen de factores de seguridad presentado en la tabla [5.3](#).

El análisis de perfiles en compresión arroja que el menor factor de seguridad corresponde al modo de falla *fluencia por flexión*, equivalente a **2,8** para los perfiles “Horizontal A” y “Horizontal B”. Cabe destacar que este factor de seguridad se aplica encima del factor de seguridad  $\omega$  incluido en la norma NCh 427, por lo que corresponde a un valor satisfactorio.

El diseño de conexiones apernadas entrega factores de seguridad generosos, con un mínimo de **78,5** para los que unen la plataforma con la estructura (PE) y los que unen las columnas a las esquinas (CE).

Finalmente, el diseño de soldaduras de filete calcula un factor de seguridad mínimo **38,4** para las esquinas, que asegura un funcionamiento más que apropiado. Desde este cálculo podría evaluarse usar cordones de soldadura intermitentes, pero sería responsabilidad del profesional que tome dicha determinación y no corresponde a una sugerencia del autor.

Tabla 5.3: Compilación de factores de seguridad obtenidos en la sección 3.4.2. Análisis Estructural.

DISEÑO DE PERFILES		SÍMBOLO	ELEMENTO		
Factor de seguridad			Vertic	Horz A	Horz B
Pandeo por flexión		$FS_{FB}$	23,1	332,0	354,2
Fluencia por flexión		$FS_Y$	8,3	2,8	2,8
Fluencia por corte		$FS_V$	115,7	11,6	11,6
DISEÑO DE CONEXIONES APERNADAS		SÍMBOLO	ELEMENTO		
Factor de seguridad			PE	CE	TE
Tracción		$FS_T$	78,5	78,5	654,5
Corte		$FS_V$	392,7	392,7	47,1
DISEÑO DE CONEXIONES: SOLDADURA DE FILETE		SÍMBOLO	ELEMENTO		
Factor de seguridad			Plataforma	Esquinas	-
Soldadura		$FS_{WL}$	65,0	38,4	-

### 5.3. Cumplimiento de requisitos

Los requisitos expuestos en la sección 3.3.1. *Parámetros generales de la bancada* son cumplidos a cabalidad por el diseño final de la bancada de ensayos, exceptuando los siguientes parámetros:

- **CD02 (Evitar ruido) - 2.** “ $\omega_n < 40[Hz]$  para el cuerpo rígido (EC) suspendido”. Por motivos de tiempo, no se seleccionan bandas elásticas comerciales para la ejecución de los ensayos de respuesta libre. Sin embargo, considerando que el resorte equivalente en el montaje equivale a cuatro resortes en paralelo, cada una con la constante de elasticidad de la banda elástica, basta con que la constante de elasticidad  $k$  de la banda elástica cumpla con el requisito  $k_{banda} < (40 [Hz])^2 \pi^2 7 [kg] = 15,7 [kN/m]$ .
- **CD03 (Alojar EC) - 1.** “Alto mínimo libre: 1,00 [m]. Ancho mínimo libre: 1,00 [m]. Profundo mínimo libre: 1,00 [m]”. Este requisito no se cumple al pie de la letra, puesto que a pesar que las dimensiones de la plataforma son de 1.000 [mm] X 1.000 [mm], los perfiles de sujeción se encuentran soldados hacia el interior de esta, generando un ancho y profundo mínimo libre iguales a 819,5 [mm] y 849,5 [mm] respectivamente. Sin embargo, esto no representa una complicación dada la esbeltez de los prototipos, pues así pueden ubicarse entre los perfiles sin topar. Por ello, el ancho y profundo libre es de 1.000 [mm] considerando espacio sobre la plataforma, pero incluso mayor pensando en que suspendido puede exceder estos límites. Paralelamente, el alto libre de la plataforma equivale a 1.590 [mm], cumpliendo con el parámetro de diseño.
- **CD07 (funcionalidad y vida útil v/s costos) - 2.** “Plataforma de acero A36”. Finalmente, la plataforma se diseña en acero ASTM A572 grado 50, acero al carbono que cuenta con propiedades mecánicas levemente más resistentes al A36 debido a la adición de Manganeso (Mn). Mejora la resistencia a la fatiga (+40%), la resistencia a

la tracción (+5 %) y la resistencia a la fluencia (+35 %). Además el costo es levemente mayor al del acero A36, por lo que se justifica la elección. De esta forma, el parámetro de diseño es cubierto con creces por el diseño.

- **CD09 (traslados) - 2.** “Uso de ruedas”. Finalmente se descarta la completitud de este parámetro de diseño para los tres ensayos, siendo aplicable únicamente al ensayo de respuesta libre, que puede ser realizado sin problemas en terreno. Por el contrario, los ensayos de excitación forzada y sísmico deben ser realizados con la bancada anclada sobre los cimientos diseñados. De todas maneras, la bancada cuenta con ruedas para poder desplazarse, justificando el cumplimiento parcial del parámetro de diseño en base a problemas de factibilidad técnica.

## 5.4. Análisis de costos

El costo calculado del proyecto asciende a 82.127.395 [CLP]. Es necesario aclarar en este punto que dicho costo no incluye el costo de diseño, materiales e instalación de los cimientos ni el costo del sistema de enfriamiento. Además, el costo de la mesa sísmica es un estimado basado en una cotización realizada durante el 2017, pero cuyo valor no se encuentra disponible para el 2018, requiriendo una cotización interna que debiese ser consultada posteriormente por el equipo de trabajo de la CCHEN.

Desde la información recuperada de la sección 3.6.2. *Costo del proyecto*, la primera observación reside en que el 99,28 % del costo corresponde a las partidas de instrumentación, mesa vibratoria y software, basados en adquisiciones comerciales, ajenas a las capacidades propias de la Planta de Elementos Combustibles (PEC). En este sentido, dada la baja incidencia de las partidas de **materiales** y **muebles**, existe una mayor flexibilidad en cuanto a sus costos, minimizados en el proceso de diseño, de manera que el equipo de la PEC podría visitar el diseño y producir cambios en él sin mayor efecto relativo en el presupuesto final, aunque para hacer concluyente este análisis falta el presupuesto de los cimientos.

El límite entre las partidas de **instrumentación** y **software** es difuso, considerando que el costo de la interfaz de algunos instrumentos como el sistema de adquisición de señales viene incluido en el valor de este. Ambas partidas se encuentran intrínsecamente ligadas por la compatibilidad de sus componentes, de modo que cualquier cambio en una de ellas debe ser revisado para que dialoguen entre sí. En conjunto acumulan un 74,93 % de la inversión, convirtiéndolo en el ítem más sensible del proyecto.

Dado el alto impacto de estas partidas, es relevante hacer un análisis de su desglose de costos, esquematizado en la figura 5.4, donde no se considera la partida de **software**, pues solo contiene el *software* de análisis modal *FEMTools*. Los elementos más significativos en costos son los equipos, comenzando con el sistema de adquisición de señales (13,5 [MMCLP]), equivalente al 31,9 %, shaker (6,3 [MMCLP]) con un 15,0 %, stand para excitaciones laterales (5,4 [MMCLP]) con un 12,9 %, amplificador (5,2 [MMCLP]) con un 12,2 %, el acondicionador de señales (3,4 [MMCLP]) con un 8,0 % y el generador de señales (2,7 [MMCLP]) con un 6,4 %. En segunda línea aparecen los sensores: considerando acelerómetros, impedance head y martillo suman 4,5 [MMCLP], aportando un 10,6 %.



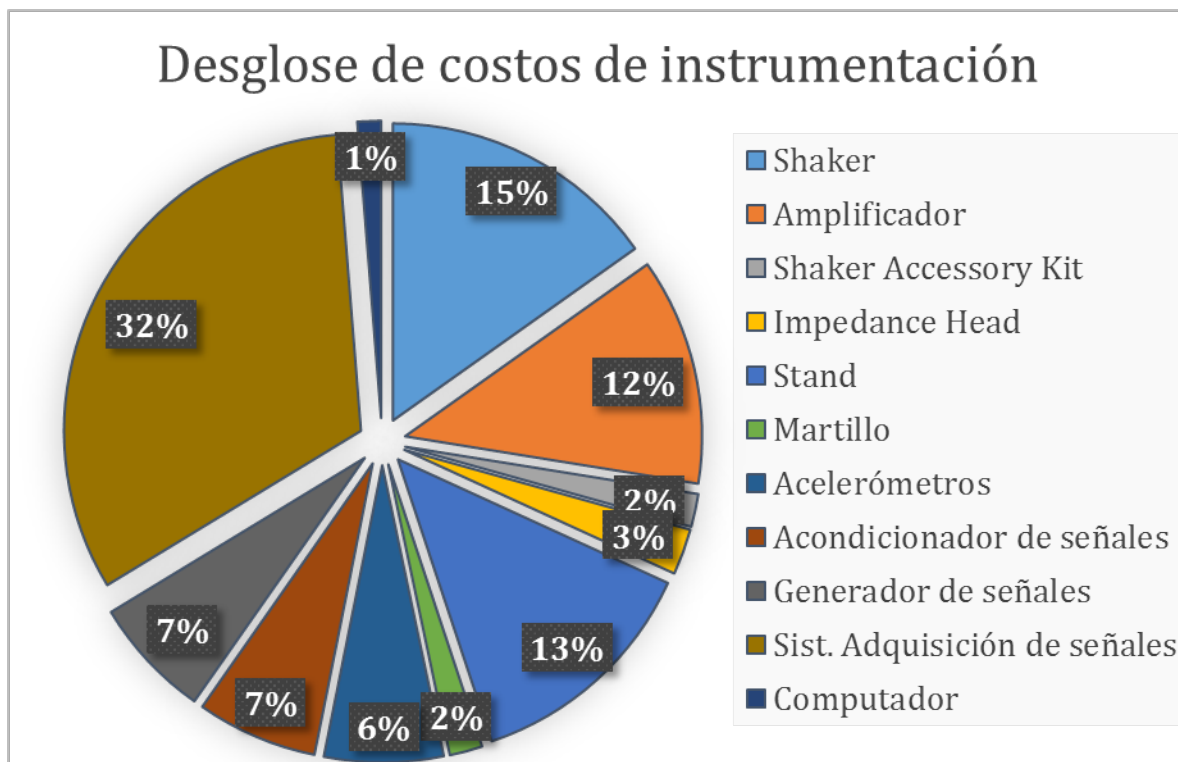


Figura 5.4: Desglose de los costos asociados a la partida de instrumentación, en aporte porcentual. Fuente imagen: Elaboración propia.

Finalmente, la partida **mesa vibratoria** también cuenta con un límite difuso respecto a la partida de **software**, pues gran parte de su costo va asociado al controlador de la mesa. Cabe señalar que el prototipo fue cotizado con la empresa estadounidense *Newport*, por lo cual se deben considerar costos de envío, impuestos de importación, aduana, entre otros aranceles propios del comercio exterior. Esta partida significa un 24,35 % de la inversión total, por lo que las decisiones a tomar respecto a ella tendrán un alto impacto en el costo final del proyecto.

# Conclusión

El presente capítulo se estructura en base a tres secciones fundamentales para evaluar el trabajo realizado: **Síntesis del Proyecto, Cumplimiento de Objetivos y Sugerencias y Trabajo Futuro.**

## Síntesis del proyecto

El proyecto inicia en el marco del portafolio de proyectos “Bancadas de Verificación Mecánica”, alineado con los objetivos estratégicos de la CCHEN. A partir de la idea básica de una bancada de ensayos vibratorios, el trabajo comienza desde la ingeniería conceptual, elaborada en función del levantamiento de antecedentes, incluyendo el estado del arte. En base a ello culmina la fase de ingeniería básica una vez obtenidos los requerimientos de la bancada, esquematizados en las primeras versiones de los esquemas de funcionamiento.

En la etapa de ingeniería básica son ejecutadas pruebas de análisis modal experimental a una réplica del elemento combustible MTR y a otro real. Estos resultados dan forma al diseño básico de la bancada, definiendo paralelamente los criterios de diseño, que devienen en los parámetros de diseño. El trabajo se plasma en el continuo desarrollo y detallamiento de los esquemas de funcionamiento. Este proceso incluye la investigación sobre los equipos e instrumentos necesarios, sus métodos de dimensionamiento y criterios de selección, así como el estudio de las normas y metodologías necesarias para elaborar las memorias de cálculo de componentes. Mediante cálculos preliminares, distintos componentes son puestos a prueba para llegar a propuestas preliminares de diseños definitivos, a verificar en la fase siguiente.

La ingeniería de detalle aglomera la fase final del proyecto, buscando asegurar el correcto funcionamiento, seguridad y pertinencia de los elementos seleccionados. El énfasis es puesto en los resultados del análisis modal de la plataforma y la sujeción modular. Asegurado el cumplimiento de este ítem, comienza el cálculo final de componentes estructurales, para dar paso a las cotizaciones de materiales, fijaciones, consumibles y procesos de manufactura involucrados, desde donde se itera hasta llegar al diseño definitivo. Paralelamente son elaborados los planos de construcción e instrumentación, hasta llegar a sus versiones finales, correspondientes a una segunda, tercera y hasta cuarta revisión. El criterio principal para la selección de instrumentación consiste en la compatibilidad entre sistemas, en conjunto con la minimización de costos.

Finalmente, son recopilados los costos del proyecto, enfocando el análisis en oportunidades de servicios para terceros, conexión con proyectos futuros, oportunidades de ahorro y aseguramiento de la funcionalidad. Este análisis básico está pensado para dejar registro de las opiniones del autor, de manera que sean un insumo para la empresa.

## Cumplimiento de objetivos

Tomando en cuenta lo mencionado en la síntesis, existe un cumplimiento total de los objetivos específicos 1, 2 y 3, considerando los indicadores definidos para Ingeniería Conceptual, Básica y de Detalle. Son identificados los requerimientos de implementación y operación de la bancada, concretados en los esquemas de funcionamiento (OE1). Son elaborados los planos de diseño preliminares basados en las correspondientes memorias de cálculo, que no están incluidos en el presente texto, mas sus resultados están documentados (OE2). Finalmente se obtienen los planos de fabricación de la estructura y definición de elementos comerciales para instrumentación, basados en las correspondientes memorias de cálculo definitivas, integradas en el documento (OE3).

El objetivo específico 4 también es logrado a cabalidad, obteniendo un presupuesto para la fabricación e implementación de la bancada de ensayos de vibración, complementado además con un análisis de incidencia de partidas no considerada entre los objetivos proyectados.

Ateniéndose a los alcances proyectados, se establece que el resultado final satisface las delimitaciones definidas:

- El proyecto abarca el diseño de los adaptadores necesarios para lograr la caracterización del diseño del EC tipo MTR placas planas de  $3,4 [gU/cm^3]$  utilizado por el RECH-1.
- La bancada es capaz de realizar las pruebas de Impulsión / Respuesta libre, Excitación en la base y Barrido de frecuencias / Ruido blanco, entendiendo la evolución de la segunda hacia ensayos de carácter sísmico en 3 GDL en vez de 1 GDL.
- El concepto de diseño modular se integra en la filosofía del proyecto.
- La bancada es capaz de realizar una caracterización de tipo dinámica al aire en seco, determinando las frecuencias naturales y modos de vibración del EC MTR y/o prototipos de escala similar en tamaño y peso.
- Se incorporan los resultados experimentales de los ensayos sobre el *dummy* y el EC real en el diseño de la bancada. Paralelamente son contrastados los resultados de ambos ensayos.
- La incompletitud de las cotizaciones se atiende al acuerdo que establece que quedan supeditadas a los canales de comunicación que se puedan establecer con los proveedores.
- Finalmente, el sistema computacional considerado es capaz de adquirir, procesar y almacenar datos. La bancada es capaz de conectarse a la línea eléctrica, y en especificaciones técnicas se establecen las necesidades de la conexión.

## Sugerencias y Trabajo Futuro

Recopilada y resumida la información relevante del proyecto, cabe definir lineamientos a seguir para la fase de construcción e implementación de la bancada, incluyendo sugerencias del autor, tomando en cuenta la historia de crecimiento del proyecto y las lecciones aprendidas. Se separa el análisis en aspectos técnicos y en aspectos económicos.

### Desde lo técnico

Considerando que la ejecución del proyecto depende del financiamiento que se logre obtener, es crucial tener en mente las proyecciones de utilización de la bancada y de la instrumentación a la hora de tomar decisiones. En especial, dado que el portafolio “Bancadas de Verificación Mecánica” incluye el diseño de otras bancadas, es posible que compartan equipamiento, instrumentación e incluso las instalaciones con estos nuevos proyectos a desarrollar.

Pensando en acelerar el proceso de postulación a fondos, el trabajo a futuro que se debe realizar en primer lugar consiste en concluir apropiadamente el análisis económico, comenzando por la estimación de costos por diseño civil de los cimientos, cotizar el sistema de enfriamiento con el proveedor *The Modal Shop* y obtener una cotización precisa de la mesa de vibraciones. Estos datos son relevantes para evitar minimizar el error entre el presupuesto y el costo real y acceder a un mejor patrocinio.

Es de gran importancia, en esta fase previa a la implementación, investigar sobre alternativas de capacitación para el usuario/operador final de la bancada. Esto es crucial considerando la responsabilidad asociada a un proyecto con tal magnitud de inversión, asegurando un uso apropiado del recurso, y que este pueda ser aprovechado por la institución, funcionarios públicos y miembros de instituciones estatales. Este ítem tendrá un impacto en la evaluación económica que debe ser considerado, aun cuando se financie con otros fondos.

Una vez construida la bancada de ensayos vibratorios, sería de gran utilidad contar con estudios experimentales *in situ* o simulaciones de las vibraciones trasferidas por el fluido al elemento combustible en régimen de operación. Estos ensayos podrían ser realizados en el *Loop Hidráulico* disponible en la PEC o bien en el reactor RECH-1, operativo en la sede La Reina. Estos resultados permitirían verificar el diseño del EC, o bien entrar en un proceso de rediseño, que corresponde a un nivel más profundo y funcional que la caracterización del prototipo.

Como corolario de este estudio, en términos de modos normales de vibración, se establece una correlación entre los modos recopilados para el EC real y para el *dummy*. La ecuación (3.1) entrega una relación entre ambas frecuencias, conservando su expresión cualitativa. Este insumo es importante, pues valida realizar ensayos vibratorios simplemente sobre el *dummy*, que permite una operación más segura, pues al no ser radioactivo requiere menores protocolos de seguridad, prescindiendo de la presencia de un Operador de Protección Radiológica (OPR). Además su costo de fabricación es mucho menor al del EC real, que contiene uranio.

## Desde lo económico

El resultado final del análisis económico entrega un valor con una certeza estimada en  $\pm 5\%$ , evaluado en  $82.127.395 \pm 4.106.370$  [CLP]. Sin embargo con las medidas propuestas a continuación se proyecta un ahorro de  $15.000.000$  [CLP], que en un escenario podrían ascender a  $20.000.000$  [CLP] y descender a  $1.000.000$  [CLP] en uno pesimista.

En primer lugar, es crucial la evaluación económica de la mesa sísmica. Es posible que el precio real sea menor al estimado, pero principalmente su valor debiese descender en un proyecto personalizado, considerando que al cambiar desde una mesa de 6 GDL hacia una de 3 GDL, se ahorran tres actuadores. Estos son los componentes más caros de la mesa, pues requieren de sistemas de control, sensores y automatización. En este sentido, se sugiere abrir procesos de licitación, o bien, cotizar con los proveedores sugeridos por el profesor Pedro Soto, para lo cual existen los parámetros de diseño de la mesa sísmica requerida. Posteriormente se debiese escoger bajo criterios de factibilidad técnica y costos. Es esperable obtener un ahorro cercano a los  $5.000.000$  [CLP].

