

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,

INFORMÁTICA Y MECÁNICA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**ESTUDIO Y EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO A LA
ESTRUCTURA DEL SHIPLOADER DE 1600 Ton/h DE CAPACIDAD
MEDIANTE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL Y MÉTODOS
COMPUTACIONALES EN LA COMPAÑÍA MINERA ANTAMINA**

PRESENTADO POR:

Br. MIGUEL KEVIN LUDEÑA SANTOS

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

Mgt. ARTURO MACEDO SILVA

CUSCO – PERÚ

2025



Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el **Asesor** Mgt. ARTURO MACEDO SILVA.....
..... quien aplica el software de detección de similitud al
trabajo de investigación/tesis titulada: ESTUDIO Y EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO
DINÁMICO A LA ESTRUCTURA DEL SHIPLOADER DE 1600 Ton/h DE CAPACIDAD
MEDIANTE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL Y MÉTODOS
COMPUTACIONALES EN LA COMPAÑÍA MINERA ANTAMINA.....

Presentado por: MIGUEL KENIN LUDEÑA SANTOS..... DNI N° 48514515.....;
presentado por: DNI N°:
Para optar el título Profesional/Grado Académico de INGENIERO MECÁNICO.....

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 02.... veces, mediante el
Software de Similitud, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso del Sistema Detección de**
Similitud en la UNSAAC y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 7.....%.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	☒
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	☐
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	☐

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y **adjunto**
las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 22 de diciembre..... de 2025.....


Firma

Post firma ARTURO MACEDO SILVA.....

Nro. de DNI 23821894.....

ORCID del Asesor 0000-0002-2794-9498.....

Se adjunta:

- Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
- Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: **oid:** 27259-542808782.....

MIGUEL KEVIN LUDEÑA SANTOS

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DINAMICO DEL SHIPLOADER (2).pdf

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::27259:542808782

173 páginas

Fecha de entrega

22 dic 2025, 7:11 p.m. GMT-5

36.692 palabras

187.060 caracteres

Fecha de descarga

22 dic 2025, 7:31 p.m. GMT-5

Nombre del archivo

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DINAMICO DEL SHIPLOADER (2).pdf

Tamaño del archivo

10.4 MB

7% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Filtrado desde el informe

- Bibliografía
- Texto citado
- Texto mencionado
- Coincidencias menores (menos de 9 palabras)
- Trabajos entregados
- Base de datos de Crossref
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

Exclusiones

- N.º de coincidencias excluidas

Fuentes principales

- 7%  Fuentes de Internet
- 0%  Publicaciones
- 0%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alertas de integridad para revisión

-  **Caracteres reemplazados**
41 caracteres sospechosos en N.º de páginas
Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.
-  **Texto oculto**
12 caracteres sospechosos en N.º de páginas
El texto es alterado para mezclarse con el fondo blanco del documento.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

PRESENTACIÓN

La presente tesis, titulada “Estudio y Evaluación del Comportamiento Dinámico de la Estructura del Shiploader de 1600 Ton/h de Capacidad mediante Análisis Modal Operacional y Métodos Computacionales en la Compañía Minera Antamina”, ha sido elaborada en cumplimiento parcial de los requisitos para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco (UNSAAC).

Este trabajo fue desarrollado en el contexto operativo de la Compañía Minera Antamina, y tiene como objetivo principal caracterizar el comportamiento dinámico del Shiploader, un equipo de gran escala utilizado para el embarque de concentrado mineral. Dado su rol crítico en la cadena logística, resulta fundamental conocer sus propiedades dinámicas para asegurar su funcionamiento seguro y confiable.

Para ello, se aplicó el Análisis Modal Operacional (OMA), técnica de medición que permite identificar frecuencias naturales y modos de vibración de la estructura bajo condiciones reales de funcionamiento. Complementariamente, se elaboró un modelo computacional mediante el método de elementos finitos (FEM), con el que se simuló su comportamiento dinámico. La validación del modelo se realizó comparando los resultados numéricos con los obtenidos durante la medición en campo.

La integración de estas técnicas no solo permitió verificar la respuesta dinámica de la estructura, sino también evidenció el potencial del OMA y la simulación como herramientas conjuntas para el monitoreo estructural en sistemas industriales complejos. Este trabajo representa un aporte técnico al análisis estructural aplicado a la minería y un paso importante en la formación profesional del autor.

Br. Miguel Kevin Ludeña Santos

DEDICATORIA

A mi padre Javier Ludeña Puma por su apoyo incondicional, su esfuerzo incansable y ejemplo de perseverancia que siempre me ha brindado.

A mis familiares sobre todo a mis abuelos Florencio y Alicia que día a día me apoyan y me enseñan a siempre seguir adelante y no rendirme bajo cualquier circunstancia.

A mis amistades de colegio y universidad con quienes compartimos grandes y únicos momentos durante este largo camino; y a mi pareja Adriana Patricia por su cariño, comprensión y fortaleza. Su compañía y aliento fueron fundamentales para llegar hasta aquí, incluso en los momentos más difíciles.

AGRADECIMIENTO

Expreso mi más sincero agradecimiento a la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco y a todos los docentes de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, sobre todo al ingeniero Arturo Macedo Silva por su enseñanza, por la formación académica y humana brindada a lo largo de mi carrera.

Agradezco a la empresa MAKYL E.C.S. E.I.R.L., por brindarme la oportunidad de participar en proyectos grandes que enriquecieron mi experiencia profesional y permitieron desarrollar este trabajo de tesis en un contexto técnico y aplicado. Y sobre todo agradezco al Ingeniero Jorge Alencastre Miranda, de la Pontificia Universidad Católica del Perú, por su disposición, asesoramiento especializado y valiosas observaciones que fueron clave para la consolidación de este estudio.

Asimismo, agradezco a mis compañeros, colegas y a todas las personas que, con su apoyo, motivación o colaboración, contribuyeron de alguna manera en la culminación de esta etapa tan importante en mi vida profesional.

RESUMEN

El presente trabajo de tesis, titulado “ESTUDIO Y EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO A LA ESTRUCTURA DEL SHIPLOADER DE 1600 Ton/h DE CAPACIDAD MEDIANTE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL Y MÉTODOS COMPUTACIONALES EN LA COMPAÑÍA MINERA ANTAMINA”, tiene como objetivo principal analizar y evaluar el comportamiento dinámico de dicha estructura, determinando sus frecuencias naturales y modos de vibración a través de tres enfoques complementarios: el análisis modal operacional (OMA), el método de elementos finitos (FEM) desarrollado mediante software especializado, y una validación analítica basada en formulaciones matemáticas basadas en elementos finitos. El estudio busca validar y contrastar los resultados obtenidos en campo mediante el análisis modal operacional, con los modelos computacionales y analíticos, a fin de verificar la consistencia y confiabilidad de los parámetros dinámicos determinados. Asimismo, se evaluará la condición dinámica de la estructura, asegurando que parámetros como las frecuencias naturales, niveles de vibración y otros obtenidos, no generen alguna condición de riesgo así garantizando la integridad estructural del Shiploader.

Los parámetros vibratorios también serán evaluados conforme a lo establecido en la norma DIN 4150-3 (Structural Vibration – Effects of Vibration on Structures), asegurando que las vibraciones estructurales se mantengan dentro de límites aceptables. Para el desarrollo de los distintos análisis, se utilizó información técnica proporcionada por la Compañía Minera Antamina (Datasheets, manuales, guías y planos), así como los datos recolectados durante la ejecución de trabajos de campo (inspección visual y análisis modal operacional) realizados durante el funcionamiento normal del Shiploader, el cual cuenta con más de 20 años de operación continua.

Palabras claves: Analisis modal operacional, Vibraciones, Shiploader, Espectro de frecuencia, Participación de masa, Analisis de elementos finitos.

ABSTRACT

The present thesis work, entitled “STUDY AND EVALUATION OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF THE 1600 Ton/h CAPACITY SHIPLOADER STRUCTURE THROUGH OPERATIONAL MODAL ANALYSIS AND COMPUTATIONAL METHODS AT ANTAMINA MINING COMPANY”, has as its main objective to analyze and evaluate the dynamic behavior of said structure, determining its natural frequencies and mode shapes through three complementary approaches: operational modal analysis (OMA), the finite element method (FEM) developed using specialized software, and an analytical validation based on structural formulations based on finite elements.

The study aims to validate and contrast the results obtained in the field through Operational Modal Analysis (OMA) with computational and analytical models, in order to verify the consistency and reliability of the determined dynamic parameters. Additionally, the dynamic condition of the structure will be evaluated, ensuring that parameters such as natural frequencies, vibration levels, and others obtained do not generate any risk conditions, thus guaranteeing the structural integrity of the Shiploader.

The vibrational parameters will also be evaluated in accordance with the standard DIN 4150-3 (Structural Vibration – Effects of Vibration on Structures), ensuring that the structural vibrations remain within acceptable limits. For the development of the different analyses, technical information provided by Antamina mining company was used (datasheets, manuals, guides, and drawings), as well as the data collected during the execution of field work (visual inspection and operational modal analysis) carried out during the normal operation of the Shiploader, which has more than 20 years of continuous operation.

Keywords: Operational modal analysis, Shiploader, Frequency spectrum, Mass participation, Finite element analysis.

ÍNDICE

PRESENTACIÓN	I
DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTO	III
RESUMEN	IV
ABSTRACT.....	V
ÍNDICE	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
CAPÍTULO I.....	1
1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.1 Planteamiento del problema.....	1
1.2 Problema General	4
1.2.1 Formulación del problema	4
1.2.2 Problemas específicos	4
1.3 Justificación	4
1.4 Objetivos	7
1.4.1 Objetivo General	7
1.4.2 Objetivos Específicos	7
1.5 Hipótesis	8
1.5.1 Hipótesis General	8
1.5.2 Hipótesis Especificas.....	8
1.6 Variables.....	9
1.6.1 Variables Independientes.....	9
1.6.2 Variables Dependientes.....	9
1.7 Alcance y Limitaciones.....	9
1.7.1 Alcance	9
1.7.2 Limitaciones.....	10
CAPÍTULO II	11
2 MARCO TEÓRICO	11
2.1 Antecedentes.....	11
2.2 Marco teórico	12
2.2.1 Estructuras.....	12
2.2.2 Estructuras de acero	13
2.2.3 Faja transportadora	15

2.2.4	Capacidad de transporte de una faja transportadora	15
2.2.5	Resistencia de Materiales	16
2.2.6	Propiedades de los materiales	17
2.2.7	Fuerzas Internas	18
2.2.8	Diagrama de fuerzas Cortantes y momentos Flectores	19
2.2.9	Centroides y Momentos de Inercia	22
2.2.10	Ley de Hooke	23
2.2.11	Esfuerzo y deformación	23
2.2.12	Elementos finitos (conceptos básicos).....	26
2.2.13	Elemento Resorte.....	26
2.2.14	Elemento Barra	28
2.2.15	Elemento Viga.....	30
2.2.16	Matriz de Masas	32
2.2.17	Análisis estructural (Verificación de los estados limites), Fundamentos del método LRFD	34
2.2.18	Norma AISC 360, Aplicación del LRFD	34
2.2.19	Vibraciones mecánicas.....	35
2.2.20	Sistemas de un Grado de Libertad.....	36
2.2.21	Vibración Libre no Amortiguada	38
2.2.22	Vibración Libre Amortiguada	38
2.2.23	Vibración Forzada no Amortiguada.....	39
2.2.24	Vibración Forzada Amortiguada.....	40
2.2.25	Función de amplificación y Angulo de desfase.....	40
2.2.26	Resonancia y Transmisibilidad.....	41
2.2.27	Sistemas de 2 Grados de Libertad	41
2.2.28	Frecuencias Naturales	42
2.2.29	Análisis Modal Operacional (OMA).....	43
2.2.30	Espectros de frecuencia	44
2.2.31	Transformada de Fourier.....	45
2.2.32	Power Spectrum Density (PSD).....	45
2.2.33	Instrumentos de Medición.....	46
CAPÍTULO III.....		47
3	ANÁLISIS Y CÁLCULOS	47
3.1	Datos Técnicos	47
3.2	Enfoque Integral para el Análisis	49
3.3	Cálculos Analíticos.....	50
3.4	Cálculo del Estado Limite de Resistencia	51
3.5	Cálculos y Análisis Dinámicos	60

3.5.1	Cálculo de Momento de Inercia	63
3.5.2	Cálculo de la Matriz de Rigidez.....	78
3.5.3	Cálculo de la Matriz de Masas	81
3.6	Análisis Modal Operacional.....	85
3.6.1	Plan de trabajo – Hoja de ruta.....	86
3.6.2	Geometría para la obtención de Datos	89
3.6.3	Técnica de Medición	90
3.6.4	Identificación de Resonancias	98
3.6.5	Revisión de los Espectros	100
3.7	Simulación Computacional.....	103
3.7.1	Simulación computacional para determinar los parámetros dinámicos.....	103
3.7.2	Simulación Modal	104
3.7.3	Definición del Problema	105
3.7.4	Etapa de Pre-Procesamiento	105
3.7.5	Generación del modelo computacional	105
3.7.6	Definición de Propiedades	106
3.7.7	Discretización	106
3.7.8	Condiciones de Borde	108
3.7.9	Etapa de Solucion	109
3.7.10	Etapa Post-Procesamiento.....	109
CAPÍTULO IV		114
4	EVALUACIÓN Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS	114
4.1	Validación de los Análisis de Elementos Finitos	114
4.2	Niveles de Vibración	118
4.3	Evaluación de la Resonancia	119
4.4	Análisis de la Respuesta Armónica.....	120
4.5	Proyección de la fuerza o Movimiento sobre el Modo.....	122
CONCLUSIONES.....		124
RECOMENDACIONES		127
BIBLIOGRAFÍA		128
ANEXOS		130
Anexo A		130
Anexo B		131
Anexo B1		131
Anexo B2.....		132
Anexo C		133
Anexo D		134
Anexo E		136

Anexo F.....	136
Anexo G	138
Anexo H.....	139
Anexo I	141
Anexo J.....	142
Anexo K.....	143
Anexo L.....	145
Anexo M	147
Anexo N.....	152
Anexo O.....	158

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ubicación del puerto Punta Lobitos, Ubicación del Shiploader	1
Figura 2. Mecanismo de falla por corrosión en elementos de la estructura.....	2
Figura 3. Presencia de corrosión en elementos de la estructura	3
Figura 4. Mecanismos principales de falla en elementos mecánicos y estructurales.....	7
Figura 5. Estructura de acero (izquierda), estructura de concreto (derecha)	12
Figura 6. Estructura de una faja transportadora	14
Figura 7. Estructura de acero estructural para planta concentradora	14
Figura 8. Estructura Shiploader de 1600 Ton/hora de capacidad, compañía minera Antamina.	14
Figura 9. Esquema de una faja transportadora	15
Figura 10. Área de la sección transversal de la carga	16
Figura 11. Barra sometida a carga axial (ensayo de tracción de una probeta).....	18
Figura 12. Viga en voladizo bajo una carga “P”.....	19
Figura 13. Eje que transmite un par de torsión “T” a una velocidad angular.....	19
Figura 14. Viga simplemente apoyada con una carga concentrada “P”	20
Figura 15. Diagrama de fuerzas cortantes sobre la viga	21
Figura 16. Diagrama de momento flector sobre la viga	21
Figura 17. Descripción grafica de un elemento para el cálculo del momento de inercia.....	22
Figura 18. Diagrama de esfuerzo-deformación de un material dúctil.....	23
Figura 19. Distribución de esfuerzos sobre la sección transversal de un material.....	25
Figura 20. Modelo conceptual de un resorte	26
Figura 21. Relación constitutiva (izquierda), resorte lineal (derecha)	27
Figura 22. Propiedades de fuerza y desplazamiento elemental de un elemento resorte	27
Figura 23. Sistemas de barras sometida a fuerza axial.....	28
Figura 24. Modelo de elementos finitos del sistema	29
Figura 25. Elemento finito barra elemental	29
Figura 26. Elemento finito barra elemental (inclinado).....	30
Figura 27. Elemento finito viga.....	31
Figura 28. Elemento finito viga	31
Figura 29. Grafica de una vibración inducida por una fuerza que varía en el tiempo	36
Figura 30. Representación de un sistema de un grado de libertad	36
Figura 31. DCL de un sistema de un grado de libertad.....	36
Figura 32. Comportamiento de la fuerza del resorte y del amortiguador en función de “x”...	37
Figura 33. Decremento logarítmico para una vibración libre amortiguada.....	39
Figura 34. Variación de la transmisibilidad y el Angulo de desfase	40

Figura 35. Representación de un sistema de 2 grados de libertad, sistema masa-amortiguador-resorte	41
Figura 36. D.C.L. de un Sistema resorte-masa-amortiguador de 2 grados de libertad.....	41
Figura 37. Esquema de caja negra de un sistema combinado	44
Figura 38. Señales en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia (espectro)	45
Figura 39. Partes principales del Shiploader	47
Figura 40. Filosofía para el análisis de integridad estructura de activos	50
Figura 41. Modelo conceptual simplificado del Shiploader	51
Figura 42. Distribución de cargas muertas “D” (peso propio) sobre el Shiploader	52
Figura 43. Distribución de cargas vivas “L” (peso de equipos y material) sobre el Shiploader	52
Figura 44. Distribución de cargas 1.2D+1.6L (combinación de carga según AISC) sobre el Shiploader	53
Figura 45. Diagramas de reacciones, fuerzas cortantes y momentos flectores, unid. en Ton. y metros	54
Figura 46. Analisis del módulo de sección y modulo plástico del perfil a analizar, unidades en “mm”	57
Figura 47. Análisis del módulo de sección y modulo plástico del perfil a analizar del Boom, unidades en “mm”	58
Figura 48. Modelo conceptual de la estructura del Shiploader para el analisis dinámico (parte superior, Main Structure; parte inferior, Boom)	61
Figura 49. Disposición geométrica para los elementos estructurales del Shiploader	63
Figura 50. Pistón Hidráulico “DIAGONAL”	73
Figura 51. Configuración geométrica del Boom.....	74
Figura 52. Análisis del momento de inercia del Perfil Estructural del Boom	75
Figura 53. Secciones del elemento Columna central del Shiploader.....	76
Figura 54. Secciones del elemento Columna central del Shiploader.....	76
Figura 55. Momentos de inercia Sección N°01.....	77
Figura 56. Momentos de inercia Sección N°02	77
Figura 57. Momentos de inercia Sección N°03	77
Figura 58. Momentos de inercia Sección N°04	77
Figura 59. Elemento finito viga de 2 nodos correspondiente al Boom.....	79
Figura 60. Elemento finito columna de 2 nodos correspondiente a la Columna Central	80
Figura 61. Esquema de la interfaz gráfica para la adquisición de datos en LabView	85
Figura 62. Interfaz de análisis y procesamiento de ARTeMIS MODAL.....	86
Figura 63. Vista lateral izquierda completa del Shiploader	87
Figura 64. Vista lateral derecha (de frente) del Shiploader.....	87
Figura 65. Vista lateral derecha del Shiploader.....	88
Figura 66. Posicionamiento de los sensores, lado derecho (puntos de color rojo, amarillo).	88

Figura 67. Posicionamiento de los sensores, lado izquierdo (puntos de color rojo, amarillo)	89
Figura 68. Integración de los puntos de medición en ARTeMIS MODAL (flechas de color verde)	90
Figura 69. PSD con las frecuencias naturales identificadas	91
Figura 70. Primer modo de vibración a 0.48 Hz	92
Figura 71. Segundo modo de vibración a 0.85 Hz	93
Figura 72. Tercer modo de vibración a 0.91 Hz	93
Figura 73. Cuarto modo de vibración a 1.46 Hz	94
Figura 74. Quinto modo de vibración a 1.52 Hz	94
Figura 75. Sexto modo de vibración a 2.99 Hz	95
Figura 76. Séptimo modo de vibración a 4.51 Hz	95
Figura 77. Esquema del tren de poleas del Shiploader	96
Figura 78. Niveles de vibración pico en el Shiploader – lado derecho	99
Figura 79. Niveles de vibración pico en el Shiploader – lado izquierdo	99
Figura 80. Espectros de vibración captados en el Shiploader, polea de cabeza	100
Figura 81. Espectros de vibración del Shiploader (marco rojo)	101
Figura 82. Espectros de vibración captados en el Shiploader, polea motriz	102
Figura 83. Espectros de vibración del Shiploader (marco rojo)	102
Figura 84. Etapas de simulación computacional	104
Figura 85. Modelo geométrico 3D computacional	105
Figura 86. Mallado del Modelo 3D	107
Figura 87. Condiciones de borde aplicadas sobre el modelo 3D	108
Figura 88. Unión entre estructura fija y el Boom	108
Figura 89. Frecuencia natural de 0.51 Hz – Flexo Torsión horizontal (Dir. Z)	110
Figura 90. Frecuencia natural de 0.74 Hz – Flexo Torsión vertical (Dir. Y)	110
Figura 91. Frecuencia natural de 1.01 Hz – Flexo Torsión lateral del Boom retráctil	111
Figura 92. Frecuencia natural de 1.53 Hz – Flexión vertical del Shiploader	111
Figura 93. Frecuencia natural de 1.71 Hz – Flexo Torsión lateral y vertical del Boom retráctil	112
Figura 94. Frecuencia natural de 2.42 Hz – Torsión Boom retráctil	112
Figura 95. Frecuencia natural de 2.88 Hz – Segunda Flexión vertical del Shiploader	113
Figura 96. Frecuencia natural de 2.98 Hz – Torsión de contra peso	113
Figura 97. Espectro de frecuencias (polea motriz)	120
Figura 98. Espectro de frecuencias (polea de cabeza)	121
Figura 99. Velocidad máxima para equipos rotatorios	121

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Hallazgos en los elementos estructurales del Shiploader	2
Tabla 2. Casos de Falla en proyectos realizados anteriormente por Makyl E.C.S - Casos internacionales.....	5
Tabla 3. Causas de colapsos y fallas estructurales	6
Tabla 4. Propiedades del acero estructural ASTM-A36.....	17
Tabla 5. Coeficiente de Rigidez para distintas condiciones de borde del elemento finito viga	32
Tabla 6. Acelerómetro triaxial, ENDAQ S-D16.....	46
Tabla 7. Condiciones de Operación del Shiploader	47
Tabla 8. Propiedades de la pluma telescópica “Boom” del Shiploader	48
Tabla 9. Propiedades del cilindro hidráulico	48
Tabla 10. Propiedades de la Cinta o faja transportadora.....	48
Tabla 11. Propiedades de la polea y los polines.....	48
Tabla 12. Propiedades del material transportado.....	48
Tabla 13. Pesos sobre el Shiploader	49
Tabla 14. Pesos de lo componentes más importantes del Shiploader	50
Tabla 15. Condiciones de cargas vivas sobre la estructura	52
Tabla 16. Reacciones sobre la estructura del Shiploader.....	54
Tabla 17. Fuerzas sobre la estructura del Shiploader	55
Tabla 18. Fueras máximas sobre la estructura del Shiploader	55
Tabla 19. Cálculo de estados límites a la flexión para el perfil de la estructura principal	58
Tabla 20. Cálculo de estados límites a la flexión para el perfil del Boom	59
Tabla 21. Cálculo de estados límites al corte para el perfil de la estructura principal del Boom	60
Tabla 22. Propiedades de los elementos estructurales del Shiploader.....	61
Tabla 23. Cálculo de momento de Inercia para I 500x300x16x25.....	64
Tabla 24. Cálculo de momento de Inercia para I 250x250x10x16	65
Tabla 25. Cálculo de momento de Inercia para I 300x300x16x20	66
Tabla 26. Cálculo de momento de Inercia para I 500x400x16x30	67
Tabla 27. Cálculo de momento de Inercia para I 500x300x12x16	68
Tabla 28. Cálculo de momento de Inercia para I 300x300x12x16.....	69
Tabla 29. Cálculo de momento de Inercia para Tub. Ø=219.1x8.2	70
Tabla 30. Cálculo de momento de Inercia para Tub. Ø=273.1x12.7.....	71
Tabla 31. Cálculo de momento de Inercia para Tub. Ø=168.3x7.1	71
Tabla 32. Cálculo de momento de Inercia para Tub. Ø=273.1x9.3	72
Tabla 33. Cálculo del área y momento de inercia del Pistón Hidráulico.....	73

Tabla 34. Momentos de Inercia de las diferentes secciones de la estructura.....	77
Tabla 35. Comparativa entre tipos de elementos finitos	78
Tabla 36. Estados de desplazamientos para el Boom	79
Tabla 37. Tabla de los valores de las frecuencias naturales.....	83
Tabla 38. Frecuencias naturales obtenidas en el PSD	91
Tabla 39. Matriz de verificación MAC para modos identificados en el PSD	92
Tabla 40. Resumen y descripción de los modos obtenidos durante el OMA	96
Tabla 41. Resultados del ODS del tren de poleas del Shiploader	97
Tabla 42. Resumen de resultados del ODS.....	97
Tabla 43. Tabla de identificación de resonancias	98
Tabla 44. Masas puntuales actuantes sobre la estructura del Shiploader.....	106
Tabla 45. Estadística de mallado del modelo 3D.....	107
Tabla 46. Frecuencias Naturales y porcentajes de Masa Participativa	109
Tabla 47. Frecuencias naturales obtenidos analíticamente mediante matrices.....	114
Tabla 48. Frecuencias naturales obtenidos analíticamente mediante matrices (filtrado).....	116
Tabla 49. Comparativa entre los valores FEM, Analítica – Ansys	116
Tabla 50. Frecuencias naturales obtenidas en el plano X-Y, comparativa entre Analítica - Ansys.....	117
Tabla 51. Comparativa entre los valores FEM - OMA	118
Tabla 52. Valores de amplitudes de vibración Pico (mm/s).....	118
Tabla 53. Posibles casos de identificación de resonancia.....	120
Tabla 54. Criterios de evaluación dinámica de la estructura del Shiploader	122

CAPÍTULO I

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema

El puerto punta Lobitos está ubicado a 1 kilómetro al oeste del puerto de Huarney, el mismo que se halla a 140 kilómetros al sur de Chimbote y a 300 kilómetros al norte de Lima, el puerto está diseñado para filtrar los concentrados de cobre y zinc provenientes de la concentradora ubicada en Yanacancha y así exportar el mineral a los diferentes puertos de desembarque de los compradores, el terminal cuenta con instalaciones costeras y marítimas para recibir, filtrar y almacenar los concentrados; tal es el caso del muelle de 271 metros de largo que una estructura el cual a su vez soporta una faja transportadora que lleva el mineral y descarga hacia los barcos de carga, este sistema estructural y equipo (faja transportadora) es denominado “cargador de barcos” (Shiploader en adelante) cuenta con una estructura de acero y un brazo telescópico giratorio de 1600 Ton/h de capacidad que permite depositar los concentrados directamente a las bodegas de los barcos.

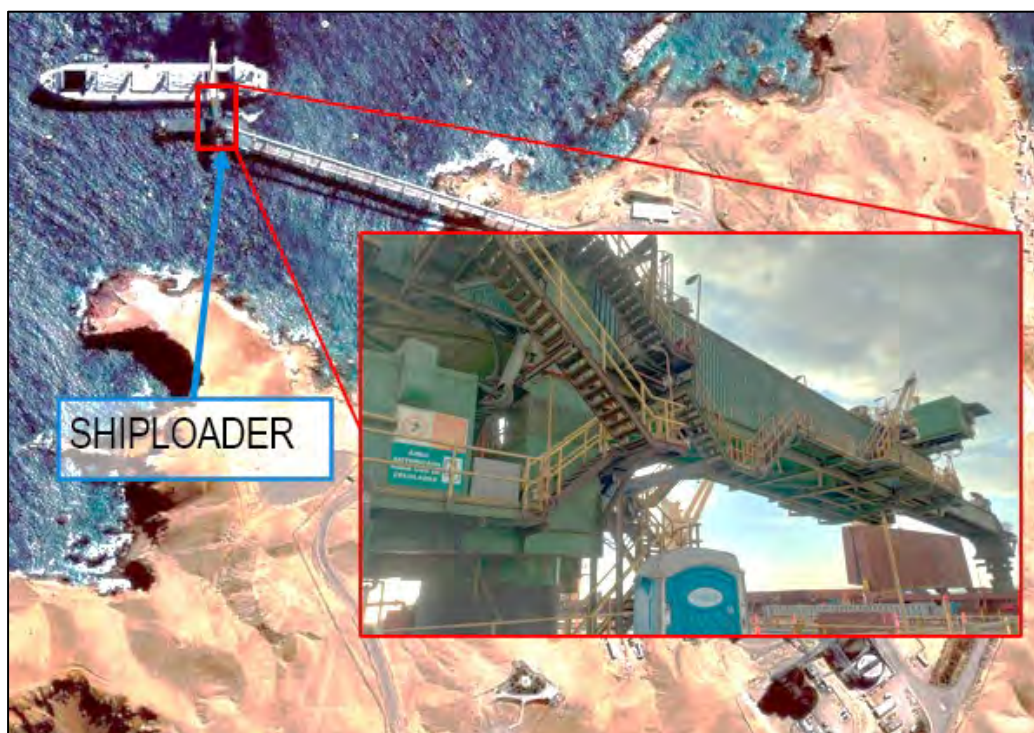


Figura 1. Ubicación del puerto Punta Lobitos, Ubicación del Shiploader.
Fuente: Imagen modificada por el autor a partir de Google Earth (2023).

La compañía minera Antamina como parte de sus actividades de mantenimiento y rutinas de inspección programadas a la estructura del Shiploader, observó la presencia de agentes y mecanismos de corrosión y oxidación excesiva de algunos elementos de la estructura.

A continuación, se detallan algunos de los hallazgos más relevantes encontrados en la estructura del Shiploader.

Tabla 1. Hallazgos en los elementos estructurales del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos proporcionados por Antamina S.A.

SHIPLOADER	
HALLAZGOS	DESCRIPCION
PERNOS DE CONEXIÓN	Se han encontrado pernos y tuercas de conexión con corrosión excesiva
CORROSION EN ELEMENTOS ESTRUCTURALES	Se encontraron columnas, vigas y arriostres con oxidación y corrosión; severa pérdida del espesor del elemento
NIVELES DE VIBRACION	Se detectaron niveles de vibración ligeramente por encima de lo habitual en los últimos meses sobre todo en el brazo telescópico, parte de descarga del mineral



Figura 2. Mecanismo de falla por corrosión en elementos de la estructura.

Fuente: Fotos proporcionadas por la empresa Makyl E.C.S. (2023).



Figura 3. Presencia de corrosión en elementos de la estructura.

Fuente: Fotos proporcionadas por la empresa Makyl E.C.S. (2023).

Tras los hallazgos expuestos, sumado la falta de un correcto plan de mantenimiento predictivo y tras más de 20 años de operación continua; la compañía minera Antamina S.A. solicito a Makyl E.C.S. E.I.R.L., el estudio y evaluación de las condiciones dinámicas actuales de la estructura del Shiploader de capacidad de 1600 Ton/hora, esto con el fin de garantizar la integridad estructural del activo para así tomar medidas necesarias en caso existiese algún evento que pudiera ocasionar algún tipo de falla más adelante; esto debido a que el activo analizado lleva más de 20 años de operación continua y no cuenta con un sistema de monitoreo o plan de mantenimiento adecuado.

El conocer el comportamiento dinámico de una estructura y poder evaluar sus parámetros son importante para el análisis de ingeniería ya que debido a esto podemos conocer los parámetros estructurales y las condiciones de su comportamiento durante su operación normal, así por ejemplo conocer las frecuencias naturales del sistema, niveles de vibración y las formas o modos de vibración; conocer todos estos parámetros es importante para los analisis de ingeniería ya que entender y evaluar esto, ayudara a evitar algún tipo de falla inducido ya sea por las condiciones de la estructura o por los cambios geométricos detectados, así como los mecanismos de corrosión y niveles de vibración anómalos. Para poder

evaluar, diagnosticar y validar dicha información dinámica obtenida, se usará la norma DIN 4150-3 la cual nos indica los niveles de vibración admisibles para este tipo de estructuras en mm/s, de igual forma se hará uso de la norma ISO 10816-3, entre otras herramientas computacionales que ayudaran a determinar las condiciones dinámicas actuales de la estructura del Shiploader y la condición en la que se encuentra actualmente.

1.2 Problema General

1.2.1 Formulación del problema

¿Cómo obtener los parámetros dinámicos de la estructura del Shiploader de 1600 Ton/h de capacidad en la compañía minera Antamina?

1.2.2 Problemas específicos

- ¿De qué manera simplificar la estructura del Shiploader tal que esta pueda ayudarnos a entender el fenómeno físico que describe su comportamiento?
- ¿De qué forma o método podemos obtener los parámetros principales de la estructura del Shiploader que ayuden a determinar las condiciones dinámicas?
- ¿Cómo y de qué forma determinar los parámetros dinámicos de la estructura del Shiploader considerando simulaciones computacionales?
- ¿Con que método determinar los parámetros dinámicos en campo utilizando sensores que captan el comportamiento dinámico de la estructura del Shiploader?
- ¿Cómo determinar la efectividad y veracidad de los valores obtenidos mediante los diferentes análisis realizados, como comprender si dichos parámetros son una señal de buen o mal funcionamiento de la estructura del Shiploader?

1.3 Justificación

De acuerdo a los trabajos realizados en campo, (inspección visual, medición de vibración, análisis modal operacional) junto a la previa coordinación y autorización por parte de la compañía minera Antamina S.A. hacia la empresa Makyl E.C.S. E.I.R.L, se procedió a realizar las diferentes actividades en campo para obtener toda la información necesaria para el correcto estudio dinámico del Shiploader, esto conlleva a realizar mediciones en campo

usando acelerómetros; dicho esto, la presente tesis estará enfocada en obtener los parámetros dinámicos de la estructura del Shiploader a través de diferentes técnicas de análisis; analítico y computacional; y las mediciones hechas en campo, esto con el fin de poder contrastar, analizar y evaluar la data e información obtenida, esto para posteriormente verificar aplicando las diferentes normativas y determinar la posibilidad y/o existencia de alguna condición dinámica que pueda inducir a algún tipo de falla más adelante (así como la resonancia estructural). Estos estudios son importantes para tomar medidas preventivas y evitar fallas que afecten el correcto funcionamiento de la estructura, a continuación, se muestra casos similares relacionados al proyecto de tesis a realizar.

Tabla 2. Casos de Falla en proyectos realizados anteriormente por Makyl E.C.S - Casos internacionales.

Fuente: Elaboración propia en base a datos proporcionado por Makyl E.C.S (2023) y datos obtenidos en internet.

AÑO	DESCRIPCION	UBICACIÓN	TIPO DE FALLA	POSIBLES CAUSAS
2022	A solicitud de la compañía minera, se solicitó el análisis de integridad estructural de las fajas CV07 y CV10 para mejoras de funcionamiento.	Compania Minera Southern Perú Copper Corporation	Solicitud para la toma de mejoras por años de funcionamiento.	Altos niveles de vibración sobre los componentes de la faja.
2023	Rotura del eje de la polea N°14 de la zona motriz, conllevando a fallas en los elementos estructurales aledaños.	Unidad Minera Chinalco	Ruptura y deformaciones plásticas por impacto.	Montaje erróneo del eje, sobre carga, desalineamiento del eje.
2023	Fisuras en las bridas de conexión de la tapa del molino SAG.	Unidad Minera Quellaveco	Fisuras en las tapas del molino SAG.	Sobrecarga del equipo, fuerzas de impacto sobre pesan lo admitido.
2023	Alta vibración en las estructuras soporte de las zarandas 1 y 2, originando fisuras en estructuras.	Unidad Minera Quellaveco	Fisuras en estructuras.	Altos niveles de vibración, inicios de resonancia.
2024	Se detecto alta vibración de la bomba Warman PP601 al momento de aumentar y o variar las condiciones de funcionamiento del equipo.	Sociedad Minera Cerro Verde	Altos niveles de vibración que se transmiten de la bomba a la estructura	Desgaste interno, desalineamiento.

1831	Colapso del puente de Broughton.	Manchester- INGLATERRA	Colapso inminente del puente.	Resonancia (frecuencia inducida por el paso del ejercito).
1940	Colapso del puente Tacoma.	Washington - USA	Colapso inminente del puente.	Resonancia, mal diseño estructural.
2013	Los arcos del puente "arcos de alconetar" entraron en resonancia con vientos de 25 km/h activando su segundo armónico.	Rio tajo - ESPAÑA	desplazamientos exagerados oscilantes en los arcos del puente.	Resonancia de los arcos con el segundo armónico.