En segundo lugar, y como se menciona en la subsección anterior, es crucial tener en mente las proyecciones de utilización de la bancada y de la instrumentación. En este sentido, fue escogido el sistema de adquisición de señales modelo MI-7008-4 del fabricante *ECON Avant*, que cuenta con ocho canales físicos, con cuatro de ellos no disponibles pero desbloqueables mediante códigos secretos que se adquieren con el proveedor según necesidad. Esta dualidad en la funcionalidad de la instrumentación entre bancadas debe ser considerado como un ahorro, dados los costos compartidos entre proyectos.

En tercer lugar, el *shaker* es seleccionado de modo que sea capaz de realizar ensayos de excitación forzada al arreglo de  $3 \times 3$  ECs. Esto implica un sobredimensionamiento del equipamiento. Para realizar dicho ensayo sobre sólo un EC, basta con un *kit* que entregue una fuerza máxima de  $40$  [lbf], de menor valor que el escogido ( $75$  [lbf]). Incluso en este escenario es posible que se logren efectuar los ensayos sobre el arreglo. Esta decisión afecta la selección del amplificador, disminuyendo la potencia a casi la mitad del modelo seleccionado en este trabajo, cuyo costo asciende a  $5.200.000$  [CLP]. Al ser menor la potencia suministrada al *shaker*, cuyo modelo no se reemplaza, el equipo no requiere refrigeración.

En cuarto lugar, el accesorio *Lateral Excitation Stand* es necesario para realizar ensayos de excitación forzada horizontales, por lo cual es vital para la operación de la bancada. Sin embargo, su costo es excesivamente alto según el criterio del autor, considerando que su no implica una gran complejidad técnica. De ser diseñado y fabricado por el equipo de la PEC podrían ahorrarse los  $5.400.000$  [CLP] destinados a dicho ítem.

El análisis de costos expuesto considera parcialmente los **costos de inversión**, incluyendo equipamiento y materiales, sin contabilizar costos de construcción, planificación ni capacitación de personal para su operación. Así mismo, el análisis no incluye **costos de operación**, a calcular en base a calibración de equipos, costos de mantenimiento, consumo eléctrico, actualizaciones de sistemas, ampliaciones de capacidad, diseño y construcción de nuevas sujeciones modulares y transporte, en caso de prestar servicios a terceros en terreno.

# Bibliografía

- [1] J. Daie, J. Medel, H. Torres, D. Calderón, L. Iturrieta, and M. Loncomilla. Descripción del Reactor RECH-1. Technical report, Comisión Chilena de Energía Nuclear, Santiago, 2004.
- [2] Viviana Meruane. *Dinámica Estructural. Apuntes para el curso ME706*. Universidad de Chile, Santiago, Chile, 2004.
- [3] Ward Heylen, Stefan Lammens, and Paul Sas. *Modal Analysis Theory and Testing*. Katholieke Universiteit Leuven - Departement Werktuigkunde, Heverlee, Bélgica, 2013.
- [4] SAS IP Inc. *ANSYS Mechanical APDL Structural Analysis Guide*. ANSYS Inc., Cansburg, Estados Unidos, 2016.
- [5] American Institute of Steel Construction. *ANSI/AISC 360-10. Specification for Structural Steel Buildings*. American Institute of Steel Construction, Chicago, Estados Unidos, cuarta edición, 2010.
- [6] IAEA International Atomic Energy Agency and IAEA International Atomic Energy Agency. Good Practices for Qualification of High Density Low Enriched Uranium Research Reactor Fuels. *IAEA Nuclear Energy Series*, (No. NF-T-5.2):74, 2009.
- [7] Organismo Internacional de Energía Atómica. Normas De Seguridad Del Oiea Y Publicaciones Conexas. *Organismo Internacional de Energía Atómica*, 2007.
- [8] AREVA GmbH. Vibrations and Mechanical Tests. Optimization of Power Plant Components. page 2, 2013.
- [9] Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. LMS Test Lab Web Page. 2012(Feb 10):16, 2014.
- [10] Alberto M. Ghiselli, Jose M. Fiori, and Luis A. Ibanez. Dynamic characterization of the CAREM fuel element prototype.
- [11] Centro Sismológico Nacional. Red de acelerógrafos. page 4, 2017.
- [12] R. Boroschek, P. Soto, and R. León. Registros del terremoto 27 de febrero 2010. Technical report, Universidad de Chile, Santiago, Chile, 2010.

- [13] Centro Sismológico Nacional. Tipos de Estación Sismológica (Glosario, sección Educación). page 5, 2018.
- [14] Felipe Leyton, Sergio Ruiz, and Sergio Sepúlveda. Re-evaluation of probabilistic seismic hazard in central Chile. *Andean geology*, 37(2):455–472, 2010.
- [15] David Muñoz. *Diseño de un Loop Hidráulico para caracterización de Elementos Combustibles Nucleares RECH-1*. PhD thesis, Universidad de Chile, 2016.
- [16] Instituto Chileno del Acero (ICHA). *Manual de Diseño para Estructuras de Acero*. Instituto Chileno del Acero (ICHA), Santiago, Chile, 2000.
- [17] copyrightsar Marconi, María José copyright Castillo, Mabel Ramini, and Hernán Svoboda. Efecto del Gas de Protección, Ángulos de Trabajo y Desplazamiento sobre las Características de Juntas de Filete Obtenidas por GMAW en un Acero Microaleado de Alta Resistencia. *Soldagem e Inspecao*, 21:303 – 316, 09 2016.
- [18] Instituto Nacional de Normalización (INN). *Norma Chilena NCh 170. Hormigón - requisitos generales*. Instituto Nacional de Normalización (INN), Santiago, Chile, cuarta edición, 2016.
- [19] ANSYS Inc. Ask the experts. pages 1–45, 2014.

# Anexo y Apéndices

## A. Plano de despiece proyecto *Loop Hidráulico*

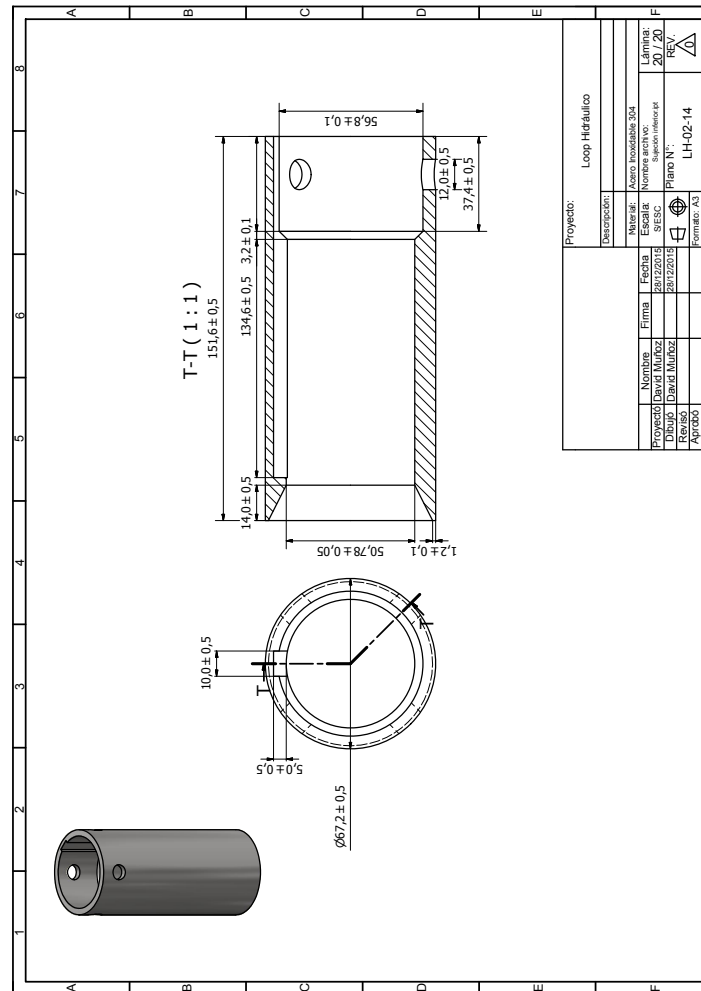


Figura A.1: Plano “Sujeción inferior”, perteneciente al proyecto “Loop Hidráulico”. Fuente imagen: Muñoz [15].



## B. Memoria de Cálculo Estructura

Tabla B.1: **Análisis Estructural.** Diseño de miembros en compresión: cálculo de pandeo por flexión según la norma NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero”.

<b>DISEÑO DE MIEMBROS EN COMPRESIÓN: PANDEO POR FLEXIÓN</b>					
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Vertic</b>	<b>Horz A</b>	<b>Horz B</b>	<b>Unid</b>
Razón de esbeltez	$RE$	93,02	46,82	48,70	-
Razón de esbeltez de cohorte	$RE^*$	117,38	117,38	117,38	-
Tensión de pandeo elástico	$F_e$	228,11	900,32	832,39	Mpa
Tensión de pandeo por flexión	$F_{cr}$	178,35	277,23	273,87	Mpa
Resistencia nominal	$P_n$	19,26	27,72	29,58	kN
Factor de seguridad	$\Omega_c$	1,67	1,67	1,67	-
Resistencia admisible	$FB_{ASD}$	11,53	16,60	17,71	kN
Carga aplicada	$FB_{real}$	0,5	0,05	0,05	kN
Factor de seguridad pandeo por flexión	$FS_{FB}$	23,07	332,01	354,22	-

Tabla B.2: **Análisis Estructural.** Diseño de miembros en flexión: cálculo de fluencia por flexión según la norma NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero”.

<b>DISEÑO DE MIEMBROS EN FLEXIÓN: FLUENCIA</b>					
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Vertical</b>	<b>Horz A</b>	<b>Horz B</b>	<b>Unidad</b>
Módulo plástico de flexión en torno al eje de flexión	$Z_x$	2.150,00	2.150,00	2.150,00	mm <sup>3</sup>
Fluencia	$M_n$	692.300,00	692.300,00	692.300,00	Nm
Factor de seguridad	$\Omega_b$	1,67	1,67	1,67	-
Resistencia admisible	$Y_{ASD}$	0,41	0,41	0,41	kNm
Carga aplicada	$Y_{real}$	0,05	0,15	0,15	kNm
Factor de seguridad fluencia por flexión	$FS_Y$	8,29	2,76	2,76	-

Tabla B.3: **Análisis Estructural.** Diseño de miembros en corte: cálculo de fluencia por corte según la norma NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero”.

<b>DISEÑO DE MIEMBROS EN CORTE: FLUENCIA</b>					
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Vertical</b>	<b>Horz A</b>	<b>Horz B</b>	<b>Unidad</b>
Ancho resistente a la fuerza de corte	$h$	26,00	26,00	26,00	mm
Área del alma	$A_w$	50,00	50,00	50,00	mm <sup>2</sup>
Coefficiente de pandeo por corte del alma	$k_v$	5,00	5,00	5,00	-
Razón ancho espesor	$\lambda$	13,98	13,98	13,98	-
Límite inferior relación ancho espesor	$C_{vl}$	61,30	61,30	61,30	-
Límite superior relación ancho espesor	$C_{vu}$	76,35	76,35	76,35	-
Coefficiente de corte del alma	$C_v$	1,00	1,00	1,00	-
Resistencia de corte nominal	$V_n$	9,66	9,66	9,66	kN
Factor de seguridad	$\Omega_c$	1,67	1,67	1,67	-
Resistencia admisible	$V_{ASD}$	5,78	5,78	5,78	kN
Carga aplicada	$V_{real}$	0,05	0,5	0,5	kN
<b>Factor de seguridad pandeo por flexión</b>	<b><math>FS_V</math></b>	<b>115,69</b>	<b>11,57</b>	<b>11,57</b>	<b>-</b>

Tabla B.4: **Análisis Estructural.** Diseño de conexiones: soldadura de filete según la norma NCh 427 “Especificaciones para el cálculo, fabricación y construcción de estructuras de acero”.

<b>DISEÑO DE CONEXIONES: SOLDADURA DE FILETE</b>				
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Plataforma</b>	<b>Esquinas</b>	<b>Unidad</b>
Pie de soldadura	$p_w$	3,00	3,00	mm
Garganta efectiva de soldadura	$G_{ef}$	2,12	2,12	mm
Largo efectivo de soldadura	$L_{ef}$	156,60	92,50	mm
Área efectiva de la soldadura	$A_w$	332,15	196,19	mm <sup>2</sup>
Sección transversal del metal base	$A_{BM}$	25.000,00	200,00	mm <sup>2</sup>
Resistencia de clasificación del metal de relleno	$FE_{xx}$	4.227,00	4.227,00	kgf/cm <sup>2</sup>
Tensión nominal del metal de soldadura	$F_{nw}$	248,55	248,55	Mpa
Tensión nominal del metal base	$F_{n_{BM}}$	345,16	345,16	Mpa
Resistencia nominal del metal de soldadura	$R_{nw}$	82,55	48,76	kN
Resistencia nominal del metal base	$R_{n_{BM}}$	8.628,90	69,03	kN
Factor de seguridad	$\Omega_w$	2,00	2,00	-
Resistencia admisible soldadura	$W_{ASD}$	41,28	24,38	kN
Resistencia admisible metal base	$BM_{ASD}$	4314,45	34,52	kN
Carga aplicada	$WL_{real}$	0,63	0,63	kN
Factor de seguridad soldadura	$FS_{WL}$	65,05	38,42	-

## C. Cubicación

Tabla C.1: Cubicación de componentes estructurales de la bancada de ensayos.

Item	Cant	Designación	Material	Largo [mm]	Ancho [mm]	Espesor [mm]	Sección $[m^2] \cdot 10^{-6}$	Volumen $[m^3] \cdot 10^{-6}$	Densidad $[kg/m^3]$	Peso unit [kg]	Peso total [kg]	Costo [CLP/kg]	Costo unit [CLP/kg]	Costo total [CLP]
1	1	CIMENTOS		-	-	-	-	-	-	-	-	-	13.320	13.320
1.1	1	Hormigón G17(10)50-10		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1.2	74	Perno cab. Hexagonal 8.8 cte M10x1,5x50		-	-	-	-	-	-	-	-	-	180	13.320
2	1	BASE ESTRUCTURA		-	-	-	-	-	-	197,18	197,18	-	165.630	165.630
2.1	1	Plataforma bancada	ASTM A572 gr 50	1.000	1.000	25	-	25.000,00	7.850	196,25	196,25	840	164.850	164.850
2.2	4	Perfil 40x40x2 soporte estructura	ASTM A500 gr B	102	40	2	290	29,58	7.850	0,23	0,93	840	195	780
3	1	ESTRUCTURA REMOVIBLE		-	-	-	-	-	-	20,39	20,39	-	29.077	29.077
3.1	4	Perfil 30x30x2 vertical	ASTM A500 gr B	830	30	2	217	180,11	7.850	1,41	5,66	840	1.188	4.751
3.2	2	Perfil 30x30x2 horizontal A	ASTM A500 gr B	860	30	2	217	186,62	7.850	1,46	2,93	840	1.231	2.461
3.3	2	Perfil 30x30x2 horizontal B	ASTM A500 gr B	1.585	30	2	217	343,95	7.850	2,70	5,40	840	2.268	4.536
3.4	4	Esquina	ASTM A572 gr 50	-	-	-	-	-	-	1,60	6,41	840	1.346	5.384
3.4.1	1	Pletina esquina A	ASTM A572 gr 50	125	125	5	-	78,13	7.850	0,61	0,61	840	515	515
3.4.2	1	Pletina esquina B	ASTM A572 gr 50	112	115	5	-	64,40	7.850	0,51	0,51	840	425	425
3.4.3	1	Pletina esquina C	ASTM A572 gr 50	110	112	5	-	61,60	7.850	0,48	0,48	840	406	406
3.5	24	Perno cab. Hexagonal G2 UNC 1/2-13x2		-	-	-	-	-	-	-	-	-	154	3.701
3.6	24	Golilla plana 1/2 tipo A		-	-	-	-	-	-	-	-	-	18	444
3.7	24	Golilla presión 1/2 normal		-	-	-	-	-	-	-	-	-	35	840
3.8	24	Tuerca seguridad nylon UNC 1/2		-	-	-	-	-	-	-	-	-	290	6.960
4	4	Rueda poliarnida marca Tente D=125mm, ancho=45mm, alto=155mm		-	-	-	-	-	-	-	-	-	9.900	39.600
5	8	Perno cab. Hexagonal G2 UNC 1/2-13x2,5		-	-	-	-	-	-	-	-	-	154	1.234
6	8	Golilla plana 1/2 tipo A		-	-	-	-	-	-	-	-	-	35	280
7	8	Golilla presión 1/2 normal		-	-	-	-	-	-	-	-	-	290	2.320
8	8	Tuerca seguridad nylon UNC 1/2		-	-	-	-	-	-	-	-	-	290	2.320
9	16	Perno Parker M10x1,5x40		-	-	-	-	-	-	-	-	-	269	4.303
10	16	Golilla plana M10 tipo A		-	-	-	-	-	-	-	-	-	22	350
11	16	Golilla presión M10 normal		-	-	-	-	-	-	-	-	-	13	208
12	16	Tuerca seguridad nylon M10x1,5		-	-	-	-	-	-	-	-	-	95	1.520
13	74	Tuerca seguridad nylon M10x1,5		-	-	-	-	-	-	-	-	-	95	7.030
14	1	Sujeción modular	ANSI 304L	200	120	120	-	2.880	7.930	22,84	22,84	3.400	77.651	77.651
<b>TOTAL</b>											<b>240,41</b>	<b>344,841</b>		