Por otra parte, según el portal web <https://www.rescateperu.com/colapso-estructural.html> indica que, existen causas típicas por las que pueden suceder este tipo de eventos sobre estructuras, las cuales se indican a continuación:

Tabla 3. Causas de colapsos y fallas estructurales.

Fuente: Elaboración propia en base a los datos de <https://www.rescateperu.com>.

CAUSAS DE LOS COLAPSOS Y FALLAS ESTRUCTURALES	
ERRORES DE CÁLCULO	Dimensionamiento inadecuado, malas consideraciones de carga, falta de conocimiento sobre análisis estructural
DEFECTOS CONSTRUCTIVOS (CALIDAD)	Material de mala calidad y/o defectos constructivos, el uso de materiales no certificados o hechizos
MANTENIMIENTO	Filtración de agentes que debiliten las estructuras, así como el agua. Mala planificación y control de los activos y estructuras
USO	Incremento o sobrecargas estáticas y dinámicas
CAUSAS NATURALES	Terremotos, deslizamientos, huracanes e inundaciones

De igual forma, la Universidad militar Nueva Granada, en su artículo “Casos aplicados del análisis causa raíz (A.C.R.)”, indica y explica que se debe tener en cuenta las condiciones cuando un elemento estructural falle al igual que las que lo ocasionan, esto servirá para detectar de manera eficaz la causa del problema.

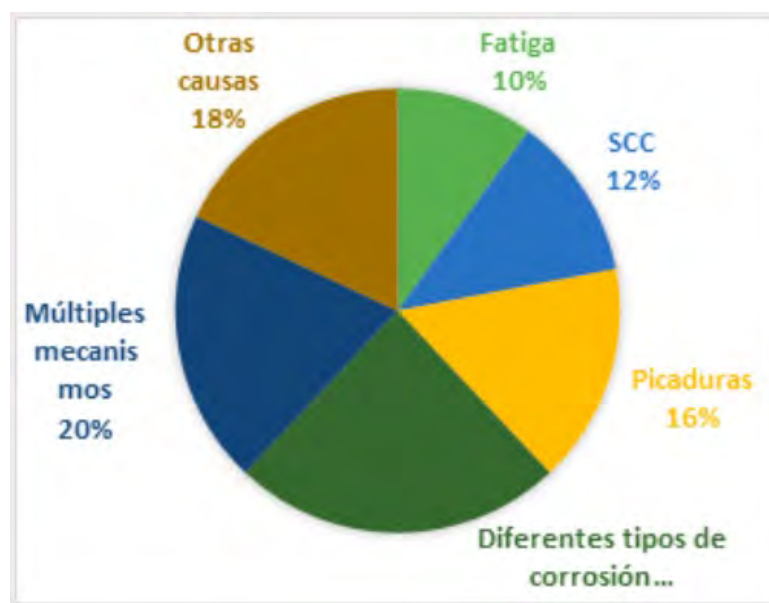


Figura 4. Mecanismos principales de falla en elementos mecánicos y estructurales.

Fuente: Universidad militar Nueva Granada (2018), *Casos aplicados del análisis causa raíz*.

La figura anterior muestra un aspecto importante, la mayor causante de fallas en elementos de máquinas y/o estructura, es la fatiga; por ende, el conocimiento de las condiciones dinámicas y estáticas de cualquier elemento de maquina y/o estructura son importantes en cualquier estudio a realizar.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Realizar el estudio y la evaluación del comportamiento dinámico de la estructura del Shiploader de 1600 Ton/h de capacidad mediante análisis modal operacional (OMA) y métodos computacionales en la compañía minera Antamina.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Realizar los modelos conceptuales de la estructura del Shiploader.
- Determinar y obtener los valores de frecuencia natural de la estructura del Shiploader por el método de elementos finitos de forma analítica, de igual

forma realizar la verificación del estado límite de resistencia como parte de los cálculos analíticos.

- Determinar y obtener los valores de frecuencia natural de la estructura del Shiploader mediante métodos computacionales.
- Determinar y obtener los valores de frecuencia natural de la estructura del Shiploader mediante el análisis modal operacional (OMA) hecho en campo.
- Interpretar y comparar los resultados obtenidos de los distintos análisis realizados, para luego evaluar con las distintas normas vigentes que regulan el análisis dinámico.

1.5 Hipótesis

1.5.1 Hipótesis General

La evaluación de los parámetros y estudio de las condiciones dinámicas de un sistema estructural mediante métodos computacionales y técnicas de medición en campo; ayudan a comprender el comportamiento dinámico de la estructura analizada, esto con el fin de poder diagnosticar y posteriormente interpretar la condición de operación actual del sistema estructural analizado comparándolo con los lineamientos e indicaciones que se dan en las diferentes normativas internacionales.

1.5.2 Hipótesis Específicas

- Realizar el modelo conceptual de una estructura es de suma importancia, ya que este es una herramienta útil que ayuda a entender el fenómeno físico y el comportamiento estructural de forma más clara y sencilla, también ayuda a entender como es el funcionamiento bajo las cargas que actúan sobre la estructura durante un instante de medición o análisis.
- El método de los elementos finitos FEM realizado de forma analítica, ayuda a determinar los diferentes parámetros estructurales, tales como fuerzas internas, reacción y frecuencias naturales de manera directa a través de un análisis matricial. Adicionalmente la integración de criterios de diseño por estados límites de resistencia, permite verificar que las solicitaciones obtenidas

no superen la capacidad de resistencia de los elementos estructurales, garantizando así la seguridad y confiabilidad de la estructura.

- Los métodos computacionales basados en el método de elementos finitos ayudan de forma más rápida y fácil a determinar los parámetros dinámicos, así como frecuencia natural y modos de vibración de un sistema estructural, cosa que se complica si se realiza de forma analítica.
- Los resultados de la técnica de medición como el OMA realizado en campo, deberán reflejar las condiciones dinámicas reales del Shiploader durante su funcionamiento, lo cual es útil para poder dar una primera interpretación del fenómeno dinámico que se va suscitando en el instante de medición.
- Los diferentes análisis de las condiciones dinámicas de la estructura del Shiploader deben de ser capaces de poder determinar la condición dinámica actual de la estructura; la validación de los datos por los métodos empleados, esto sumado a la evaluación bajo las diferentes normativas vigentes, darán un panorama más amplio y realista de la condición dinámica estructural del Shiploader.

1.6 Variables

Para el desarrollo del presente estudio, se han identificado las variables que intervienen en el comportamiento dinámico de la estructura del Shiploader.

1.6.1 Variables Independientes

- Parámetros mecánicos de operación.
- Parámetros físicos del equipo y equipos involucrados.

1.6.2 Variables Dependientes

- Comportamiento dinámico del sistema estructural.

1.7 Alcance y Limitaciones

1.7.1 Alcance

El alcance del presente trabajo de tesis es realizar el estudio y la evaluación del comportamiento dinámico de la estructura del Shiploader de 1600 Ton/h de capacidad; esto

se efectuará mediante el análisis modal operacional (OMA en adelante) y por el método de elementos finitos (FEM en adelante) el cual se desarrollará de forma analítica matricial, de igual forma los métodos utilizados se apoyarán de la verificación por simulación computacional.

1.7.2 Limitaciones

El trabajo de tesis tendrá las siguientes limitantes:

- El análisis se realizará bajos las condiciones de carga de operación al momento realizar el estudio y medición en campo, 1600 Ton/h.
- De igual manera el trabajo de tesis se limita a únicamente a la descripción de los equipos de instrumentación utilizados para el trabajo.
- Para el cálculo FEM matricial, se considerará únicamente el cálculo sobre el plano “X-Y” (plano de elevación frontal de la estructura).
- Se realizará la verificación de los estados límites de resistencia aplicando la normativa AISC – LRFD únicamente a los elementos principales de la estructura del Shiploader (Boom y Main Structure).
- Para las distintas evaluaciones a realizar tanto las mediciones en campo como los analisis numéricos, se considerará la estructura del Boom cuando este se encuentre en su punto máximo de elongación (23 m aproximadamente) y orientado a 0° horizontalmente.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Para el desarrollo del presente trabajo de tesis, “Estudio y evaluación del comportamiento dinámico a la estructura del SHIPLOADER de 1600 ton/h de capacidad mediante análisis modal operacional y métodos computacionales en la compañía minera Antamina”; se tuvo en consideración los siguientes antecedentes: se tuvo en consideración los siguientes antecedentes:

En la tesis **“Estudio del comportamiento dinámico del puente ferroviario Sumbay – Arequipa, debido a la variación de velocidad y carga minera de la maquina locomotora GT42AC”** indica que: Los resultados del análisis dinámico obtenidos tanto por métodos experimentales y numéricos presentan un porcentajes de error, el cual se encuentra dentro de lo admitido y se encuentran en un rango dentro de lo aceptable; esto indica que los resultados obtenidos por ambos métodos reflejan las condiciones originales a las que se atraviesa el activo analizado, esto acompañado de diferentes análisis que demuestran que los resultados obtenidos son válidos. (*Amilcar Quispe Saire – Elmer Ayma Marca, 2023*).

En la tesis: **“Análisis del comportamiento dinámico de una estructura ligera sometida a la acción de un peatón”** indica que: determinar que el método empleado para la caracterización dinámica de la losa mediante un ensayo modal ha resultado ser totalmente fiable, se puede afirmar que el ensayo de impacto con martillo modal es suficientemente valido para provocar una excitación controlada sobre estructuras similares. (*Urruticoechea Olloquiegui, 2018*).

En la tesis: **“Estudio del comportamiento dinámico de la faja transportadora CV-002B tramo 1-4 mediante el Análisis modal operacional en la sociedad minera El Brocal”** indica que: el análisis modal operacional es un método eficaz y eficiente para determinar el comportamiento dinámico proporcionando valores de

frecuencia natural y modos de vibración teniendo un porcentaje de error en comparación con métodos analíticos menores al 5% de error. (Carlos Huarayo Ortogorin, 2022).

En la tesis **“Diagnostico estructural utilizando análisis modal operacional en edificaciones históricas; caso: Templo de San Francisco de Asis de Marcapata, provincia de Quispicanchis – Cusco”** indica que: el OMA es una metodología de gran alcance para sistemas estructurales puesto que permite estudiar el comportamiento dinámico de una estructura a través de técnicas no destructivas sin interferir o modificar las condiciones de funcionamiento, es decir, en su estado de operación. (Susan Choquemaqui Mozo - Matt Airton Valer Medina, 2023).

2.2 Marco teórico

2.2.1 Estructuras

Una estructura es un sistema de partes conectadas que soporta cargas; ejemplos comunes en ingeniería estructural son los edificios, puentes y torres, y en otras ramas, las estructuras de barcos, aviones, recipientes a presión y sistemas mecánicos.



Figura 5. Estructura de acero (izquierda), estructura de concreto (derecha).

Fuente: <https://www.jarcosa.com/estructuras-metalicas/estructuras-en-concreto/>.

La Figura 5 muestra estructuras de uso industrial, a la izquierda se puede ver una estructura basada en elementos de acero, mientras que a la derecha se aprecia otra estructura

de concreto, ambas estructuras cumplen funciones diferentes las cuales fueron definidas al momento de ejecutar su diseño.

2.2.2 Estructuras de acero

Las estructuras acero y las de concreto son 2 de los materiales más comúnmente usados en la construcción de edificaciones y otras estructuras, ambos tienen ventajas y desventajas que los hacen adecuados para diferentes aplicaciones, por lo general las estructuras de acero son empleados para soportar cargas dinámicas debido a las propiedades elásticas que tienen y la alta resistencia a la tracción en comparación con el concreto.

Algunas de las ventajas que se tiene de la construcción en acero estructural son las siguientes:

- Alta Resistencia a la Tracción y Peso Ligero.
- Flexibilidad de Diseño, Alta ductilidad, Rapidez de Construcción.
- Resistencia bajo Cargas Dinámicas.

Las estructuras de acero son comúnmente utilizadas en la gran industria (minera, pesquera, cementera, entre otras) por su alta ductilidad y resistencia a cargas dinámicas en comparación con el concreto, a continuación, se detalla algunos tipos de estructuras más comúnmente encontrados en la industria.

- Estructura de fajas transportadoras
- Estructuras de naves industriales y galpones
- Estructuras soportes de zarandas y equipos rotativos.
- Estructuras que embarcan mineral a barcasas (Shiploader).
- Estructura de máquinas, soporte de bombas



Figura 6. Estructura de una faja transportadora.

Fuente: <https://tecnologiaminera.com/>.



Figura 7. Estructura de acero estructural para planta concentradora.

Fuente: <https://immsa.com/estructuras-para-mineria/>.



Figura 8. Estructura Shiploader de 1600 Ton/hora de capacidad, compañía minera Antamina.

Fuente: Fotos proporcionadas por la empresa Makyl E.C.S. (2023).

Las figuras anteriores muestran ejemplos claros de sistemas estructurales que se encuentran comúnmente en la industria minera; una particularidad de dichas estructuras es que están bajo el efecto de cargas tanto estáticas como dinámicas las cuales son provocados por la inducción de algún equipo en movimiento o máquinas aledañas a estas.

2.2.3 Faja transportadora

Una faja o cinta transportadora es un dispositivo utilizado para trasladar materiales de un lugar a otro en un proceso de manejo de materiales. Son ampliamente utilizadas en la industria para facilitar el movimiento continuo de productos y materiales a lo largo de una línea de producción o dentro de planta industrial.

Los componentes principales de una faja transportadora se muestran en la siguiente figura:

A continuación, se muestra el esquema de una cinta transportadora.

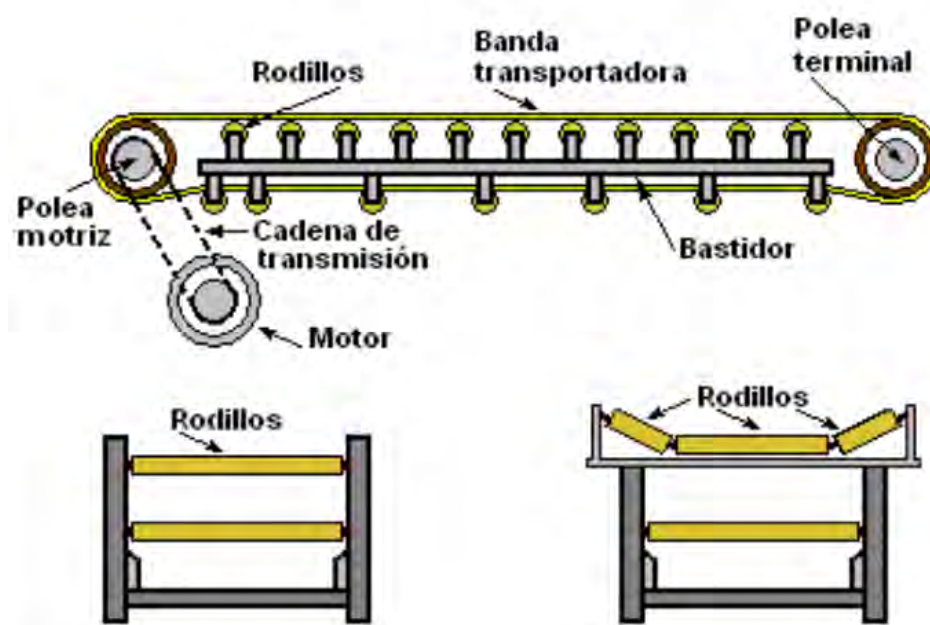


Figura 9. Esquema de una faja transportadora.

Fuente: https://www.researchgate.net/figure/Esquema-de-las-partes-de-la-cinta-transportadora_fig64_321533608.

2.2.4 Capacidad de transporte de una faja transportadora

Las fajas transportadoras se usan principalmente para transportar materiales granulados. La sección transversal del material sobre una cinta es medida en un plano normal

a ella. Sobre un Conveyor inclinado o declinado, el material tiende a conformar su ángulo de carga mediante un plano vertical lo cual hace decrecer el área “As”, con el coseno del ángulo de la pendiente del Conveyor, así tal como se muestra en la Figura 10 (CEMA, 2014).

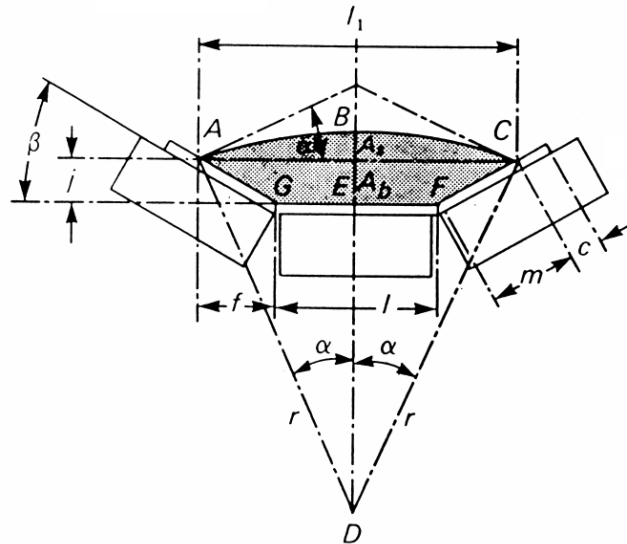


Figura 10. Área de la sección transversal de la carga.

Fuente: CEMA (2014), Belt conveyors for bulk materials (7ª ed.).

Para poder determinar la capacidad de transporte de la faja, se emplea la siguiente expresión:

$$Q = A * v * k * 3600 \quad (1)$$

Donde:

- Q: Es la capacidad de transporte (m^3/s)
- v: Es la velocidad de la faja (m/s)
- k: Es el coeficiente de Angulo inclinado

Estos datos de capacidad de carga son importantes al momento de considerar el peso de la carga debido al material que soporta la faja transportadora.

2.2.5 Resistencia de Materiales

La resistencia de materiales es una rama fundamental de la ingeniería mecánica que estudia como los materiales se comportan o responden a las cargas y fuerzas aplicadas sobre ellos, su objetivo principal es analizar y predecir el comportamiento de los materiales cuando

están sometidos a diferentes tipos de esfuerzos; así como la tensión, compresión, flexión y torsión, y como estos esfuerzos afectan la integridad y el desempeño de las estructuras y/o componentes de máquinas.

2.2.6 *Propiedades de los materiales*

Las propiedades de los materiales son características fundamentales e intrínsecas de un elemento que determina como un material reacciona a la aplicación de fuerzas y cargas aplicadas sobre ellas, estas propiedades son fundamentales para el diseño y análisis en ingeniería, ya que esto puede afectar en el rendimiento y durabilidad de los componentes de estructuras y elementos de máquina, algunas de propiedades más relevantes son las siguientes:

- Módulo de elasticidad (E).
- Limite elástico o de fluencia.
- Resistencia a la tracción.
- Ductilidad.
- Fragilidad.

Existen otras propiedades que son importantes dependiendo del estudio al que se vaya a realizar, así como las propiedades térmicas, eléctricas y químicas. Para el desarrollo de la presente tesis, se considerará las propiedades más relevantes del acero estructural según el ASTM-A36 (ver Anexo A), las cuales son propias de los elementos estructurales del Shiploader, dichas propiedades se detallan a continuación:

Tabla 4. Propiedades del acero estructural ASTM-A36

Fuente: Elaboración propia a partir de ASTM international (2020)

PROPIEDADES DEL ACERO ESTRUCTURAL ASTM-A36		
PROPIEDADES MECÁNICAS	VALOR	UNIDAD
Densidad	7850	kg/m ³
Resistencia a la tracción	400	Mpa
Límite de fluencia	250	MPa
Módulo de elasticidad	200	GPa
Módulo de rigidez	77.2	GPa
Coefficiente de expansión térmica	11.7	-

2.2.7 Fuerzas Internas

Las fuerzas internas son las fuerzas que actúan dentro de un material o estructura debido a las cargas aplicadas externamente, estas fuerzas son responsables de mantener el equilibrio de sistema y están distribuidas a lo largo de las secciones transversales internas del material (Gere & Goodno, 2009).

Los tipos de fuerzas más comúnmente aplicadas para el diseño mecánico son 4; fuerzas axiales, cortantes, flexionantes y torsión.



Figura 11. Barra sometida a carga axial (ensayo de tracción de una probeta).

Fuente: Gere & Goodno, 2009.

Las fuerzas de corte son las que actúan de forma paralela al plano de la sección transversal de un material, esta fuerza se encarga de deformar la sección transversal del material provocando esfuerzos corte sobre el material.

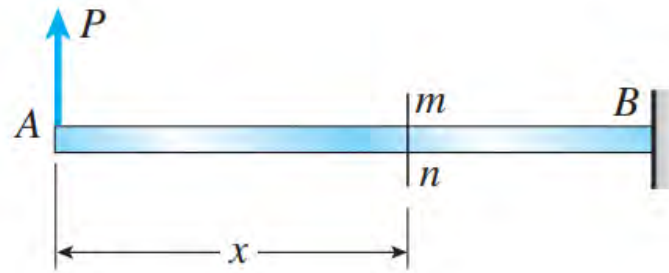


Figura 12. Viga en voladizo bajo una carga “P” .

Fuente: Gere & Goodno, 2009.

Las fuerzas o momentos flectores y las fuerzas de torsión al igual que las fuerzas cortantes son originadas por una carga la cual hará que el material tienda a flectarse con respecto a un punto de apoyo o su propio eje, esta carga va provocar que la sección transversal del material rote.

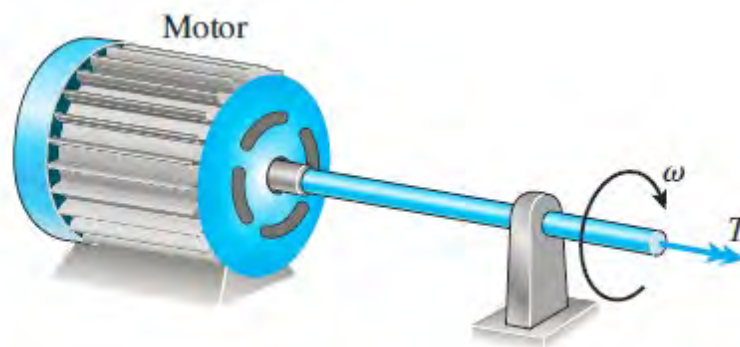


Figura 13. Eje que transmite un par de torsión “T” a una velocidad angular.

Fuente: Gere & Goodno, 2009.

Como se muestra en la figura anterior, el motor eléctrico provee de una velocidad angular “ ω ” la cual hace girar al eje y de esa forma transmitir el momento torsor constante.

Determinar todas estas fuerzas internas son importantes para después poder determinar el esfuerzo en cualquier punto de análisis del material.

2.2.8 Diagrama de fuerzas Cortantes y momentos Flectores

Los diagramas de momento flector y fuerza cortante son importantes para el diseño, sobre todo para conocer los valores máximos de las fuerzas internas a los que está sometido los elementos a lo largo de su longitud de análisis (Gere & Goodno, 2009), a continuación, se muestra un ejemplo de viga simplemente apoyada con una carga “P” concentrada.

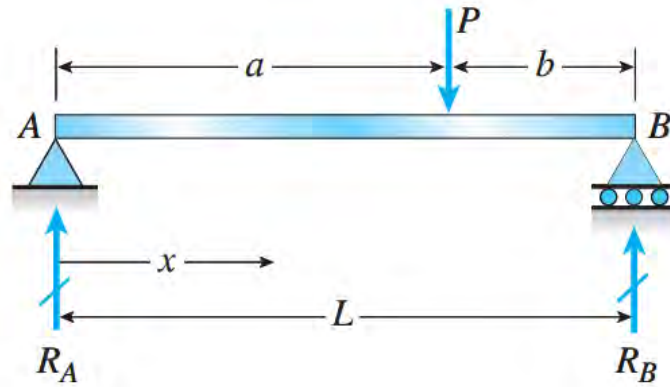


Figura 14. Viga simplemente apoyada con una carga concentrada “P”.

Fuente: Gere & Goodno, 2009.

Para poder resolver el sistema, como primer paso fundamental se pasa a resolver y calcular las reacciones sobre el elemento haciendo uso de la ecuación de la tercera ley de Newton en un plano.

$$\sum F_{x,y} = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_o = 0 \quad (3)$$

Donde:

- $F_{x,y}$: Son las fuerzas en la dirección “x” y “y”.
- M_o : Son los momentos con respecto a un punto de giro.

Planteando las ecuaciones de equilibrio para la Figura 15 se tiene que:

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0 \\ P \cdot b - L \cdot R_A &= 0 \\ R_A &= \frac{P \cdot b}{L} \end{aligned}$$

Posteriormente se calculó la reacción en B:

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= 0 \\ R_A + R_B - P &= 0 \\ R_B &= P - \frac{P \cdot b}{L} \end{aligned}$$

$$R_B = \frac{P \cdot (L - b)}{L}$$

De la Figura 14 se observa que $L - b = a$, entonces:

$$R_B = \frac{P \cdot a}{L}$$

Calculado las reacciones en los apoyos de la viga se procedió a graficar los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

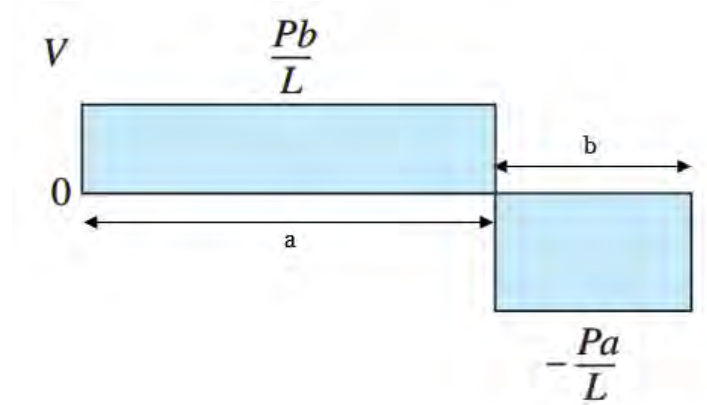


Figura 15. Diagrama de fuerzas cortantes sobre la viga.

Fuente: Gere & Goodno, 2009.

De la misma manera se graficó el diagrama de momento flector sobre la viga.

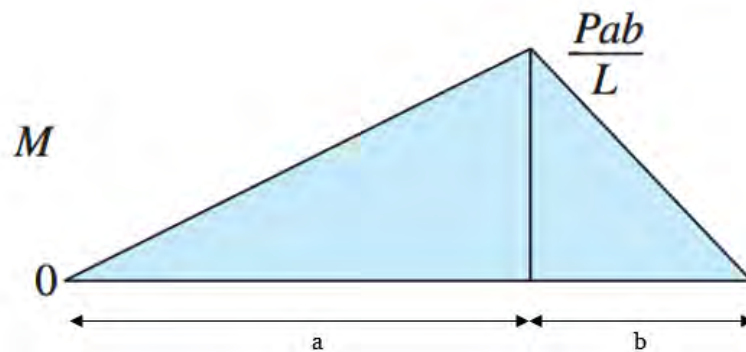


Figura 16. Diagrama de momento flector sobre la viga.

Fuente: Gere & Goodno, 2009.

Como se ve en las figuras anteriores, a partir de la obtención de las reacciones sobre la viga y usando las ecuaciones de equilibrio se puede graficar los diagramas de momento flector y fuerza cortante.

2.2.9 Centroides y Momentos de Inercia

El centroide de un área es un parámetro geométrico importante, el teorema de Steiner o también conocido como teorema de ejes paralelos es la relación entre el momento de inercia con respecto a un eje centroidal (Gere & Goodno, 2009).

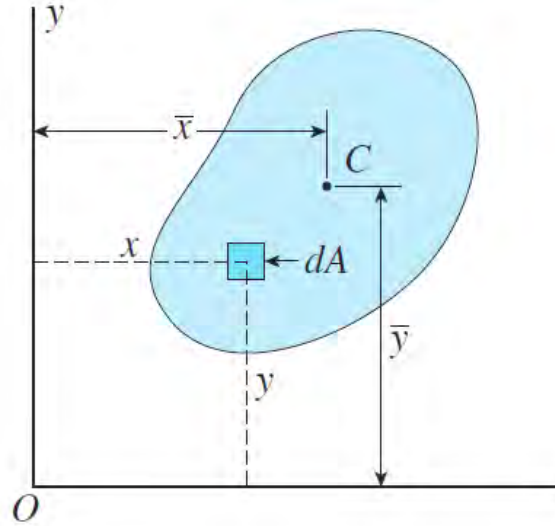


Figura 17. Descripción grafica de un elemento para el cálculo del momento de inercia.

Fuente: Gere & Goodno, 2009.

A partir de la figura anterior se puede determinar la ecuación de momento de inercia en el plano con respecto al eje “X”:

$$I_X = \int (y + d_1)^2 \cdot dA = \int y^2 dA + \int 2yd_1 dA + \int d_1^2 dA$$

$$I_X = \int y^2 dA + 2d_1 \int y dA + d_1^2 \int dA$$

$$I_X = \int y^2 dA + d_1^2 \int dA$$

Y de igual forma el momento de inercia con respecto al eje “Y” será:

$$I_Y = \int x^2 dA + d_1^2 \int dA$$

Finalmente, la ecuación de Steiner con respecto a cada eje es:

$$I_X = I_{XC} + Ad_1^2 \quad (4)$$

$$I_Y = I_{YC} + Ad_2^2 \quad (5)$$

2.2.10 Ley de Hooke

Gran parte de las estructuras se diseñan para sufrir deformaciones relativamente pequeñas que involucran solo la parte recta del de diagrama esfuerzo-deformación.

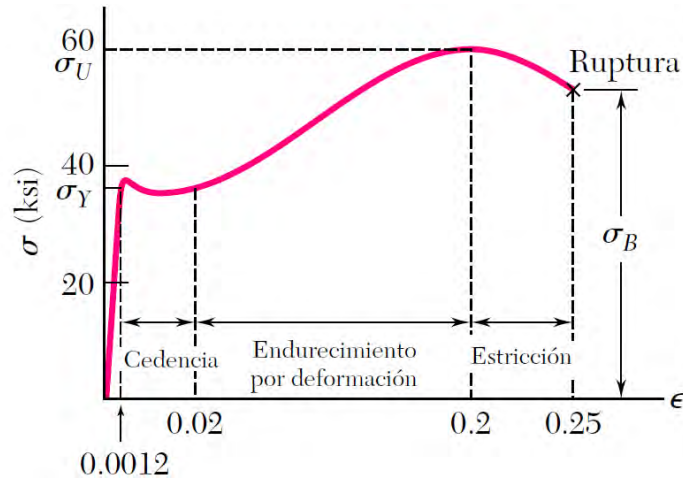


Figura 18. Diagrama de esfuerzo-deformación de un material dúctil.

Fuente: Beer y Johnston (2009).

En la Figura 18, se puede apreciar que la proporción lineal del diagrama indicaría la relación directa entre la deformación “ ϵ ” y el esfuerzo “ σ ”.

Esta expresión puede describirse de la siguiente forma:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (6)$$

Donde:

- σ : Es el esfuerzo.
- E : Es el módulo de elasticidad del material.
- ϵ : Es la deformación unitaria.

Esta relación se conoce como la ley de Hooke, llamada así en honor del matemático inglés Robert Hooke (1653-1703). (Beer & Johnston, 2009).

2.2.11 Esfuerzo y deformación

El esfuerzo es una medida de la fuerza interna por unidad de área dentro de un material que resulta de las cargas aplicadas, la forma más fácil de expresar el esfuerzo es de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (7)$$

Donde:

- σ : Es el esfuerzo en pascales (Pa)
- F : Es la fuerza interna aplicada sobre el material
- A : Es el área de la sección transversal del material

La deformación es el cambio de longitud o sección de un material cuando está sometido a una fuerza interna, este describe el cambio en las dimensiones del material en relación con sus dimensiones originales, la forma más fácil de expresar la deformación unitaria es de la siguiente forma:

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_o} \quad (8)$$

Donde:

- ΔL : Es el cambio de longitud del material (deformación)
- L_o : Es la longitud original o inicial del material

Ahora, insertando las ecuaciones (7) y (8) en (6) a partir de la ecuación de la ley de Hooke se puede determinar el valor de la deformación:

$$\Delta L = \frac{F \cdot L_o}{E \cdot A} \quad (9)$$

Donde:

- A : Es el área de la sección transversal.
- L_o : Es la longitud original o inicial del material.

Por otra parte, para poder determinar los esfuerzos debido a los momentos máximos, así como se muestra en la Figura 16 y Figura 17 se hace uso de las siguientes expresiones:

$$\sigma_f = \frac{M_{max} \cdot y}{I} \quad (10)$$

Donde:

- σ_f : Es el esfuerzo normal máximo a flexión.
- M_{max} : Es el momento máximo encontrado.

- y : Es la distancia del eje neutro al borde del material.
- I : Es el momento de inercia de la sección del material.

Este esfuerzo a flexión ocurre cuando un elemento ya sea barra o viga experimenta una carga que provocara su curvatura son necesidad de la interacción de fuerzas axiales o torsionales; este esfuerzo genera una distribución de tensiones que variara linealmente desde la cara comprimida hasta la cara tensada del elemento, cabe mencionar que la sección de un material posee un eje neutro donde dicho esfuerzo es mínimo.

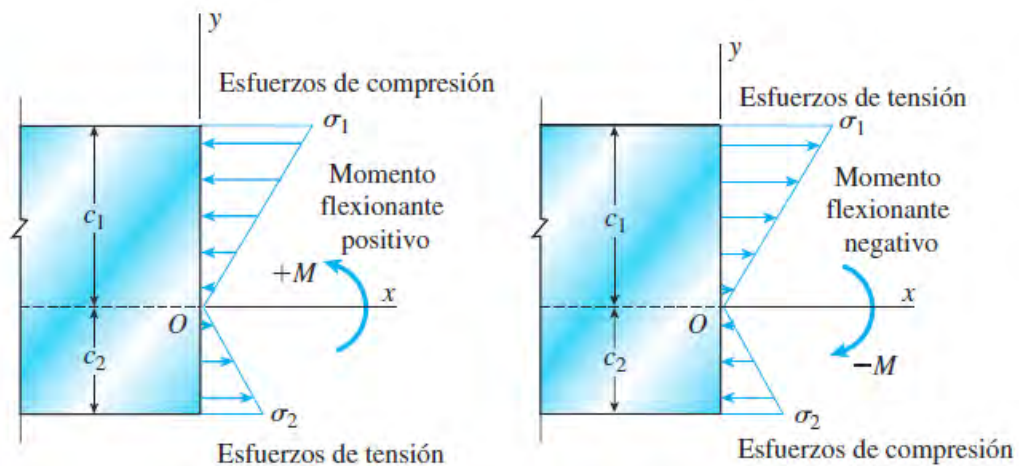


Figura 19. Distribución de esfuerzos sobre la sección transversal de un material.

Fuente: Gere & Goodno, 2009.

Para poder determinar los esfuerzos máximos debido a la fuerza cortante se emplea la siguiente expresión:

$$\tau_c = \frac{T \cdot y}{J} \quad (11)$$

Donde:

- τ : Es el esfuerzo cortante máximo.
- T : Es el momento torsor máximo.
- y : Es la distancia del eje neutro al borde del material.
- J : Es el momento polar de inercia de la sección del material.

2.2.12 Elementos finitos (conceptos básicos)

El método de elementos finitos FEM, es una técnica utilizada para resolver problemas complejos en ingeniería y ciencias aplicadas, este método consiste en dividir un problema continuo en pequeños segmentos los cuales son los elementos finitos, estos se conectan en nodos para formar una malla, para resolver diferentes problemas existen diferentes métodos y diferentes elementos finitos los cuales se aplican durante el análisis, así como los elementos resorte, barras y vigas.

2.2.13 Elemento Resorte

Un elemento resorte es una representación matemática en el análisis de sistemas dinámicos que simula como un resorte transmite y almacena energía.

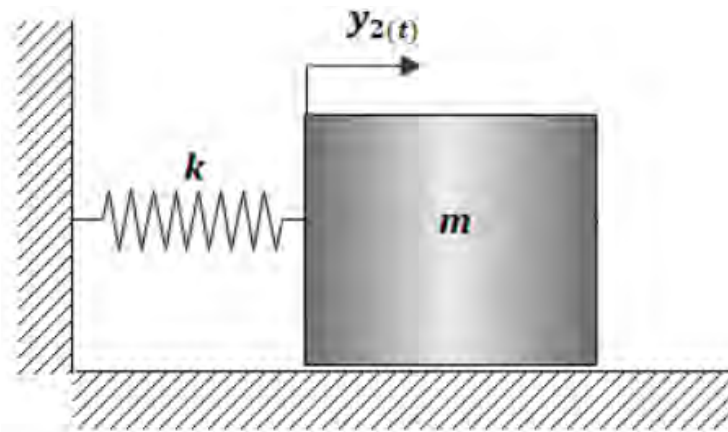


Figura 20. Modelo conceptual de un resorte.