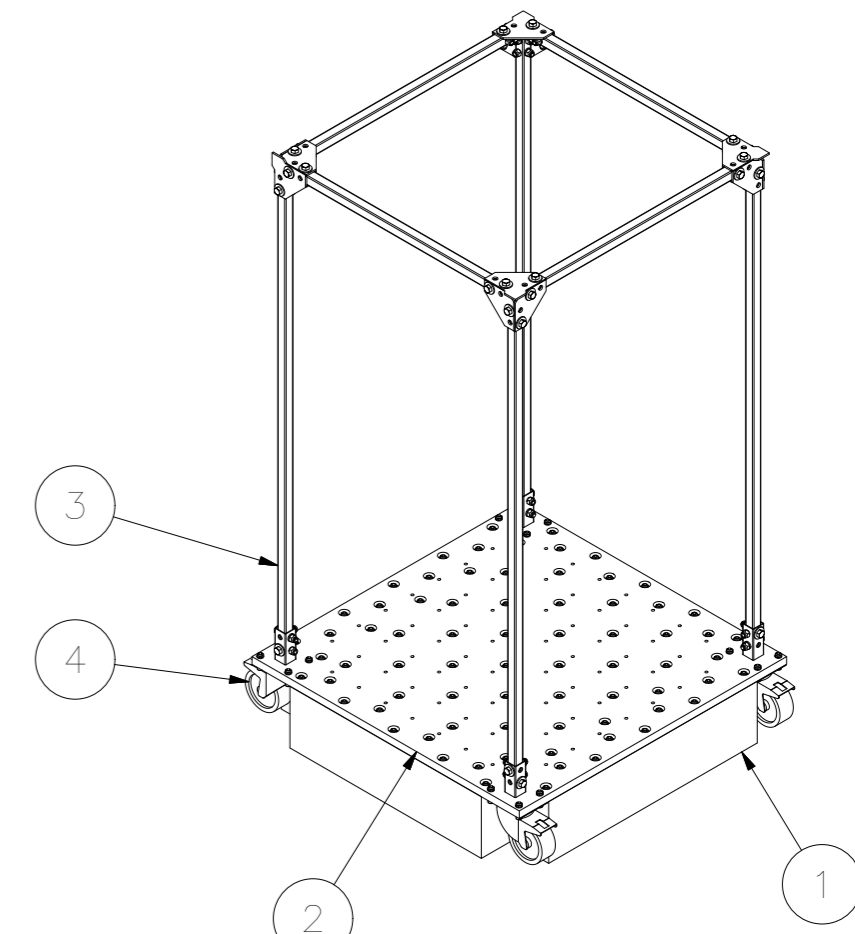
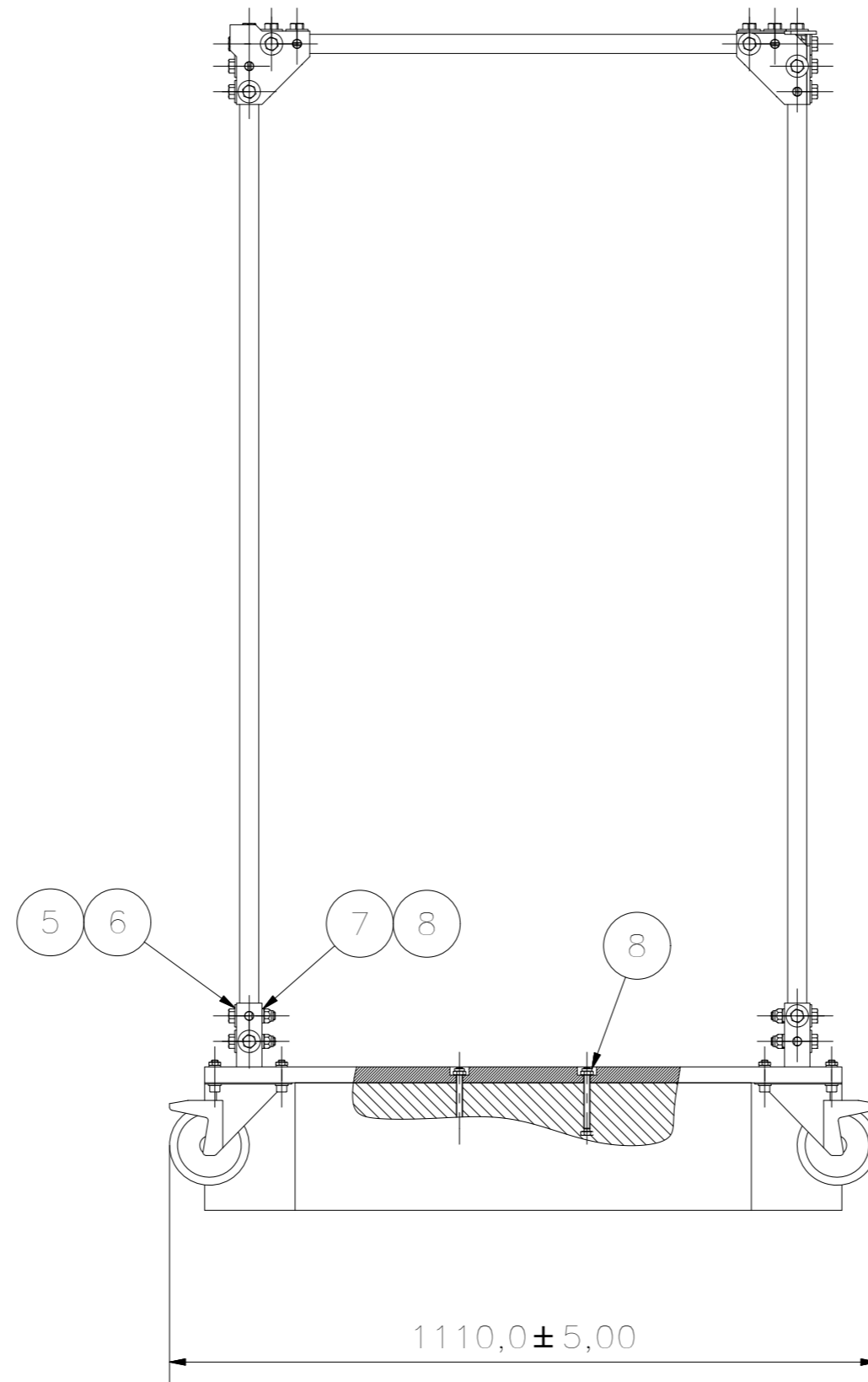
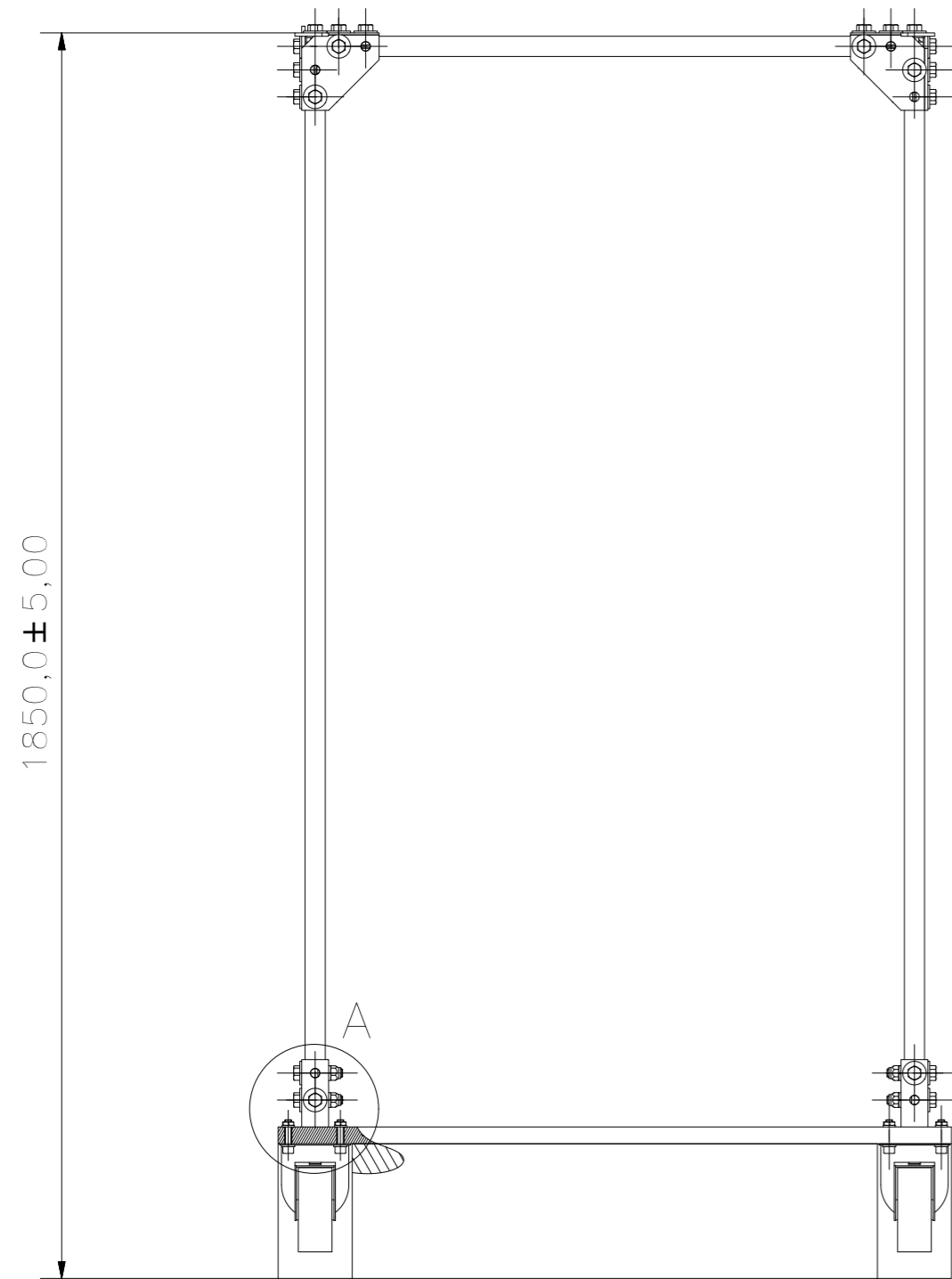
## D. Cotizaciones

Tabla D.1: Cotizaciones de todos los elementos a adquirir.

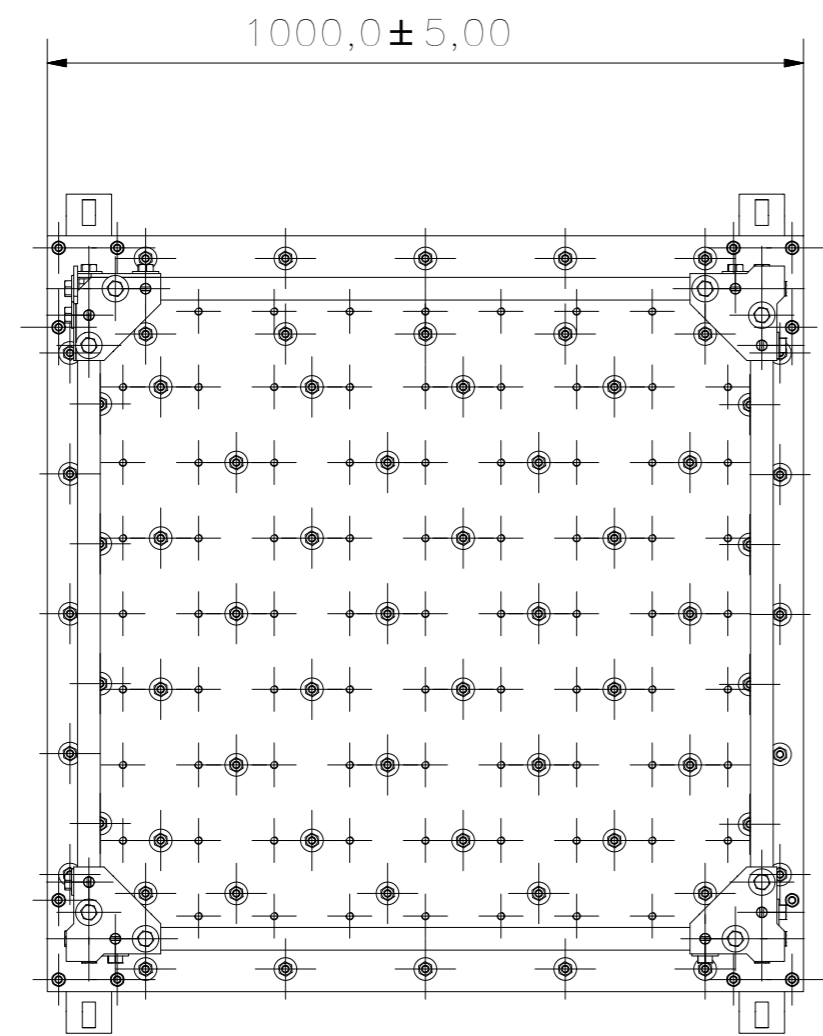
Componente/Partida	Cantidad	Unid	Parámetro
Perfil ASTM A50030x30x2: 1 tira 12 [m]40x40x2: 1 tira 6 [m]	20,44	kg	30x30x2
	14,32	kg	40x40x2
	840	CLP/kg	material
	<b>29.198</b>	<b>CLP</b>	<b>material</b>
Plataforma A572 grado 50	196,25	kg	plataforma
	840	CLP/kg	material
	<b>164.850</b>	<b>CLP</b>	<b>material</b>
Esquinas A572 grado 50	6,41	kg	esquinas
	840	CLP/kg	material
	<b>5.384</b>	<b>CLP</b>	<b>material</b>
Sujeción modal AISI 304	22,84	kg	sujeción modal
	3.400	CLP/kg	material
	<b>77.651</b>	<b>CLP</b>	<b>material</b>
Total Fijaciones	<b>53.346</b>	<b>CLP</b>	<b>fijaciones</b>
Electrodos 3/32"	<b>33.149</b>	<b>CLP</b>	<b>electrodos</b>
Pintura anticorrosiva	1,23	m2	perfiles
	2,10	m2	plataforma
	3,33	m2	total
	<b>4.700</b>	<b>CLP</b>	<b>aguarrás</b>
	<b>6.590</b>	<b>CLP</b>	<b>anticorrosivo</b>
	<b>7.790</b>	<b>CLP</b>	<b>esmalte sint</b>
	<b>19.080</b>	<b>CLP</b>	<b>pintura</b>
Ruedas TENTE	<b>39.600</b>	<b>CLP</b>	<b>ruedas</b>
<b>Subtotal Partida Materiales</b>	<b>422.258</b>	<b>CLP</b>	<b>Partida</b>
Costo total Varitec	25.559.179	CLP	Varitec
Costo total Econ Group	13.528.006	CLP	Econ Avant
Costo total Tecel	2.747.200	CLP	Rigol
Costo total PC Factory	428.388	CLP	Computador
	95.188	CLP	Pantalla
	10.698	CLP	Accesorios
<b>Subtotal Partida Instrumentación</b>	<b>42.368.658</b>	<b>CLP</b>	<b>Partida</b>
<b>Subtotal Partida Mesa Vibratoria</b>	<b>20.000.000</b>	<b>CLP</b>	<b>Partida</b>
Mobiliario puesto de trabajo	59.990	CLP	Escritorio
	79.990	CLP	Cajonera
	29.990	CLP	Silla
<b>Subtotal Partida Muebles</b>	<b>169.970</b>	<b>CLP</b>	<b>Partida</b>
<b>Subtotal Partida Software</b>	<b>19.166.509</b>	<b>CLP</b>	<b>Partida</b>
<b>TOTAL PROYECTO</b>	<b>82.127.395</b>	<b>CLP</b>	<b>PROYECTO</b>

# Planos

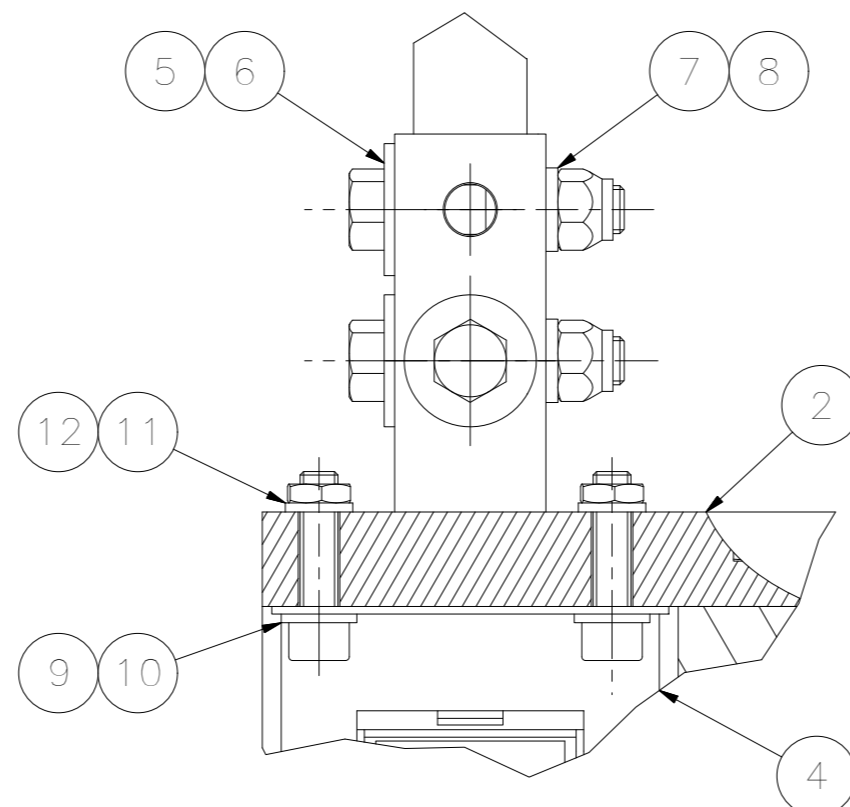
A continuación se adjuntan los planos elaborados para la construcción e instrumentación de la Bancada de Ensayos de Vibración para verificación mecánica de nuevos diseños de Elementos Combustibles.



VISTA ISOMÉTRICA  
( 1 : 20 )



DETALLE A  
( 1 : 2 )



12	80	TUERCA HEXAGONAL M10x1,5	ANSI B 18.2.4.5M
11	16	ARANDELA PRESIÓN M10 NORMAL	ANSI B 18.21M
10	16	ARANDELA PLANA M10 TIPO A	ANSI B 18.22M
9	16	PERNO PARKER M10x1,5x40	ANSI B 18.3.1M
8	8	TUERCA SEGURIDAD NYLON UNC 1/2	DIN 985
7	8	ARANDELA PRESIÓN 1/2 NORMAL	ANSI B 18.21.1
6	8	ARANDELA PLANA 1/2 TIPO A	ANSI B 18.22.1
5	8	PERNO CAB. HEXAGONAL G2 UNC 1/2-13x2,5	ANSI B 18.2.1
4	4	RUEDA POLIAMIDA MARCA TENTE D=125mm, ANCHO=45 mm, ALTO=155mm	3477U00125P63 WT43
3	1	ESTRUCTURA REMOVIBLE	PEC-M19-02-62
2	1	BASE ESTRUCTURA	PEC-M19-02-59
1	1	CIMENTOS	PEC-M19-02-58
ITEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	REF.

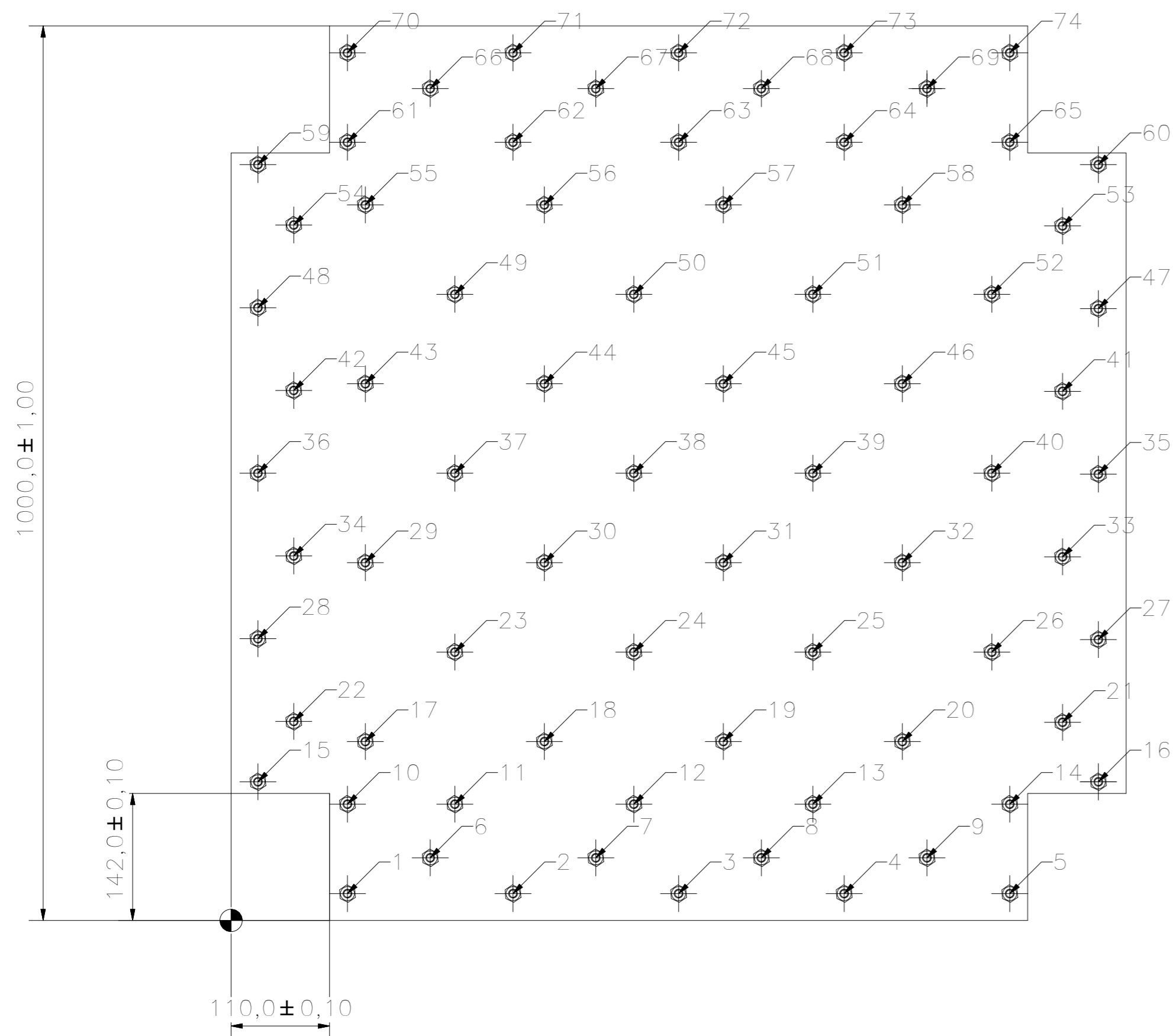
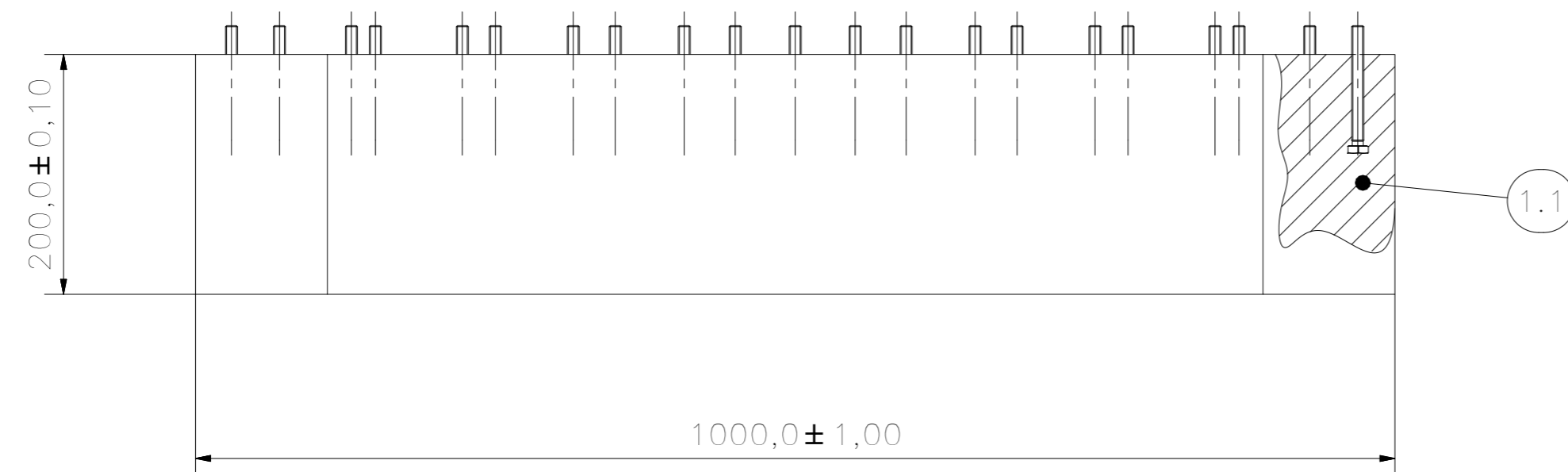
LISTA DE PIEZAS

COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL	TITULO					
COTAS A COMPROBAR	BANCADA DE ENSAYOS VIBRATORIOS (BANCADA VIBRACIÓN)					
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
	S.Goza		22-02-18		1:10	1/1
	REVISÓ	C.Gutierrez	22-02-18	SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
	APROBÓ			PLANO	PEC-M19-02-57	
	APROBÓ					REV 4

UBICACIÓN DESDE CENTRO DE COORDENADAS  
74 PERNOS M10

TABLA DE PERNOS			TABLA DE PERNOS			TABLA DE PERNOS		
PERNO	COTA EN X	COTA EN Y	PERNO	COTA EN X	COTA EN Y	PERNO	COTA EN X	COTA EN Y
1	130,0	30,0	26	850,0	300,0	51	650,0	700,0
2	315,0	30,0	27	969,0	314,0	52	850,0	700,0
3	500,0	30,0	28	30,0	315,0	53	929,0	776,5
4	685,0	30,0	29	150,0	400,0	54	70,0	777,5
5	870,0	30,0	30	350,0	400,0	55	150,0	800,0
6	222,5	70,0	31	550,0	400,0	56	350,0	800,0
7	407,5	70,0	32	750,0	400,0	57	550,0	800,0
8	592,5	70,0	33	929,0	406,5	58	750,0	800,0
9	777,5	70,0	34	70,0	407,5	59	30,0	845,0
10	130,0	130,0	35	969,0	499,0	60	969,0	845,0
11	250,0	130,0	36	30,0	500,0	61	130,0	870,0
12	450,0	130,0	37	250,0	500,0	62	315,0	870,0
13	650,0	130,0	38	450,0	500,0	63	500,0	870,0
14	870,0	130,0	39	650,0	500,0	64	685,0	870,0
15	30,0	155,0	40	850,0	500,0	65	870,0	870,0
16	969,0	155,0	41	929,0	591,5	66	222,5	930,0
17	150,0	200,0	42	70,0	592,5	67	407,5	930,0
18	350,0	200,0	43	150,0	600,0	68	592,5	930,0
19	550,0	200,0	44	350,0	600,0	69	777,5	930,0
20	750,0	200,0	45	550,0	600,0	70	130,0	970,0
21	929,0	221,5	46	750,0	600,0	71	315,0	970,0
22	70,0	222,5	47	969,0	684,0	72	500,0	970,0
23	250,0	300,0	48	30,0	685,0	73	685,0	970,0
24	450,0	300,0	49	250,0	700,0	74	870,0	970,0
25	650,0	300,0	50	450,0	700,0			

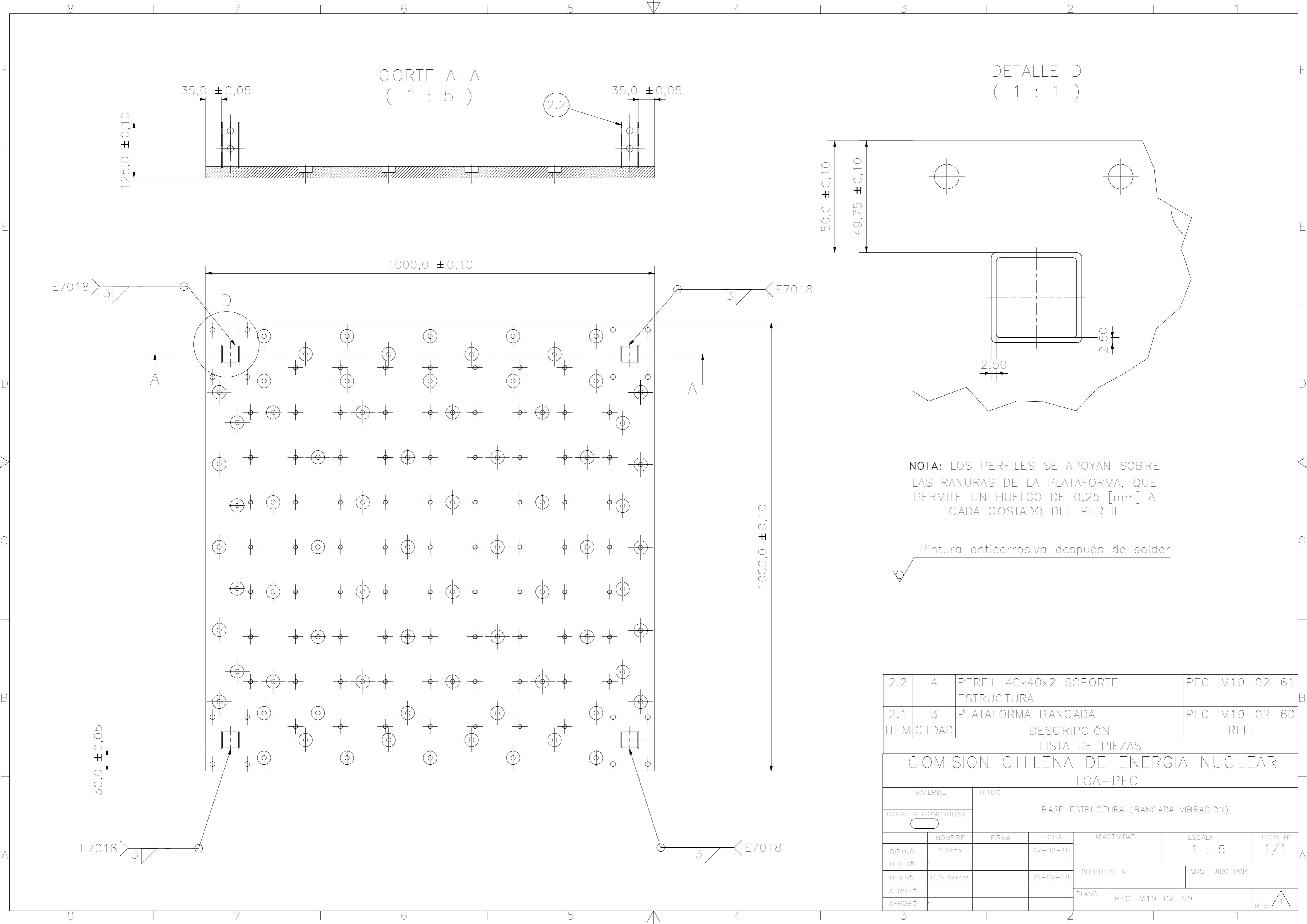


**NOTA:**

EL HORMIGÓN DEBE CUMPLIR LAS ESPECIFICACIONES G17(10)50-10 SEGÚN LA NCH 170-2016.  
PARA LA CONSTRUCCIÓN, UTILIZAR LA PLATAFORMA (REF: PEC-M19-02-60) COMO MATRIZ, AFIRMANDO LOS PERNOS CON TUERCAS A AMBOS LADOS, Y ASEGURANDO QUE LA PUNTA DEL PERNO SOBRESALGA DE LA TUERCA DE SEGURIDAD, AMBOS ESCONDIDOS DENTRO DE LOS REFRENTADOS DE LA PLATAFORMA. VACIAR 150[mm] DE ALTURA DE CONCRETO INICIALMENTE, RETIRAR LA MATRIZ Y LAS TUERCAS PARA FINALIZAR EL VACIADO Y TERMINACIÓN.

1.2	74	PERNO CAB. HEXAGONAL 8.8 CTE M10x1,5x100	DIN 933
1.1	1	HORMIGÓN G17(10)50-10	NCh 170
ITEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	REF.
LISTA DE PIEZAS			
COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR LOA-PEC			
MATERIAL		TITULO	
COTAS A COMPROBAR		CIMENTOS (BANCADA VIBRACIÓN)	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJÓ	S.Goza		22-02-18
DIBUJÓ			
REVISÓ	C.Gutierrez		22-02-18
APROBÓ			
APROBÓ			
N°ACTIVIDAD		ESCALA	HOJA N°
		1 : 5	1/1
SUSTITUYE A		SUSTITUIDO POR	
PLAN		PEC-M19-02-58	
			REV 4





CORTE A-A  
( 1 : 5 )

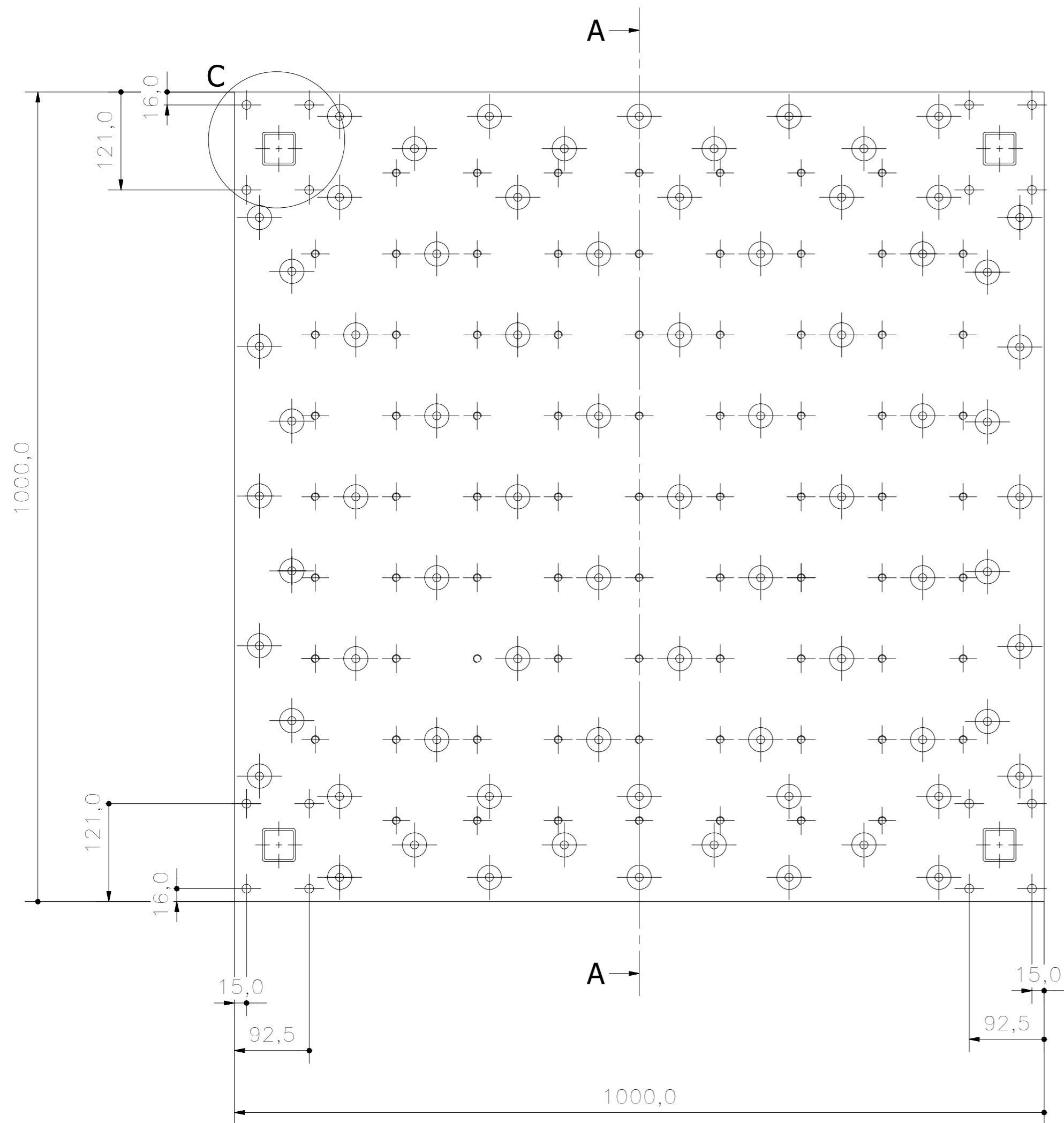
DETALLE D  
( 1 : 1 )

**NOTA:** LOS PERFILES SE APOYAN SOBRE LAS RANURAS DE LA PLATAFORMA, QUE PERMITE UN HUELGO DE 0,25 [mm] A CADA COSTADO DEL PERFIL

Pintura anticorrosiva después de soldar

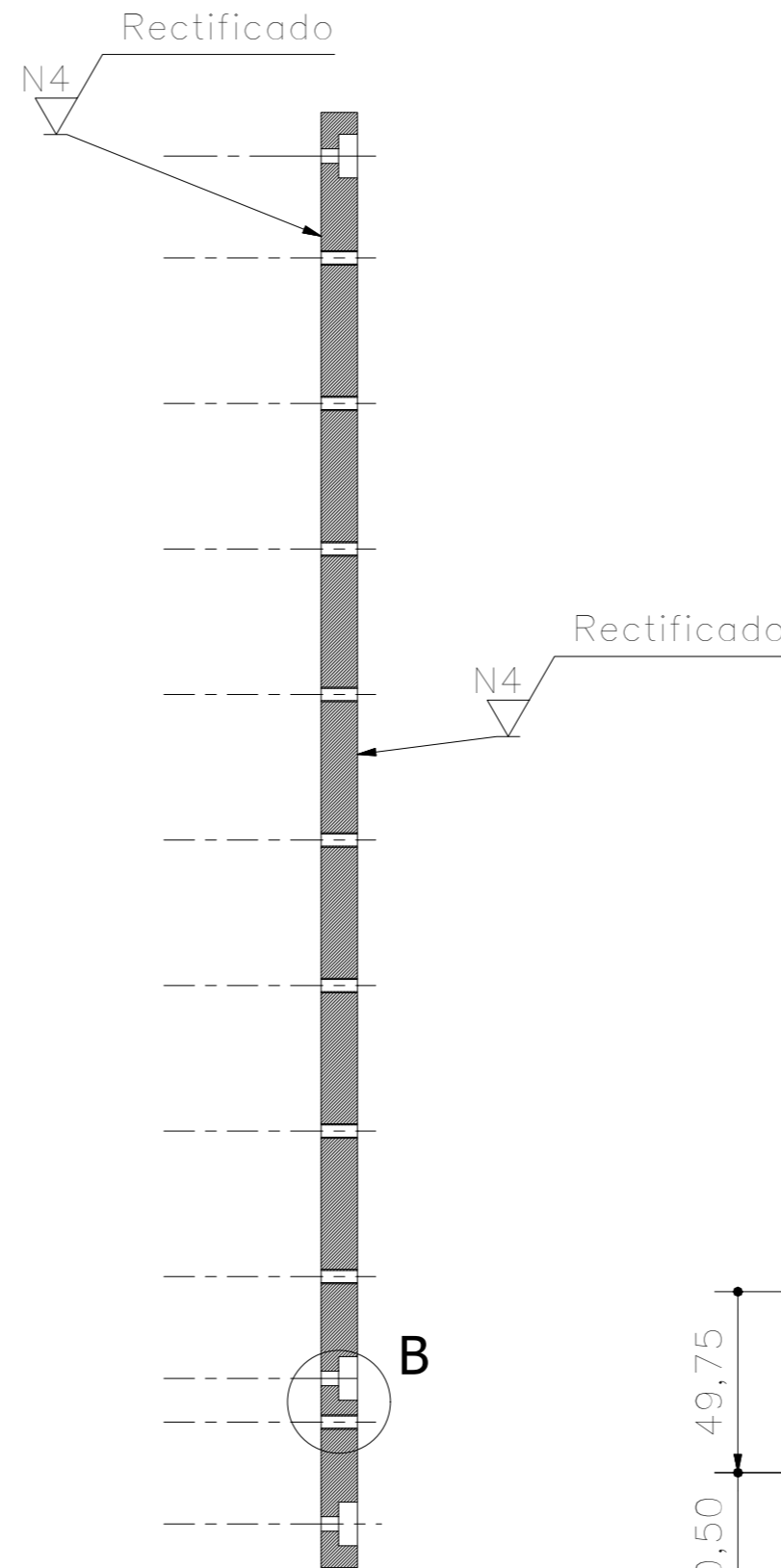
2.2	4	PERFIL 40x40x2 SOPORTE ESTRUCTURA	PEC-M19-02-61
2.1	3	PLATAFORMA BANCADA	PEC-M19-02-60
ITEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	REF.
LISTA DE PIEZAS			
COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR LOA-PEC			
MATERIAL		TITULO	
COTAS A COMPROBAR		BASE ESTRUCTURA (BANCADA VIBRACIÓN)	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJÓ	S.Goza		22-02-18
DIBUJÓ			
REVISÓ	C.Gutierrez		22-02-18
APROBÓ			
APROBÓ			
N°ACTIVIDAD		ESCALA	HOJA N°
		1 : 5	1/1
SUSTITUYE A		SUSTITUIDO POR	
PLANO		PEC-M19-02-59	
			REV 4