Fuente: <https://dademuchconnection.wordpress.com/>.

La fuerza que ejercerá este resorte se define de la siguiente forma:

$$k \cdot y_2 = F \quad (12)$$

Donde:

- F: Es la fuerza del resorte.
- y_2 : Es el desplazamiento en dicha dirección.
- k: Es la constante de rigidez del resorte [N/m].

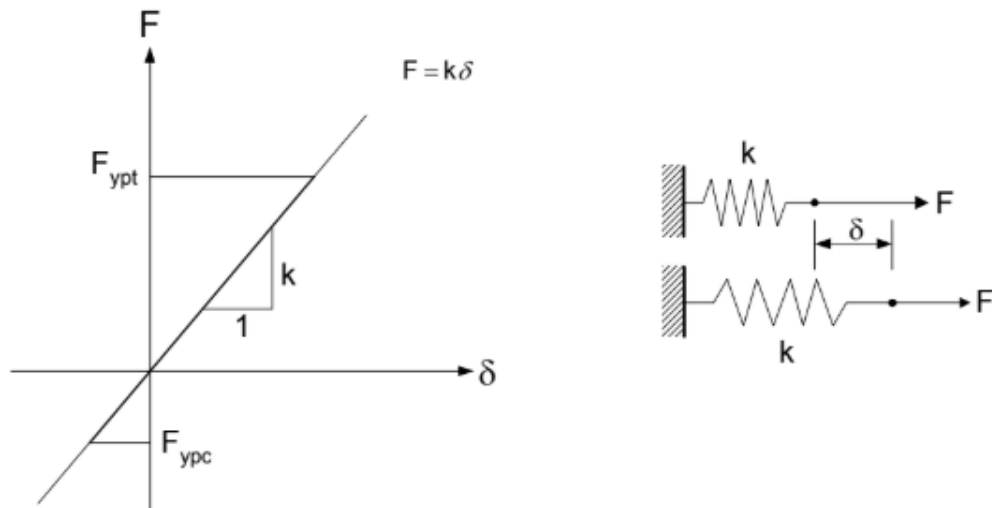


Figura 21. Relación constitutiva (izquierda), resorte lineal (derecha).

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a los elementos finitos*.

A partir de la ley constitutiva; para que exista movimiento, debe existir una fuerza, cada pequeño elemento del elemento global tendrá un movimiento y una cierta rigidez, si consideramos como un elemento finito de menor rango considerable (1 elemento finito) el cual tenga un origen “i” y un fin “j”, dicho elemento para cada nodo tendrá un cierto movimiento elemental (U_i^e , U_j^e) y una rigidez elemental (K^e).

Este elemento estará sometido a una fuerza elemental ejercida en los puntos “i” y “j”, teniendo como resultados desplazamientos en cada punto teniendo como resultado lo siguiente:

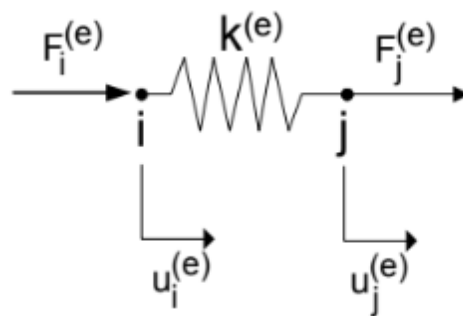


Figura 22. Propiedades de fuerza y desplazamiento elemental de un elemento resorte.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a los elementos finitos*.

Resolviendo el sistema en equilibrio se tienen las siguientes expresiones matemáticas:

$$F_i^{(e)} = F_j^{(e)}$$

$$F_j^{(e)} = k^{(e)} \cdot [u_j^{(e)} - u_i^{(e)}] \quad (13)$$

Donde:

- $F^{(e)}$: es la fuerza elemental del resorte.
- $k^{(e)}$: es la rigidez elemental del resorte.
- $u^{(e)}$: son los desplazamientos elementales de los nodos.

Resolviendo la ecuación (13) mostrada anteriormente, se tiene:

$$K^e \cdot U^e = F^e$$

$$\begin{bmatrix} k^{(e)} & -k^{(e)} \\ -k^{(e)} & k^{(e)} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_i \\ u_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_i \\ F_j \end{bmatrix} \quad (14)$$

Donde la expresión matricial anterior es la ecuación finita del elemento resorte.

2.2.14 Elemento Barra

Al igual que el elemento resorte, un elemento barra es un elemento o modelo de análisis el cual resiste cargas axiales como las de tensión y compresión, es más comúnmente usado para representar miembros estructurales como vigas o marcos (estructuras lineales), el cual es caracterizado por su longitud, área y sección transversal.

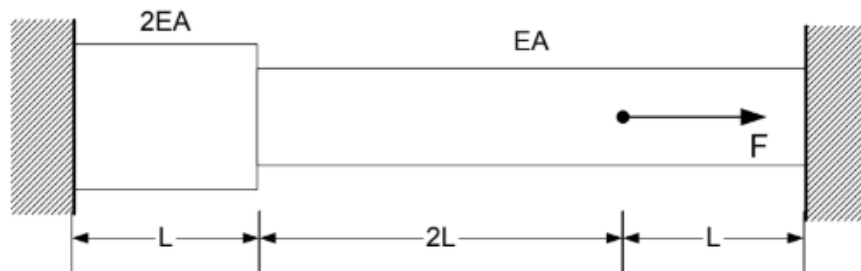


Figura 23. Sistemas de barras sometida a fuerza axial.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a los elementos finitos*.

Para poder determinar las reacciones y los desplazamientos de la figura anterior es necesario utilizar diferentes ecuaciones y procedimientos que no necesariamente son sencillos, en primer lugar, se procederá a subdividir el elemento tomando en cuenta su configuración y sistema de cargas, en este caso, en 3 partes, cada uno de estos elementos será un elemento finito, y la conexión entre ellos se denominará nodo.

De esta manera se obtendrá los elementos 1,2,3 y los nodos 1,2,3 y 4.

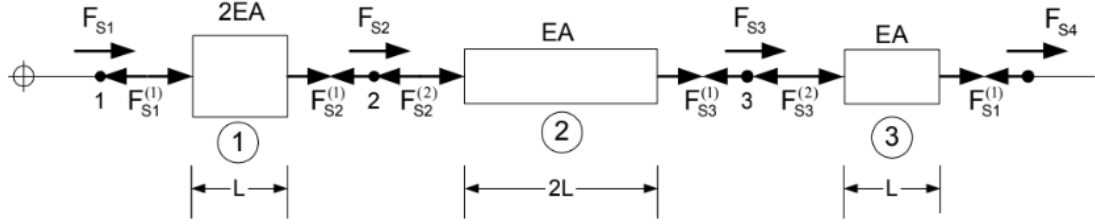


Figura 24. Modelo de elementos finitos del sistema.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a los elementos finitos*.

En la figura anterior, se aprecia la subdivisión del elemento barra la cual cada elemento está sometido a fuerzas internas, tomando como referencia el elemento 1 se tiene los siguiente:

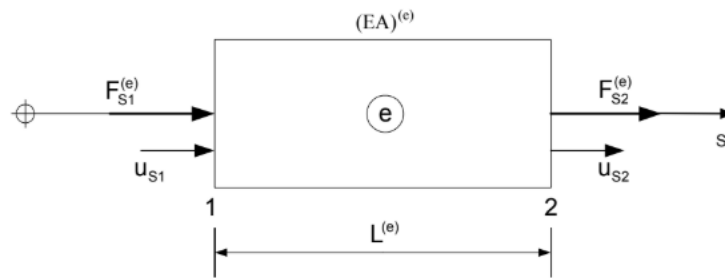


Figura 25. Elemento finito barra elemental.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a los elementos finitos*.

Para resolver el sistema en equilibrio, se utilizará la ley de Hooke, obteniendo el siguiente resultado:

$$\frac{(E.A)^{(e)}}{L^{(e)}} = (u_{s2} - u_{s1}) = (E.A)^{(e)} \cdot \varepsilon^{(e)} = A^{(e)} \cdot \sigma^{(e)} = F_{s2}^{(e)}$$

$$\frac{(E.A)^{(e)}}{L^{(e)}} = \frac{F_{s2}^{(e)}}{(u_{s2} - u_{s1})} \quad (15)$$

Donde:

- $A^{(e)}$: Es el área elemental del elemento barra.
- $L^{(e)}$: Es la longitud elemental del elemento barra.
- $\varepsilon^{(e)}$: Es la deformación elemental del elemento barra.
- u_s : Son los desplazamientos del elemento barra.
- $F^{(e)}$: Es la fuerza interna aplicada sobre el elemento.

Resolviendo el sistema en equilibrio se tienen las siguientes expresiones matemática:

$$K^e \cdot U^e = F^e$$

$$\frac{(E \cdot A)^{(e)}}{L^{(e)}} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_i \\ u_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{s1}^{(e)} \\ F_{s2}^{(e)} \end{bmatrix} \quad (16)$$

Donde la expresión anterior es la ecuación finita del elemento barra.

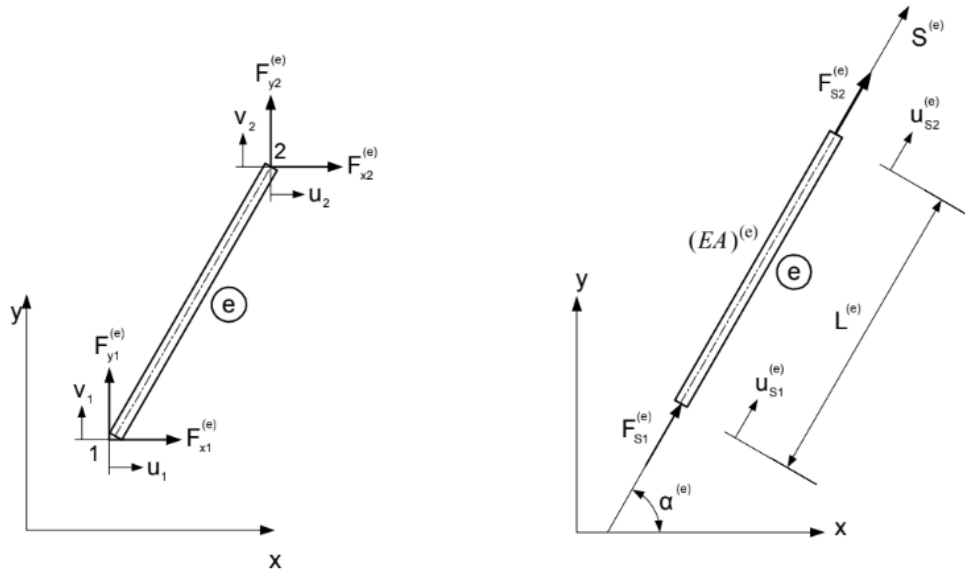


Figura 26. Elemento finito barra elemental (inclinado).

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a los elementos finitos*.

Para el caso de barras con una cierta orientación o inclinación (armaduras) así como se muestra en la Figura 26, se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{(E \cdot A)^{(e)}}{L^{(e)}} \cdot \begin{bmatrix} \cos a \cdot \cos a & \cos a \cdot \sin a & -\cos a \cdot \cos a & -\cos a \cdot \sin a \\ \sin a \cdot \cos a & \sin a \cdot \sin a & -\cos a \cdot \sin a & -\sin a \cdot \sin a \\ \text{simetrica} & & \cos a \cdot \cos a & \cos a \cdot \sin a \\ & & \sin a \cdot \cos a & \sin a \cdot \sin a \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{x1}^{(e)} \\ F_{y1}^{(e)} \\ F_{x2}^{(e)} \\ F_{y2}^{(e)} \end{bmatrix} \quad (17)$$

Donde la expresión anterior es la ecuación finita elemental para cualquier elemento barra.

2.2.15 Elemento Viga

Un elemento viga es un elemento o modelo de análisis el cual resiste cargas a flexión o bajo cargas transversales, este está caracterizado por su momento de inercia y propiedades del material; su aplicación es fundamental en el análisis estructural, ayudando al análisis de puentes, marcos y componentes flexibles (Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010).

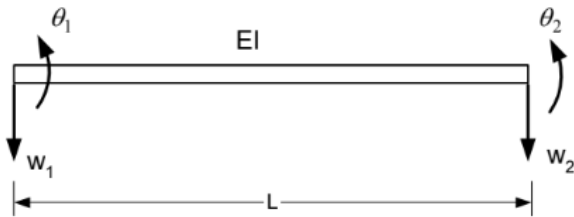


Figura 27. Elemento finito viga.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a los elementos finitos*.

las propiedades del elemento viga, este elemento consta de 4 grados de libertad, 2 desplazamientos y 2 giros, y para poder obtener la matriz de rigidez utilizaremos también el método directo.

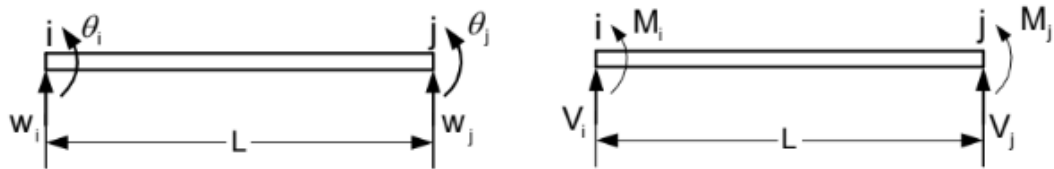


Figura 28. Elemento finito viga.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a los elementos finitos*.

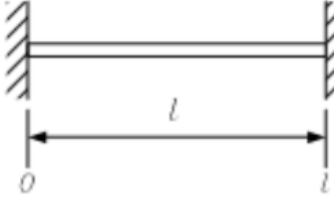
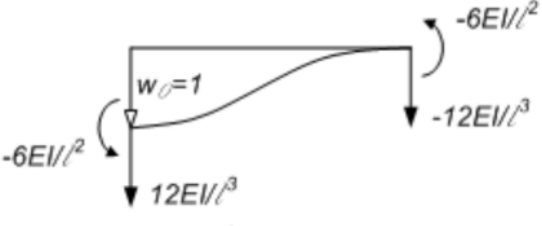
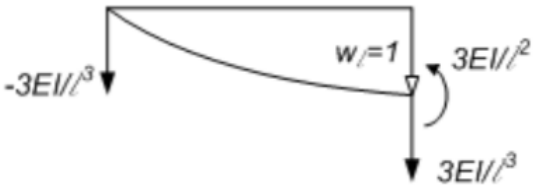
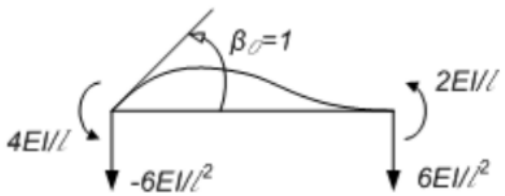
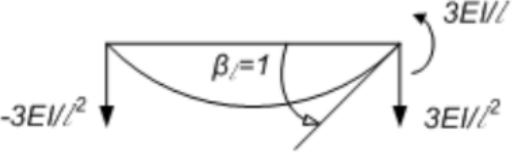
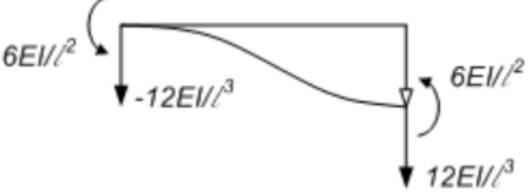
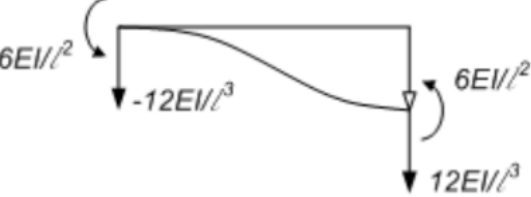
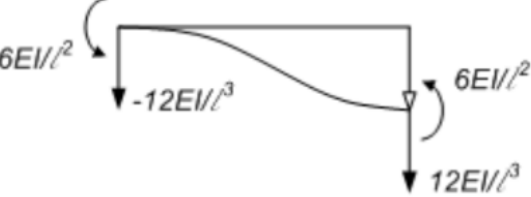
Entonces la matriz de rigidez tendrá la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_i \\ q_i \\ w_j \\ q_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_i \\ M_i \\ V_j \\ M_j \end{bmatrix} \quad (18)$$

Para poder determinar los valores de “k” existen varios métodos analíticos de resolución, pero con el fin de facilitar los análisis y disminuir la carga visual y las diferentes operaciones matemáticas que se deberán realizar, se empleará la siguiente tabla:

Tabla 5. Coeficiente de Rigidez para distintas condiciones de borde del elemento finito viga.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a los elementos finitos*.

Estos parámetros son el resultado de resolver las ecuaciones de deflexión y curvatura de vigas.

2.2.16 Matriz de Masas

Para poder determinar los parámetros dinámicos, así como las frecuencias naturales, es importante conocer las masas que están involucradas en un sistema estructural, la matriz

de masa es la representación de como la masa se distribuye entre los grados de libertad nodales y es fundamental para resolver problemas de vibración, existen 2 tipos de matrices masa que pueden usarse para diferentes tipos de análisis:

- Matriz de masa lumped (concentrada), esta matriz supone que la masa del elemento este concentrado en sus nodos y eso usa para análisis estructurales estáticos, es una matriz diagonal.

$$M_{lumped} = \frac{\rho \cdot A \cdot L}{2} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

- Matriz de masa consistente, esta matriz se obtiene por integración de las funciones de forma del elemento, distribuye la masa de manera proporcional a lo largo del elemento y refleja el acoplamiento entre nodos, es más precisa y se usa en análisis dinámicos. (Bathe, 2006)

$$M_{consistente} = \frac{\rho \cdot A \cdot L}{6} \cdot \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$$

Donde:

- A: Es el área de la sección del elemento estructural
- L: Es la longitud del elemento
- ρ : Es la densidad del elemento

Para este caso de estudio, se utilizará la matriz de masa consistente debido a su precisión, además que es esta es más usada en diferentes análisis dinámicos.

Para el caso de un elemento barra inclinada como se muestra en la Figura 31, la matriz de masas es:

$$M = \frac{\rho \cdot A \cdot L}{6} \cdot \begin{bmatrix} 2 \cdot \cos^2 a & 2 \cdot \cos a \cdot \sin a & \cos^2 a & \cos a \cdot \sin a \\ & 2 \cdot \sin^2 a & \cos a \cdot \sin a & \sin^2 a \\ \text{simetrica} & & 2 \cdot \cos^2 a & 2 \cdot \cos a \cdot \sin a \\ & & & 2 \cdot \sin^2 a \end{bmatrix} \quad (19)$$

Para un elemento viga, así como se muestra en la Figura 34, la matriz de masa es:

$$M = \frac{\rho \cdot A \cdot L}{420} \cdot \begin{bmatrix} 156 & 22 \cdot L & 54 & -13 \cdot L \\ 22 \cdot L & 4 \cdot L^2 & 13 \cdot L & -3 \cdot L^2 \\ 54 & 13 \cdot L & 156 & -22 \cdot L \\ -13 \cdot L & -3 \cdot L^2 & -22 \cdot L & 4 \cdot L^2 \end{bmatrix} \quad (20)$$

2.2.17 Análisis estructural (Verificación de los estados limites), Fundamentos del método LRFD

El método LRFD se basa en la filosofía de diseño por estados limites, donde se considera 2 tipos de fallas:

- Estado limite ultimo (resistencia): Asociado al colapso o pérdida de capacidad estructural.
- Estado límite de servicio: Asociado con el uso normal de la estructura, verificando deformaciones excesivas, vibraciones, etc.).

El objetivo del LRFD es asegurar que, bajo las combinaciones de carga más crítica (por lo general se considera cargas vivas y el peso propio de la estructura para los primeros análisis), la resistencia reducida de los elementos estructurales sea mayor o igual que la demanda solicitante, lo cual se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\phi \cdot R_n \geq \gamma_i \cdot Q_i \quad (21)$$

Donde:

- ϕ : Es el factor de resistencia <1.0 , depende del tipo de verificación, si es a compresión, corte o flexión.
- R_n : Es la resistencia nominal del elemento
- γ_i : Es el factor de amplificación de la carga.
- Q_i : Es el valor de las cargas aplicadas sobre la estructura.

Esta metodología proporciona un enfoque más probabilístico considerando la variabilidad tanto de las cargas como de las resistencias, lo que permite un diseño más seguro y eficiente en comparación con métodos tradicionales como el ASD (Allowable Stress Design) (AISC, 2016).

2.2.18 Norma AISC 360, Aplicación del LRFD

Según AISC (2016), las combinaciones de carga más importantes y de mayor implicancia durante el diseño mediante el método LRFD son:

$$1.4D \quad (22)$$

$$1.2D + 1.6L \quad (23)$$

Donde:

- D: Es la carga muerta o peso propio de la estructura (Dead Load)
- L: Es la carga viva sobre la estructura (Live Load)

Además, la norma establece las fórmulas para calcular la resistencia nominal “Rn” en diferentes tipos de solicitaciones: tracción, compresión, flexión, corte y torsión.

Por ejemplo, para un elemento sometido a tracción, la resistencia disponible se calcula a partir de la ecuación (21) de la siguiente forma:

$$\phi_t \cdot R_n = \phi_t \cdot A_g \cdot F_y \quad (24)$$

Donde:

- Rn: Es la resistencia nominal
- Ag: Es el área bruta de la sección
- Fy: Es el límite de fluencia del acero
- ϕ_t : Es factor de resistencia para tracción (0.9)

Finalmente, el método LRFD presenta varias ventajas frente a otros enfoques de diseño así tales como:

- Mayor coherencia y optimización del uso de materiales
- Ofrece una metodología más realista, al combinar los efectos de las cargas máximas obtenidas durante el proceso de diseño.

2.2.19 Vibraciones mecánicas

Cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo se llama vibración u oscilación, el vaivén de un péndulo y el movimiento de una cuerda pulsada son ejemplos claros y comunes de vibración. La teoría de las vibraciones mecánicas tiene que ver con el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y las fuerzas asociadas con ellos (Rao, 2012).

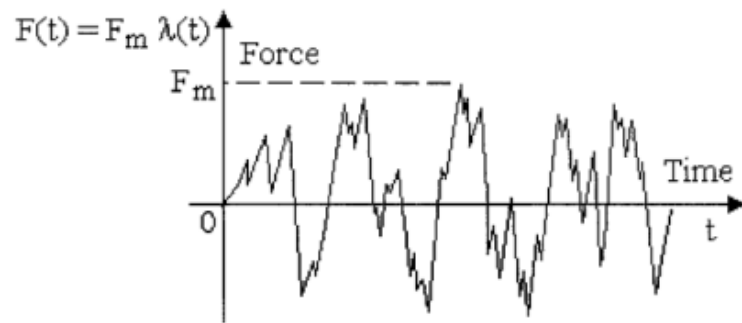


Figura 29. Grafica de una vibración inducida por una fuerza que varía en el tiempo.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a las vibraciones mecánicas*.

2.2.20 *Sistemas de un Grado de Libertad*

Se denomina sistemas de un grado de libertad a aquellos sistemas que pueden moverse o seguir un único patrón de movimiento, por lo general, el sistema posee una sola inercia, por lo tanto, se necesita una magnitud física para describir su comportamiento dinámico. Este sistema puede ser representado por el siguiente esquema:

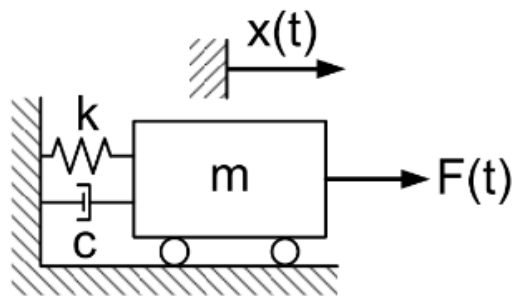


Figura 30. Representación de un sistema de un grado de libertad.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a las vibraciones mecánicas*.

Para el sistema mostrado en la figura anterior, el diagrama de cuerpo libre (DCL) del sistema tendría la siguiente configuración:

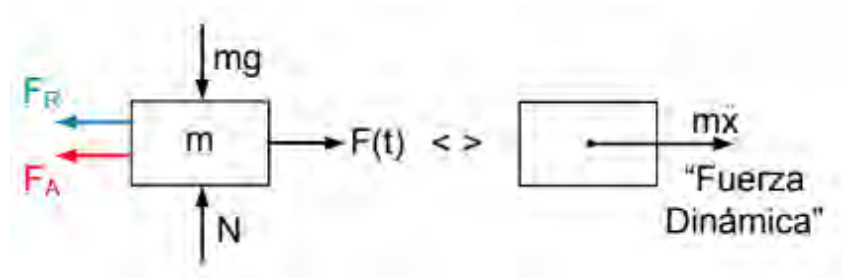


Figura 31. DCL de un sistema de un grado de libertad.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a las vibraciones mecánicas*.

Aplicando “La Segunda ley de Newton se obtiene la ecuación diferencial que describe el comportamiento dinámico del cuerpo.

$$m \cdot \ddot{x} = F(t) + F_R + F_A \quad (25)$$

Donde:

- $F(t)$: es la fuerza que actúa sobre el cuerpo.
- F_R : es la fuerza del resorte.
- F_A : es la fuerza del amortiguador.
- $m \cdot \ddot{x}$: es la fuerza dinámica.

En la ecuación (25) se muestra una ecuación diferencial de segundo orden, el cual puede ser lineal o no lineal, esto dependerá de cómo es el comportamiento de la fuerza del resorte y del amortiguador con respecto a parámetro “x”.

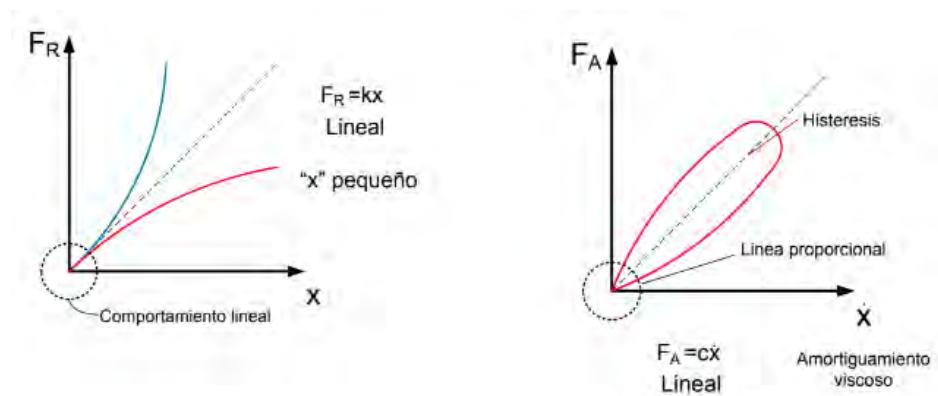


Figura 32. Comportamiento de la fuerza del resorte y del amortiguador en función de “x”.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a las vibraciones mecánicas*.

La gran mayoría de máquinas son diseñadas de masa “m” para trabajar en el rango lineal; por otra parte, si en la ecuación (25), los diferentes parámetros de fuerzas expresamos en función de la rigidez “k”, amortiguamiento “c” y dividimos todo entre la masa “m” del sistema, se obtiene la siguiente ecuación diferencial lineal de segundo orden.

$$\ddot{x} = \frac{F(o)}{m} + \frac{k}{m} \cdot x + \frac{c}{m} \cdot \dot{x} \quad (26)$$

Por otra parte, se tiene la siguiente expresión:

$$W_n^2 = \frac{k}{m} \quad (27)$$

De igual forma se tiene la siguiente expresión:

$$2. \xi \cdot W_n = \frac{c}{m} \quad (28)$$

Donde:

- k: Es la rigidez del sistema.
- m: Es la masa del sistema.
- c: Es el amortiguamiento del sistema.
- ξ : Coeficiente de amortiguamiento.
- W_n : es la frecuencia natural en [rad/s].

Si sustituimos las ecuaciones (27) y (28) en (26), se obtiene la siguiente expresión:

$$\ddot{x} + 2. \xi \cdot W_n \cdot \dot{x} + W_n^2 \cdot x = \frac{F_0}{m} \cdot \cos \omega t \quad (29)$$

La ecuación (29) representa la ecuación diferencial general de las vibraciones amortiguadas forzadas de un sistema de un grado de libertad.

2.2.21 Vibración Libre no Amortiguada

Una vibración libre no amortiguada hace mención del sistema que no posea ciertamente un dispositivo de amortiguamiento y la fuerza externa es nula, eso quiere decir que no existe una fuerza externa que haga posible el movimiento del cuerpo; según lo antes mencionado se tiene la siguiente expresión:

$$\ddot{x} + W_n^2 \cdot x = 0 \quad (30)$$

2.2.22 Vibración Libre Amortiguada

En la mayoría de las máquinas siempre existen mayor o menor medida amortiguamiento que puede ser producto de muchos fenómenos, está claro que este elemento disipa energía en un ciclo de trabajo, entonces la ecuación (29) se reduce a la siguiente:

$$\ddot{x} + 2. \xi \cdot W_n \cdot \dot{x} + W_n^2 \cdot x = 0 \quad (31)$$

Para este tipo de vibración existirá una función única de decremento logarítmico el cual muestra como el amortiguador disipa la energía para un determinado tiempo.

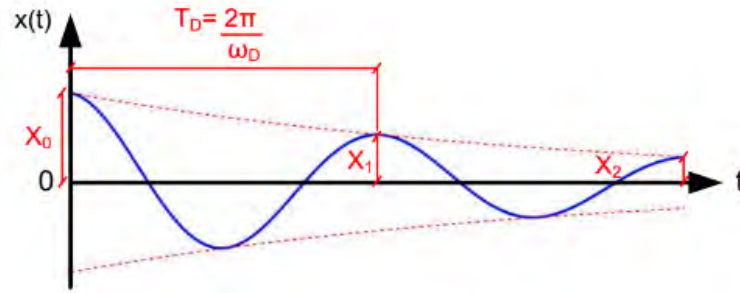


Figura 33. Decremento logarítmico para una vibración libre amortiguada.

Fuente: Pontificia universidad católica del Perú (2010), *Introducción a las vibraciones mecánicas*.

2.2.23 Vibración Forzada no Amortiguada

Para el caso de estas vibraciones al igual que las antes ya mencionadas, existe la presencia de una fuerza externa el cual hace posible el movimiento, para el caso mencionado se tiene la siguiente expresión:

$$\ddot{x} + W_n^2 \cdot x = \frac{F_0}{m} \cdot \cos \omega t \quad (32)$$

Esta ecuación diferencial de segundo orden posee 2 soluciones, una homogénea y la otra inhomogénea, la solución inhomogénea es la siguiente:

$$X(t) = X_H(t) + X_R(t)$$

$$\dot{X}_R(t) = V \cdot \cos \omega t$$

$$\ddot{X}_R(t) = -\omega^2 \cdot V \cdot \cos \omega t$$

Remplazando las soluciones en la ecuación (32) se tiene lo siguiente:

$$(\omega_n^2 - \omega^2) \cdot V \cdot \cos \omega t = \frac{F_0}{m} \cdot \cos \omega t$$

Posteriormente, se determina la función de amplificación:

$$V = \frac{F_0}{m} \cdot \frac{1}{\omega_n^2 - \omega^2}$$

Factorizando ω_n^2 se tiene la siguiente expresión:

$$V = \frac{F_0}{m} \cdot \frac{1}{\omega_n^2 \cdot [1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}]}$$

Finalmente, se tiene reemplazando el valor de "r" en la ecuación se tiene la siguiente expresión:

$$V = \frac{F_0}{k} \cdot \frac{1}{[1 - r^2]} \quad (33)$$

Donde:

- r : Es la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural y se calcula de la siguiente forma:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (34)$$

La ecuación (33) indica que la fuerza transmitida está directamente relacionada con la relación de frecuencias, se observa que cuando este llegue al valor de 1, se dará el fenómeno de resonancia; esta expresión se relaciona a la transmisibilidad que tendrá el sistema.

2.2.24 Vibración Forzada Amortiguada

Finalmente, los casos reales que se dan a menudamente en las máquinas y estructuras son las vibraciones forzadas no amortiguadas, la expresión general para las vibraciones forzadas amortiguadas es la ecuación (35).

$$\ddot{x} + 2\zeta \cdot W_n \cdot \dot{x} + W_n^2 \cdot x = \frac{F_0}{m} \cdot \cos \omega t \quad (35)$$

2.2.25 Función de amplificación y Angulo de desfase

La relación de la amplitud de la respuesta a la del movimiento de la base se llama transmisibilidad del desplazamiento.

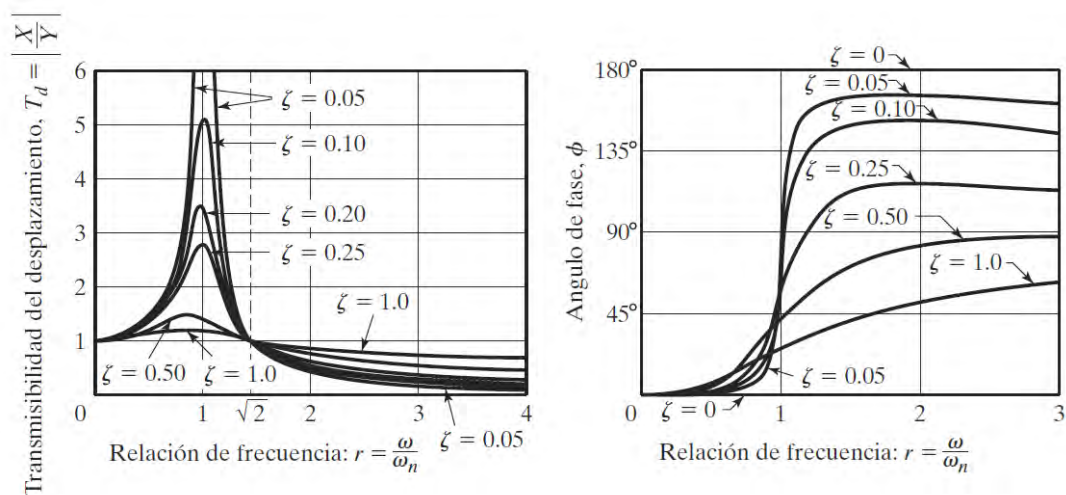


Figura 34. Variación de la transmisibilidad y el Angulo de desfase.

Fuente: Rao, S. S. (2012).

2.2.26 Resonancia y Transmisibilidad

Siempre que la frecuencia natural de la vibración de una máquina de una estructura coincide con la frecuencia de la excitación externa se presenta un fenómeno conocido como resonancia, el cual conduce a deflexiones y vibraciones excesivas (Rao, 2012).

Así como se muestra en la Figura 34 se observa que mientras la relación de frecuencias esté próxima a 1, el valor de la fuerza transmitida es disparada verticalmente ocasionando altos niveles de vibración y desplazamiento como se había indicado.

2.2.27 Sistemas de 2 Grados de Libertad

Los sistemas que requieren 2 coordenadas independientes para describir su movimiento se llama sistemas de 2 grados de libertad (S. Rao 5ta edición, 2012).

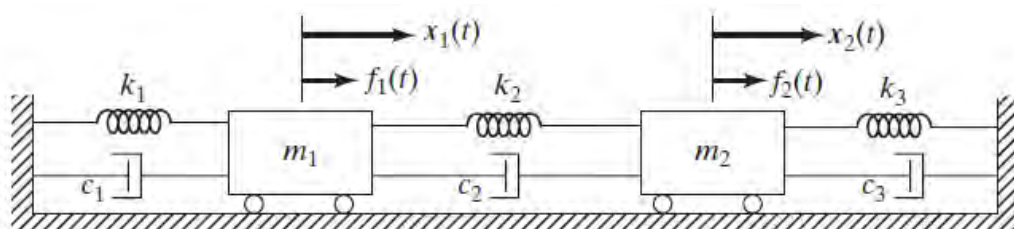


Figura 35. Representación de un sistema de 2 grados de libertad, sistema masa-amortiguador-resorte.

Fuente: Rao, S. S. (2012).