VISTA SUPERIOR

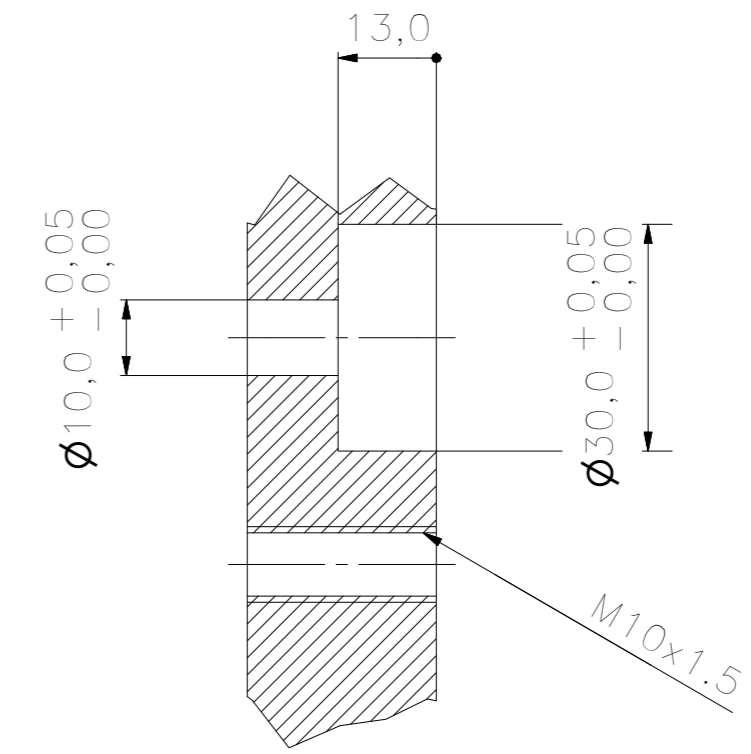


TOLERANCIA GENERAL : ±0,50

CORTE A-A  
( 1 : 5 )



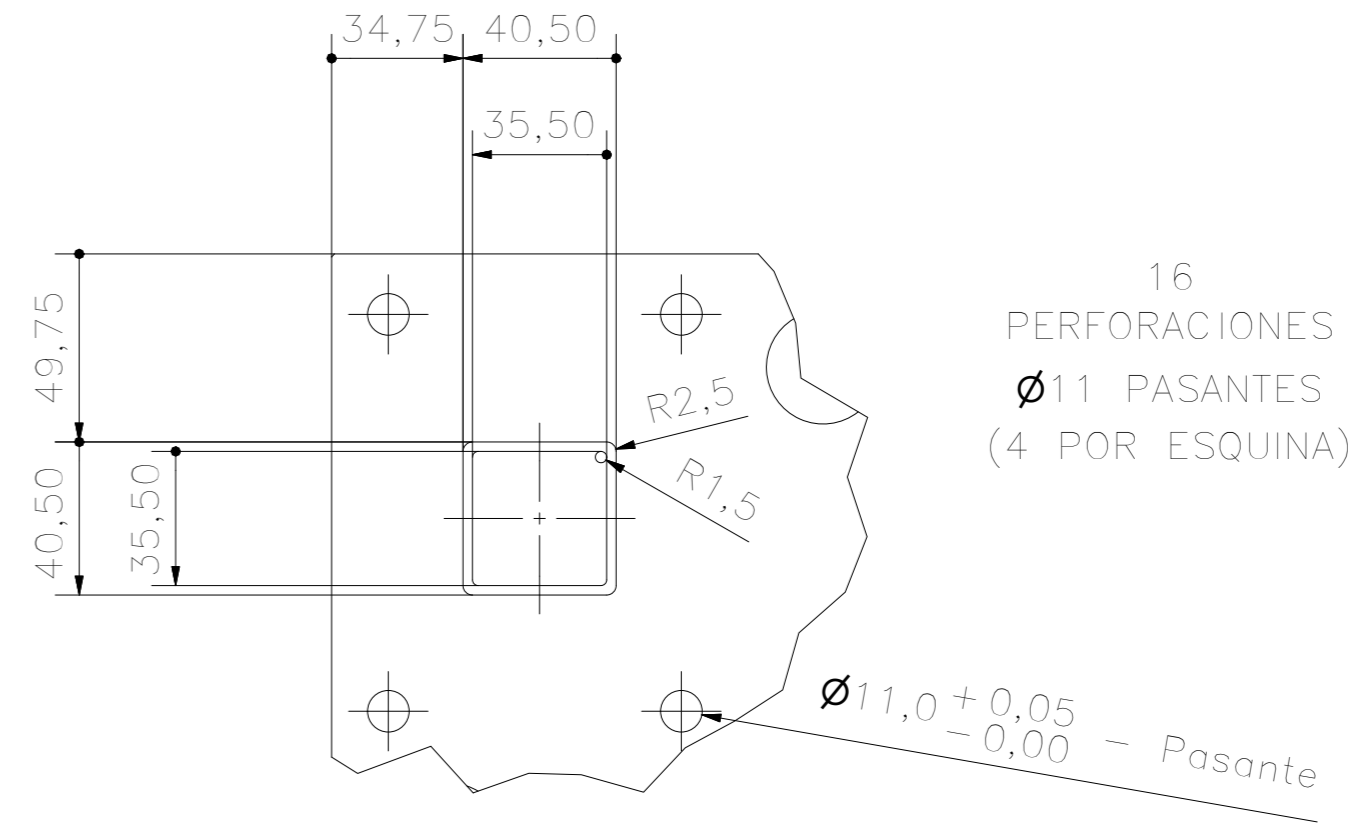
DETALLE B  
( 1 : 1 )



74 PERFORACIONES  
 $\varnothing 10$  REFRENTADAS ( $\varnothing 25$ )

77 PERFORACIONES  
M10 ROSCADAS

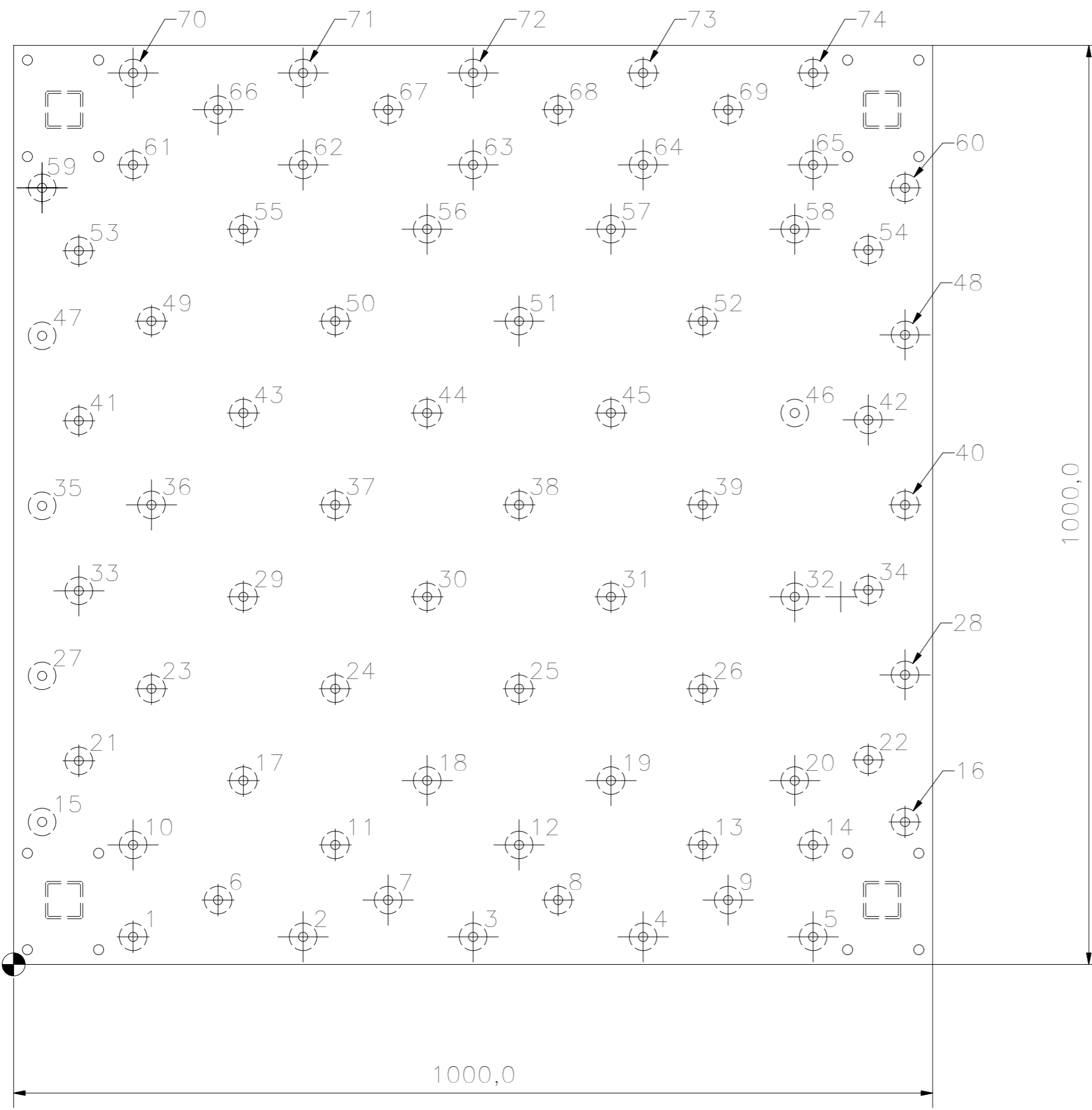
DETALLE C  
( 1 : 2 )



16  
PERFORACIONES  
 $\varnothing 11$  PASANTES  
(4 POR ESQUINA)

COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL		TITULO				
COTAS A COMPROBAR		PLATAFORMA (BANCADA VIBRACION)				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N'ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N'
DIBUJÓ	S.Goza		25-01-18		1 : 5	1/3
DIBUJÓ				SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
REVISÓ	C.Gutierrez		26-01-18			
APROBÓ				PLANO	PEC-M19-02-60	
APROBÓ					REV	3



TOLERANCIA GENERAL :  $\pm 0,10$   
(A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE)

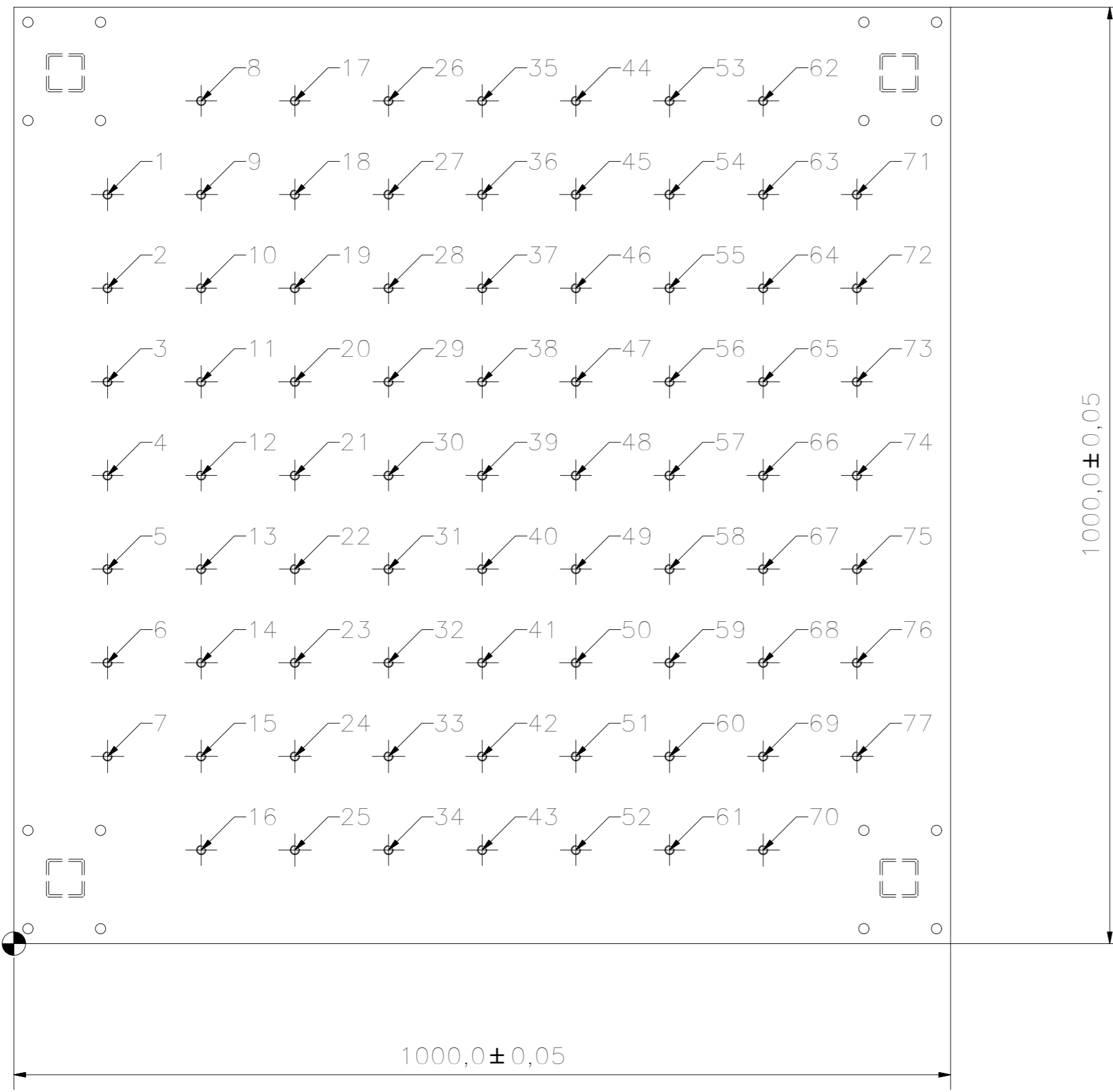
74 PERFORACIONES  $\varnothing 10$  ESCARIADAS ( $\varnothing 30$ )  
COTAS DE LA PERFORACIÓN EN DETALLE B – HOJA 1

AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y
1	130,0	30,0
2	315,0	30,0
3	500,0	30,0
4	685,0	30,0
5	870,0	30,0
6	222,5	70,0
7	407,5	70,0
8	592,5	70,0
9	777,5	70,0
10	130,0	130,0
11	350,0	130,0
12	550,0	130,0
13	750,0	130,0
14	870,0	130,0
15	31,0	155,0
16	970,0	155,0
17	250,0	200,0
18	450,0	200,0
19	650,0	200,0
20	850,0	200,0
21	71,0	221,5
22	930,0	222,5
23	150,0	300,0
24	350,0	300,0
25	550,0	300,0
26	750,0	300,0
27	31,0	314,0
28	970,0	315,0
29	250,0	400,0
30	450,0	400,0

AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y
31	650,0	400,0
32	850,0	400,0
33	71,0	406,5
34	930,0	407,5
35	31,0	499,0
36	150,0	500,0
37	350,0	500,0
38	550,0	500,0
39	750,0	500,0
40	970,0	500,0
41	71,0	591,5
42	930,0	592,5
43	250,0	600,0
44	450,0	600,0
45	650,0	600,0
46	850,0	600,0
47	31,0	684,0
48	970,0	685,0
49	150,0	700,0
50	350,0	700,0
51	550,0	700,0
52	750,0	700,0
53	71,0	776,5
54	930,0	777,5
55	250,0	800,0
56	450,0	800,0
57	650,0	800,0
58	850,0	800,0
59	31,0	845,0
60	970,0	845,0

AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y
61	130,0	870,0
62	315,0	870,0
63	500,0	870,0
64	685,0	870,0
65	870,0	870,0
66	222,5	930,0
67	407,5	930,0
68	592,5	930,0
69	777,5	930,0
70	130,0	970,0
71	315,0	970,0
72	500,0	970,0
73	685,0	970,0
74	870,0	970,0

COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR LOA-PEC					
MATERIAL	TITULO				
COTAS A COMPROBAR	PLATAFORMA (BANCADA VIBRACION)				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA
	S.Goza		25-01-18		1:5
				HOJA N°	
				2/3	
	REVISÓ	C.Gutierrez	26-01-18	SUSTITUYE A	
	APROBÓ			SUSTITUIDO POR	
	APROBÓ			PLANO	
				PEC-M19-02-60	
				REV	3



TOLERANCIA GENERAL :  $\pm 0,10$   
(A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE)

77 PERFORACIONES M10 ROSCADAS  
COTAS DE LA PERFORACIÓN EN DETALLE B – HOJA 1

AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y
1	100,00	800,00
2	100,00	700,00
3	100,00	600,00
4	100,00	500,00
5	100,00	400,00
6	100,00	300,00
7	100,00	200,00
8	200,00	900,00
9	200,00	800,00
10	200,00	700,00
11	200,00	600,00
12	200,00	500,00
13	200,00	400,00
14	200,00	300,00
15	200,00	200,00
16	200,00	100,00
17	300,00	900,00
18	300,00	800,00
19	300,00	700,00
20	300,00	600,00
21	300,00	500,00
22	300,00	400,00
23	300,00	300,00
24	300,00	200,00
25	300,00	100,00
26	400,00	900,00
27	400,00	800,00
28	400,00	700,00
29	400,00	600,00
30	400,00	500,00

AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y
31	400,00	400,00
32	400,00	300,00
33	400,00	200,00
34	400,00	100,00
35	500,00	900,00
36	500,00	800,00
37	500,00	700,00
38	500,00	600,00
39	500,00	500,00
40	500,00	400,00
41	500,00	300,00
42	500,00	200,00
43	500,00	100,00
44	600,00	900,00
45	600,00	800,00
46	600,00	700,00
47	600,00	600,00
48	600,00	500,00
49	600,00	400,00
50	600,00	300,00
51	600,00	200,00
52	600,00	100,00
53	700,00	900,00
54	700,00	800,00
55	700,00	700,00
56	700,00	600,00
57	700,00	500,00
58	700,00	400,00
59	700,00	300,00
60	700,00	200,00