La figura anterior describe 2 cuerpos con distintas masas m_1 y m_2 , los cuales, para poder describir su movimiento a través de su línea de acción, están diferenciado por 2 sistemas de coordenadas independiente uno del otro, para poder determinar la ecuación diferencial del movimiento del dicho sistema se empleará las siguientes expresiones:

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \cdot \dot{x}_1 - c_2 \cdot \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) \cdot x_1 - k_2 \cdot x_2 = f_1 \quad (36)$$

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 + (c_3 + c_2) \cdot \dot{x}_2 - c_2 \cdot \dot{x}_1 + (k_3 + k_2) \cdot x_2 - k_2 \cdot x_1 = f_2 \quad (37)$$

Tomando las ecuaciones (36) y (37) junto al DCL de la Figura 35, se tiene lo siguiente:

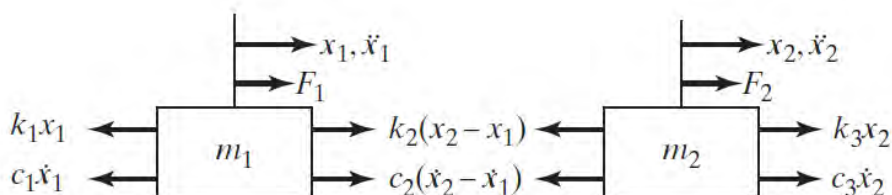


Figura 36. D.C.L. de un Sistema resorte-masa-amortiguador de 2 grados de libertad.

Fuente: Rao, S. S. (2012).

Si consideramos que el sistema es un sistema libre donde la fuerza externa es $F = 0$, y despreciamos el amortiguamiento ($c=0$); ordenando los términos de las ecuaciones, entonces se tiene las siguientes expresiones:

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2) \cdot x_1 - k_2 \cdot x_2 = 0$$

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 + (k_3 + k_2) \cdot x_2 - k_2 \cdot x_1 = 0$$

Expresando de forma matricial el sistema de ecuaciones se obtiene finalmente:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_3 + k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$M \cdot \ddot{X} + K \cdot X = 0$$

Donde:

- M: Es la matriz de masa
- K: Es la matriz de rigidez

2.2.28 Frecuencias Naturales

Para obtener las frecuencias naturales se debe partir de la ecuación (30), la cual derivando 2 veces correspondientemente se tienen las siguientes expresiones:

$$x(t) = x_o \cdot \cos \omega t$$

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 \cdot x_o \cdot \cos \omega t$$

Introduciendo estas expresiones en la ecuación (38) se obtiene la siguiente expresión:

$$[K - \omega^2 \cdot M] \cdot x_o \cdot \cos \omega t = 0 \quad (39)$$

Matricialmente, para que la condición se cumpla se debe cumplir que $\cos \omega t \neq 0$; hecho mención esto, se debe cumplir lo siguiente:

$$\det. [K - \omega^2 \cdot M] = 0$$

Desarrollando la ecuación matricial, considerando los valores de k_1, k_2 y k_3 iguales y $m_1 = m_2$, se tiene lo siguiente:

$$\begin{vmatrix} 2 \cdot k - \omega^2 \cdot m & -k \\ -k & 2 \cdot k - \omega^2 \cdot m \end{vmatrix} = 0$$

$$(2 \cdot k - \omega^2 \cdot m)^2 - (-k)^2 = 0$$

$$4 \cdot k^2 - 2 \cdot k \cdot \omega^2 \cdot m + \omega^4 \cdot m^2 - k^2 = 0$$

$$\omega^4 \cdot m^2 - 2 \cdot k \cdot \omega^2 \cdot m + 3 \cdot k^2 = 0$$

$$\omega^4 - 2 \cdot \frac{k}{m} \cdot \omega^2 + 3 \cdot \left(\frac{k}{m}\right)^2 = 0 \quad (40)$$

La ecuación (40) es el polinomio característico de 4to grado, para poder obtener las frecuencias naturales, se debe realizar el siguiente cambio de variable:

$$\lambda = \omega^2$$

Teniendo finalmente el siguiente polinomio:

$$\lambda^2 - 2 \frac{k}{m} \lambda + 3 \left(\frac{k}{m}\right)^2 = 0$$

Al resolver la dicha ecuación y realizando el cambio de variable, las raíces obtenidas de dicha expresión serán los valores de las frecuencias naturales del sistema de 2 grados de libertad.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{3 \cdot k}{m}} \left(\frac{rad}{s} \right), \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{3 \cdot k}{m}} \left(\frac{rad}{s} \right) \quad (41)$$

Donde ω_1 y ω_2 son las frecuencias naturales de sistema de 2 grados de libertad

2.2.29 Análisis Modal Operacional (OMA)

El análisis modal es una herramienta fundamental para entender como alguna estructura, maquina o mecanismo responden a cargas dinámicas; y en este mismo contexto, los modos de vibración son las formas específicas en que un sistema puede vibrar de forma libre sin fuerzas externas actuando sobre el sistema (Rao, 2012).

Según (Ventura & Brincker, 2015), el campo de la ingeniería que estudia las propiedades modales de sistemas bajo vibraciones ambientales o normales condiciones operativas se llama OMA proporciona métodos útiles para el análisis modal de muchas áreas de la ingeniería estructural. Identificación de propiedades modales de una estructura es el proceso de correlacionar las características dinámicas de un modelo matemático con las propiedades físicas del sistema derivadas de mediciones experimentales.

Según (Andersen, 2018) el análisis modal asume como fuerzas de entrada a la excitación mecánicas presentes en la estructura, asumiendo que dichas vibraciones poseen una distribución espectral estadística Gaussiana, el cual gracias a técnicas matemáticas de

análisis de señales aleatorias permite determinar la dinámica del sistema con un alto grado de certidumbre sin tener que utilizar alguna fuerza conocida como excitación y sin tener que detener la operación de la estructura en estudio.

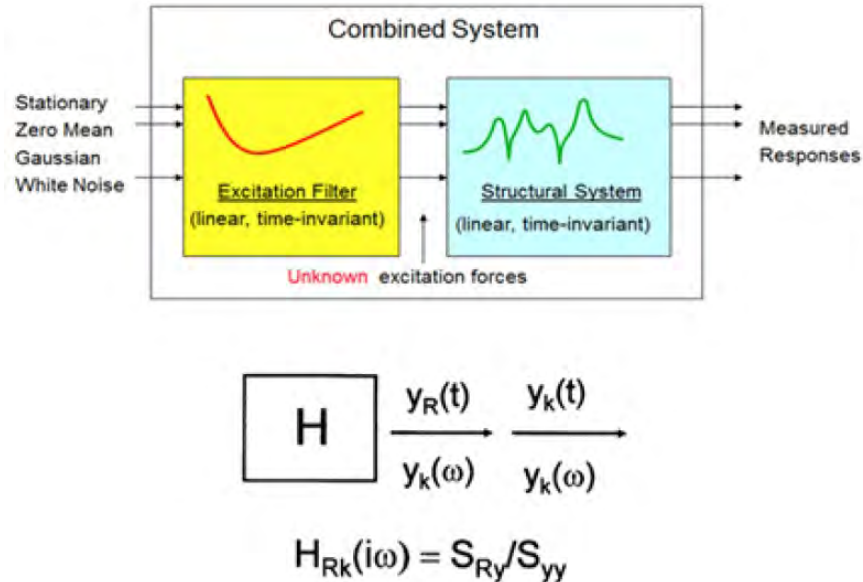


Figura 37. Esquema de caja negra de un sistema combinado.

Fuente: Andersen, P. (2018). *Introduction to Operational Modal Analysis*. Aalborg University, Denmark.

En la figura anterior, "H" representa la respuesta de frecuencia del sistema y es extraída sin necesidad del uso de fuerzas de ingreso conocidas, solamente utiliza la vibración propia de la estructura y no necesita detener su operación para realizarse, esta técnica es utilizada para extraer las propiedades dinámicas de la estructura analizada.

2.2.30 *Espectros de frecuencia*

El dominio de la frecuencia es uno de los termino más usados para describir el análisis de funciones matemáticas, señales o de movimiento periódico respecto a su frecuencia, estas señales están relacionadas con las series de Fourier, mientras que las señales no periódicas están relacionadas con la transformada rápida de Fourier (Vibration Institute, 2011).

Según (Escudero, 2011), el dominio de la frecuencia es uno de los términos más utilizados para describir el análisis de funciones matemáticas, señales de movimiento o de movimiento periódico respecto a su frecuencia, y como se había mencionado estas señales están relacionados con las series de Fourier.

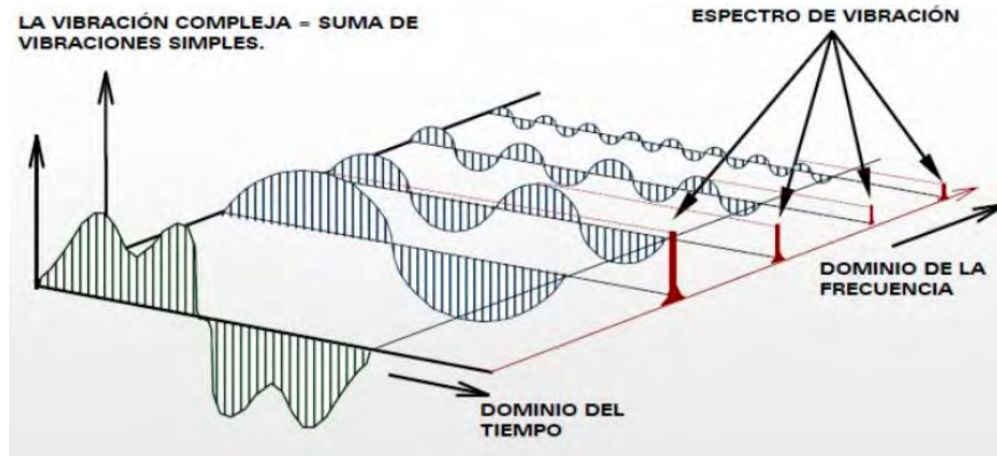


Figura 38. Señales en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia (espectro).

Fuente: Escudero (2011).

2.2.31 Transformada de Fourier

Las señales directas de una máquina, mecanismo o estructura son las vibraciones en el dominio del tiempo, en estas señales se encuentra plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina; al momento de realizar un diagnóstico, estas señales están cargadas de bastante información en forma muy compleja, las cuales comprenden de señales características de cada componente de la máquina, por lo cual prácticamente queda imposible distinguir a simple vista sus comportamientos dinámicos característicos (Chopra, 2014).

2.2.32 Power Spectrum Density (PSD)

La Densidad Espectral de Potencia (PSD en adelante) es una herramienta fundamental en el análisis de vibraciones y señales, que describe cómo se distribuye la energía o potencia de una señal en función de la frecuencia. En sistemas físicos, particularmente en estructuras o maquinaria, la PSD permite identificar frecuencias en las que ocurre una concentración significativa de energía vibratoria, lo cual es esencial para detectar resonancias, modos naturales y fenómenos de fatiga.

Matemáticamente, si $x(t)$ es una señal de tiempo estacionaria, su PSD $S_{xx}(f)$ se define como la transformada de Fourier de su función de autocorrelación. Alternativamente, se puede estimar en la práctica aplicando la Transformada Rápida de Fourier (FFT) y técnicas como el promedio de ventanas (Welch):

$$S_{xx}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} |X_T(f)|^2 \quad (42)$$

Donde:

- S_{xx} : Es la densidad espectral de potencia.
- X_T : Es la transformada de Fourier de la señal truncada en un tiempo T.
- T: Es la Ventana de tiempo de observación.

El PSD se expresa comúnmente en unidades de potencia por Hertz [(m/s²)²/Hz] cuando se trata de aceleraciones. Esta propiedad permite una evaluación objetiva y comparable del contenido de frecuencia de señales de diferentes condiciones.

2.2.33 Instrumentos de Medición

El sensor que transforma el movimiento mecánico en una señal eléctrica es conectado a un instrumento que proporciona una lectura analítica. La lectura puede ser tan simple como un numero en un medidor o una forma de onda en un osciloscopio. Para el estudio y recolección de datos que servirán para poder determinar los valores del análisis modal operación OMA, se usarán acelerómetros triaxiales con las siguientes características:

Tabla 6. Acelerómetro triaxial, ENDAQ S3-D16 y W5-D40.

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos técnicos del fabricante ENDAQ (2024).

<u>ENDAQ - VIBRATION SENSOR</u> Modelo: S3-D16 Descripción: High Sensitive, industrial MEMS Accelerometer	
<u>ENDAQ - VIBRATION SENSOR</u> Modelo: W5-D40 Descripción: High Sensitive, industrial MEMS Accelerometer	

De igual forma, la ficha técnica de los acelerómetros utilizados para las mediciones realizadas en campo se presenta en el Anexo B.

CAPÍTULO III

3 ANALISIS Y CÁLCULOS

Para poder determinar y efectuar los diferentes cálculos para la obtención de los parámetros dinámicos del Shiploader, se debe conocer la estructura del Shiploader, al igual que los parámetros mecánicos de operación, así también como las condiciones de operación, pesos, entre otros; por lo general estos datos siempre son proporcionados por el fabricante o diseñador del equipo.

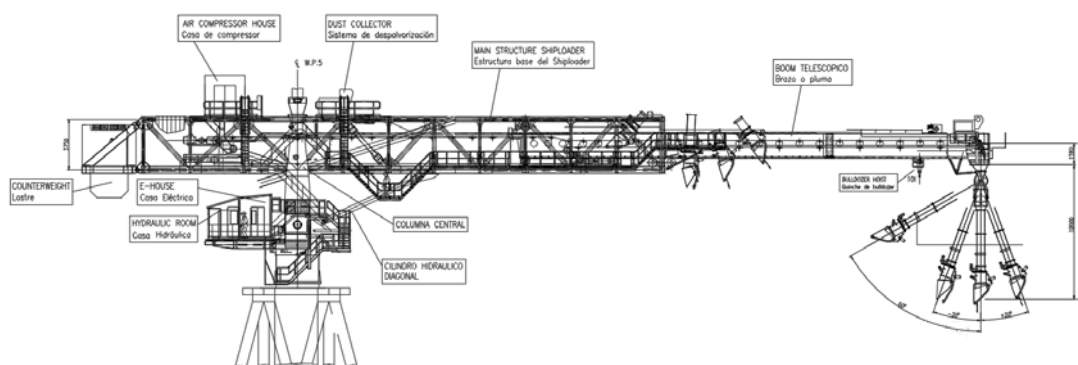


Figura 39. Partes principales del Shiploader.

Fuente: Tomada de plano proporcionado por Antamina S.A. (2023).

3.1 Datos Técnicos

A continuación, se detallan los datos técnicos de operación y propiedades principales de los componentes de la estructura del Shiploader los cuales fueron obtenidos a partir de los datos proporcionados por Antamina S.A., mediante el manual del fabricante (Man Takraf, s.f.).

Tabla 7. Condiciones de Operación del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia a partir de *Operationg Manual- Shiploader*, Man Takraf (s.f.).

CONDICIONES DE OPERACIÓN	
Clima	Clima marino*
Temperatura min/max	+5.0 °C/+24.0 °C
Temperatura ambiente	+17.5 °C

Nota: Clima marino indica que el equipo trabaja en ambiente con alta salinidad y humedad, condiciones típicas de la orilla del mar.

Tabla 8. Propiedades de la pluma telescópica “Boom” del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia a partir de *Operationg Manual- Shiploader*, Man Takraf (s.f).

DATOS TECNICO DE LA PLUMA TELESCÓPICA	
Longitud telescópica	21 m
Velocidad de viaje de la pluma	2 - 20 m/min
Tipo de transmisión	Cremallera y Piñón
Caja de cambio	Bisel helicoidal montado horizontalmente
Relación de transmisión	1 : 68.5
Velocidad del motor	1200 rpm
Potencia	56 kW (75 HP)

Tabla 9. Propiedades del cilindro hidráulico.

Fuente: Elaboración propia a partir de *Operationg Manual- Shiploader*, Man Takraf (s.f).

DATOS TECNICOS DEL CILINDRO HIDRÁULICO	
Diámetro exterior del cilindro	420 mm
Diámetro del vástago	327 mm
Posición inicial 0°	≈ 7584.6 mm
Carrera	≈ 5523.6 mm – 9585.6 mm
Material vástago	Acero al carbono SAE 4140 (no especifica)
Material cilindro	Acero al carbono AISI 1020 (no especifica)

Tabla 10. Propiedades de la Cinta o faja transportadora.

Fuente: Elaboración propia a partir de *Operationg Manual- Shiploader*, Man Takraf (s.f).

DATOS TECNICOS DE LA FAJA TRANSPORTADORA	
Ancho de la faja	1050 mm
Velocidad de la faja	2.0 m/sec
Capacidad	1600 tph

Tabla 11. Propiedades de la polea y los polines.

Fuente: Elaboración propia a partir de *Operationg Manual- Shiploader*, Man Takraf (s.f).

DATOS TECNICOS DE LA POLEA Y POLINES	
Diámetro	630 mm
Tipo	Nylon/Poliéster
Peso de polea	17.9 kg/m
Carga máxima de tensión	115 kN
Diámetro de polín de carga	127 mm
Diámetro de polín de retorno	127 mm
Angulo de carga	35°
Angulo de retorno	5°

Tabla 12. Propiedades del material transportado.

Fuente: Elaboración propia a partir de *Operationg Manual- Shiploader*, Man Takraf (s.f).

PROPIEDADES DEL MATERIAL DE TRANSPORTE	
Capacidad nominal	1600 tph

Material	Concentrado de Zinc	Concentrado de Cobre
Densidad (Volumen)	1.9 ton/m ³	2.0 ton/m ³
Densidad (Peso)	2.1 ton/m ³	2.6 ton/m ³
Angulo de carga	20°	20°
Contenido de humedad	7%	7%

Tabla 13. Pesos de los componentes de la estructura del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia a partir de *Operationg Manual- Shiploader*, Man Takraf (s.f).

PESOS DE LA ESTRUCTURA DEL SHIPLOADER	
Peso de la estructura	230 ton
Contrapeso	180 ton
Peso de los equipos	75 ton
Chute de descarga tipo banano (Loading Spout)	1.5 ton
Peso Total aprox.	485 ton

Como se había comentado anteriormente, estas propiedades de los elementos del Shiploader fueron obtenidos a partir del manual del fabricante el cual fue proporcionado por Antamina S.A.; lo cual se muestra en el Anexo C, por otra parte, las propiedades mecánicas de los elementos estructurales son de acuerdo como se menciona en la Tabla 4.

3.2 Enfoque Integral para el Análisis

El enfoque integral para el desarrollo de los diferentes tipos de evaluación y análisis abarca tres métodos importantes: un análisis matricial basado en formulaciones teóricas por el método de elementos finitos, un análisis mediante pruebas y mediciones en campo utilizando sensores y herramientas que ayuden a medir y capturar las condiciones dinámicas del activo analizado, y un análisis computacional mediante algún software de elementos finitos que ayude a ratificar los datos obtenidos.

Para validar los resultados obtenidos, los 3 enfoques deben ser compatibles, es decir, los valores obtenidos mediante los distintos métodos y/o enfoques deben presentar valores similares entre sí con un mínimo grado de error. Esta comparación permite evaluar la precisión de cada método y a su vez determina la efectividad de los resultados obtenidos, en este caso, los valores de los parámetros dinámicos del Shiploader.

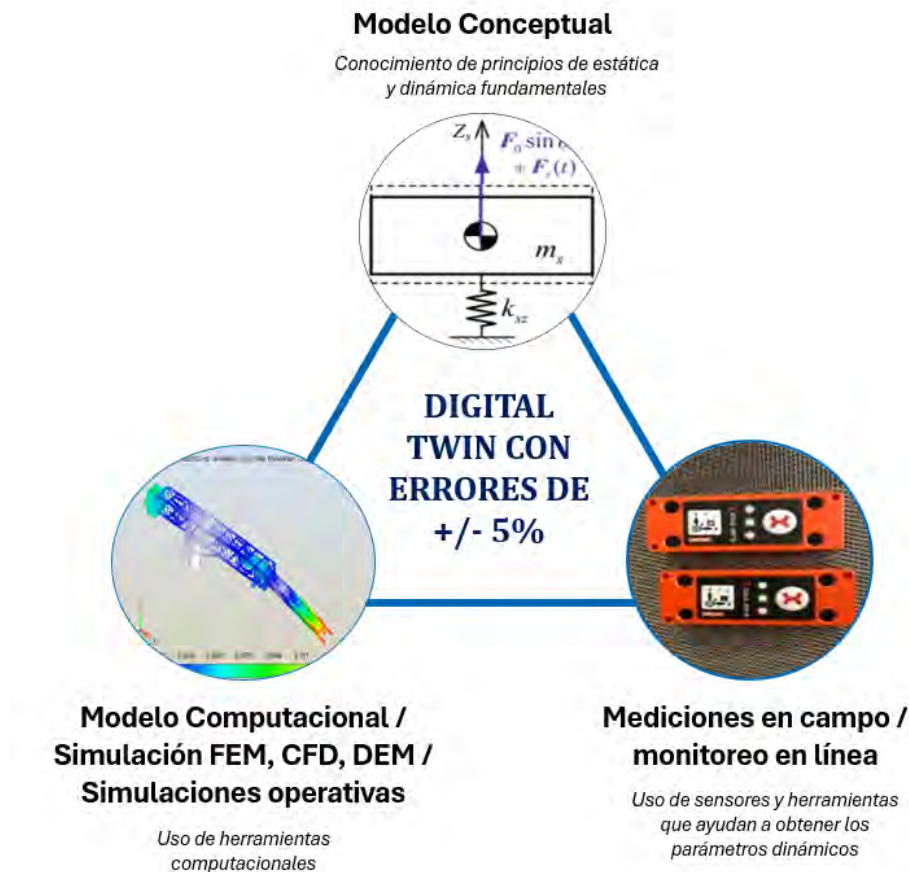


Figura 40. Filosofía para el análisis de integridad estructural de activos.

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos proporcionadas por Makyl E.C.S. (2023).

3.3 Cálculos Analíticos

Previo a cualquier tipo de análisis a efectuar, es necesario conocer la formación del Shiploader, esto ayudará a entender el comportamiento y funcionamiento de la estructura, de igual forma facilitará el desarrollo de los modelos conceptuales a emplear para los diferentes análisis a realizar más adelante.

De igual forma, en la siguiente tabla se muestra los pesos de los elementos esenciales que conforman la estructura del Shiploader, los cuales serán útiles para desarrollar los diferentes análisis.

Tabla 14. Pesos de los componentes más importantes del Shiploader.

Elaboración propia a partir de *Operationg Manual- Shiploader*, Man Takraf (s.f).

Componente Estructural	Masa (kg)
Contrapeso (CounterWeight)	180 000
Pluma telescópica (Boom)	80500 aprox.

Estructura base del Shiploader (Main Structure)	149500 aprox.
Chute de descarga tipo banano (Loading spout)	1500

Las características geométricas de los perfiles estructurales del Shiploader se muestran en la Tabla 22 y de igual forma en los planos de la estructura mostrados en el Anexo O.

3.4 Cálculo del Estado Limite de Resistencia

Antes de realizar los diferentes análisis dinámicos de la estructura del Shiploader, se hizo la verificación de los estados límites de resistencia de los elementos principales de la estructura (para este análisis se considerará la estructura del Main Structure y el Boom) para lo cual se planteó el siguiente modelo conceptual de análisis.

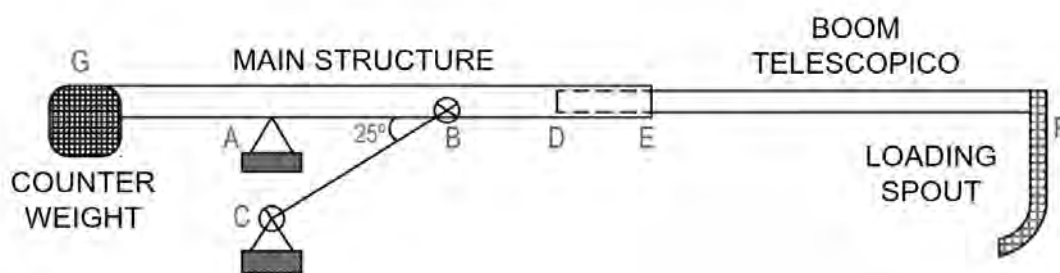


Figura 41. Modelo conceptual simplificado del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia.

La figura anterior muestra una conceptualización simplificada de la estructura del Shiploader, este modelo conceptual servirá para determinar las fuerzas internas (fuerzas cortantes y momentos flectores) sobre la estructura del Shiploader lo cual es necesario para verificar el estado límite de resistencia según la normativa AISC 360-16.

Las diferentes condiciones de carga sobre la estructura, así como carga muerta (D) son como se muestra en la Tabla 13, mientras que para las condiciones de carga viva (L), la Tabla 13 indica que los pesos de los equipos son de 75 Ton, por fines prácticos para análisis, se considerara el 25% de este peso como carga viva aparte del peso del mineral; estos valores se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 15. Condiciones de cargas vivas sobre la estructura.

Fuente: Elaboración propia a partir de *Operationg Manual- Shiploader*, Man Takraf (s.f).

PESOS (cargas vivas)	
Peso de los equipos sobre la estructura del Shiploader	18.75 Ton
Peso del material (1600 Ton/h ; v: 2.00 m/sec.)	0.222 ton/m

Según como se muestra en la Tabla 13, la carga muerta “D” de toda la estructura (Main Structure + Boom) es de 230 ton.; sin embargo, en la Tabla 14 indica que, el peso aproximado para la estructura principal Main Structure es de 149.5 ton. de todo el peso (65% aprox.) y la estructura del Boom es de 80.5 ton. (35% aprox.). Dicho esto, se procedió a graficar las fuerzas actuantes (carga) sobre la estructura del Shiploader.

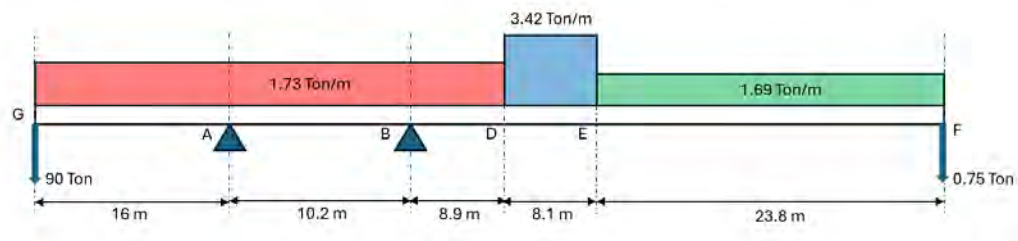


Figura 42. Distribución de cargas muertas “D” (peso propio) sobre el Shiploader.

Fuente: Elaboración propia.

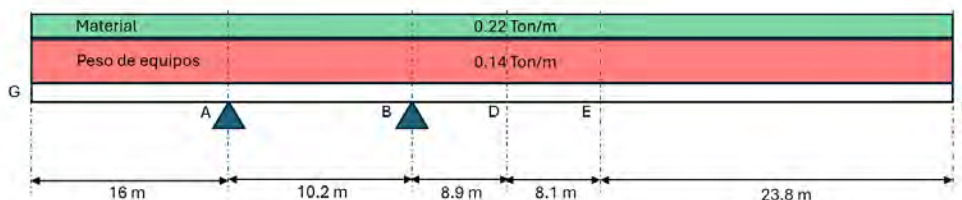


Figura 43. Distribución de cargas vivas “L” (peso de equipos y material) sobre el Shiploader.

Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente, como se indica en la ecuación (22) y (23) ambas condiciones de carga serán multiplicados por un factor de amplificación de carga, 1.2 para la carga muerta y 1.6 para la carga viva, obteniendo así las cargas globales sobre la estructura del Shiploader.

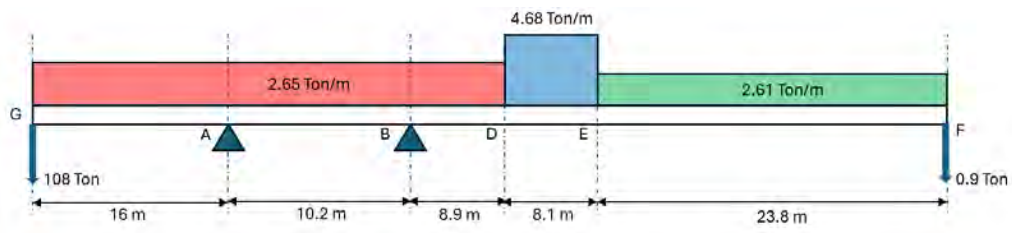


Figura 44. Distribución de cargas 1.2D+1.6L (combinación de carga según AISC) sobre el Shiplader.

Fuente: Elaboración propia.

Determinado las cargas que actúan sobre la estructura del Shiplader, se procedió a calcular y graficar los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores para posteriormente realizar la verificación de los elementos de la estructura según como se indica en la normativa AISC 360-16 LRFD. Para obtener los diagramas de fuerzas se empleará la herramienta “Show Forces/Stresses” integrada en el software SAP2000 v.22, desarrollado por Computers and Structures, Ins.

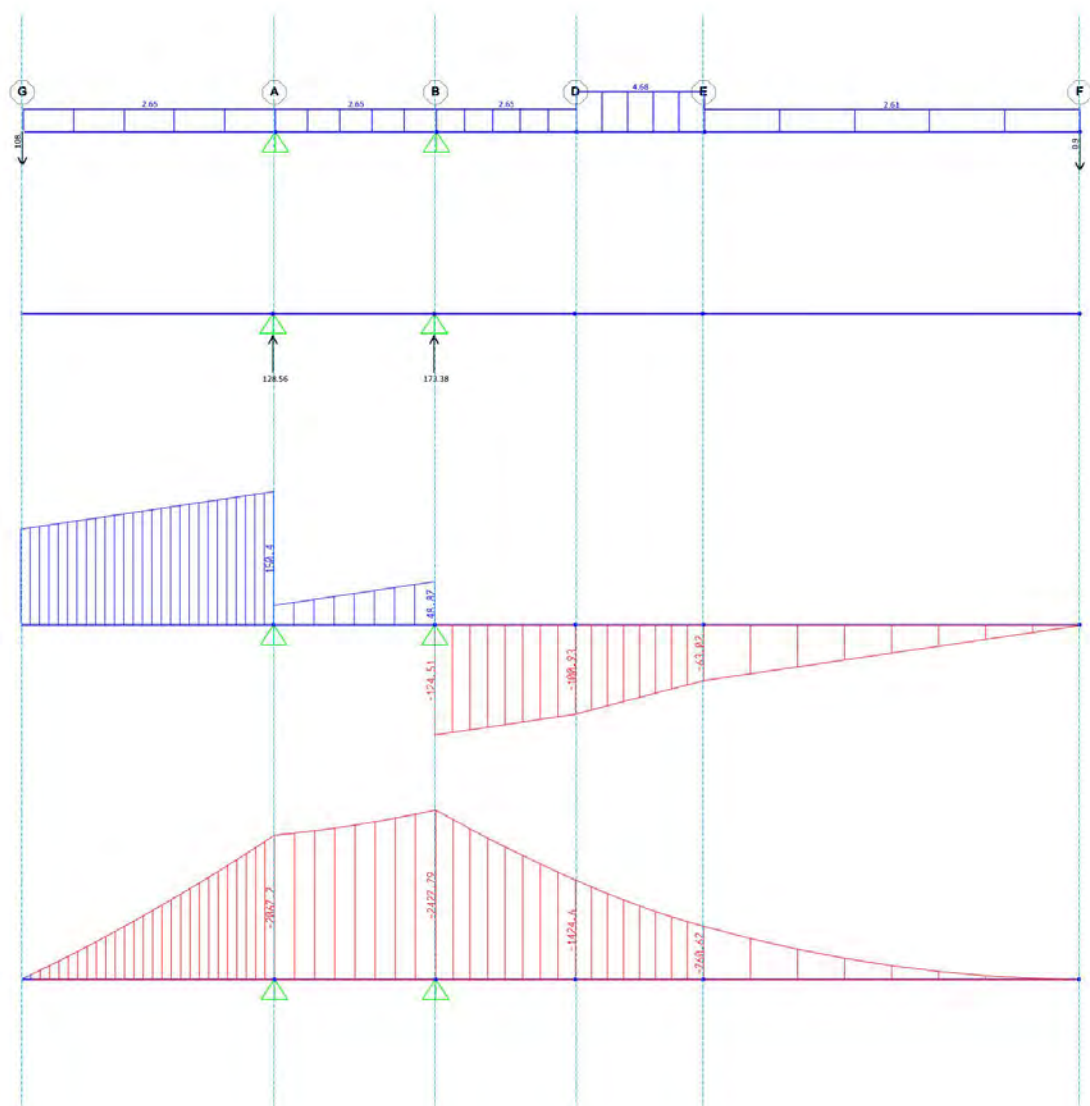


Figura 45. Diagramas de reacciones, fuerzas cortantes y momentos flectores, unid. en Ton. y metros.

Fuente: Elaboración propia con SAP2000 v.22 (Computers and Structures, Inc.).

Las reacciones obtenidas a partir de los análisis realizados y mostrados en la Figura 45 se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 16. Reacciones sobre la estructura del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia, unidades en Toneladas.

Punto	A	B
Reacción	128.56 ton. (1260.77 kN)	173.38 ton. (1700.2 kN)

También se obtuvieron los valores de las fuerzas cortantes y momentos flectores los cuales se describen en la siguiente tabla:

Tabla 17. Fuerzas sobre la estructura del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia, unidades en Toneladas y metros.

Punto	Cortante max.	Momento max.
G	108 ton (1059.12 kN)	0
A	150.4 ton (1474.92 kN)	2067.2 ton.m (20272.3 kN.m)
B	124.51 ton (1221.04 kN)	2427.8 ton.m (23808.5 kN.m)
D	100.93 ton (989.75 kN)	1424.6 ton.m (13970.5 kN.m)
E	63.02 ton (618 kN)	760.62 ton.m (7459.17 kN.m)
F	0	0

Determinado los momentos flectores y las fuerzas cortantes, se procedió a verificar el estado límite para los elementos estructurales analizados.

Para determinar el estado limite se empleará la ecuación (24) realizando un análisis para la fuerza cortante máxima y momento flector máximo calculados para la estructura principal (Main Structure) y el Boom del Shiploader, estas fuerzas máximas se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 18. Fueras máximas sobre la estructura del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia, unidades en Toneladas y metros.

Estructura	Cortante Max.	Momento Max.
Main Structure	150.4 ton. (1474.92 kN)	2427.79 ton.m (23808.5 kN.m)
Boom	100.93 ton. (989.75 kN)	760.62 ton.m (7459.17 kN.m)

Según especificaciones del AISC para la verificación a flexión debe cumplirse lo siguiente:

$$M_u < \phi_f \cdot M_n$$

Además, debe cumplir con las siguientes ecuaciones:

$$M_p < 1.5 * M_y$$

$$M_p = F_y \cdot Z; \quad M_y = F_y \cdot S$$

Donde:

- M_u : Es el momento requerido calculado
- M_n : Es el momento ultimo a flexión.

- M_y : Es el momento de fluencia.
- M_p : Es el momento plástico.
- ϕ : Es el factor de resistencia a flexión (0.9).
- F_y : Es el esfuerzo de fluencia (250 Mpa o 25.5 Kg/mm²).
- Z : Es el módulo de sección plástica del perfil.
- S : Es el módulo de sección elástica del perfil.

Para poder realizar los cálculos respectivos es necesario obtener el módulo de sección plástica y de sección elástica del perfil de la estructura del Shiploader donde se efectúan los máximos momentos flectores y fuerzas cortantes; para calcular dichos parámetros necesarios, se verifico las medidas geométricas de los perfiles de la estructura en los planos proporcionados por Antamina S.A. los cuales se muestran en el Anexo O, y para determinar los parámetros necesarios se empleó la herramienta de análisis “Section Designer” integrada en el software SAP2000 v.22, desarrollado por Computers and Structures, Ins.