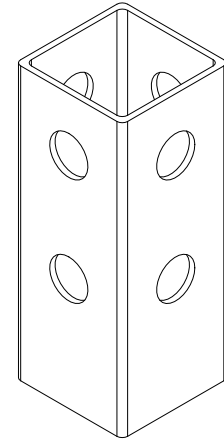
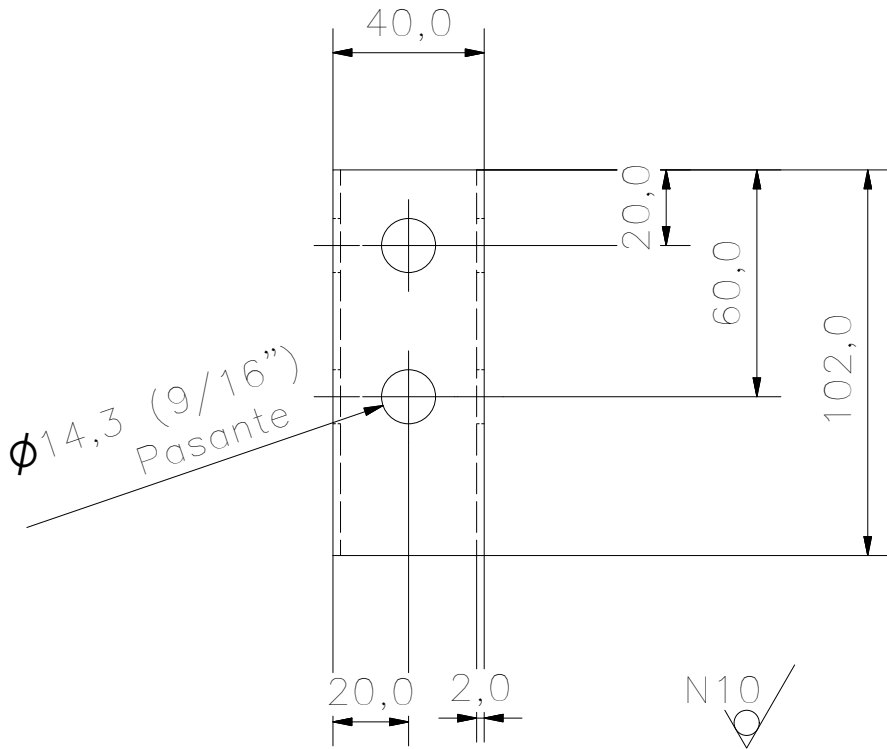
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y
61	700,00	100,00
62	800,00	900,00
63	800,00	800,00
64	800,00	700,00
65	800,00	600,00
66	800,00	500,00
67	800,00	400,00
68	800,00	300,00
69	800,00	200,00
70	800,00	100,00
71	900,00	800,00
72	900,00	700,00
73	900,00	600,00
74	900,00	500,00
75	900,00	400,00
76	900,00	300,00
77	900,00	200,00

COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL		TITULO				
COTAS A COMPROBAR		PLATAFORMA (BANCADA VIBRACION)				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
DIBUJÓ	S.Gozar		25-01-18		1:5	3/3
DIBUJÓ				SUSTITUYE A		SUSTITUIDO POR
REVISÓ	C.Gutierrez		26-01-18			
APROBÓ				PLANO		
APROBÓ				PEC-M19-02-60		
						REV $\triangle$ 3

VISTA  
FRONTAL

VISTA  
ISOMÉTRICA



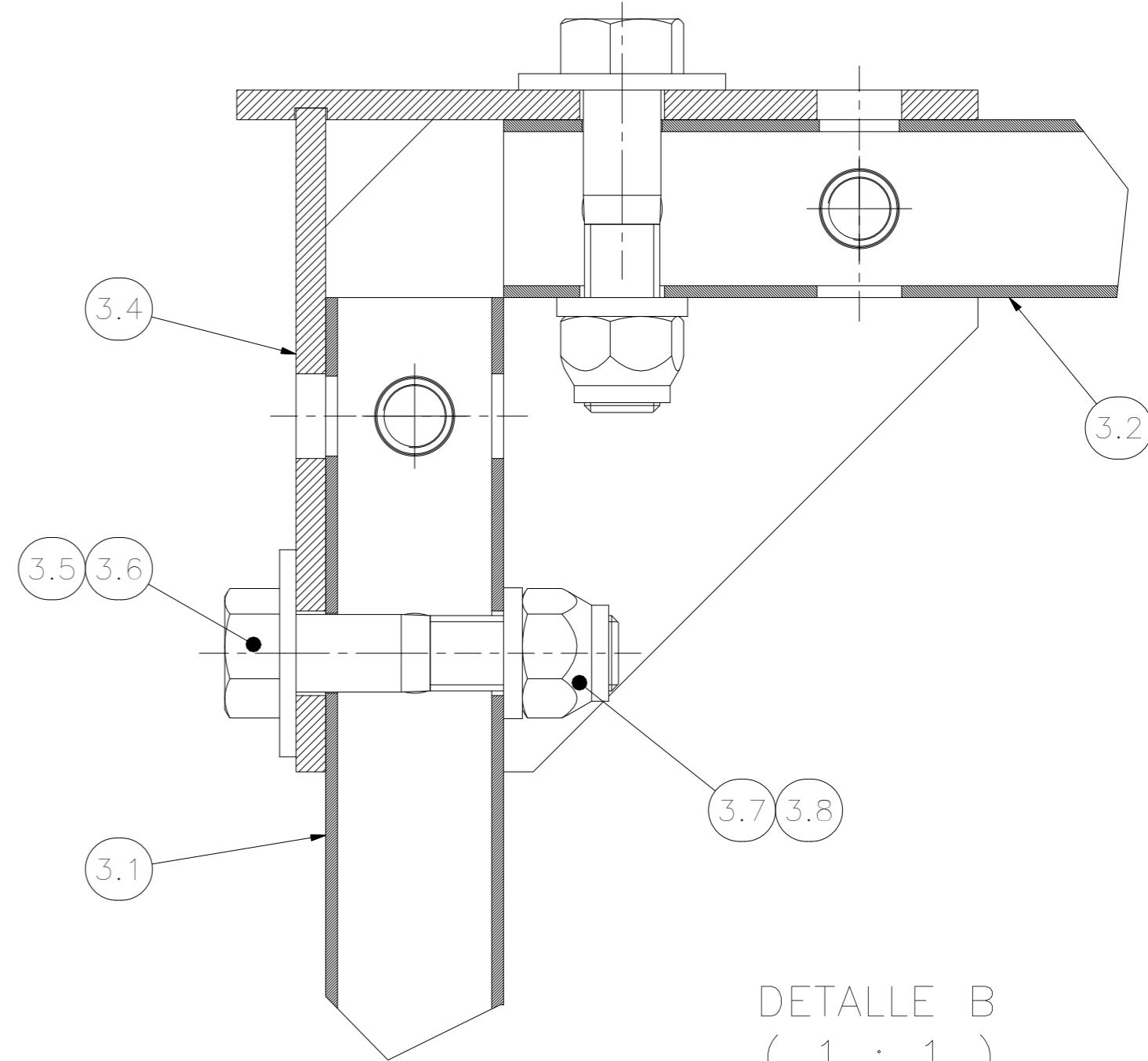
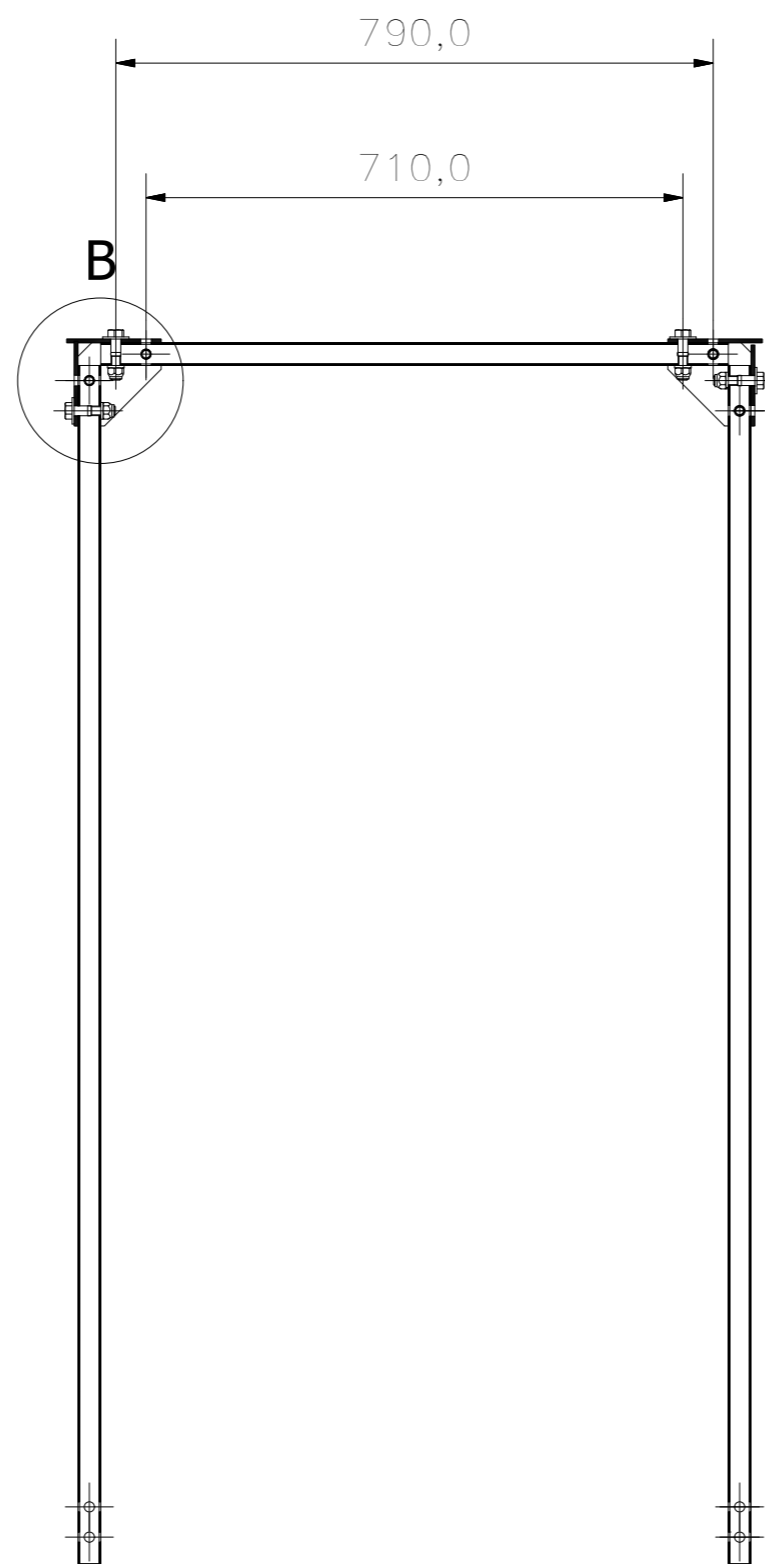
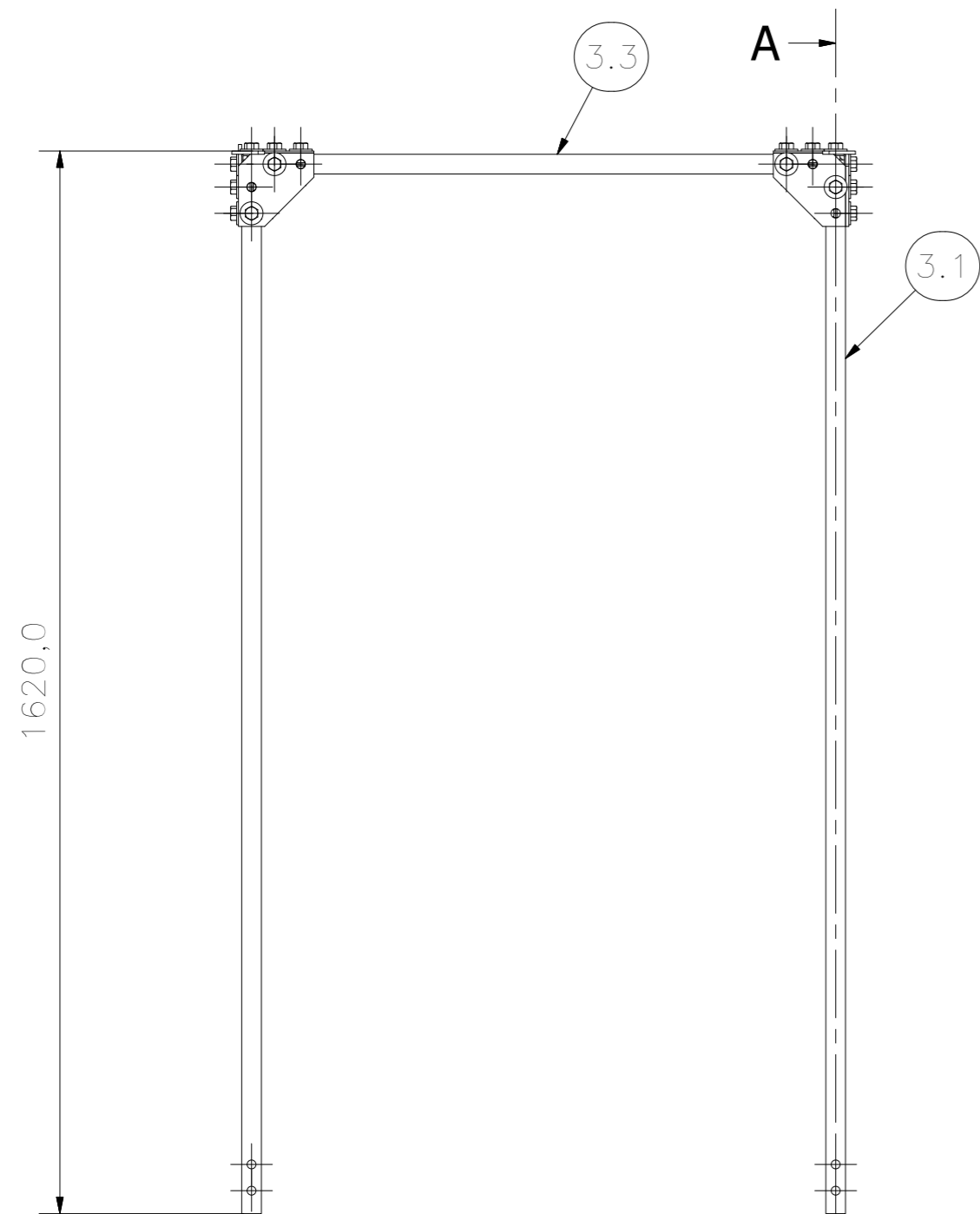
TOLERANCIA GENERAL :  $\pm 0,50$

NOTA: SE APLICAN LAS MISMAS PERFORACIONES  
EN AMBAS CARAS

MATERIAL BASE:  
PERFIL ACERO ASTM A-500 GRADO B  
DIMENSIONES 40X40X2  
(TOLERANCIA PERFIL DADA POR EL FABRICANTE)

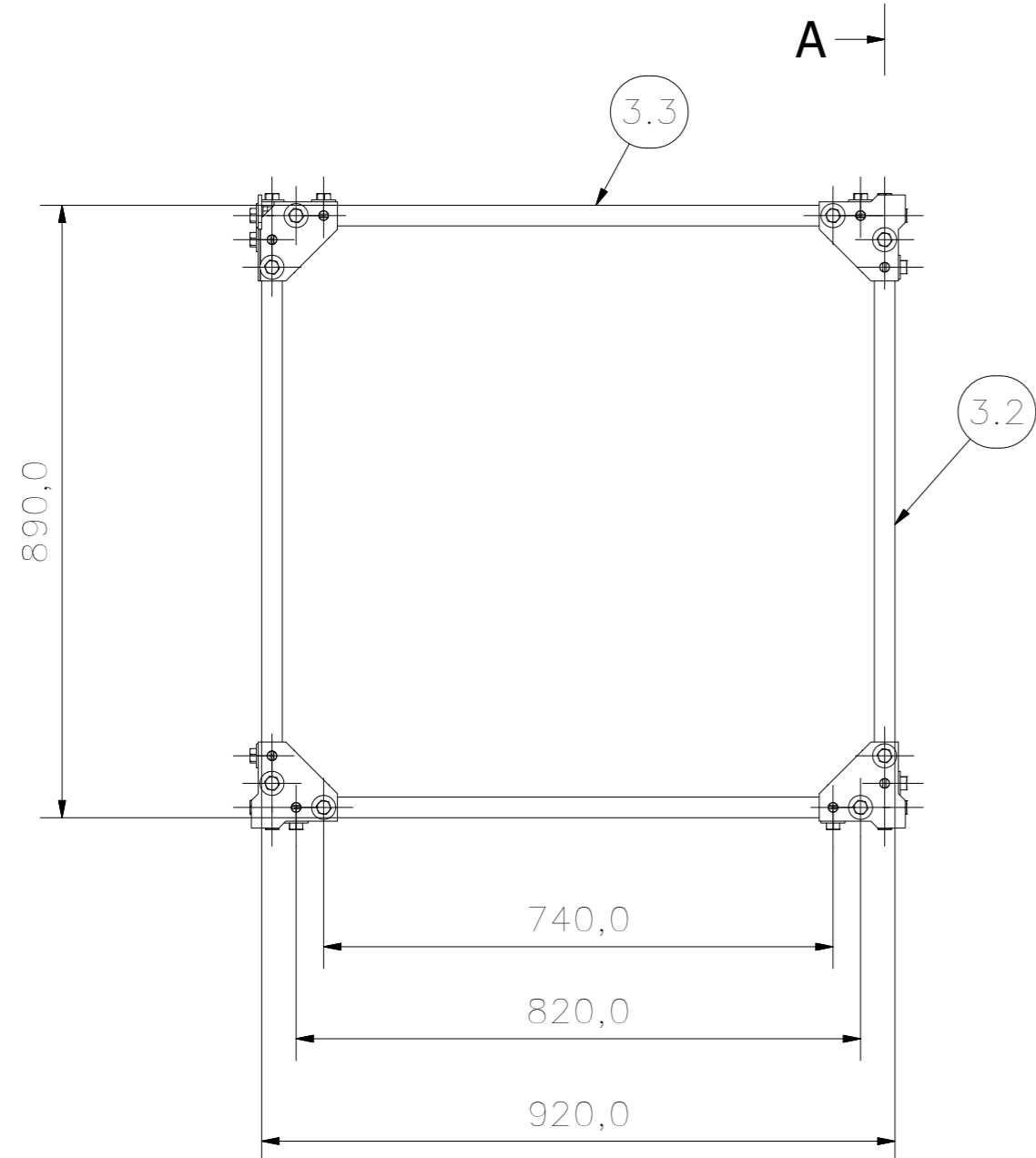
COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL		TITULO				
COTAS A COMPROBAR		PERFILES SUJECIÓN ESTRUCTURA REMOVIBLE (BANCADA VIBRACIÓN)				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
DIBUJÓ	S.Gozá		25-01-18		1 : 2	1
DIBUJÓ						
REVISÓ	C.Gutierrez		26-01-18	SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
APROBÓ				PLANO	PEC-M19-02-61	
APROBÓ						REV  2



DETALLE B  
( 1 : 1 )

CORTE A-A  
( 1 : 10 )