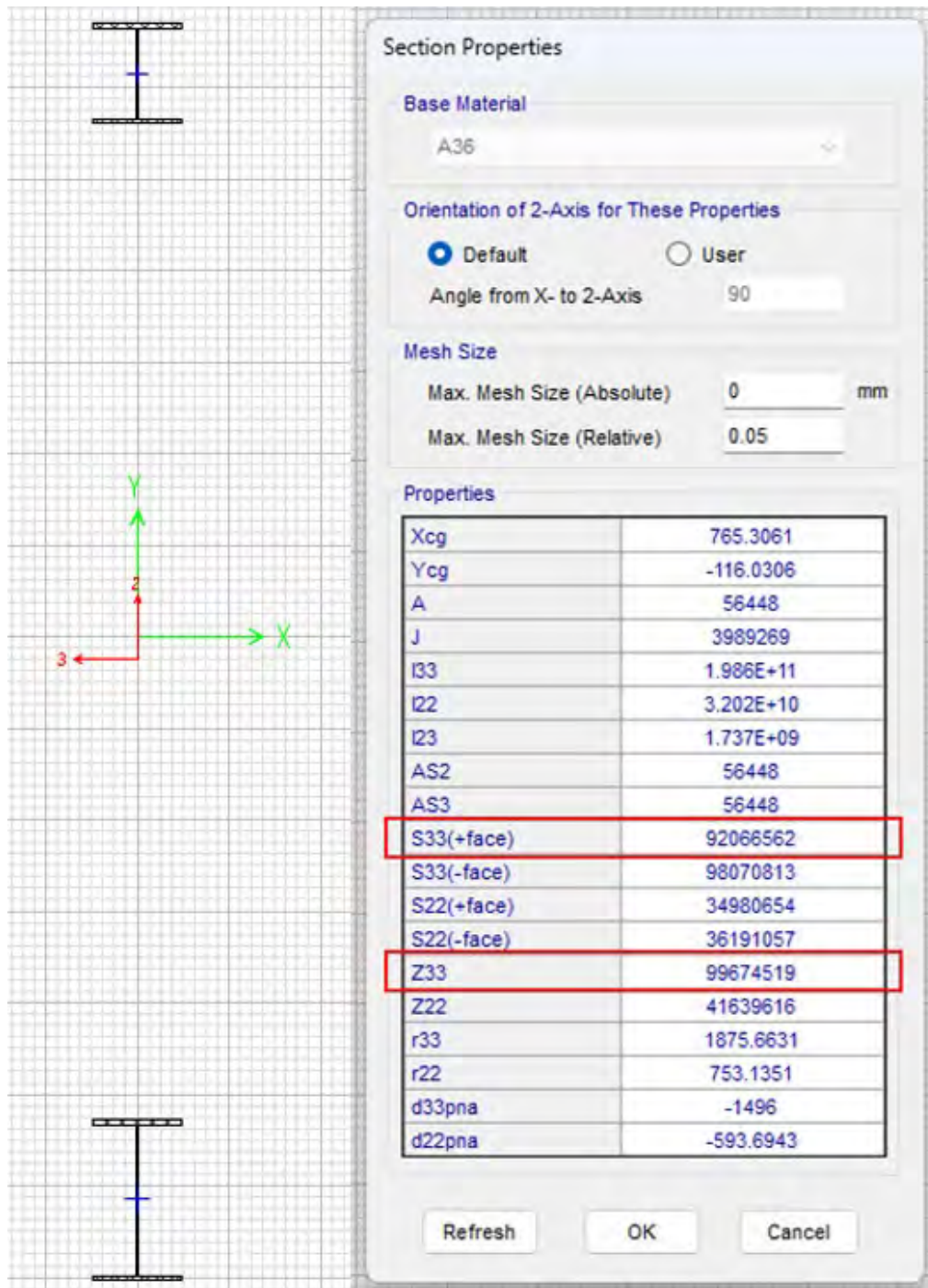


Figura 46. Analisis del módulo de sección y modulo plástico del perfil a analizar, unidades en “mm”.

Fuente: Elaboración propia con SAP2000 v.22 (Computers and Structures, Inc.).

Gracias a esta herramienta dentro del paquete de análisis del software SAP2000 V.22, se pudo determinar los parámetros del módulo de sección “S” y modulo plástico “Z”, a continuación, se procedió a realizar el cálculo de los estados límites a la flexión, determinando así momento plástico “Mp” y el momento de fluencia My”.

Tabla 19. Cálculo de estados límites a la flexión para el perfil de la estructura principal.

Fuente: Elaboración propia.

Momento plástico M_p	Momento de fluencia M_y
$M_p = F_y \cdot Z$ $M_p = 25.5 \frac{kg}{mm^2} * 99.674 * 10^6 mm^3$ $M_p = 2541.687 * 10^6 kg.mm$	$M_y = F_y \cdot S$ $M_y = 25.5 \frac{kg}{mm^2} * 92.066 * 10^6 mm^3$ $M_y = 2347.682 * 10^6 kg.mm$
Se debe cumplir que: $M_p < 1.5 * M_y$ $2541.687 * 10^6 < 1.5 * 2347.682 * 10^6$ $2541.687 * 10^6 < 3521.52 * 10^6 \quad \text{ok;}$ Ahora se verifica los estados límites de resistencia a flexión: $M_u < \phi_f \cdot M_n$ $2427.79 * 10^6 kg.mm < 0.9 * 3521.52 * 10^6 kg.m$ $2427.79 * 10^6 kg.mm < 3169.37 * 10^6 kg.mm \quad \text{ok;}$	

De igual forma se verifico los estados límites a la flexión para el perfil correspondiente al Boom, cuyas propiedades geométricas se muestran a continuación:

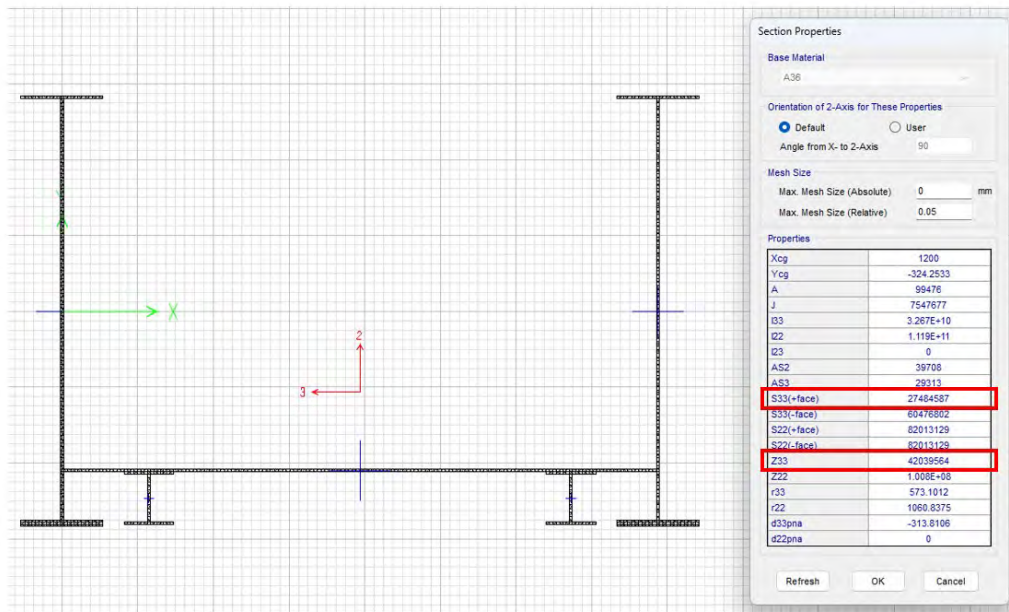


Figura 47. Análisis del módulo de sección y modulo plástico del perfil a analizar del Boom, unidades en “mm”

Fuente: Elaboración propia con SAP2000 v.22 (Computers and Structures, Inc.)

Tabla 20. Cálculo de estados límites a la flexión para el perfil del Boom.

Fuente: Elaboración propia.

Momento plástico M_p	Momento de fluencia M_y
$M_p = F_y \cdot Z$ $M_p = 25.5 \frac{kg}{mm^2} * 42.039 * 10^6 mm^3$ $M_p = 1071.99 * 10^6 kg.mm$	$M_y = F_y \cdot S$ $M_y = 25.5 \frac{kg}{mm^2} * 27.484 * 10^6 mm^3$ $M_y = 700.84 * 10^6 kg.mm$
Se debe cumplir que: $M_p < 1.5 * M_y$ $1071.99 * 10^6 < 1.5 * 700.84 * 10^6$ $1071.99 * 10^6 < 1051.26 * 10^6 \quad \text{no cumple ;}$ Entonces M_n será M_p Ahora se verifica los estados límites de resistencia a flexión: $M_u < \phi_f \cdot M_n$ $760.62 * 10^6 kg.mm < 0.9 * 1071.99 * 10^6 kg.mm$ $760.62 * 10^6 kg.mm < 964.79 * 10^6 kg.mm \quad \text{ok;}$	

Se corrobora que el perfil del Boom y del Main Structure del Shiploader cumplen con el estado límite de resistencia a la flexión según el AISC 360. Posteriormente, se verifico los estados límite de resistencia al corte.

Para realizar la verificación al corte se empleará la ecuación (21) integrando a dicha ecuación las fuerzas cortantes obtenidas en la Figura 45, de esta forma se tiene la siguiente ecuación:

$$V_u < \phi \cdot V_n$$

De igual forma se tiene que:

$$V_n = 0.6 * F_y * A_w * C_w$$

Donde:

- V_u : Es la fuerza cortante requerido calculado.
- V_n : Es la fuerza cortante ultima.

- ϕ : Es el factor de resistencia al corte (0.9).
- F_y : Es el esfuerzo de fluencia (250 Mpa o 25.5 Kg/mm²).
- A_w : Es el área total de la sección utilizada.
- C_w : Es el coeficiente de resistencia al corte (para perfiles laminados $C_w=1$).

El factor de área “ A_w ” del perfil de la estructura principal y del Boom del Shiploader se obtendrá a partir de la Figura 46 y Figura 47; hecho mención, esto se tiene lo siguiente:

Tabla 21. Cálculo de estados límites al corte para el perfil de la estructura principal del Boom.

Fuente: Elaboración propia.

Verificación al corte de la estructura principal	Verificación al corte del Boom
$V_n = 0.6 * F_y * A_w * C_w$ $V_n = 0.6 * 25.5 \frac{kg}{mm^2} * 56448 mm^2 * 1$ $V_n = 863654.4 kg$ Se debe verificar que: $V_u < \phi * V_n$ $150400 kg < 0.9 * 863654.4$ $150400 kg < 777288.96 kg \quad ok_i$	$V_n = 0.6 * F_y * A_w * C_w$ $V_n = 0.6 * 25.5 \frac{kg}{mm^2} * 39708 mm^2 * 1$ $V_n = 607532.4 kg$ Se debe verificar que: $V_u < \phi * V_n$ $150400 kg < 0.9 * 607532.4 kg$ $100930 kg < 546779.16 kg \quad ok_i$

Se corrobora que el perfil del Boom y de la estructura principal (Main Structure) del Shiploader cumplen con el estado límite de resistencia al corte según el AISC 360.

3.5 Cálculos y Análisis Dinámicos

Para efectuar los cálculos dinámicos, al igual que el cálculo del estado limite, se procedió a realizar un modelo conceptual que ayude a determinar las diferentes condiciones de masa y rigidez, junto a otros parámetros que serán necesarios para efectuar los diferentes análisis dinámicos, dicho modelo conceptual se muestra a continuación en la siguiente figura:

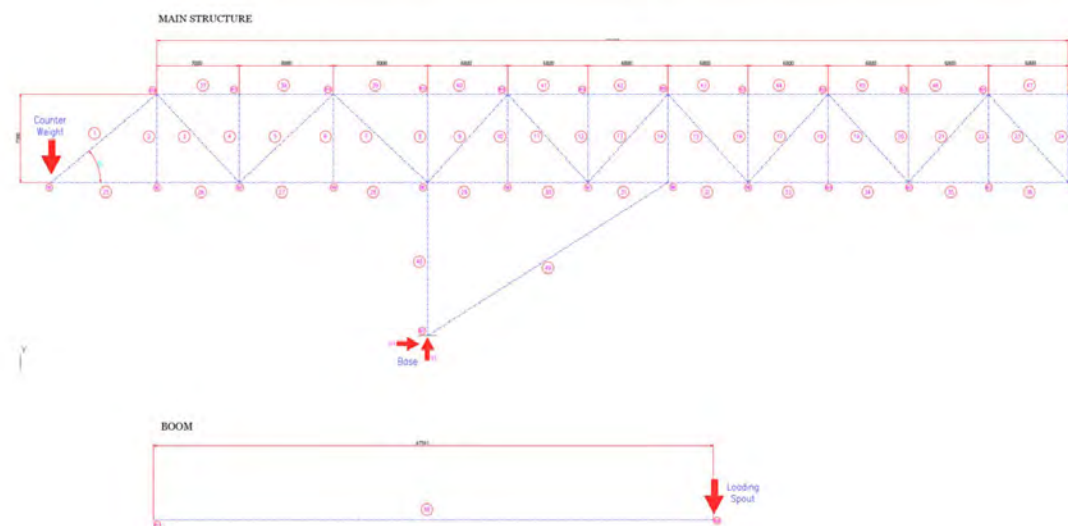


Figura 48. Modelo conceptual de la estructura del Shiploader para el análisis dinámico (parte superior, Main Structure; parte inferior, Boom).

Fuente: Elaboración propia.

Como se ve en la figura anterior, se puede apreciar un modelamiento alámbrico más completo de la estructura del Shiploader en la cual se muestra los elementos estructurales principales del Shiploader al igual que las dimensiones generales y las masas actuantes sobre la estructura (contrapeso y el chute de descarga tipo banano).

A continuación, se muestra la Tabla 22, en el cual se indica las propiedades geométricas de cada elemento teniendo como referencia la numeración mostrada en la Figura 48, cabe mencionar que dichos perfiles “I” son perfiles fabricados (soldados) a partir de planchas de acero ASTM A36.

Tabla 22. Propiedades de los elementos estructurales del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia.

ITEM	PERFIL (Fabricado)	AREA (mm ²)	LONG. (mm)	DENS. (kg/m ³)	“Ix” 10 ⁶ (mm ⁴)	“Iy” 10 ⁶ (mm ⁴)
1	I 500x300x16x25	23000	5850	7850	1201.04	112.67
2	Tub. Ø=219.1x8.2	5433.01	3750	7850	30.25	30.25
3	Tub. Ø=273.1x12.7	10389.50	5130	7850	88.27	88.27
4	Tub. Ø=168.3x7.1	3595.62	3750	7850	11.7	11.7
5	Tub. Ø=273.1x12.7	10389.50	5483	7850	88.27	88.27
6	I 250x250x10x16	10500	3750	7850	154.7	41.69
7	Tub. Ø=273.1x12.7	10389.50	5483	7850	88.27	88.27
8	I 250x250x10x16	10500	3750	7850	154.7	41.69
9	Tub. Ø=273.1x12.7	10389.50	5062	7850	88.27	88.27
10	I 250x250x10x16	10500	3750	7850	154.7	41.69

11	Tub. Ø=273.1x9.3	7707.39	5062	7850	67.13	67.13
12	Tub. Ø=168.3x7.1	3595.62	3750	7850	11.7	11.7
13	Tub. Ø=273.1x9.3	7707.39	5062	7850	67.13	67.13
14	Tub. Ø=273.1x9.3	7707.39	3750	7850	67.13	67.13
15	Tub. Ø=273.1x9.3	7707.39	5062	7850	67.13	67.13
16	Tub. Ø=168.3x7.1	3595.62	3750	7850	11.7	11.7
17	Tub. Ø=273.1x9.3	7707.39	5062	7850	67.13	67.13
18	Tub. Ø=168.3x7.1	3595.62	3750	7850	11.7	11.7
19	Tub. Ø=273.1x9.3	7707.39	5062	7850	67.13	67.13
20	Tub. Ø=168.3x7.1	3595.62	3750	7850	11.7	11.7
21	Tub. Ø=273.1x9.3	7707.39	5062	7850	67.13	67.13
22	I 250x250x10x16	10500	3750	7850	154.7	41.69
23	Tub. Ø=273.1x9.3	7707.39	5062	7850	67.13	67.13
24	I 300x300x16x20	16800	3750	7850	343.6	90.1
25	I 500x400x16x30	32000	4490	7850	1853.87	320.17
26	I 500x300x12x16	15600	3500	7850	764.22	72.07
27	I 500x300x12x16	15600	4000	7850	764.22	72.07
28	I 500x300x12x16	15600	4000	7850	764.22	72.07
29	I 500x300x12x16	15600	3400	7850	764.22	72.07
30	I 500x300x12x16	15600	3400	7850	764.22	72.07
31	I 500x300x12x16	15600	3400	7850	764.22	72.07
32	I 500x300x12x16	15600	3400	7850	764.22	72.07
33	I 500x300x12x16	15600	3400	7850	764.22	72.07
34	I 500x300x12x16	15600	3400	7850	764.22	72.07
35	I 500x300x12x16	15600	3400	7850	764.22	72.07
36	I 500x300x12x16	15600	3400	7850	764.22	72.07
37	I 300X300X12X16	13200	3500	7850	266.86	72.04
38	I 300X300X12X16	13200	4000	7850	266.86	72.04
39	I 300X300X12X16	13200	4000	7850	266.86	72.04
40	I 300X300X12X16	13200	3400	7850	266.86	72.04
41	I 300X300X12X16	13200	3400	7850	266.86	72.04
42	I 300X300X12X16	13200	3400	7850	266.86	72.04
43	I 300X300X12X16	13200	3400	7850	266.86	72.04
44	I 300X300X12X16	13200	3400	7850	266.86	72.04
45	I 300X300X12X16	13200	3400	7850	266.86	72.04
46	I 300X300X12X16	13200	3400	7850	266.86	72.04
47	I 300X300X12X16	13200	3400	7850	266.86	72.04
48	Diagonal (Cilindro Hidráulico)	-	7584.6	-	-	-
49	Columna Central	-	7916	7850	-	-
50	Boom	-	23780	7850	-	-

Nota: La nomenclatura “Ix” y “Iy” hace referencia a los momentos de inercia en su respectivo eje, mientras que la nomenclatura “I” hace referencia a perfiles fabricados a partir de planchas soldadas.

En la tabla anterior se muestra algunas de las propiedades más importantes de los elementos de la estructura del Shiploader, así como el área, la longitud, densidad correspondiente al material A36 y los momentos de inercia en “X” y “Y” correspondientemente (con referencia al plano de análisis tal como se muestra en la Figura 48), estos parámetros son importantes para determinar las condiciones dinámicas de la estructura; de igual forma, estos valores serán calculados según como se indica en las ecuaciones (4) y (5); a continuación se muestra dicho procedimiento (los valores de momento de inercia y área para los elementos 48, 49 y 50, también serán calculados más adelante).

3.5.1 Cálculo de Momento de Inercia

Previo al cálculo, para la orientación de los momentos de inercia de los elementos estructurales se deberá tomar en cuenta la indicación y dirección de los ejes según como se muestra en la Figura 18, donde el eje “X” es el eje de las abscisas (dirección horizontal) y el eje “Y” es el eje de las ordenadas (dirección vertical). De igual forma para el desarrollo de los momentos de inercia según como plantea el teorema de Steiner para los perfiles “I” y los perfiles tubulares, se tendrá la siguiente disposición:

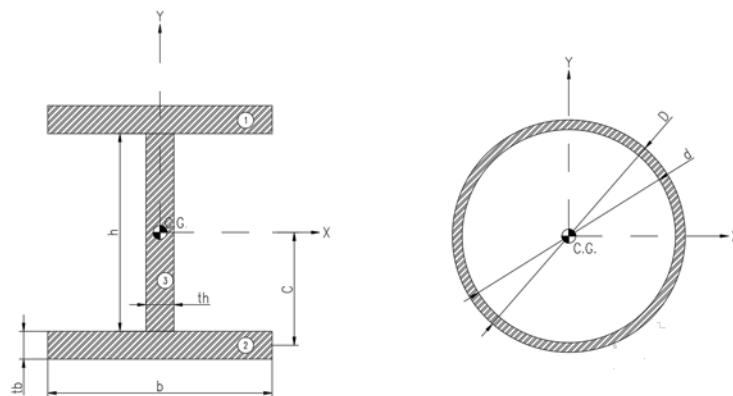


Figura 49. Disposición geométrica para los elementos estructurales del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia.

Donde:

- b : Es la base del patin.
- h : Es la altura del alma.
- tb : Es el espesor del patin del perfil.

- th: Es el espesor del alma.
- C: Es la distancia del centro de gravedad del perfil al centro de gravedad de patin.
- C.G.: Es el centro de gravedad del perfil.
- D: Es el diámetro exterior.
- d: Es el diámetro interior.

Son los parámetros para determinar los momentos de inercia.

Para el caso de los perfiles “I” fabricados a partir de planchas soldadas (Tabla 22) el primer dígito corresponde a la altura del alma “h”; el segundo dígito corresponde a la longitud del patin “b”; el tercero corresponde a al ancho del alma “th”; y el cuarto dígito corresponde al ancho del patin “tb”. De igual forma para los perfiles tubulares el primer dígito indica el diámetro exterior “D”; y el segundo termino corresponde al espesor de dicho perfil.

A continuación, se muestra el desarrollo del cálculo de los momentos de inercia para los perfiles estructurales del Shiploader

Tabla 23. Cálculo de momento de Inercia para I 500x300x16x25.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al eje “X”	Momento de inercia respecto al eje “Y”
Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 300 \cdot 25 = 7500 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot tb^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 300 \cdot 25^3 = 390625 \text{ mm}^4$ $C = \frac{H}{2} - \frac{tb}{2}$ $C = \frac{500}{2} - \frac{25}{2} = 262.5$ $I_{x1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{x1} = 517187500 \text{ mm}^4$	Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 300 \cdot 25 = 7500 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot tb \cdot b^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 300^3 = 56250000 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{y1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{y1} = 56250000 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2: $I_{y1} = I_{y2}$

Para el rectángulo 2: $I_{x1} = I_{x2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 500 \cdot 16 = 8000 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot th \cdot h^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 16 \cdot 500^3 = 166666666.7 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 166666666.7 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “X” es: $I_X = I_{x1} + 2 \cdot I_{x1}$ $I_X = 1201041667 \text{ mm}^4$	Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 500 \cdot 16 = 8000 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot h \cdot th^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 500 \cdot 16^3 = 170666.667 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 170666.667 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “Y” es: $I_Y = I_{y1} + 2 \cdot I_{y1}$ $I_X = 112670666.7 \text{ mm}^4$
---	---

Tabla 24. Cálculo de momento de Inercia para I 250x250x10x16.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al eje “X”	Momento de inercia respecto al eje “Y”
Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 250 \cdot 16 = 4000 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot tb^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 250 \cdot 16^3 = 85333.33 \text{ mm}^4$ $C = \frac{H}{2} - \frac{tb}{2}$ $C = \frac{250}{2} - \frac{16}{2} = 133$ $I_{x1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$	Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 250 \cdot 16 = 4000 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot tb \cdot b^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 16 \cdot 250^3 = 20833333.33 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{y1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{y1} = 20833333.33 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2:

$I_{x1} = 70841333 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2: $I_{x1} = I_{x2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 250 \cdot 10 = 2500 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot th \cdot h^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 10 \cdot 250^3 = 13020833 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 13020833 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “X” es: $I_X = I_{x1} + 2 \cdot I_{x1}$ $I_X = 154703500 \text{ mm}^4$	$I_{y1} = I_{y2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 500 \cdot 16 = 8000 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot h \cdot th^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 250 \cdot 10^3 = 20833.33 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 20833.33 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “Y” es: $I_Y = I_{y1} + 2 \cdot I_{y1}$ $I_X = 41687500 \text{ mm}^4$
---	---

Tabla 25. Cálculo de momento de Inercia para I 300x300x16x20.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al eje “X”	Momento de inercia respecto al eje “Y”
Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 300 \cdot 20 = 6000 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot tb^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 300 \cdot 20^3 = 200000 \text{ mm}^4$ $C = \frac{H}{2} - \frac{tb}{2}$ $C = \frac{300}{2} - \frac{20}{2} = 160$	Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 300 \cdot 20 = 6000 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot tb \cdot b^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 20 \cdot 300^3 = 45000000 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{y1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{y1} = 45000000 \text{ mm}^4$

$I_{x1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{x1} = 153800000 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2: $I_{x1} = I_{x2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 300.16 = 4800 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot th \cdot h^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 16.300^3 = 36000000 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 36000000 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “X” es: $I_X = I_{x1} + 2 \cdot I_{x1}$ $I_X = 343600000 \text{ mm}^4$	Para el rectángulo 2: $I_{y1} = I_{y2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 300.16 = 4800 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot h \cdot th^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 300.16^3 = 102400 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 102400 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “Y” es: $I_Y = I_{y1} + 2 \cdot I_{y1}$ $I_X = 90102400 \text{ mm}^4$
---	---

Tabla 26. Cálculo de momento de Inercia para I 500x400x16x30.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al eje “X”	Momento de inercia respecto al eje “Y”
Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 400.30 = 12000 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot tb^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 400.30^3 = 900000 \text{ mm}^4$ $C = \frac{H}{2} - \frac{tb}{2}$	Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 400.30 = 12000 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot tb \cdot b^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 30.400^3 = 160000000 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{y1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$

$C = \frac{500}{2} - \frac{30}{2} = 265$ $I_{x1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{x1} = 843600000 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2: $I_{x1} = I_{x2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 500 \cdot 16 = 8000 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot th \cdot h^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 16 \cdot 500^3 = 166666667 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 166666667 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “X” es: $I_X = I_{x1} + 2 \cdot I_{x1}$ $I_X = 1853866667 \text{ mm}^4$	$I_{y1} = 1600000000 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2: $I_{y1} = I_{y2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 500 \cdot 16 = 8000 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot h \cdot th^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 500 \cdot 16^3 = 170666.667 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 170666.667 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “Y” es: $I_Y = I_{y1} + 2 \cdot I_{y1}$ $I_X = 320170666.7 \text{ mm}^4$
---	---

Tabla 27. Cálculo de momento de Inercia para I 500x300x12x16.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al eje “X”	Momento de inercia respecto al eje “Y”
Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 300 \cdot 16 = 4800 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot tb^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 300 \cdot 16^3 = 102400 \text{ mm}^4$	Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 300 \cdot 16 = 4800 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot tb \cdot b^3$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot 16 \cdot 300^3 = 36000000 \text{ mm}^4$

$C = \frac{H}{2} - \frac{tb}{2}$ $C = \frac{500}{2} - \frac{16}{2} = 258$ $I_{x1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{x1} = 319609600 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2: $I_{x1} = I_{x2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 500 \cdot 12 = 6000 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot th \cdot h^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 12 \cdot 500^3 = 125000000 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 125000000 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “X” es: $I_X = I_{x1} + 2 \cdot I_{x1}$ $I_X = 764219200 \text{ mm}^4$	$C = 0$ $I_{y1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{y1} = 360000000 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2: $I_{y1} = I_{y2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 500 \cdot 12 = 6000 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot h \cdot th^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 500 \cdot 12^3 = 72000 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 72000 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “Y” es: $I_Y = I_{y1} + 2 \cdot I_{y1}$ $I_X = 72072000 \text{ mm}^4$
---	--

Tabla 28. Cálculo de momento de Inercia para I 300x300x12x16.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al eje “X”	Momento de inercia respecto al eje “Y”
Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 300 \cdot 16 = 4800 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot tb^3$	Para el rectángulo 1: $A_1 = b \cdot tb$ $A_1 = 300 \cdot 16 = 4800 \text{ mm}^2$ $I_1 = \frac{1}{12} \cdot tb \cdot b^3$

$I_1 = \frac{1}{12} \cdot 300 \cdot 16^3 = 102400 \text{ mm}^4$ $C = \frac{H}{2} - \frac{tb}{2}$ $C = \frac{300}{2} - \frac{16}{2} = 158$ $I_{x1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{x1} = 119929600 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2: $I_{x1} = I_{x2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 300 \cdot 12 = 3600 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot th \cdot h^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 12 \cdot 300^3 = 270000000 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 270000000 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “X” es: $I_X = I_{x1} + 2 \cdot I_{x1}$ $I_X = 266859200 \text{ mm}^4$	$I_1 = \frac{1}{12} \cdot 16 \cdot 300^3 = 360000000 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{y1} = I_1 + A_1 \cdot C^2$ $I_{y1} = 360000000 \text{ mm}^4$ Para el rectángulo 2: $I_{y1} = I_{y2}$ Para el rectángulo 3: $A_3 = h \cdot th$ $A_3 = 300 \cdot 12 = 3600 \text{ mm}^2$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot h \cdot th^3$ $I_3 = \frac{1}{12} \cdot 300 \cdot 12^3 = 43200 \text{ mm}^4$ $C = 0$ $I_{x2} = I_3 + A_3 \cdot C^2$ $I_{x1} = 43200 \text{ mm}^4$ El momento de inercia en “Y” es: $I_Y = I_{y1} + 2 \cdot I_{y1}$ $I_X = 72043200 \text{ mm}^4$
---	---

Tabla 29. Cálculo de momento de Inercia para Tub. Ø=219.1x8.2.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al del perfil circular
Se sabe que:
$I_X = I_Y$
Entonces se tiene lo siguiente:

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$$

$$d = D - 2 \cdot e$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - (D - 2 \cdot e)^4)$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} * (219.1^4 - (219.1 - 2 * 8.2)^4)$$

$$I_x = 30251485.77 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 30251485.77 \text{ mm}^4$$

Tabla 30. Cálculo de momento de Inercia para Tub. Ø=273.1x12.7.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al del perfil circular
Se sabe que: $I_x = I_y$ Entonces se tiene lo siguiente: $I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$ $d = D - 2 \cdot e$ $I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - (D - 2 \cdot e)^4)$ $I_x = \frac{\pi}{64} * (273.1^4 - (273.1 - 2 * 12.7)^4)$ $I_x = 88268456.74 \text{ mm}^4$ $I_y = 88268456.74 \text{ mm}^4$

Tabla 31. Cálculo de momento de Inercia para Tub. Ø=168.3x7.1.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al del perfil circular
Se sabe que: $I_x = I_y$ Entonces se tiene lo siguiente:

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$$

$$d = D - 2 \cdot e$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - (D - 2 \cdot e)^4)$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} * (168.3^4 - (168.3 - 2 * 7.1)^4)$$

$$I_x = \mathbf{11701518.51 \text{ mm}^4}$$

$$I_y = \mathbf{11701518.51 \text{ mm}^4}$$

Tabla 32. Cálculo de momento de Inercia para Tub. Ø=273.1x9.3.

Fuente: Elaboración propia.

Momento de inercia respecto al del perfil circular
Se sabe que: $I_x = I_y$ Entonces se tiene lo siguiente: $I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$ $d = D - 2 \cdot e$ $I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - (D - 2 \cdot e)^4)$ $I_x = \frac{\pi}{64} * (273.1^4 - (273.1 - 2 * 9.3)^4)$ $I_x = \mathbf{67126472.26 \text{ mm}^4}$ $I_y = \mathbf{67126472.26 \text{ mm}^4}$

Para realizar el cálculo del momento de inercia de cilindro hidráulico se tomará en cuenta los datos descritos en la Tabla 9.

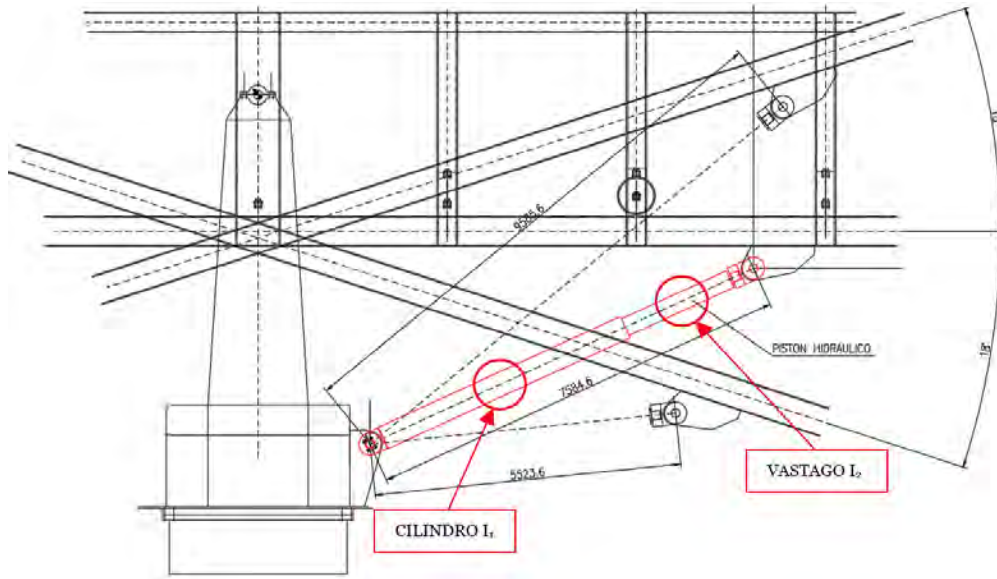


Figura 50. Pistón Hidráulico “DIAGONAL”.

Fuente: Elaboración propia a partir de los planos proporcionados por Antamina S.A. (2023).

Tabla 33. Cálculo del área y momento de inercia del Pistón Hidráulico.

Fuente: Elaboración propia.

Área y momento de inercia del cilindro I1	Área y momento de inercia del vástago I2
El área del cilindro será: $A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$ $A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (420^2 - 327^2)$ $A_1 = 54562 \text{ mm}^2$ El momento de inercia será: $I_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$ $I_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (420^4 - 327^4)$ $I_1 = 966.2 * 10^6 \text{ mm}^4$	El área del vástago será: $A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$ $A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 327^2$ $A_1 = 84016 \text{ mm}^2$ El momento de inercia será: $I_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4)$ $I_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (327^4)$ $I_2 = 561 * 10^6 \text{ mm}^4$

Para determinar el momento de inercia total del elemento se emplea la siguiente ecuación:

$$I_{equiv} = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^n I_i L_i \quad (43)$$

La ecuación (43) determina el momento de inercia de una sección compuesta, en el caso del cilindro hidráulico cuenta con 2 secciones, el mismo cilindro y el vástago por lo que el momento de inercia sería:

$$I_{equiv} = \frac{1}{7584.6} * (966.2 * 10^6 * 5047 + 561 * 10^6 * 2537.6)$$

$$I_{equiv} = 830.631 * 10^6 \text{ mm}^4$$

De la misma forma se calculó el momento de inercia del Boom

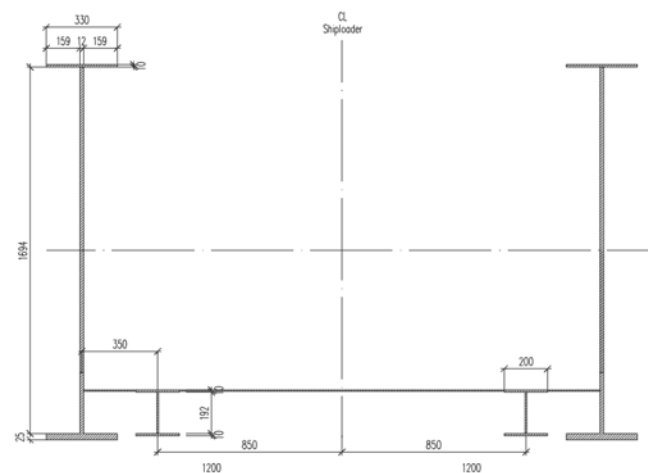


Figura 51. Configuración geométrica del Boom.

Fuente: Elaboración propia a partir de los planos proporcionados por Antamina S.A. (2023).

Debido a que la geometría tiene un cierto grado de complejidad y al igual que para el cálculo de los estados de resistencia; el momento de inercia fue determinado mediante la herramienta de análisis “Section Designer” integrada en el software SAP2000 v.22, desarrollado por Computers and Structures, Ins. Como ya se había mencionado, esta función permitió modelar la geometría de la sección y calcular sus propiedades mecánicas.

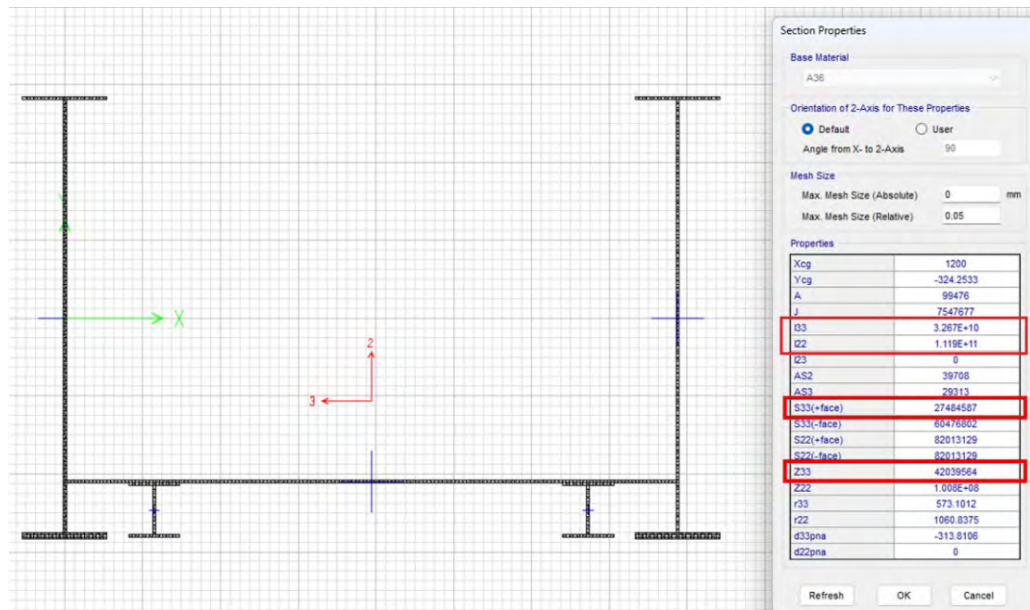


Figura 52. Análisis del momento de inercia del Perfil Estructural del Boom.

Fuente: Elaboración propia con SAP2000 v.22 (Computers and Structures, Inc.).

Por lo tanto, los momentos de inercia para el Boom son:

$$I_x = 3.26 * 10^{10} \text{ mm}^4$$

$$I_y = 1.11 * 10^{11} \text{ mm}^4$$

Y el área correspondiente al Boom es:

$$A = 99476 \text{ mm}^2$$

De igual forma se determinaron los parámetros de inercia concernientes al elemento designado como Columna Central.

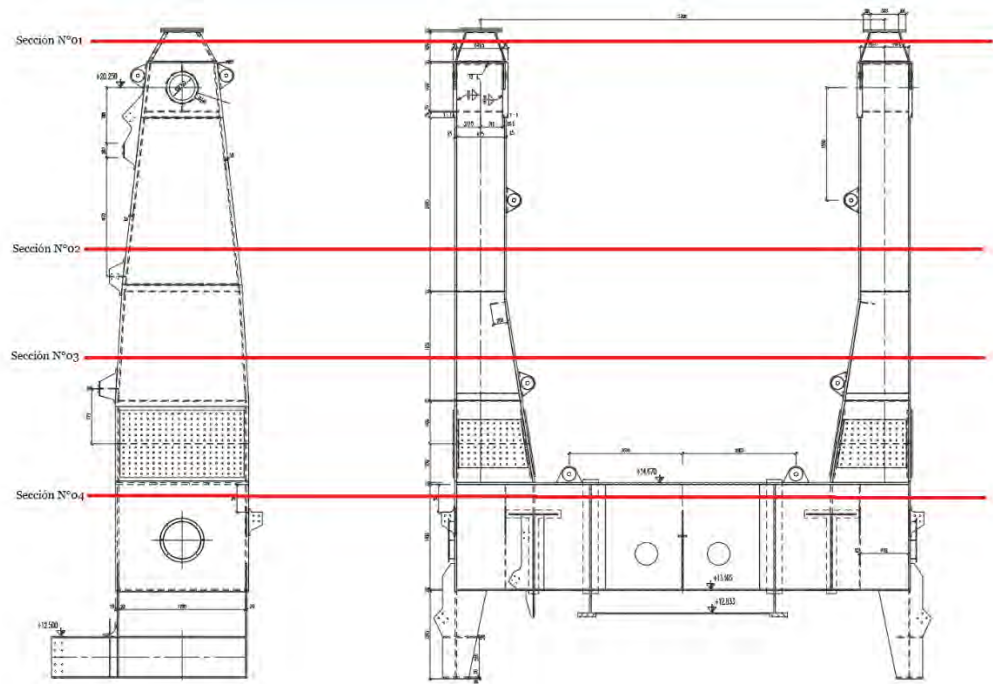


Figura 53. Secciones del elemento Columna central del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia a partir de los planos proporcionados por Antamina S.A. (2023).

Debido a que el elemento tiene una geometría no homogénea con cambios de sección, se determinó los momentos de inercia para las secciones como se muestra en la figura anterior con ayuda del software ANSYS V2024.R1, los cuales se muestran a continuación:

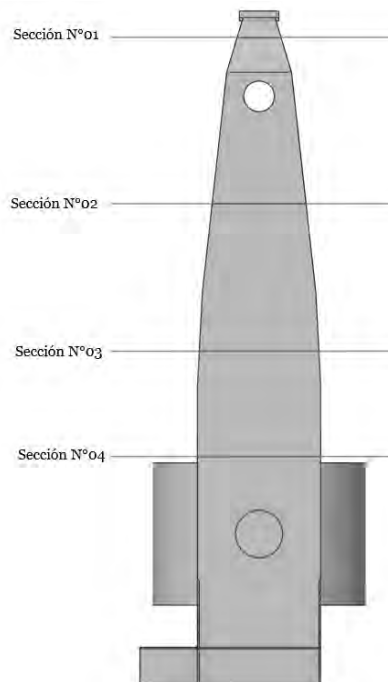


Figura 54. Secciones del elemento Columna central del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia con Ansys v2024 R1.

Tabla 34. Momentos de Inercia de las diferentes secciones de la estructura.

Fuente: Elaboración propia con Ansys v2024 R1.

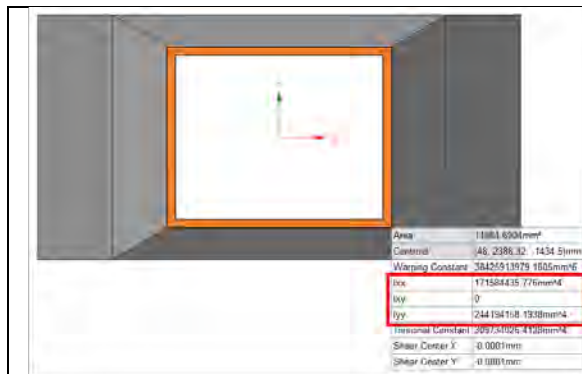


Figura 55. Momentos de inercia Sección N°01

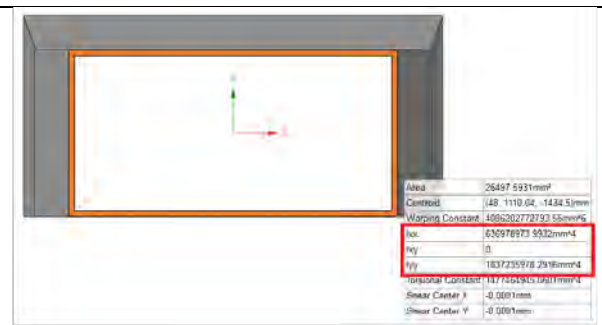


Figura 56. Momentos de inercia Sección N°02

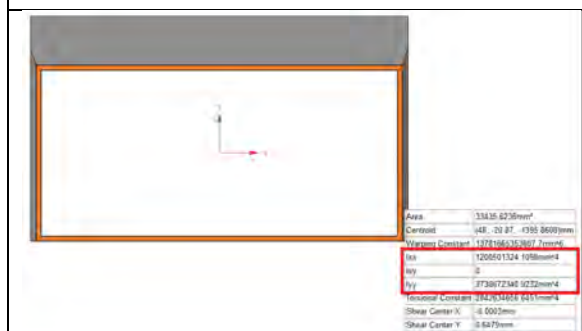


Figura 57. Momentos de inercia Sección N°03

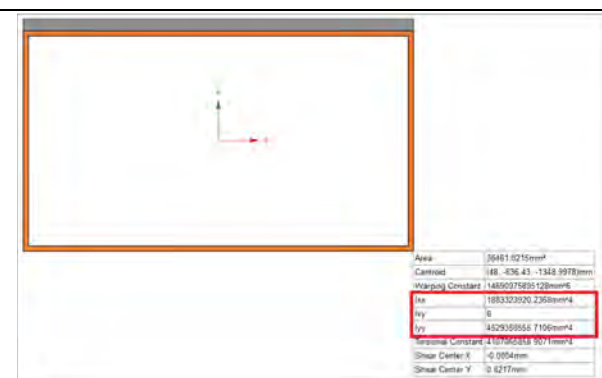


Figura 58. Momentos de inercia Sección N°04

Para poder determinar el momento de inercia equivalente del elemento estructural se utilizó lo indicado por la ecuación (41), entonces se tiene lo siguiente:

$$I_{x^{equiv}} = \frac{1}{L} * (171584435.77 * 444.7 + 636978973.99 * 1692.25 + 1200501324.11 * 718.033 + 1883323920.23 * 2011)$$

$$I_{x^{equiv}} = 1192687117.52 \text{ mm}^4$$

$$I_{y^{equiv}} = \frac{1}{L} * (244194157.2 * 444.7 + 1837235978.3 * 1692.25 + 3738672340.92 * 718.033 + 4529358555.71 * 2011)$$

$$I_{y^{equiv}} = 3084820867.33 \text{ mm}^4$$

Y el área equivalente para el elemento seria:

$$A_{equiv} = \frac{14864.69 + 26497.59 + 33435.62 + 36461.02}{4}$$

$$A_{equiv} = 27814.73 \text{ mm}^2$$

Una vez obtenido los momentos de inercia y el área de los elementos estructurales del Shiploader, se procedió a realizar los cálculos correspondientes a la matriz de rigidez de la estructura.

3.5.2 Cálculo de la Matriz de Rigidez

Para efectuar los diferentes cálculos matriciales se empleó el software MATLAB, utilizando los scripts que se muestra en el Anexo D, por otro lado, en lo referente al cálculo de elementos finitos, y con el fin de seleccionar adecuadamente el tipo de elementos a utilizar en cada componente de la estructura, se hace mención lo siguiente:

Tabla 35. Comparativa entre tipos de elementos finitos.

Fuente: Elaboración propia.

TIPO DE ELEMENTO	COMPORTAMIENTO ESTRUCTURAL	ESFUERZOS QUE TRANSMITE	APLICACIÓN TÍPICA / ENFOQUE ANALÍTICO
Barra (Truss)	Solo axial (tensión o compresión)	Fuerzas axiales	Tirantes, diagonales de celosías y arriostres. Útil en análisis estático simple.
Viga (Beam)	Flexión, corte y axiales	Axial, cortante, momento flector	Columnas y vigas en pórticos. Usado en análisis estático y de carga.
Combinado	Modelado estructural más realista	Todos los anteriores según el tipo	Estructuras complejas como. Ideal en análisis modal y dinámico.

Para el cálculo de la matriz de rigidez se considerará a los elementos finitos de tipo barra y viga (elementos combinados); la estructura base del Shiploader y la Diagonal será considerado elementos barra (elementos sometidos a carga axial), mientras que el Boom y la Columna Central serán elementos viga (elementos sometidos a flexión), hecho mención esto, se procedió a calcular las matrices de rigidez los cuales se muestran en el Anexo M.

Para determinar la matriz de rigidez de los elementos estructurales designados como Boom y Columna Central, se tomará en consideración lo indicado en la Tabla 5.

Matriz de rigidez del elemento BOOM:

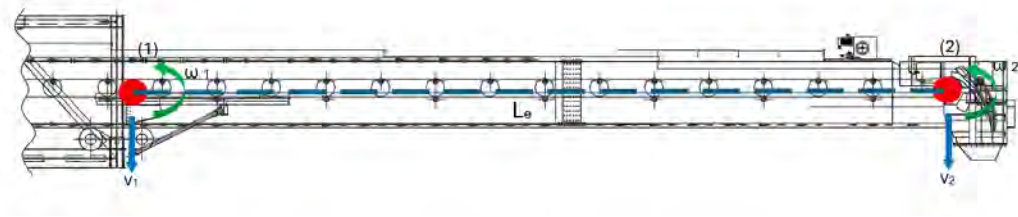


Figura 59. Elemento finito viga de 2 nodos correspondiente al Boom.

Fuente: Elaboración propia a partir de los planos proporcionados por Antamina S.A. (2023).

Según como se muestra en la figura anterior, existen 4 estados de desplazamientos correspondiente a cada grado de libertad.

Tabla 36. Estados de desplazamientos para el Boom.

Fuente: Elaboración propia.

Primer estado de desplazamientos	Segundo estado de desplazamientos
Tercer estado de desplazamientos	Cuarto estado de desplazamientos

Según la Tabla 5 y los estados de desplazamientos obtenidos para el Boom, se tiene la siguiente matriz de rigidez del elemento viga:

Matriz de rigidez del elemento Boom “Kb” (N/mm):

$$k_B = \begin{bmatrix} \frac{A.E}{L} & 0 & 0 & -\frac{A.E}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 12\frac{E.I}{L^3} & 6\frac{E.I}{L^2} & 0 & -12\frac{E.I}{L^3} & 6\frac{E.I}{L^2} \\ 0 & 6\frac{E.I}{L^2} & 4\frac{E.I}{L} & 0 & -6\frac{E.I}{L^2} & 2\frac{E.I}{L} \\ -\frac{A.E}{L} & 0 & 0 & \frac{A.E}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -12\frac{E.I}{L^3} & -6\frac{E.I}{L^2} & 0 & 12\frac{E.I}{L^3} & -6\frac{E.I}{L^2} \\ 0 & 6\frac{E.I}{L^2} & 2\frac{E.I}{L} & 0 & -6\frac{E.I}{L^2} & 4\frac{E.I}{L} \end{bmatrix} \frac{N}{mm}$$

Reemplazando los valores en la matriz anterior se tiene la matriz de rigidez del elemento Boom el cual se muestra en el Anexo M.

Matriz de rigidez del elemento Columna Central:

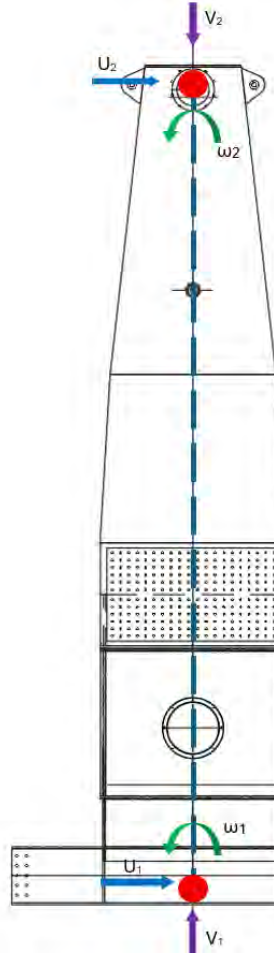


Figura 60. Elemento finito columna de 2 nodos correspondiente a la Columna Central.

Fuente: Elaboración propia a partir de los planos proporcionados por Antamina S.A. (2023).

Considerando la misma configuración de la matriz de rigidez del Boom y según como se muestra en la figura anterior, se procedió a calcular la matriz de rigidez del elemento Columna Central, el cual se muestra en el Anexo M.

Unificando todas las matrices de rigidez obtenidas (ver Anexo M) de los elementos de la estructura del Shiploader, se obtiene la matriz global de rigidez “ K_G ”, a continuación, se muestra un extracto de dicha matriz global; la tabla completa con todos los valores obtenidos se muestra en el Anexo E.

Matriz de rigidez global “ K_G ” (N/mm):

	U1	V1	TH1	U2	V2	TH2	U3	V3	TH3	U4	V4	TH4	U5	V5	TH5	U6
U1	19	3.9	0	-14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V1	3.9	3.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U2	-14	0	0	23	0	0	-9	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V2	0	0	0	0	2.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U3	0	0	0	-8	0	0	21	-0	0	-8	0	0	0	0	0	0
V3	0	0	0	0	0	0	-0	5.8	0	0	0	0	0	0	0	0
TH3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U4	0	0	0	0	0	0	-8	0	0	16	0	0	-8	0	0	0
V4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5.6	0	0	0	0	0
TH4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-8	0	0	21	0.2	228	-9
V5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.2	-8	0	0
TH5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	228	0	60300	0
U6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-9	0	0	18
V6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-9
V7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

3.5.3 Cálculo de la Matriz de Masas

De igual forma se determinó las matrices de masa para los elementos del Shiploader (ver Anexo N) empleando un script desarrollado en MATLAB, dicho script se muestra en el Anexo F.

Como se observa en el modelo conceptual planteado en la Figura 48, existen 2 masas, la del contra peso y del chute tipo banano los cuales son aplicados de forma vertical sobre los elementos 1 y 50 de la estructura del Shiploader respectivamente. Para poder ingresarlos a una matriz global, estos pesos serán expresado de forma matricial y se sumaran a la matriz de masa de los elementos correspondientemente de donde se encuentren ubicadas; la masa del contra peso para el elemento 1, mientras que la masa del chute tipo banano será para el elemento 50 (Boom). Dichas matrices se muestran de igual forma en el Anexo N.

Unificando todas las matrices de rigidez obtenidas, se obtiene la matriz global de rigidez “ M_G ”, la cual se muestra a continuación:

Matriz de masa global “Mg” (kg):

[illegible]

V10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
U12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TH12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

La tabla completa con todos los valores obtenidos se muestra en el Anexo G.

Finalmente, para poder determinar las frecuencias naturales del sistema matricial del Shiploader, se usó la ecuación (38), la cual hace mención lo siguiente:

$$M_G \cdot \ddot{X} + K_G \cdot X = 0$$

Y para poder obtener las frecuencias naturales, se desarrolló un código en MATLAB (ver Anexo H) que facilite determinar la determinante de la ecuación anterior y obtener el polinomio característico según como se indica en la ecuación (40).

$$\det. [K_G - \omega^2 \cdot M_G] = 0$$

Cabe mencionar y recordar que las frecuencias obtenidas serán en unidades de rad/s, y para poder obtener en unidades de Hz se deberá dividir entre 2π , realizando la operación se obtiene las siguientes frecuencias naturales:

Tabla 37. Tabla de los valores de las frecuencias naturales.

Fuente: Elaboración propia.

Modo	Frecuencia	
	rad/s	Hz
1	0.000	0.000
2	0.000	0.000
3	0.000	0.000
4	0.118	0.019
5	0.316	0.050
6	1.068	0.170
7	1.407	0.224
8	2.735	0.435
9	4.526	0.720
10	6.125	0.975
11	7.792	1.240
12	9.391	1.495
13	15.862	2.525

14	18.098	2.881
15	19.458	3.097
16	20.047	3.191
17	22.923	3.648
18	27.960	4.450
19	28.959	4.609
20	33.205	5.285
21	37.739	6.007
22	39.340	6.261
23	40.648	6.470
24	43.745	6.962
25	49.762	7.920
26	53.110	8.453
27	56.166	8.939
28	59.562	9.480
29	63.259	10.068
30	69.063	10.992
31	72.249	11.499
32	72.568	11.550
33	73.935	11.768
34	76.027	12.100
35	76.027	12.100
36	77.581	12.348
37	82.045	13.058
38	86.671	13.794
39	88.767	14.128
40	93.388	14.864
41	97.493	15.517
42	101.158	16.100
43	107.041	17.037
44	107.596	17.125
45	113.941	18.135
46	115.236	18.341
47	118.156	18.806
48	123.549	19.664
49	128.061	20.382
50	130.185	20.720
51	140.778	22.406
52	146.826	23.369

La tabla anterior muestra las frecuencias naturales de la estructura del Shiploader, que como se puede apreciar varían desde 0 Hz hasta los 23 Hz aproximadamente, la misma tabla se encuentra en el Anexo I.

3.6 Análisis Modal Operacional

Para la adquisición y análisis de datos del Shiploader, se usaron acelerómetros triaxiales (ver Tabla 6) los cuales captaron las señales de vibración durante la operación del Shiploader, esta data adquirida fue preprocesada y sincronizada en el software LabVIEW, el cual con su interfaz y entorno de desarrollo gráfico ayuda a la adquisición de datos, así como de control de instrumentos y automatización de procesos.

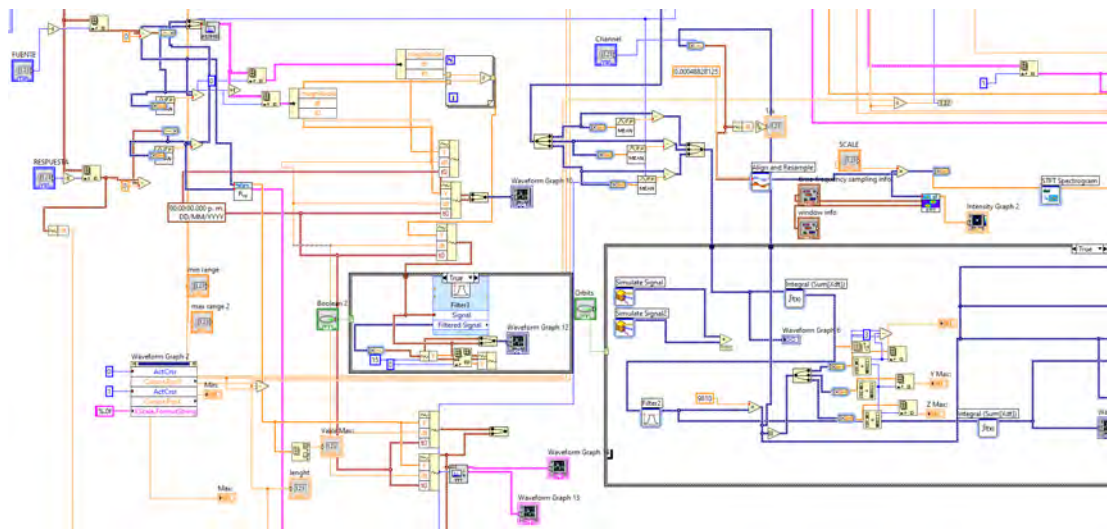


Figura 61. Esquema de la interfaz gráfica para la adquisición de datos en LabView.

Fuente: Foto del interfaz de análisis proporcionado por la empresa Makyl E.C.S. (2023).

Esta interfaz de programación de adquisición de datos incluye una herramienta que ayuda a exportar los datos obtenidos, los cuales una vez exportados, son procesados en otro software el cual debe ser preprogramado según el tipo de instrumento usado, el número de instrumentos de medición y según los datos a procesar

Para el caso del estudio y evaluación del Shiploader, el software que se utilizó para el procesamiento y la obtención de los parámetros dinámicos, así como las frecuencias naturales, es el software ARTeMIS MODAL, el cual permitió identificar los parámetros modales a partir de los registros de vibración.

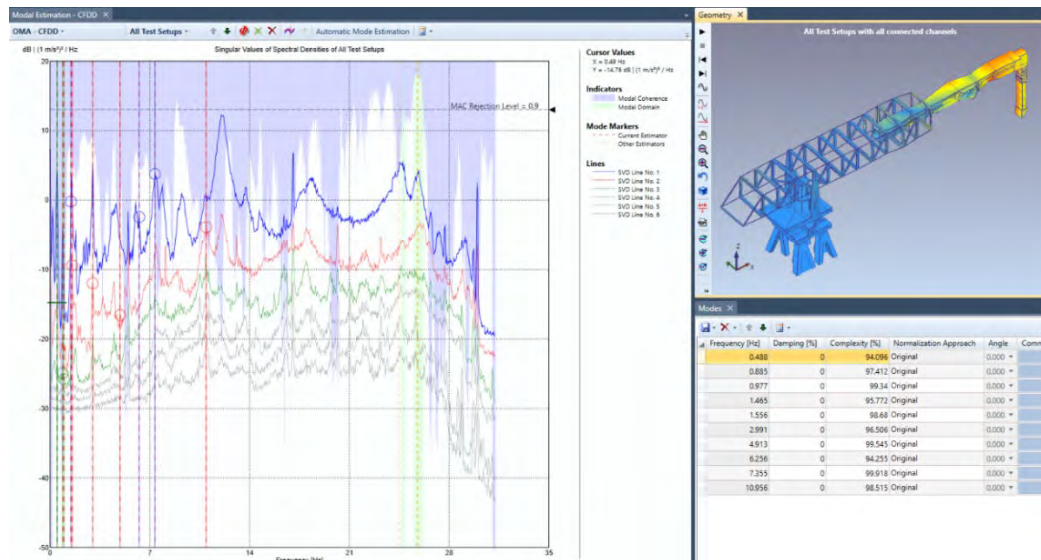


Figura 62. Interfaz de análisis y procesamiento de ARTEMIS MODAL.

Fuente: Foto del interfaz de analisis proporcionado por la empresa Makyl E.C.S. (2023).

3.6.1 Plan de trabajo – Hoja de ruta

Para obtener correctamente los datos necesarios para determinar los parámetros dinámicos del Shiploader, como primera actividad en campo se realizó un recorrido en el área de trabajo donde se encuentra ubicado la estructura del Shiploader. Esta primera inspección aparte que permitió realizar una inspección visual general de la estructura del Shiploader e identificar los componentes estructurales; también permitió identificar las zonas y áreas de fácil acceso para la instalación de los sensores (en adelante, acelerómetros), esto ayudara a plantear los puntos de ubicación de cada acelerómetro para obtener datos que ayuden a obtener los parámetros dinámicos,

A continuación, se adjuntan fotografías tomadas durante el reconocimiento del área.



Figura 63. Vista lateral izquierda completa del Shiploader.
Fuente: Foto proporcionado por la empresa Makyl E.C.S. (2023).



Figura 64. Vista lateral derecha (de frente) del Shiploader.
Fuente: Foto proporcionado por la empresa Makyl E.C.S. (2023).



Figura 65. Vista lateral derecha del Shiploader.

Fuente: Foto proporcionado por la empresa Makyl E.C.S. (2023).

Concluido el recorrido del área donde se realizarán los trabajos de medición, se procedió a elaborar la hoja de ruta el cual indica la posición y ubicación de los acelerómetros sobre la estructura (puntos de color rojo, amarillo en la Figura 66), cabe resaltar que las mediciones fueron realizadas en condiciones nominales de carga y operación del Shiploader.

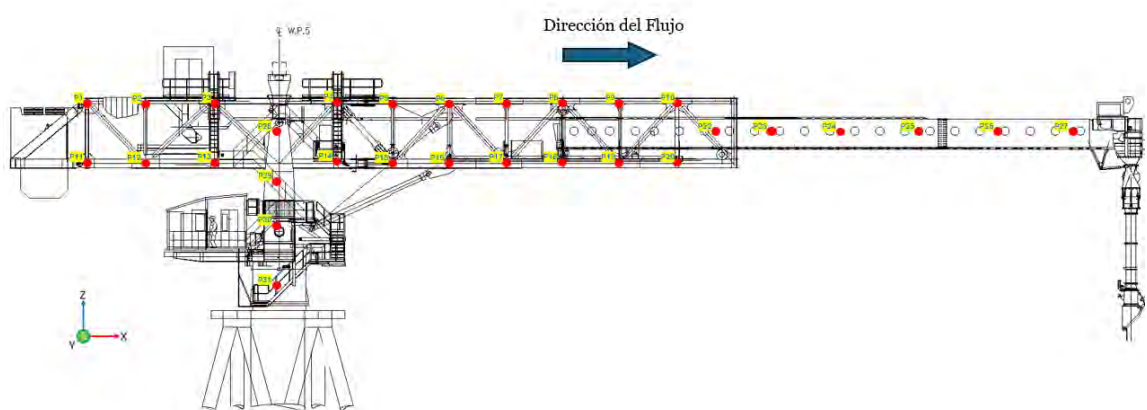


Figura 66. Posicionamiento de los sensores, lado derecho (puntos de color rojo, amarillo).

Fuente: Elaboración propia a partir de los planos proporcionados por Antamina S.A. (2023).

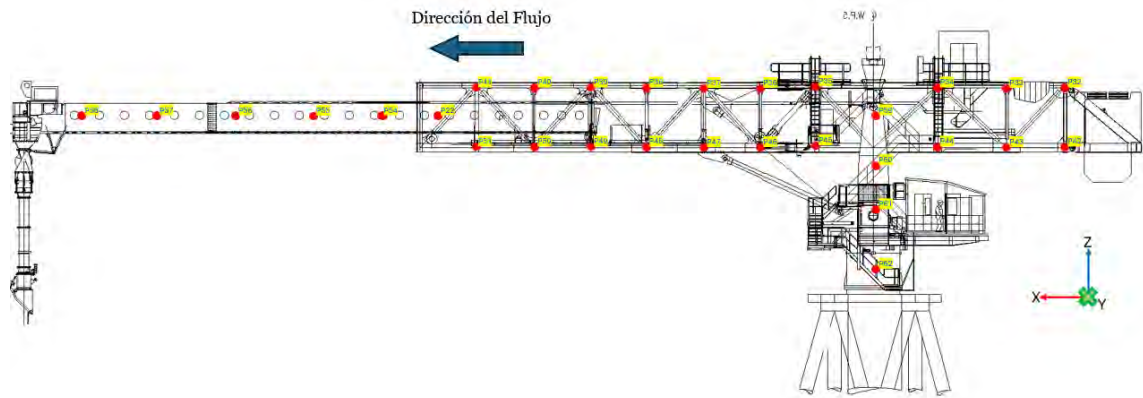


Figura 67. Posicionamiento de los sensores, lado izquierdo (puntos de color rojo, amarillo).

Fuente: Elaboración propia a partir de los planos proporcionados por Antamina S.A. (2023).

De igual forma, algunas fotos del proceso de instalación de los acelerómetros en los puntos mencionados se muestran en el Anexo J.

3.6.2 Geometría para la obtención de Datos

Para poder determinar los parámetros dinámicos es necesario recrear un modelo geométrico en el software ARTeMIS MODAL (estructura de color azul), esta modelo conserva las medidas y formas principales del modelo real del Shiploader; en la Figura 69 se observa la ubicación y la dirección de cada uno de los acelerómetros colocados sobre el modelo del Shiploader 3D realizado en ARTeMIS MODAL (flechas de color verde), de igual forma estos mismo puntos de ubicación de los acelerómetros se muestra de mejor forma en la Figura 67 y Figura 67.

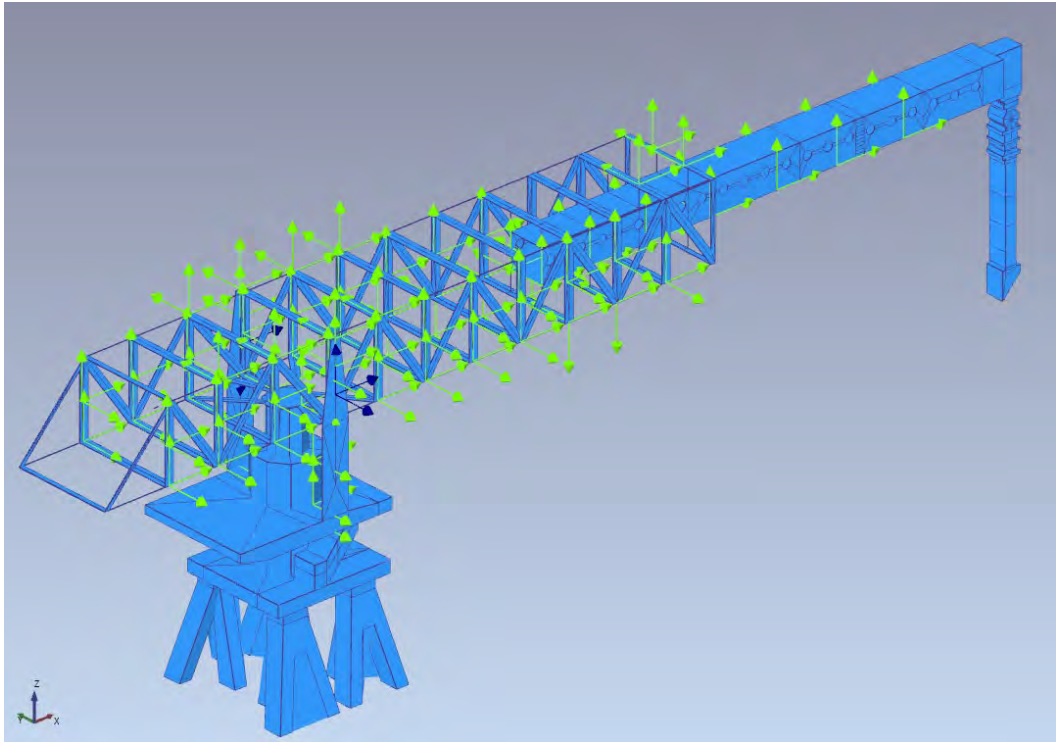


Figura 68. Integración de los puntos de medición en ARTeMIS MODAL (flechas de color verde).

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL a partir de los planos proporcionados por Antamina S.A. (2023).

3.6.3 Técnica de Medición

Como ya se había comentado previamente, uno de los enfoques principales para la obtención de los parámetros dinámicos es la medición y recolección de datos y/o señales en campo los cuales se obtienen a través de los acelerómetros; dicha señal obtenida en campo es procesada y transformada como ya se había comentado anteriormente; estos datos son mostrados a través de una gráfica del PSD (Power Spectrum Density) el cual muestra cómo se distribuye la energía de la señal obtenida en el dominio de la frecuencia, esto ayudara a entender que frecuencias naturales son las que tienen mayor energía.

A continuación, se muestra el diagrama de densidad espectral PSD en el dominio de la frecuencia.

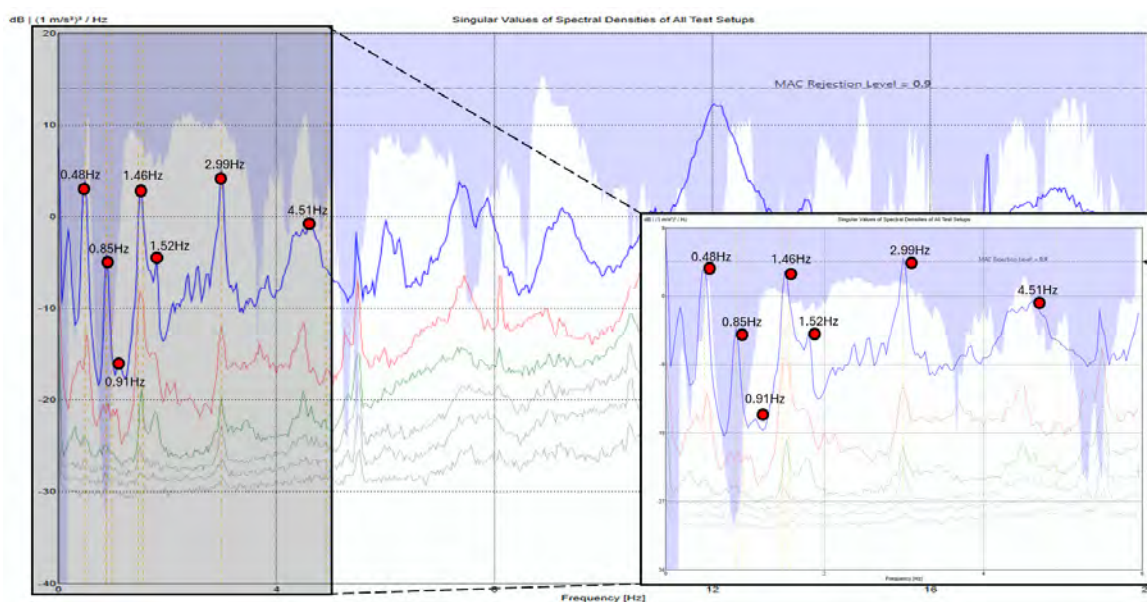


Figura 69. PSD con las frecuencias naturales identificadas.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

A simple vista se observa que, según el procesamiento de las señales obtenidas durante la medición en campo, las frecuencias naturales de mayor relevancia varían desde 0.48 Hz hasta los 4.51 Hz los cuales se describen en la siguiente tabla:

Tabla 38. Frecuencias naturales obtenidas en el PSD

Fuente: Elaboración propia

Frecuencias Naturales (Hz)	
01	0.48 Hz
02	0.85 Hz
03	0.91 Hz
04	1.46 Hz
05	1.52 Hz
06	2.99 Hz
07	4.51 Hz

Posteriormente, se procedió a validar la certeza de las frecuencias naturales halladas a través del análisis del parámetro denominado ortogonalidad, utilizando la técnica de la matriz MAC o matriz de correlación, en la que se espera que la diagonal principal tenga valores unitarios y los elementos que no corresponden a la diagonal sean valores cercanos a cero, cabe mencionar que dicha matriz es elaborada por el mismo software.

Tabla 39. Matriz de verificación MAC para modos identificados en el PSD.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

	0.4883 Hz	0.8545 Hz	0.9155 Hz	1.465 Hz	1.526 Hz	2.991 Hz	4.517 Hz
0.4883 Hz	1	0.04759	0.0149	0.001616	0.002179	0.001086	0.003534
0.8545 Hz	0.04759	1	0.02116	0.001174	0.0005278	0.0004082	0.003753
0.9155 Hz	0.0149	0.02116	1	0.03011	0.006161	0.0009605	0.001014
1.465 Hz	0.001616	0.001174	0.03011	1	0.03333	0.006759	0.002757
1.526 Hz	0.002179	0.0005278	0.006161	0.03333	1	0.02303	0.01032
2.991 Hz	0.001086	0.0004082	0.0009605	0.006759	0.02303	1	0.0009532
4.517 Hz	0.003534	0.003753	0.001014	0.002757	0.01032	0.0009532	1

Los valores fuera de la diagonal principal son valores cercanos a cero por lo que se comprueba la certeza de los modos de vibración hallados.