NOTA: RESPETAR LA UBICACIÓN DE LOS PERNOS DURANTE EL ENSAMBLAJE

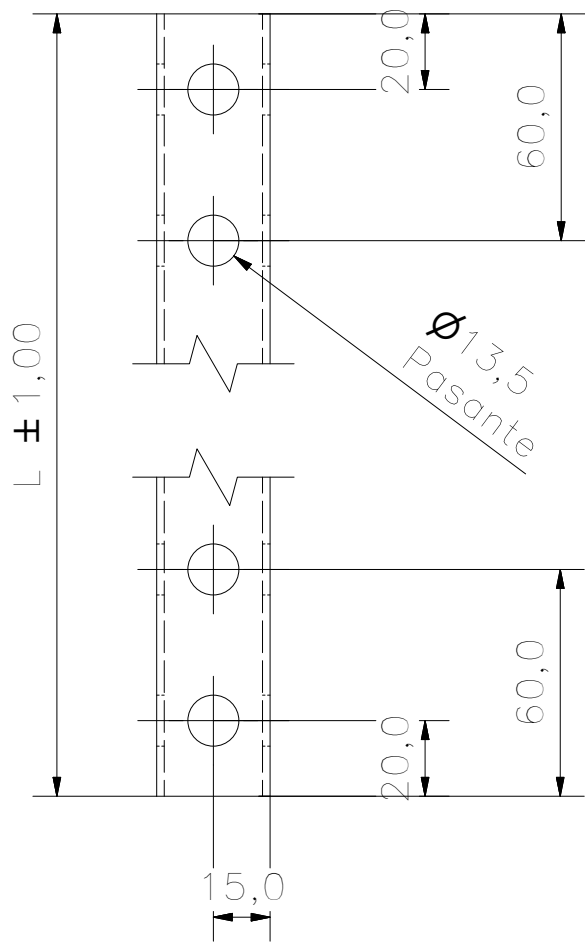
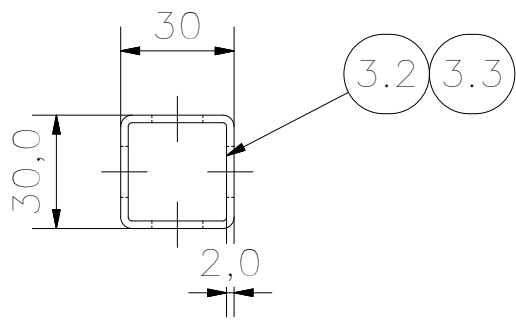
TOLERANCIA GENERAL : ±1,00

ITEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	REF.
3.8	24	TUERCA SEGURIDAD NYLON UNC 1/2	DIN 985
3.5	24	PERNO CAB. HEXAGONAL G2 UNC 1/2-13x2	ANSI B18.2.1
3.7	24	ARANDELA PRESIÓN 1/2 NORMAL	ANSI B18.21.1
3.6	24	ARANDELA PLANA 1/2 TIPO A	ANSI B18.22.1
3.4	4	ESQUINA	PEC-M19-02-64
3.3	2	PERFIL 30x30x2 HORIZONTAL B	PEC-M19-02-63
3.2	2	PERFIL 30x30x2 HORIZONTAL A	PEC-M19-02-63
3.1	4	PERFIL 30x30x2 VERTICAL	PEC-M19-02-63

LISTA DE PIEZAS  
COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL	TITULO					
COTAS A COMPROBAR	ESTRUCTURA REMOVIBLE (BANCADA VIBRACIÓN)					
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
DIBUJÓ	S.Goza		25-01-18		1 : 10	1/1
DIBUJÓ				SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
REVISÓ	C.Gutierrez		26-01-18			
APROBÓ				PLANO	PEC-M19-02-62	
APROBÓ						REV 3

## PERFILES HORIZONTALES (VIGAS)

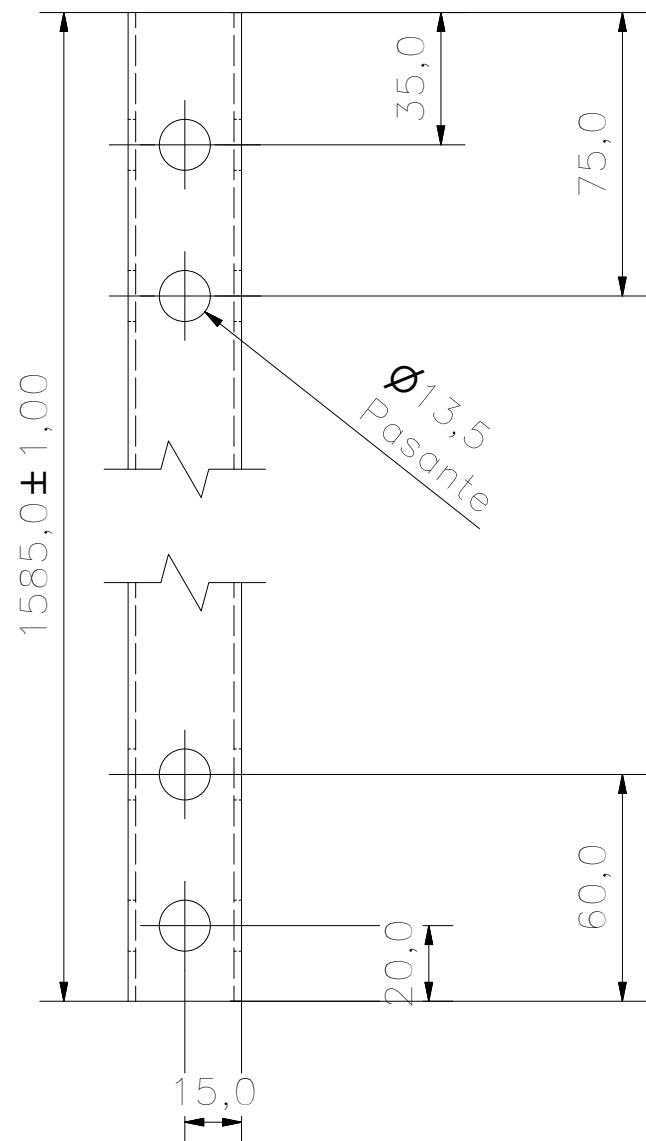
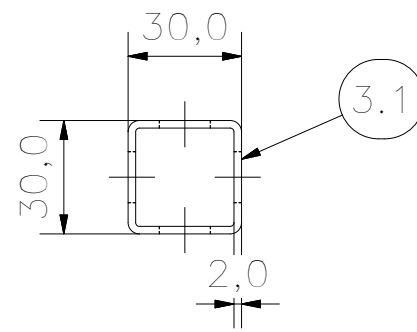


LARGO PERFILES HORIZONTALES		
ITEM	ELEMENTO	L[mm]
3.2	PERFIL 30x30x2 HORIZONTAL A	830
3.3	PERFIL 30x30x2 HORIZONTAL B	860

TOLERANCIA GENERAL :  $\pm 0,50$

**NOTA:** SE APLICAN LAS MISMAS PERFORACIONES EN AMBAS CARAS PARA TODOS LOS PERFILES

## PERFILES VERTICALES (COLUMNAS)



Pintura anticorrosiva



**MATERIAL BASE:**

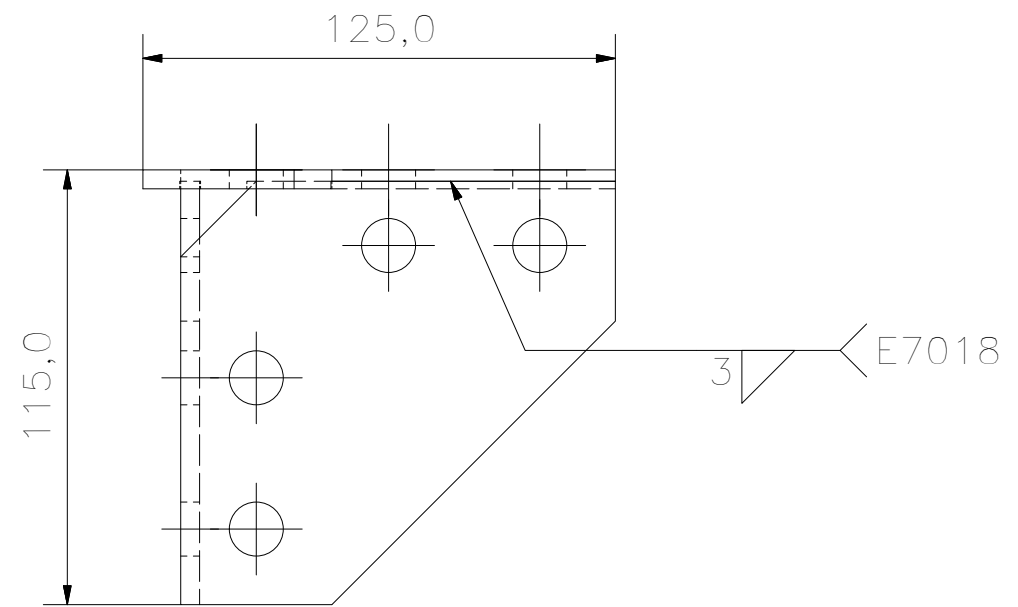
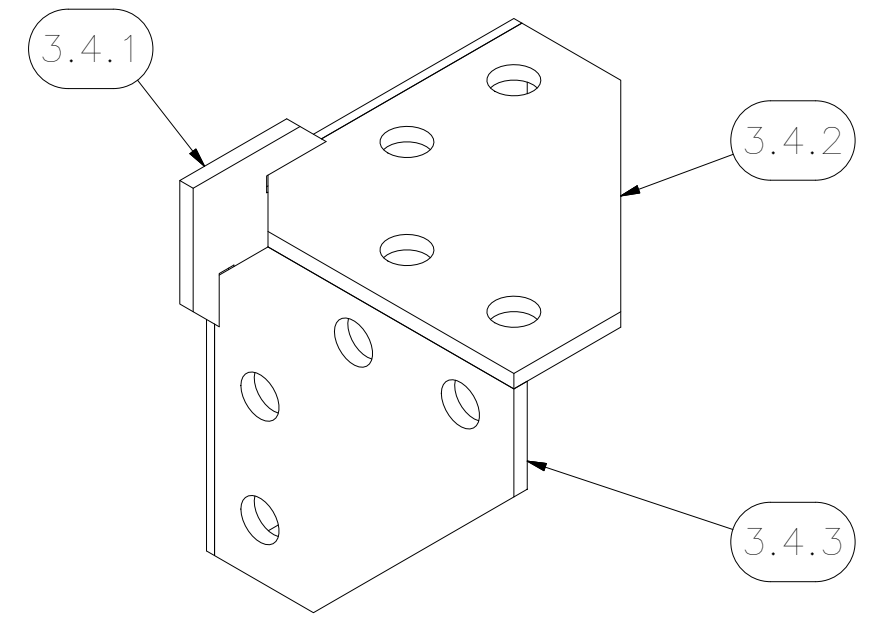
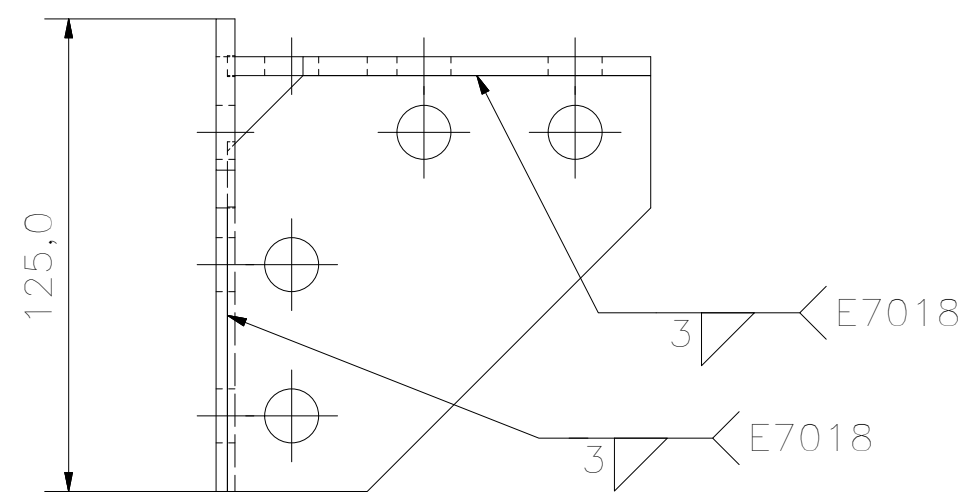
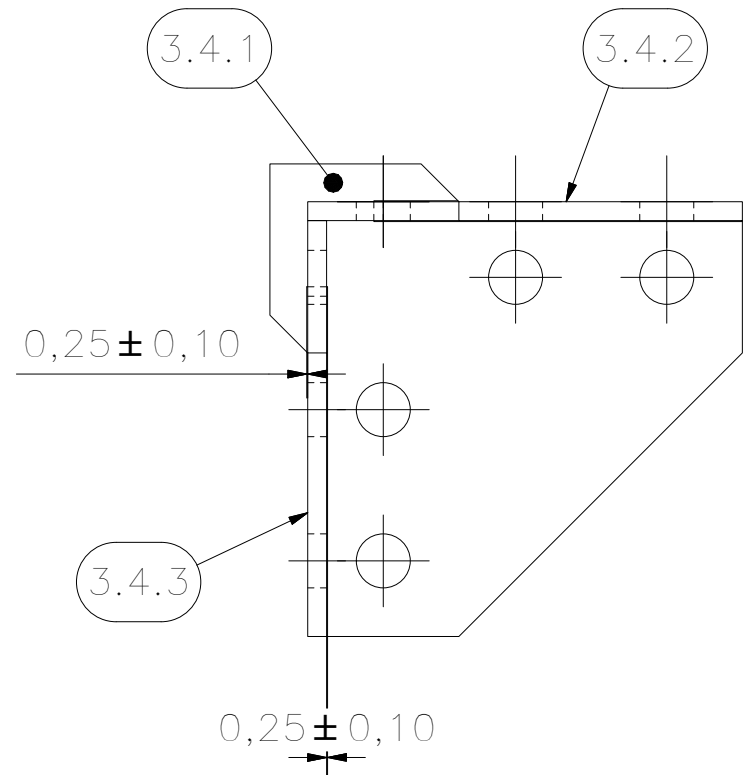
PERFIL ACERO ASTM A-500 GRADO B  
DIMENSIONES 40X40X2  
(TOLERANCIA PERFIL DADA POR EL FABRICANTE)

3.3	2	PERFIL 30x30x2 HORIZONTAL B	ASTM A500 Gr.B	860
3.2	2	PERFIL 30x30x2 HORIZONTAL A	ASTM A500 Gr.B	830
3.1	4	PERFIL 30x30x2 VERTICAL	ASTM A500 Gr.B	1.585
ITEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	REF.	L[mm]

LISTA DE PIEZAS

COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL ASTM A500 Gr.B		TITULO PERFILES ESTRUCTURA REMOVIBLE (BANCADA VIBRACIÓN)				
COTAS A COMPROBAR						
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
DIBUJÓ	S.Goza		25-01-18		1:2	1
DIBUJÓ				SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
REVISÓ	C.Gutierrez		26-01-18			
APROBÓ				PLANO	PEC-M19-02-63	
APROBÓ						REV



NOTA: ENSAMBLAR UTILIZANDO LAS RANURAS Y CALZANDO LOS BORDES DE LAS PLETINAS

TOLERANCIA GENERAL : ±0,50

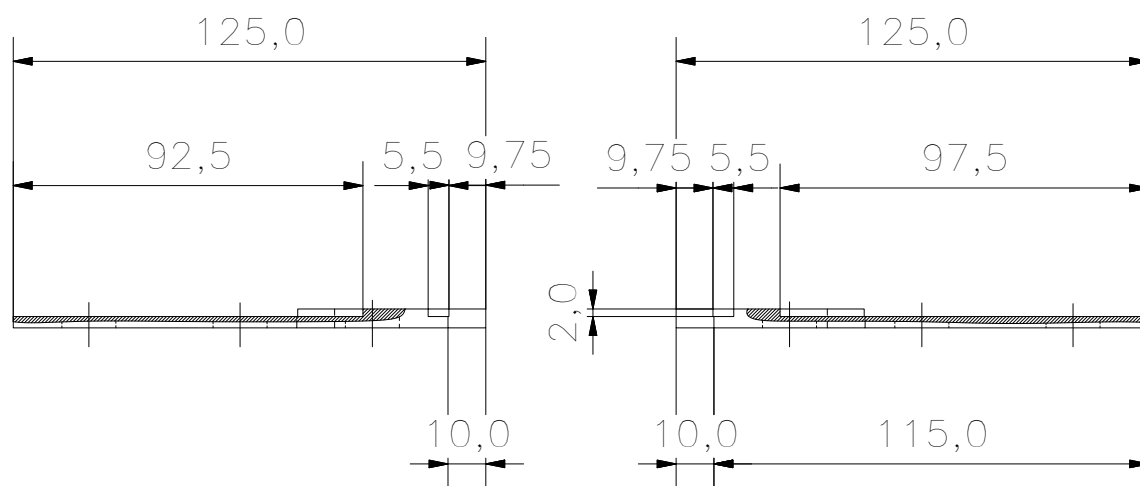
3.4.3	1	PLETINA ESQUINA C	PEC-M19-02-65
3.4.2	1	PLETINA ESQUINA B	PEC-M19-02-65
3.4.1	1	PLETINA ESQUINA A	PEC-M19-02-65
ITEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	REF.

LISTA DE PIEZAS

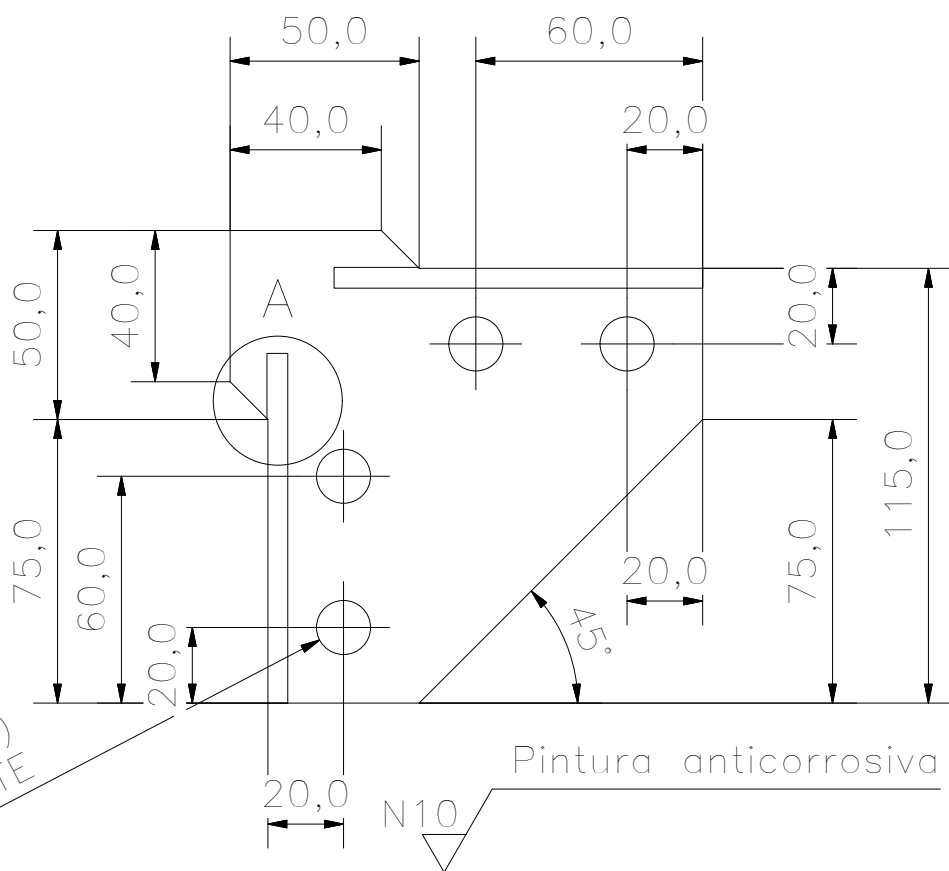
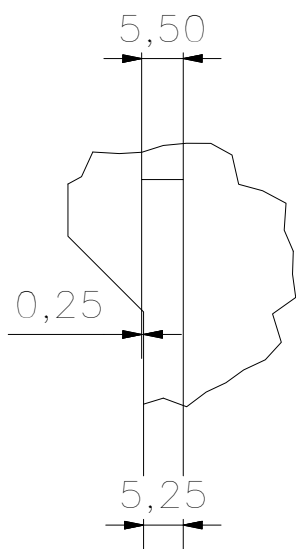
COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL		TITULO				
COTAS A COMPROBAR		ESQUINA ESTRUCTURA REMOVIBLE (BANCADA VIBRACION)				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
DIBUJÓ	S.Gozo		25-01-18		1 : 2	1/1
DIBUJÓ				SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
REVISÓ	C.Gutierrez		26-01-18			
APROBÓ				PLANO	PEC-M19-02-64	
APROBÓ						REV 3