Posteriormente, se consolidan los resultados hallados mediante la técnica del OMA para la condición de operación, así como la descripción cualitativa de las frecuencias naturales y las formas de los modos de vibración de la estructura del Shiploader.

- MODO N°01

Desplazamiento lateral en el eje “Y” del Boom

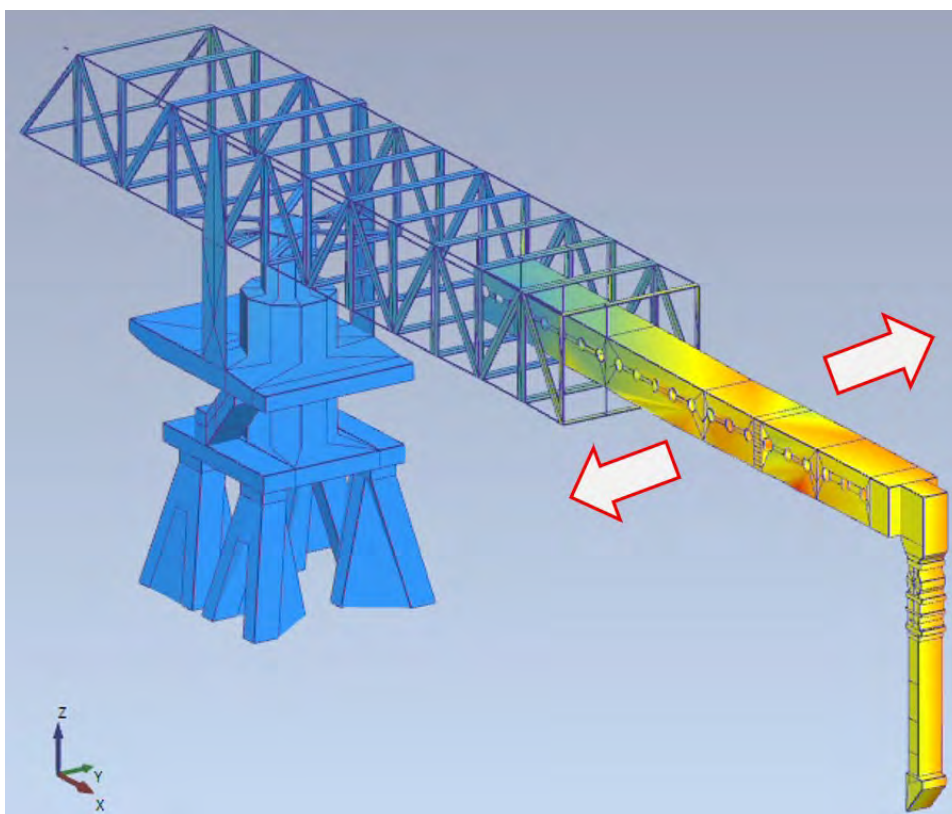


Figura 70. Primer modo de vibración a 0.48 Hz.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

- MODO N°02

Desplazamiento vertical en el eje “Z” del Boom

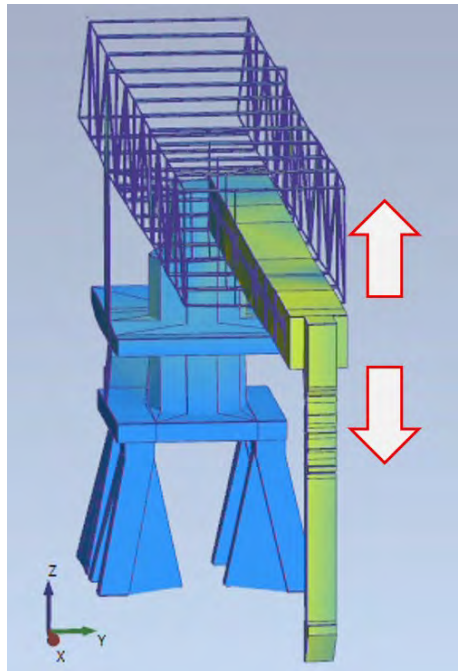


Figura 71. Segundo modo de vibración a 0.85 Hz.
Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

- MODO N°03

Flexión horizontal en el eje “Y” de Boom y la estructura base del Shiploader

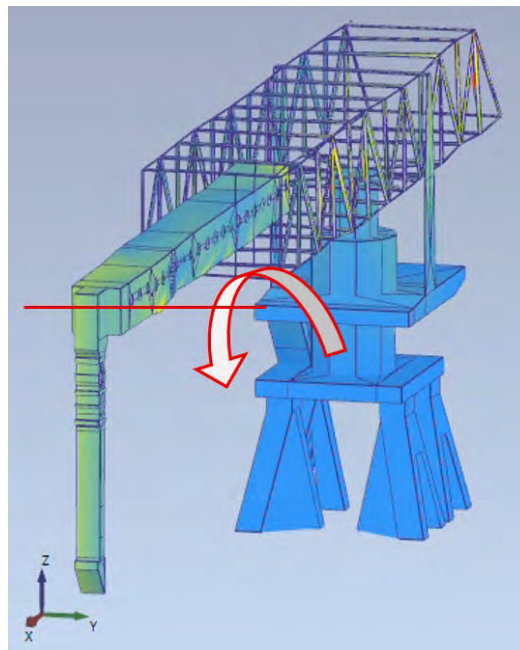


Figura 72. Tercer modo de vibración a 0.91 Hz.
Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

- MODO N°04

Flexión horizontal en el eje “Y” del Boom y la estructura base del Shiploader

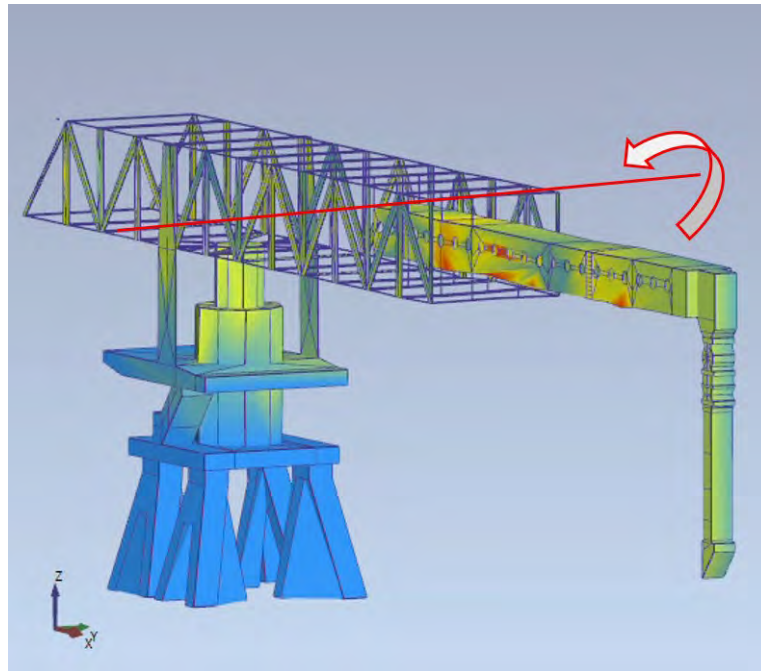


Figura 73. Cuarto modo de vibración a 1.46 Hz.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

- MODO N°05

Flexión torsión en la unión del Boom y la estructura base del Shiploader

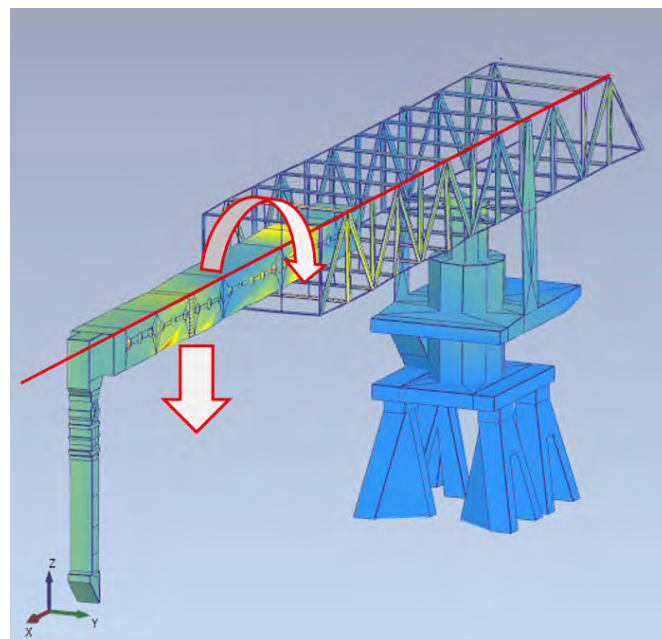


Figura 74. Quinto modo de vibración a 1.52 Hz.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

- MODO N°06

Flexión vertical en la unión del Boom y la estructura base del Shiploader

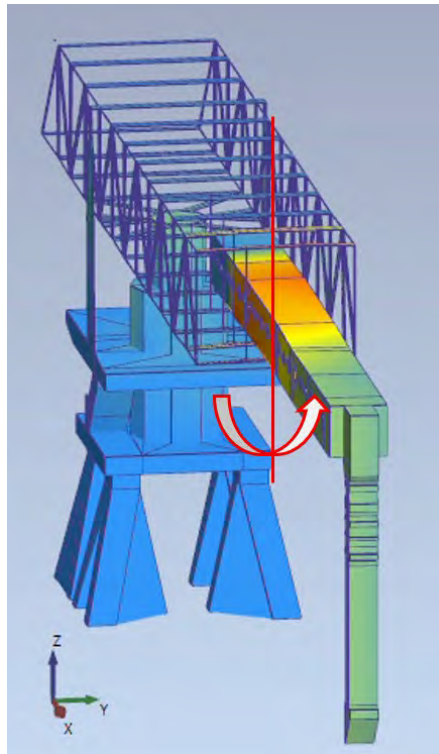


Figura 75. Sexto modo de vibración a 2.99 Hz.
Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

- MODO N°07

Flexión vertical y desplazamiento axial

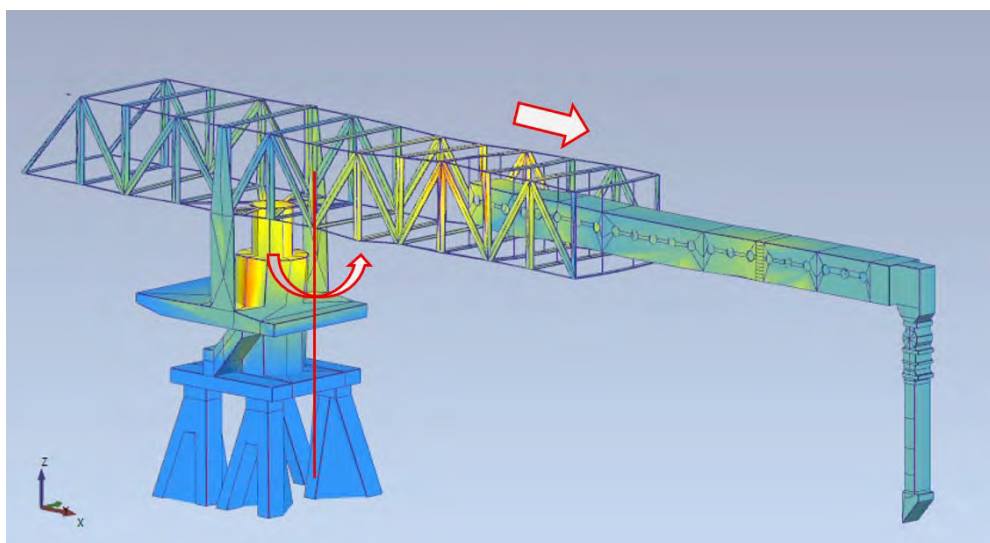


Figura 76. Séptimo modo de vibración a 4.51 Hz.
Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

Las figuras anteriores muestran los modos de vibración obtenidas a partir del OMA, a continuación, se muestra el resumen de todos los modos fundamentales encontrados durante el análisis.

Tabla 40. Resumen y descripción de los modos obtenidos durante el OMA.

Fuente: Elaboración propia.

MODO	FREC (Hz)	DESCRIPCIÓN
1	0.48	Modo de desplazamiento lateral en el eje “Y” del Boom (brazo telescópico)
2	0.85	Modo de desplazamiento vertical en el eje “Z” del Boom (brazo telescópico)
3	0.91	Modo de flexión horizontal en el eje “Y” del Boom y la estructura base del Shiploader
4	1.46	Modo de flexión horizontal en el eje “Y” entre el Boom y la estructura base del Shiploader
5	1.52	Modo de Flexotorsión en la unión del Boom y la estructura base del Shiploader
6	2.99	Modo de flexión vertical en la unión del Boom y la estructura base del Shiploader
7	4.51	Modo de flexión vertical y desplazamiento axial.

Como primer paso, para determinar si dichas frecuencias naturales obtenidas se encuentran en estado de resonancia se debe conocer las frecuencias de excitación, estas frecuencias se obtienen mediante mediciones en campo aplicando la técnica del ODS (Operational Deflection Shape), esta técnica muestra cómo se mueve o vibra una estructura mientras está funcionando a una cierta frecuencia, a continuación se muestra un esquema de del tren de poleas que son las que inducen la excitación a la estructura.

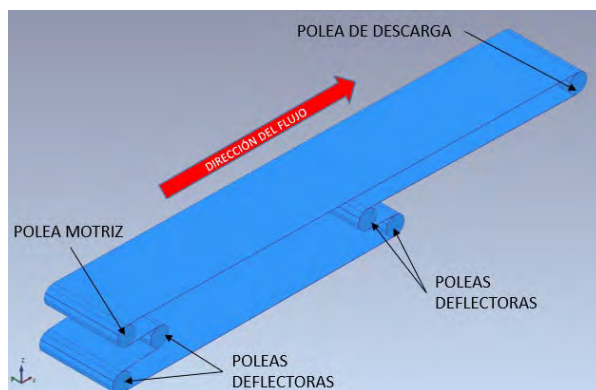


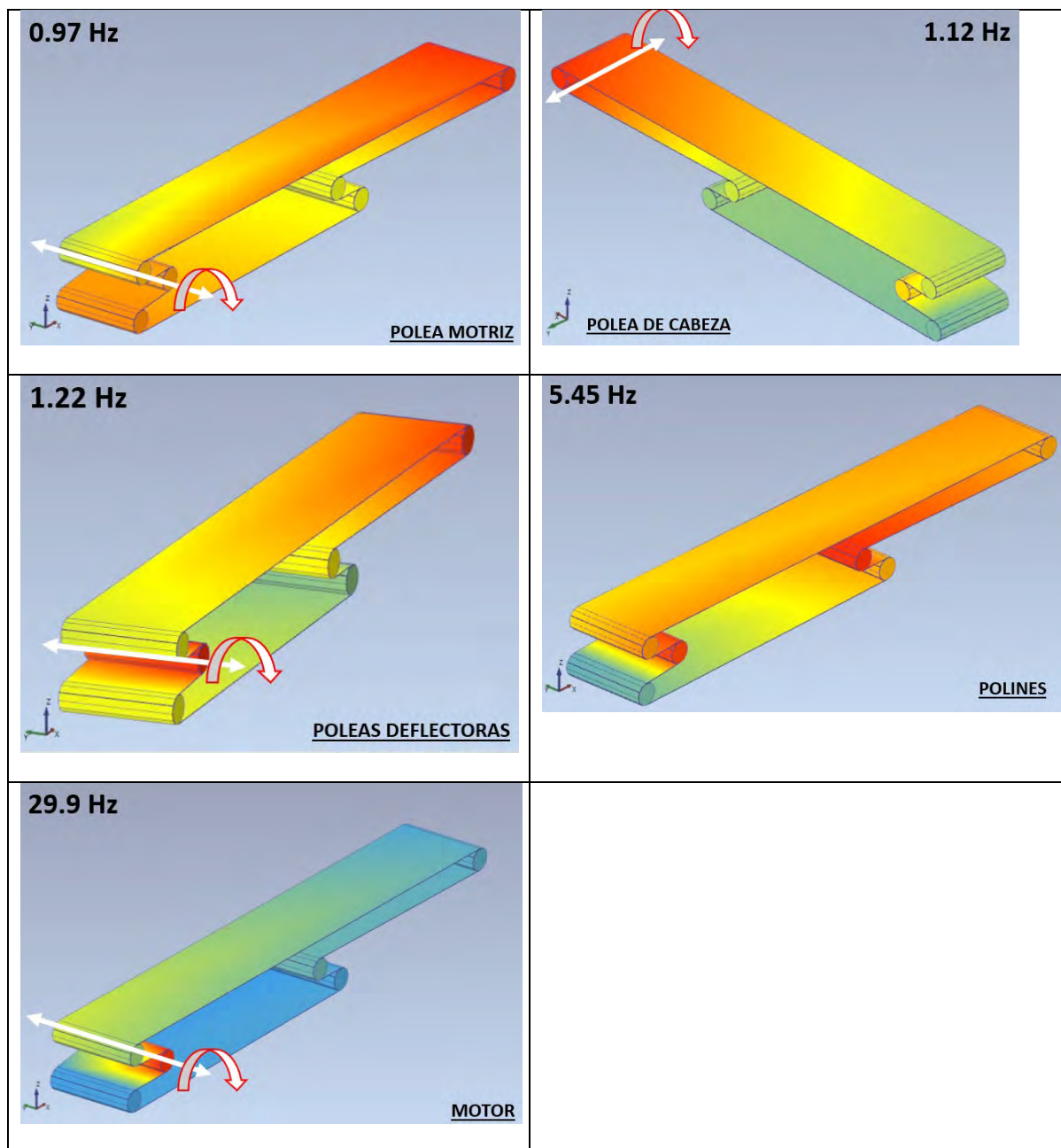
Figura 77. Esquema del tren de poleas del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

Si bien este aspecto no forma parte del alcance del presente proyecto, se presenta los resultados obtenidos para fines de referencia:

Tabla 41. Resultados del ODS del tren de poleas del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.



A continuación, se resume dichos resultados obtenidos de la medición ODS.

Tabla 42. Resumen de resultados del ODS.

Fuente: Elaboracion propia.

	ARMONICOS (Hz)		
	1X	2X	3X
POLEA MOTRIZ	0.97	1.94	2.91

POLEA DE CABEZA	1.12	2.24	3.36
POLEA DEFLECTORA	1.22	2.44	3.66
POLINES	5.45	10.9	16.35
MOTOR	29.9	59.8	89.7

3.6.4 Identificación de Resonancias

Las frecuencias naturales halladas durante la medición OMA no necesariamente se encuentran en condición de resonancia, para determinar la existencia de posibles casos de resonancia, una frecuencia de excitación (ver Tabla 42) debe igualar o ser muy cercana a la frecuencia natural, esto hace que la respuesta vibratoria o simplemente las amplitudes de vibración del sistema se amplifiquen de manera exorbitante, esa relación que existe entre la frecuencia natural y la frecuencia de excitación se denomina relación de frecuencia “r” y se calcula según como se indica en la ecuación (34).

Con el fin de identificar los posibles casos de resonancia, se hizo una tabla en cual se evalúa la razón entre las frecuencias obtenidas en el OMA y las frecuencias de excitación, esto será detallado más adelante en el CAPÍTULO IV, sin embargo, continuación se muestra un análisis adelantado de los posibles casos de resonancia estructural.

Tabla 43. Tabla de identificación de resonancias.

Fuente: Elaboración propia.

EQUIPO		RPM	FREC. (Hz)	FRECUENCIAS NATURALES (Hz)						
				0.49	0.85	0.92	1.47	1.53	2.99	4.52
POLEA MOTRIZ	0.5x	29.1	0.485	0.99	0.57	0.53	0.33	0.32	0.16	0.11
	1x	58.2	0.97	1.98	1.14	1.05	0.66	0.63	0.32	0.21
	2x	116.4	1.94	3.96	2.28	2.11	1.32	1.27	0.65	0.43
	3x	174.6	2.91	5.93	3.42	3.16	1.98	1.91	0.97	0.64
POLEA DE CABEZA	1x	67.2	1.12	2.29	1.32	1.22	0.76	0.73	0.37	0.25
	2x	134.4	2.24	4.57	2.64	2.43	1.52	1.46	0.75	0.50
	3x	201.6	3.36	6.86	3.95	3.65	2.29	2.20	1.12	0.74
POLEA DEFLECTORA	1x	73.2	1.22	2.49	1.44	1.33	0.83	0.80	0.41	0.27
	2x	146.4	2.44	4.98	2.87	2.65	1.66	1.59	0.82	0.54
	3x	219.6	3.66	7.47	4.31	3.98	2.49	2.39	1.22	0.81
POLINES	1x	327	5.45	11.12	6.41	5.92	3.71	3.56	1.82	1.21
	2x	654	10.9	22.24	12.82	11.85	7.41	7.12	3.65	2.41
	3x	981	16.35	33.37	19.24	17.77	11.12	10.69	5.47	3.62
MOTOR	1x	1794	29.9	61.02	35.18	32.50	20.34	19.54	10.00	6.62
	2x	3588	59.8	122.04	70.35	65.00	40.68	39.08	20.00	13.23
	3x	5382	89.7	183.06	105.53	97.50	61.02	58.63	30.00	19.85

La condición de evaluación establece que el valor de “r” deberá encontrarse dentro de un margen del $\pm 15\%$ (Pálsoon, 2012), esto quiere decir que valores de “r” entre 0.85 y 1.15 serán considerados frecuencias que se aproximen a la resonancia estructural.

Se observa que existe posibles casos de resonancia entre la primera frecuencia natural 0.49 Hz y el sub-armónico (0.5x) de la polea motriz, de igual forma también se aprecia un posible caso de resonancia con la segunda (0.85 Hz) y tercera (0.92 Hz) frecuencia natural, con el primer armónico (1x) de la polea motriz; también se observa que la sexta frecuencia natural (2.99 Hz) entra en un posible caso de resonancia con el tercer armónico (3x) de la polea motriz y el tercer armónico de la polea de cabeza, esto quiere decir que las fuentes de excitación que juegan un papel más importante en comparación con las otras son la de la polea de motriz y la polea de cabeza. Por otra parte, como parte del análisis de los parámetros dinámicos y como parte de la evaluación, se procedió a verificar los niveles de vibración Pico los cuales fueron captados durante el análisis OMA los cuales se captaron durante la operación del Shiploader el día 18 de mayo a las 11:40 am.

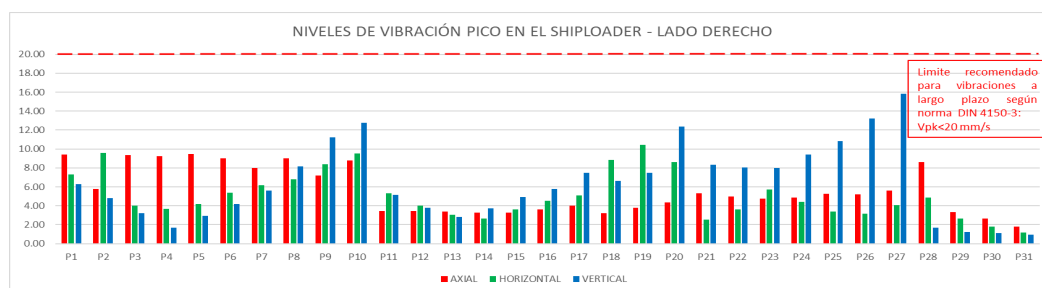


Figura 78. Niveles de vibración pico en el Shiploader – lado derecho.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

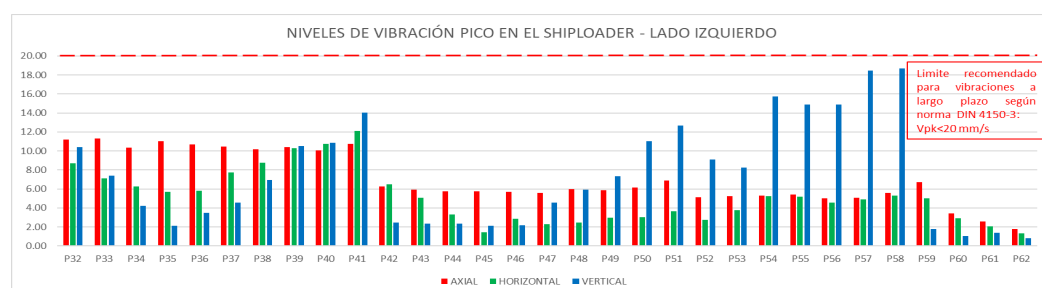


Figura 79. Niveles de vibración pico en el Shiploader – lado izquierdo.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

Las figuras anteriores muestran las amplitudes de vibración pico (eje de las ordenadas, unidad en mm/s) para cada punto de medición (eje de las abscisas, puntos de colocación de los acelerómetros, ver Figura 66 y Figura 67).

Según la normativa DIN 4150-3 (1999) indica que las amplitudes de vibración obtenidos para estructuras de baja frecuencia (0-10 Hz) los niveles de vibración no deben superar los 20 mm/s por lo que dichos valores obtenidos se encuentran dentro del límite admisible, por otro lado, los puntos de medición se muestran en las Figura 66 y Figura 67.

Sin embargo, para descartar cualquier caso de resonancia por completo se evaluará los espectros de vibración obtenidos para los puntos donde los niveles de vibración son relativamente más altos en comparación de los otros puntos, estos puntos corresponden a los puntos 27 y 58 (ubicados en la zona final de descarga del material, ver Figura 66 y Figura 67).

3.6.5 Revisión de los Espectros

Con el fin de validar la información obtenida hasta el momento y observar las frecuencias de mayor presencia e intensidad en la estructura del Shiploader (puntos 27 y 58, puntos de descarga del material) se verifico los espectros obtenidos durante la medición los cuales se muestran a continuación:

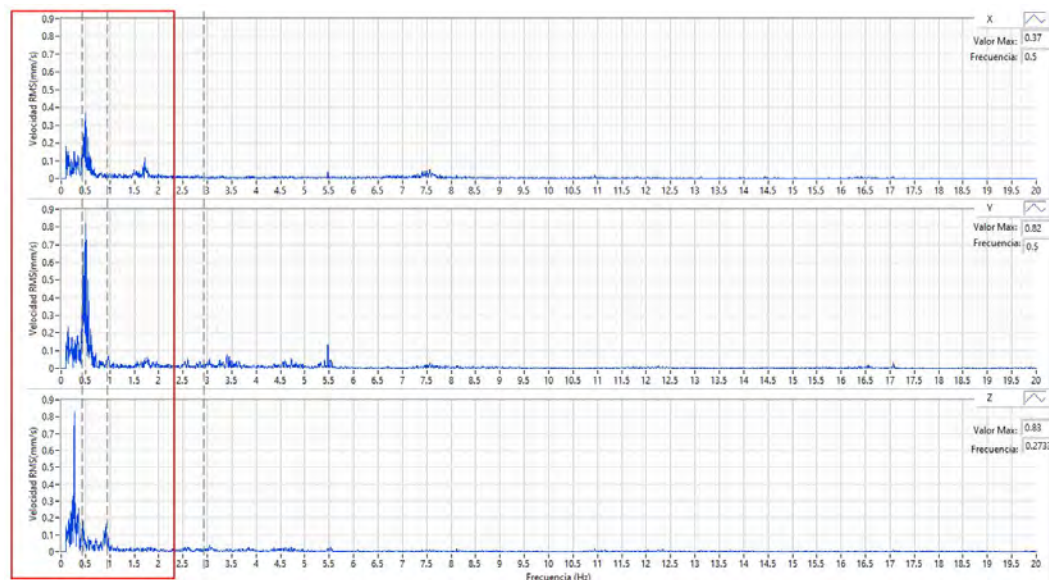


Figura 80. Espectros de vibración captados en el Shiploader, polea de cabeza.

Fuente: Elaboración propia en ARTEMIS MODAL.

Como se aprecia en la figura anterior, las primeras frecuencias mostradas en la figura anterior (marco de color rojo) muestran valores de niveles de vibración en RMS muy bajos teniendo como valor más alto en amplitud 0.82 mm/s RMS a la frecuencia de 0.5 Hz aproximadamente, a continuación, se muestra detalladamente y más ilustrativamente las frecuencias de mayor importancia.

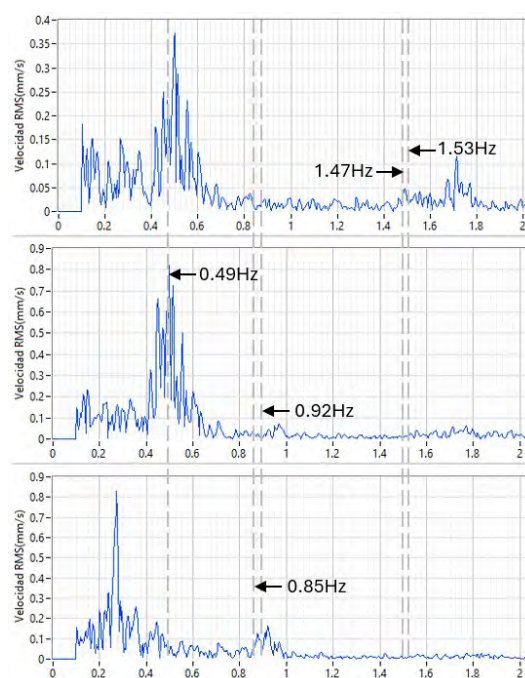


Figura 81. Espectros de vibración del Shiploader (marco rojo).

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

Como se aprecia en la figura anterior, para las primeras frecuencias de 0.49, 0.85, 0.92, 1.47 y 1.53 Hz, la frecuencia con mayor nivel de vibración es la frecuencia de 0.49 Hz (0.82 mm/s RMS aproximadamente), sin embargo estos niveles de vibración obtenidos de los espectros indicarían que sobre el punto p27 y p58 no presentarían problemas a nivel de vibración por dichas valores de las amplitudes menores a 1 mm/s (RMS), y de igual forma, la particularidad de la forma espectral no indicaría algún tipo de falla o daño en el Shiploader.

A continuación, se muestra los espectros para el punto p28 y p59 donde se ubica la polea motriz.

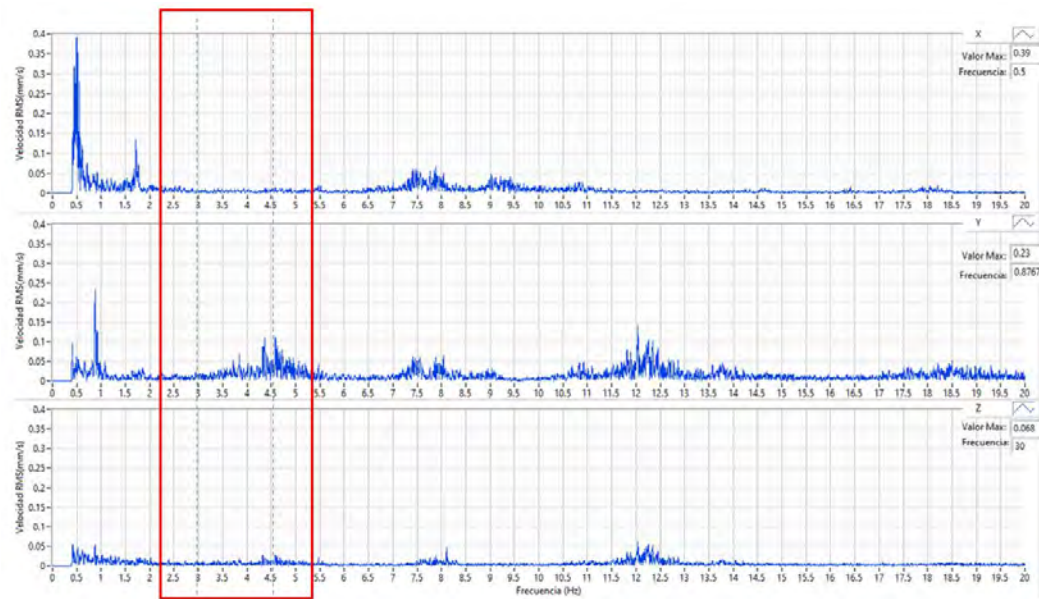


Figura 82. Espectros de vibración captados en el Shiploader, polea motriz.

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

Como se ve en la figura anterior, para las frecuencias cercanas a las frecuencias de excitación de la polea motriz se aprecia que los niveles de vibración RMS son relativamente bajos, lo cual no influenciaría en posibles casos de falla por resonancia, a continuación, se muestra de manera más clara en la siguiente figura:

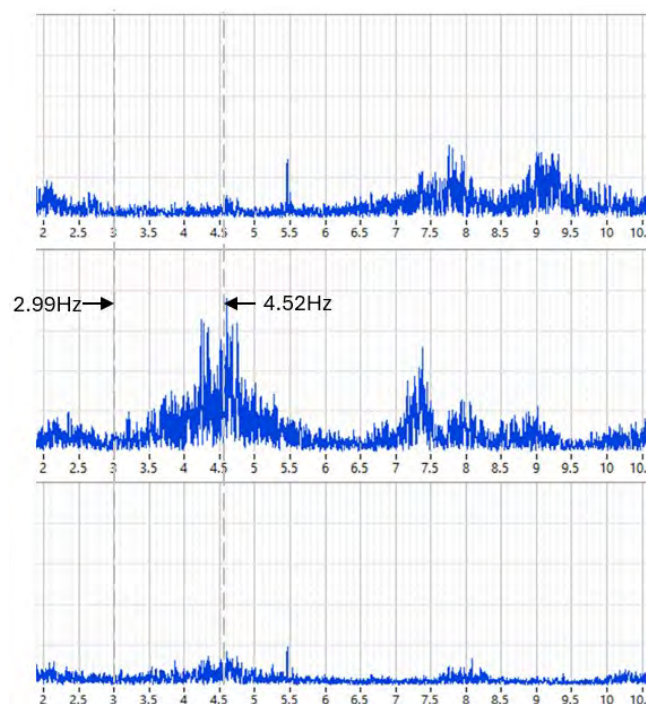


Figura 83. Espectros de vibración del Shiploader (marco rojo).

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

Como se aprecia en la figura anterior, para las frecuencias de 2.99 y 4.52 Hz, la frecuencia con mayor nivel de vibración es la frecuencia de 4,52 Hz (0.1 mm/s RMS aproximadamente), sin embargo este valor de la amplitud de vibración sigue siendo menor a las otra amplitudes mostradas anteriormente, lo cual indicaría que dichas frecuencias no representarían un problemas a nivel de vibracional, y de igual forma, la particularidad de la forma espectral no indicaría algún tipo de falla o daño en el Shiploader.

Cabe mencionar que todos estos parámetros obtenidos de los distintos análisis se evaluarán de manera más formal y contundente en el CAPÍTULO IV.

3.7 Simulación Computacional

3.7.1 Simulación computacional para determinar los parámetros dinámicos

En el presente apartado se desarrolla el análisis por el método de los elementos finitos con el objetivo de determinar las principales frecuencias naturales y modos de vibración del Shiploader, en este sentido, se empleará el software Ansys 2024 R1 y la herramienta de análisis modal, así también, el desarrollo será de manera secuencial y empleará el siguiente flujograma:

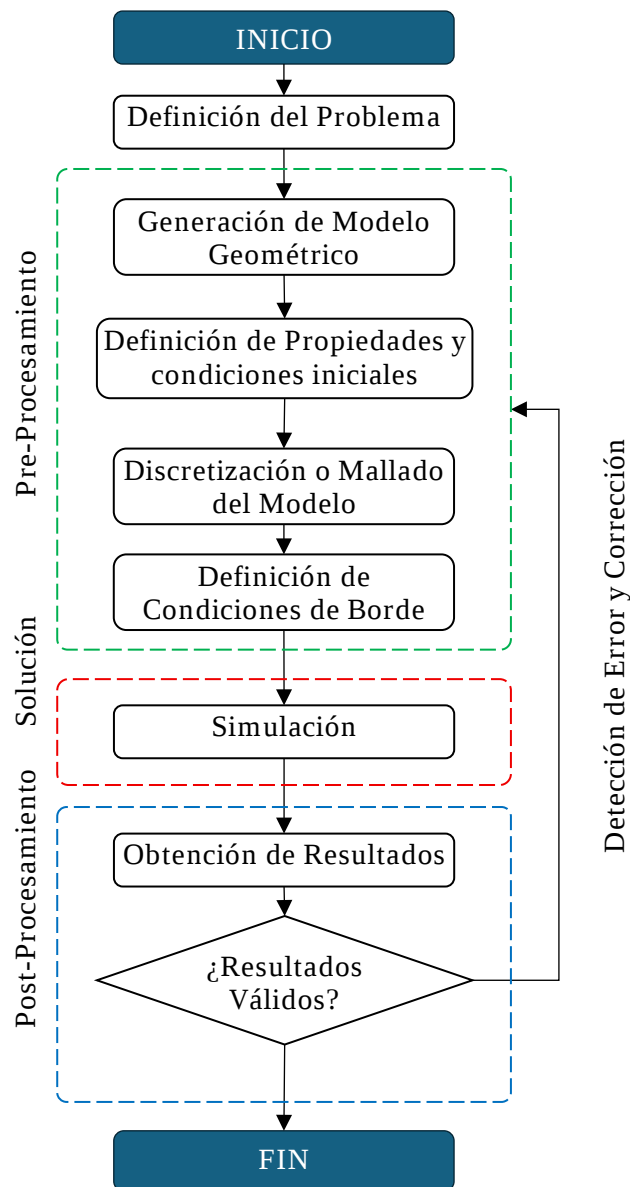


Figura 84. Etapas de simulación computacional.