DETALLE A  
( 1 : 1 )

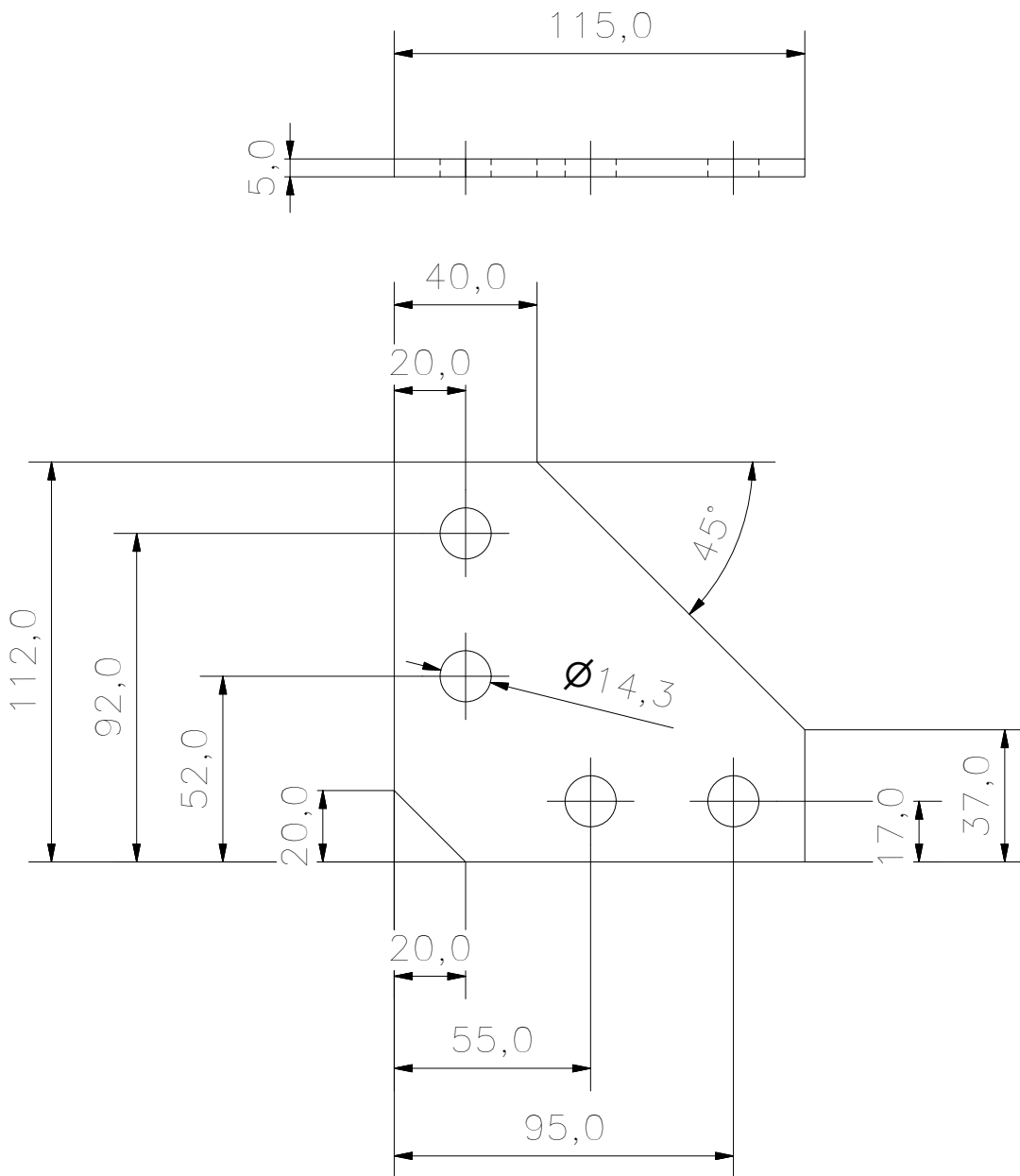


$\phi 14,29$  (9/16")  
PASANTE

TOLERANCIA GENERAL :  $\pm 0,50$   
ÁNGULOS:  $\pm 2^\circ$

COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL ASTM A572 GRADO 50		TITULO ESQUINA ESTRUCTURA REMOVIBLE (BANCADA VIBRACION)				
COTAS A COMPROBAR 						
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
DIBUJÓ	S.Gozar		25-01-18		1 : 2	1/3
DIBUJÓ				SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
REVISÓ	C.Gutierrez		26-01-18			
APROBÓ						
APROBÓ				PLANO PEC-M19-02-65	REV	



Pintura anticorrosiva

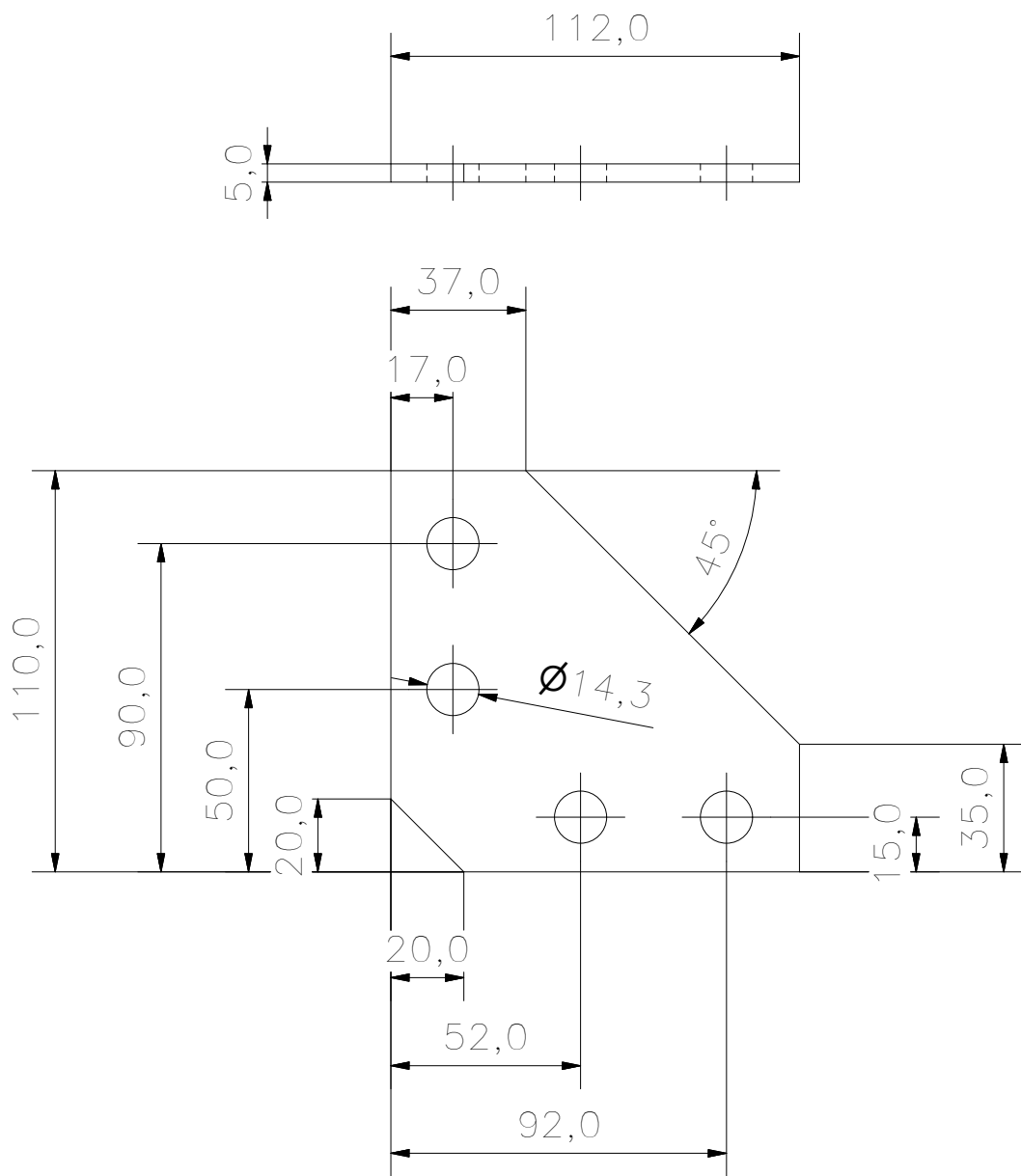
N10

TOLERANCIA GENERAL :  $\pm 0,50$

ÁNGULOS:  $\pm 2^\circ$

# COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR LOA-PEC

MATERIAL ASTM A572 GRADO 50		TITULO ESQUINA ESTRUCTURA REMOVIBLE (BANCADA VIBRACION)				
COTAS A COMPROBAR						
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
	S.Gozar		25-01-18		1 : 2	2/3
				SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
	C.Gutierrez		26-01-18			
				PLANO	PEC-M19-02-65	
					REV	3



Pintura anticorrosiva

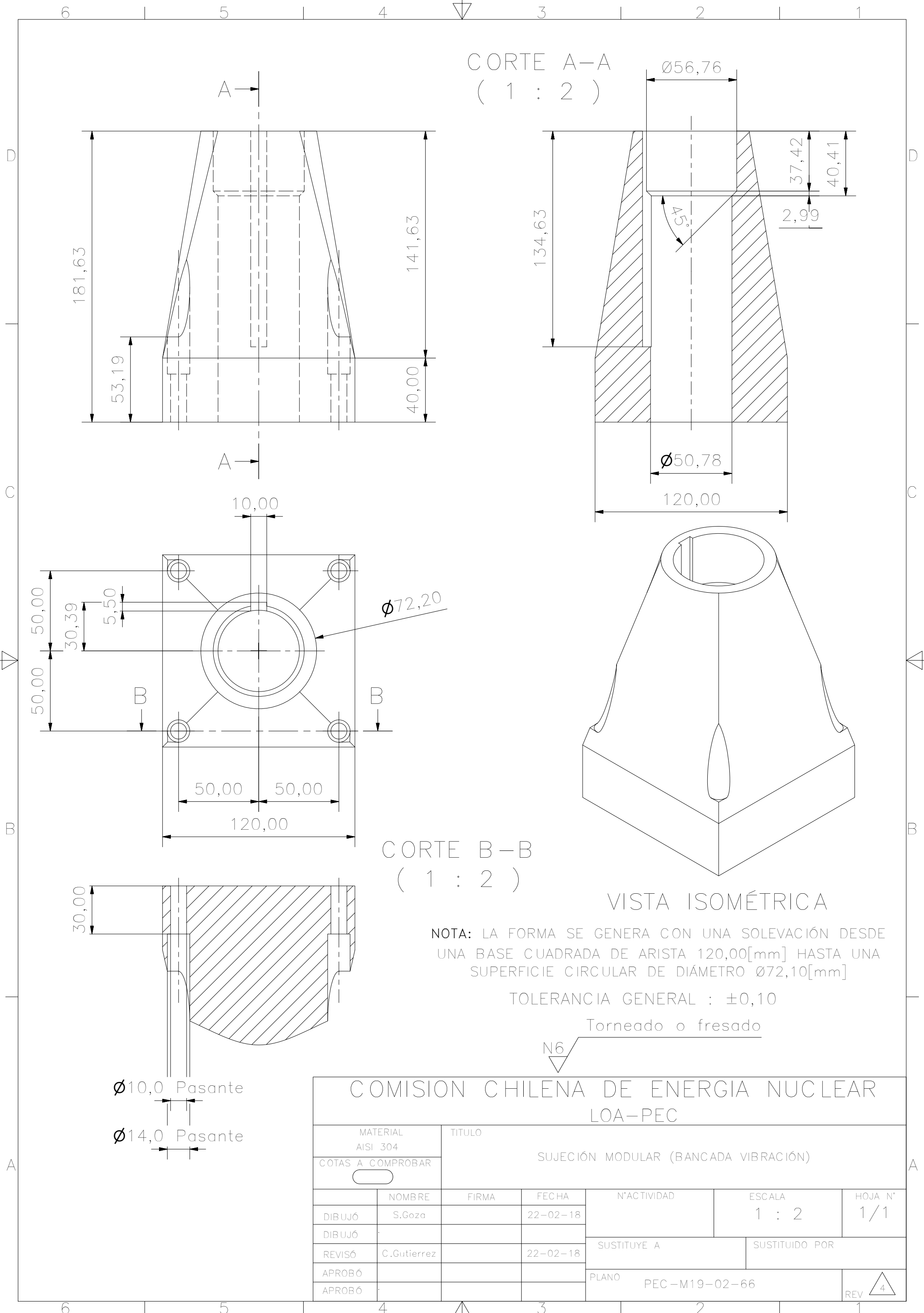
N10

TOLERANCIA GENERAL :  $\pm 0,50$

ÁNGULOS:  $\pm 2^\circ$

# COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR LOA-PEC

MATERIAL ASTM A572 GRADO 50		TITULO ESQUINA ESTRUCTURA REMOVIBLE (BANCADA VIBRACIÓN)				
COTAS A COMPROBAR 						
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
DIBUJÓ	S.Gozá		25-01-18		1 : 2	3/3
DIBUJÓ				SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
REVISÓ	C.Gutierrez		26-01-18			
APROBÓ				PLANO		
APROBÓ				PEC-M19-02-65	REV 	



CORTE A-A  
( 1 : 2 )

CORTE B-B  
( 1 : 2 )

VISTA ISOMÉTRICA

NOTA: LA FORMA SE GENERA CON UNA SOLEVACIÓN DESDE UNA BASE CUADRADA DE ARISTA 120,00[mm] HASTA UNA SUPERFICIE CIRCULAR DE DIÁMETRO Ø72,10[mm]

TOLERANCIA GENERAL : ±0,10

Torneado o fresado

N6

COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL AISI 304		TITULO SUJECIÓN MODULAR (BANCADA VIBRACIÓN)				
COTAS A COMPROBAR						
DIBUJÓ	NOMBRE S.Goza	FIRMA	FECHA 22-02-18	N°ACTIVIDAD	ESCALA 1 : 2	HOJA N° 1/1
DIBUJÓ				SUSTITUYE A		SUSTITUIDO POR
REVISÓ	C.Gutierrez		22-02-18	PLANO PEC-M19-02-66		REV  4
APROBÓ						
APROBÓ						

Ø10,0 Pasante  
Ø14,0 Pasante

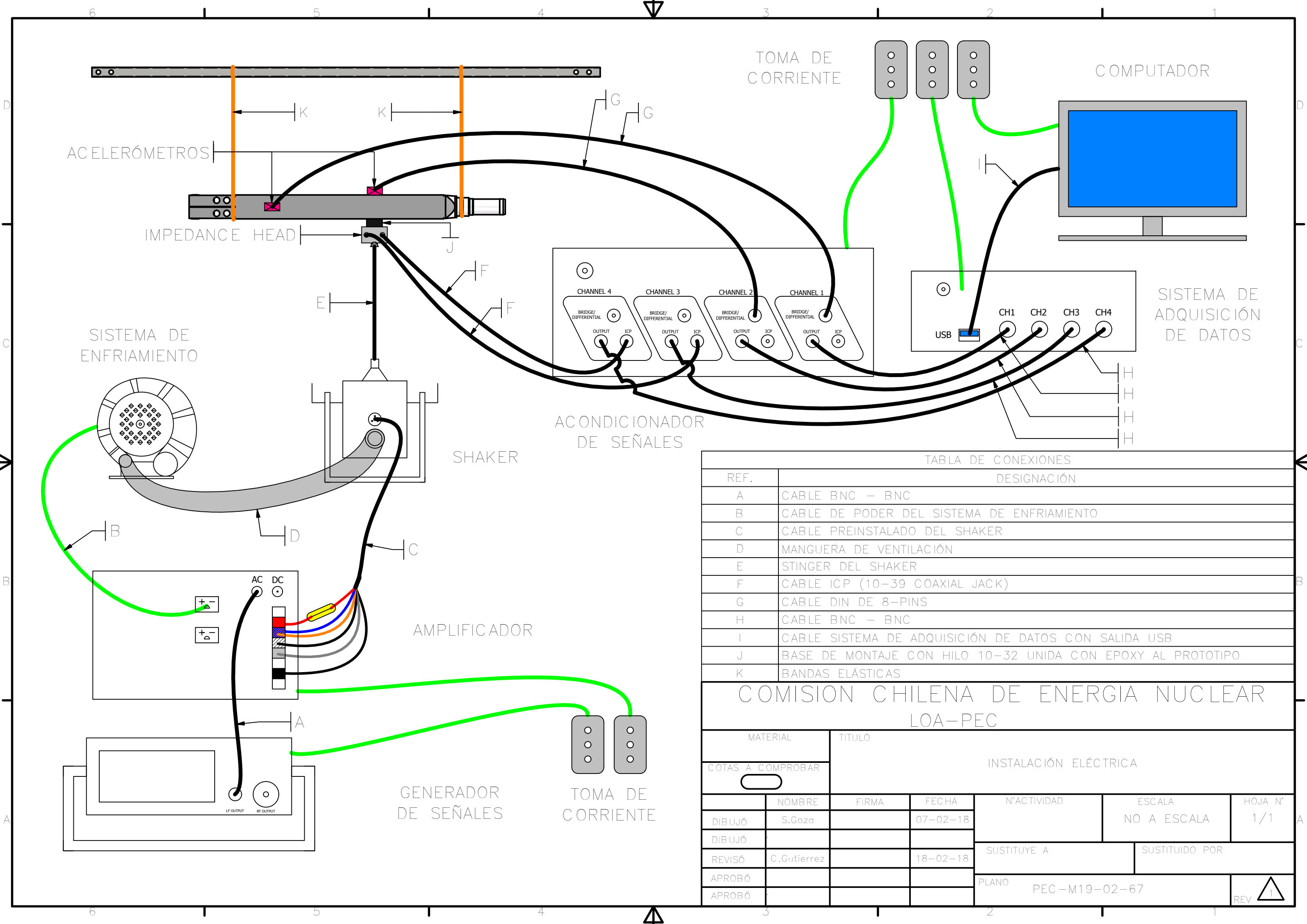


TABLA DE CONEXIONES

REF.	DESIGNACIÓN
A	CABLE BNC - BNC
B	CABLE DE PODER DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO
C	CABLE PREINSTALADO DEL SHAKER
D	MANGUERA DE VENTILACIÓN
E	STINGER DEL SHAKER
F	CABLE ICP (10-39 COAXIAL JACK)
G	CABLE DIN DE 8-PINS
H	CABLE BNC - BNC
I	CABLE SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS CON SALIDA USB
J	BASE DE MONTAJE CON HILO 10-32 UNIDA CON EPOXY AL PROTOTIPO
K	BANDAS ELÁSTICAS

COMISION CHILENA DE ENERGIA NUCLEAR  
LOA-PEC

MATERIAL	TITULO					
COTAS A COMPROBAR	INSTALACIÓN ELÉCTRICA					
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N°ACTIVIDAD	ESCALA	HOJA N°
DIBUJÓ	S.Gozo		07-02-18		NO A ESCALA	1/1
DIBUJÓ				SUSTITUYE A	SUSTITUIDO POR	
REVISÓ	C.Gutierrez		18-02-18			
APROBÓ				PLANO	PEC-M19-02-67	
APROBÓ						REV 1