Fuente: Elaboración propia.

3.7.2 Simulación Modal

La simulación modal considerada para el análisis del Shiploader emplea el método de superposición modal “MSPU” (técnica numérica utilizada para predecir la respuesta dinámica de estructuras sometidas a cargas dinámicas, así como transitorias, sísmicas o de impacto), sin precarga sobre el modelo ni considerando parámetros de amortiguamiento.

3.7.3 Definición del Problema

El fin de la simulación computacional es poder determinar los parámetros modales correspondientes a las principales frecuencias naturales, modos de vibración y porcentaje de masa participativa.

3.7.4 Etapa de Pre-Procesamiento

3.7.5 Generación del modelo computacional

Para la elaboración del modelo geométrico computacional 3D (modelo 3D en adelante) de la estructura del Shiploader, se utilizaron las dimensiones y especificaciones proporcionadas se empleó las medidas e indicaciones descritos en los planos técnicos facilitados por la compañía minera Antamina S.A. (ver Anexo O), dicho modelamiento se aprecia en la siguiente figura (para más vistas del modelo 3D del Shiploader ver el Anexo K).

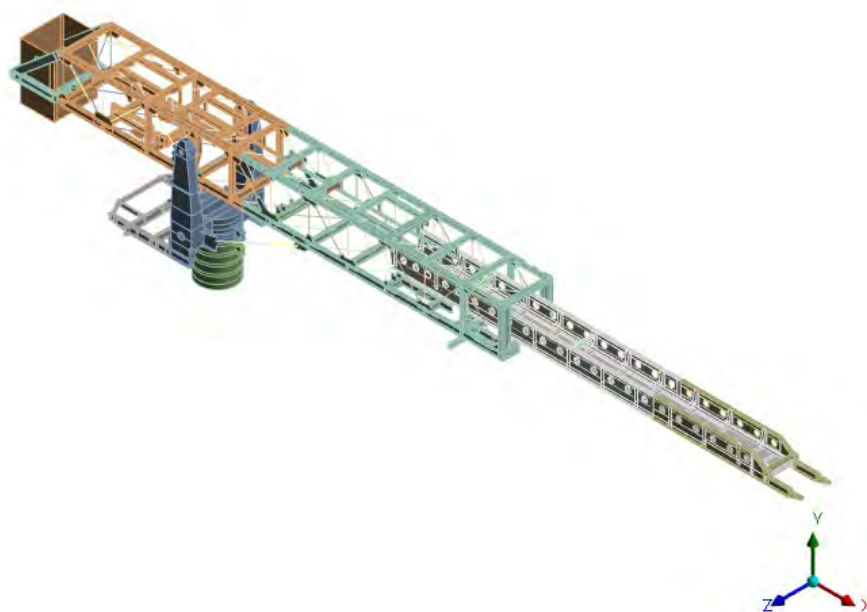


Figura 85. Modelo geométrico 3D computacional.

Fuente: Elaboración propia a partir de los planos proporcionados por Antamina en Ansys v2024 R1.

Como se había explicado anteriormente, para el correcto desarrollo y la obtención de los parámetros dinámicos, el tema de las cargas permanentes “pesos” que actúan sobre la estructura serán consideradas como masas que actúan sobre el modelo 3D, sus magnitudes se presentan en la Tabla 44.

3.7.6 Definición de Propiedades

Todos los componentes del modelo 3D están compuestos principalmente de acero estructura ASTM A36 cuyas propiedades mecánicas están descritas en la Tabla 4.

Tabla 44. Masas puntuales actuantes sobre la estructura del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia.

Elemento	Masa (Ton)	Observación
Estructura de Shiploader	230	Cálculo por el software
Contrapeso (CounterWeight)	180	Mostrado en el manual de operación
Chute de descarga tipo banano (Loading spout)	1.5	Mostrado en el manual de operación

3.7.7 Discretización

La discretización o mallado del modelo geométrico emplea de manera global un tamaño de elemento de 260 mm para todos los elementos que están sometidos a carga netamente axial (diagonales de la estructura, elementos tipo barra o línea); mientras que el resto de los elementos de la estructura corresponden a elementos tipo superficie o placas, los cuales fueron denominados como SHELL181 y se discretizan bajo el método Cuadrilateral Dominant (busca superficies de tipo cuadrangulares) con un tamaño de elemento de 75 mm, como se presenta en la Figura 86.

Para verificar si la malla realizada cumple con los requisitos necesarios para garantizar una buena simulación computacional, se hará uso de la métrica de mallada como se indica en la guía: “Practical Aspects Of Finites Elements Simulations” (Brancheau, 2012), el cual propone los siguientes parámetros:

Tabla 45. Métricas de mallado recomendado para análisis FEM.

Fuente: Elaboración propia a partir de la guía: “Practical Aspects Of Finites Elements Simulations” (Brancheau, 2012) y del sitio web de ANSYS, Inc (s.f).

METRICA	Malo/Pésimo	Aceptable	Ideal
Relación Jacobiana	<0.6	>0.6	1.0
Relación de Aspecto	<0.5	>0.5	1.0
Calidad del elemento	<0.8	>0.8	1.0
Asimetría	>0.45	<0.45	0.0

En la Figura 86, se muestra el mallado aplicado a la estructura del Shiploader, en el cual se muestra la forma y tipo de mallado considerado.

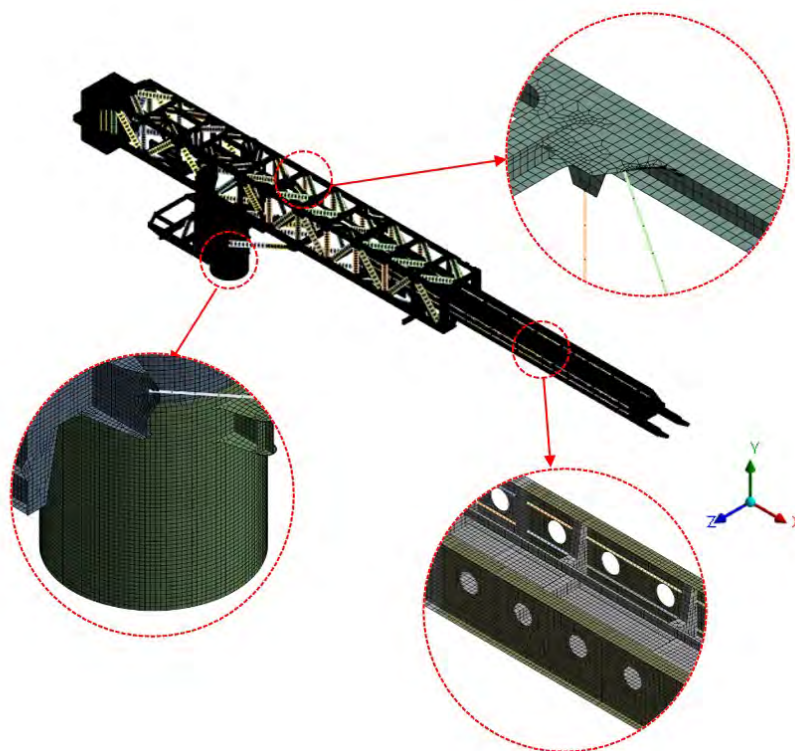


Figura 86. Mallado del Modelo 3D.

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

En la Tabla 46 se muestra la métrica obtenida del molde 3D de la estructura del Shiploader y la comparativa según lo indicado en la Tabla 45.

Tabla 46. Estadística de la métrica de mallado del modelo 3D.

Fuente: Elaboración propia.

Componente	Métrica (Shiploader)	Métrica Sugerida para análisis FEM
Nodos	218542	-
Elementos	210706	-
Calidad de Elemento	0.92	>0.8
Relación de Aspecto	1.24	>0.5
Relación Jacobiana	0.96	>0.6
Asimetría	0.06	<0.45

Nota: los valores de la métrica del mallado corresponden a valores promedio globales de toda la malla realizada al modelo 3D de la estructura de Shiploader

En la tabla anterior se puede apreciar que los valores para las métricas obtenidas del modelo 3D de la estructura del Shiploader cumple con lo sugerido en la Tabla 45, por lo que el mallado realizado es óptimo y aceptable para el análisis.

3.7.8 Condiciones de Borde

Las condiciones de borde consideradas en el análisis corresponden a una condición de borde de empotramiento en la base de la columna (circulo color verde), mientras que, la unión entre la pluma retráctil sobre la pluma fija emplea Joints que restringen el desplazamiento con libertad de rotación en los tres ejes principales, como se presenta en las Figura 87 y Figura 88.

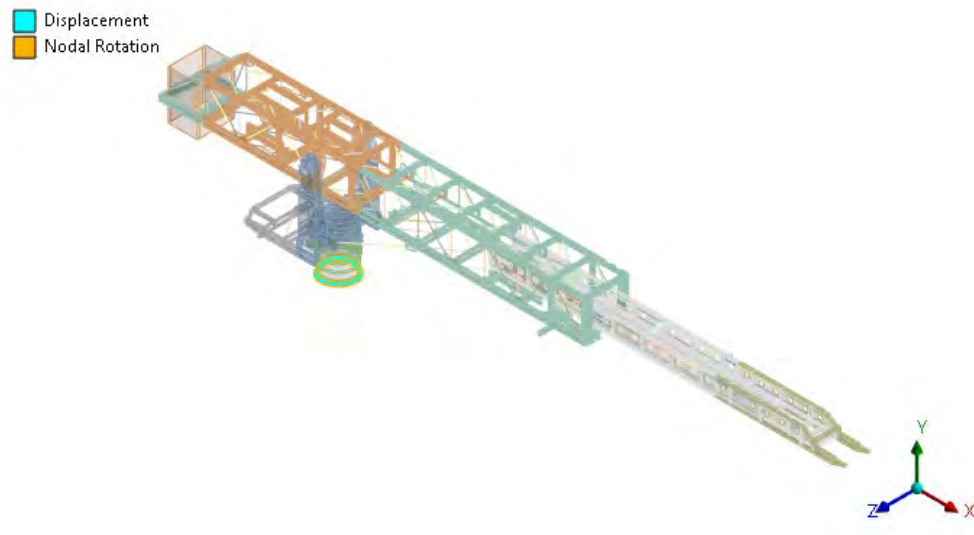


Figura 87. Condiciones de borde aplicadas sobre el modelo 3D.

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

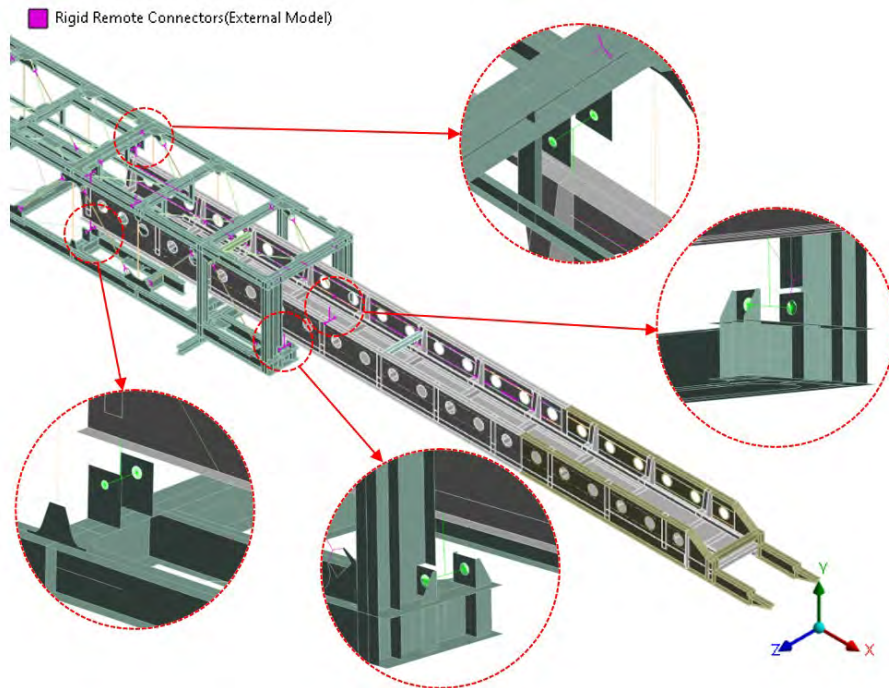


Figura 88. Unión entre estructura fija y el Boom.

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

La simplificación detallada en la Figura 88, permite representar adecuadamente el movimiento relativo del Boom Retráctil sobre la estructura fija del Shiploader, cabe señalar que la condición modelada computacionalmente contempla la condición en la cual la extensión del Boom retráctil del Shiploader es la máxima.

3.7.9 Etapa de Solucion

En este estudio, Ansys utiliza el algoritmo del Bloque de Lanczos para determinar los autovalores y auto vectores de la ecuación. A partir de estos datos, se obtienen los factores y el porcentaje de masa participativa.

3.7.10 Etapa Post-Procesamiento

Los resultados correspondientes a las primeras diez frecuencias naturales, así como la relación porcentual entre la masa efectiva y la masa total (porcentajes de masa participativa) obtenidos durante el análisis, se muestran en la Tabla 47.

Tabla 47. Frecuencias Naturales y porcentajes de Masa Participativa.

Fuente: Elaboración propia.

Modo	Frecuencia (Hz)	Ux	Uy	Uz	Rx	Ry	Rz
1	0.51	0%	0%	0%	0%	60%	0%
2	0.74	3%	0%	0%	0%	0%	42%
3	1.01	0%	0%	48%	50%	10%	0%
4	1.53	1%	42%	0%	0%	0%	3%
5	1.71	0%	0%	30%	31%	18%	0%
6	2.42	0%	0%	1%	1%	1%	0%
7	2.88	33%	18%	0%	0%	0%	36%
8	2.98	0%	0%	0%	1%	0%	0%
9	4.35	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10	4.36	0%	0%	0%	0%	0%	0%

Nota: las direcciones de los desplazamientos (Ux, Uy, Uz) y rotación (Rx, Ry, Rz) indican el porcentaje de masa participativa en el movimiento y la rotación sobre los ejes X, Y y Z.

De igual forma los modos de vibración asociados a las frecuencias naturales se muestran en las siguientes figuras.

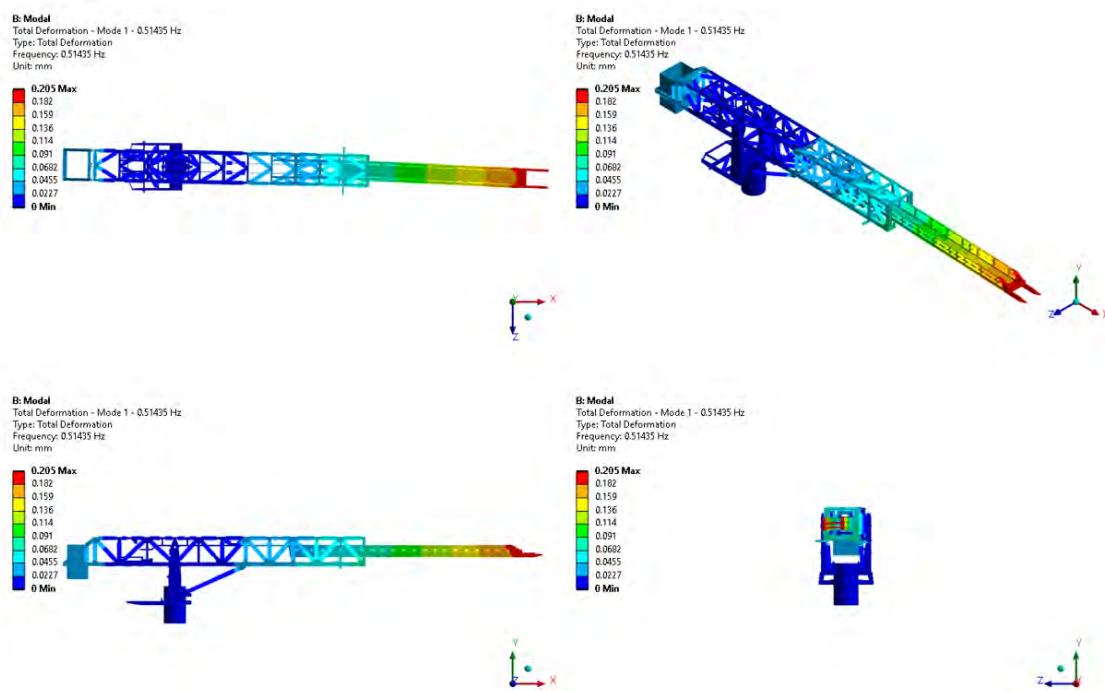


Figura 89. Frecuencia natural de 0.51 Hz – Flexo Torsión horizontal (Dir. Z).

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

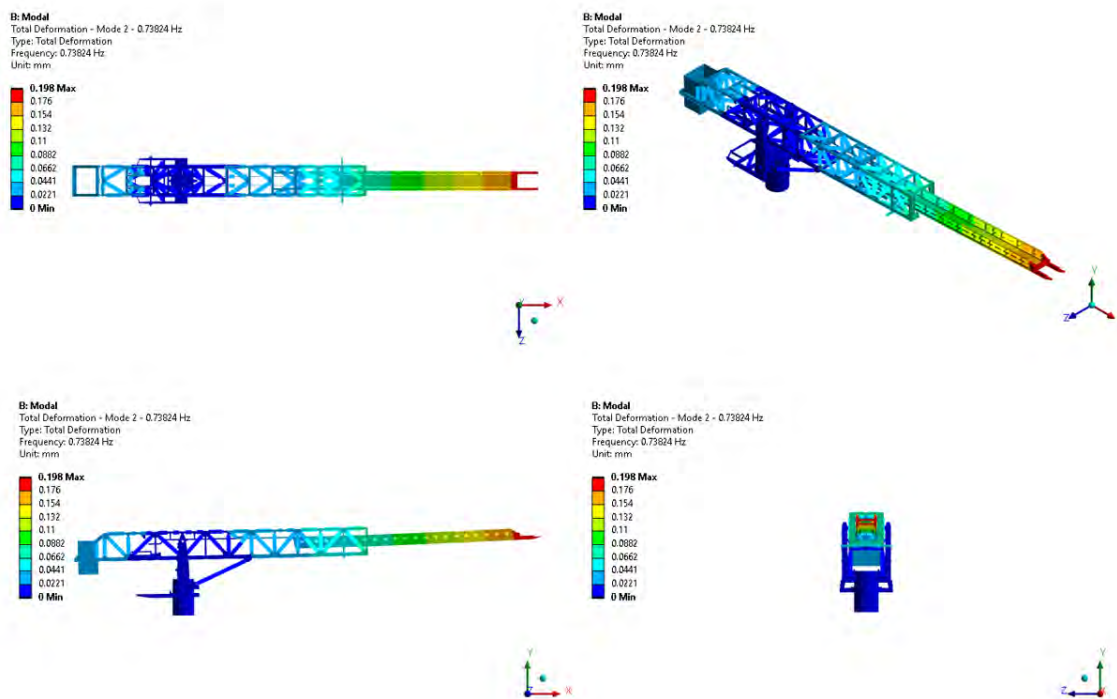


Figura 90. Frecuencia natural de 0.74 Hz – Flexo Torsión vertical (Dir. Y).

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

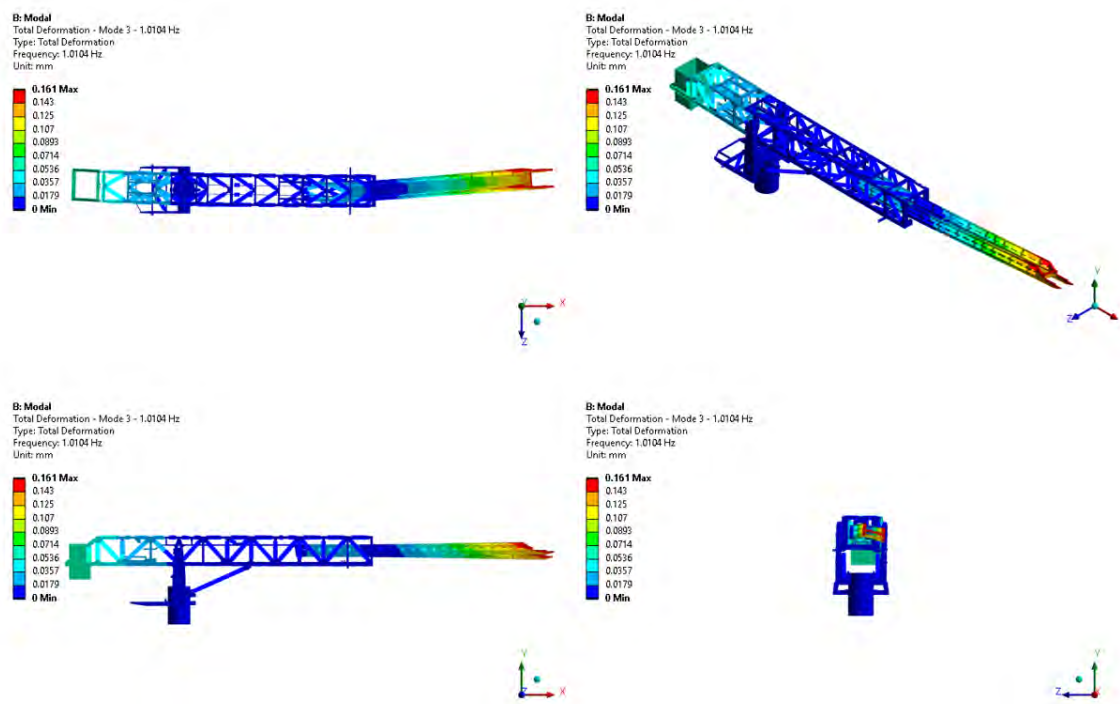


Figura 91. Frecuencia natural de 1.01 Hz – Flexo Torsión lateral del Boom retráctil.

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

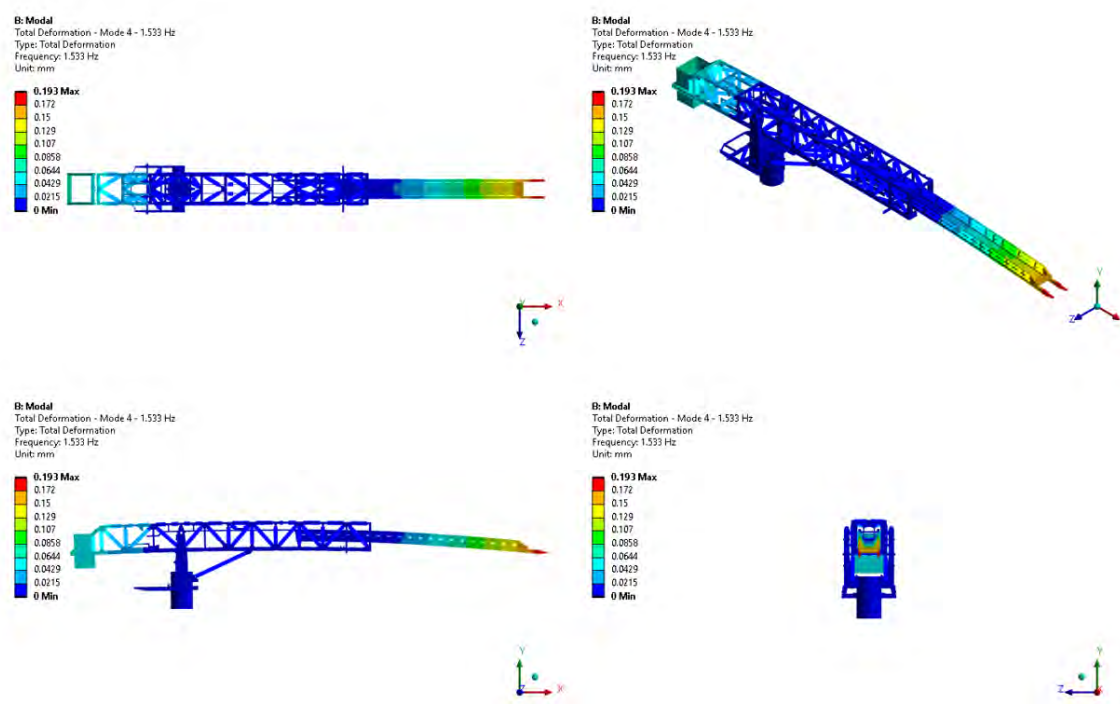


Figura 92. Frecuencia natural de 1.53 Hz – Flexión vertical del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

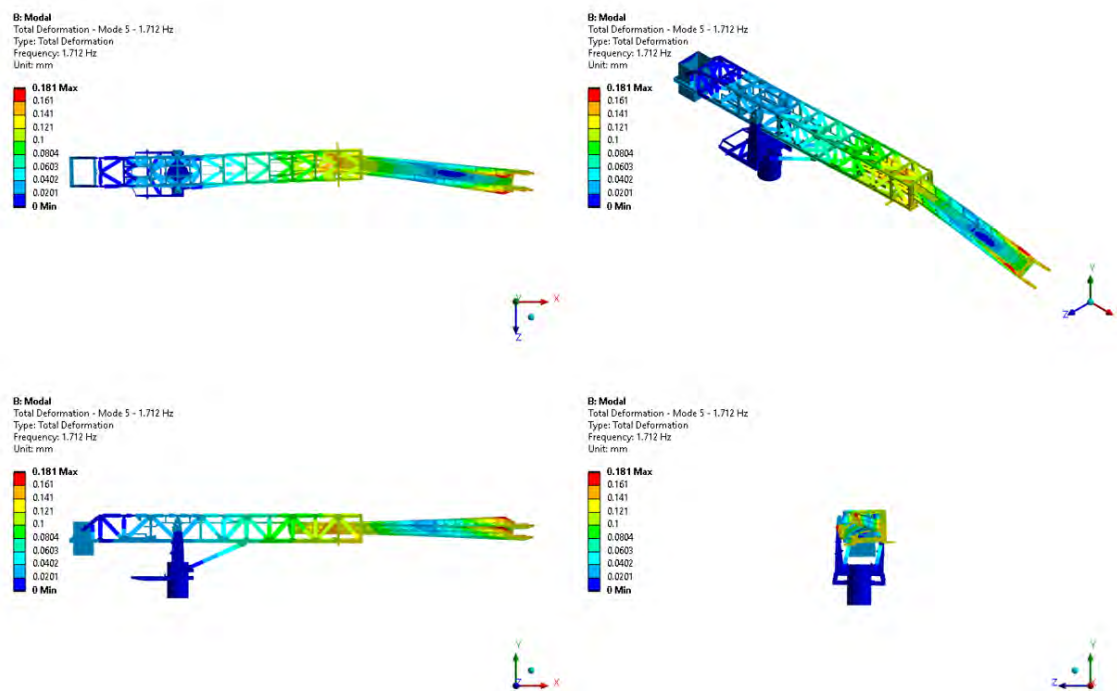


Figura 93. Frecuencia natural de 1.71 Hz – Flexo Torsión lateral y vertical del Boom retráctil.

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

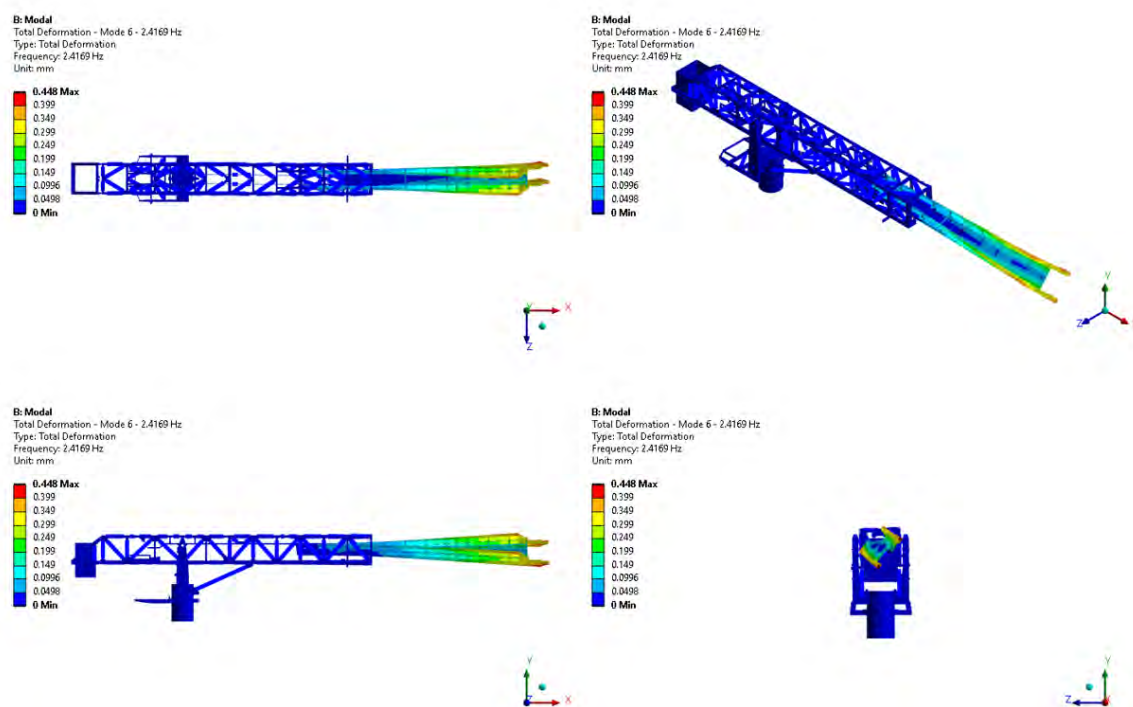


Figura 94. Frecuencia natural de 2.42 Hz – Torsión Boom retráctil.

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

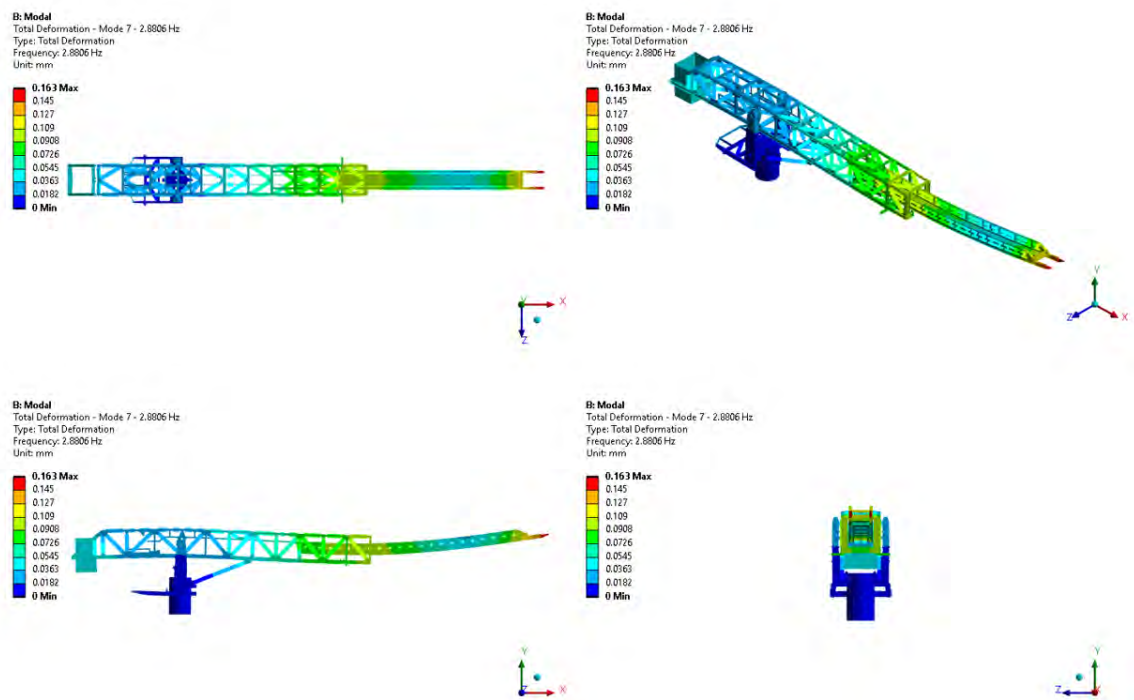


Figura 95. Frecuencia natural de 2.88 Hz – Segunda Flexión vertical del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

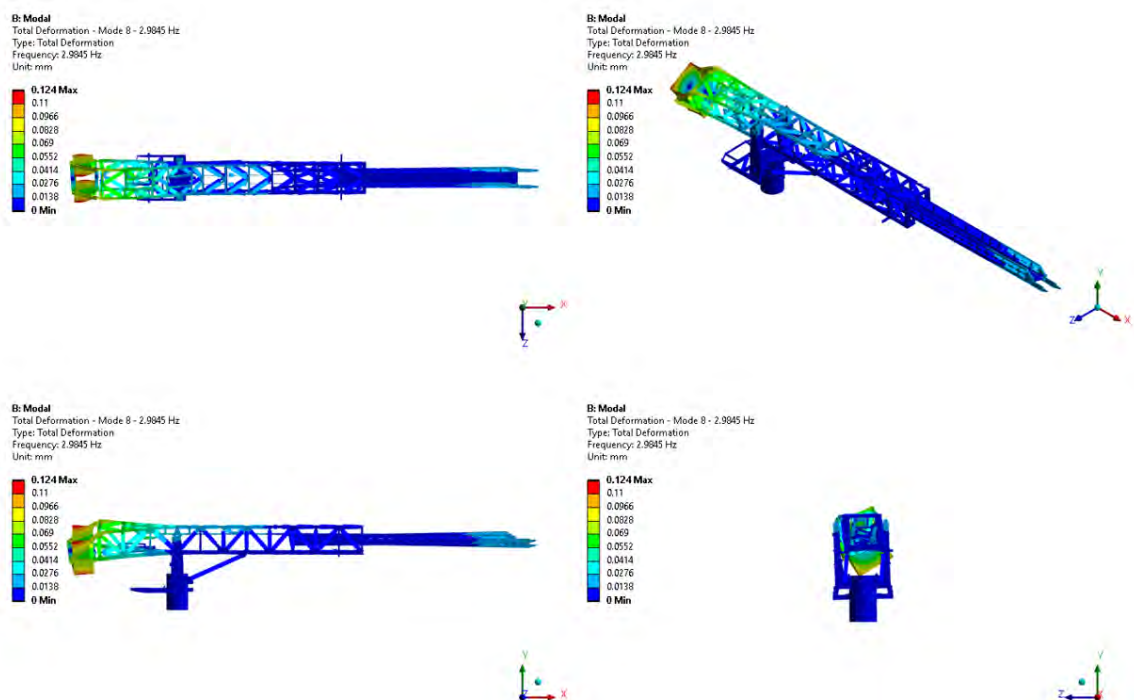


Figura 96. Frecuencia natural de 2.98 Hz – Torsión de contra peso.

Fuente: Elaboración propia en Ansys v2024 R1.

CAPÍTULO IV

4 EVALUACIÓN Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS

En el presente capítulo se evaluarán los resultados de las frecuencias naturales obtenidas mediante los distintos métodos de análisis empleados: el método de elementos finitos (FEM) y el análisis modal operacional (OMA). En una primera etapa, los valores obtenidos mediante el FEM serán validados mediante la comparación entre el análisis computacional realizado en ANSYS y el cálculo analítico matricial. Posteriormente, dichos resultados serán contrastados con los obtenidos del análisis OMA, a fin de determinar el grado de error y la compatibilidad entre ambos enfoques. Finalmente, se realizará una evaluación integral considerando diversos criterios técnicos de evaluación a partir de las mediciones y resultados obtenidos en los diferentes análisis, tales como los niveles de vibración, la participación modal de masa, entre otros; con el objetivo de establecer con mayor precisión si la estructura del Shiploader está operando en condiciones cercanas a la resonancia.

4.1 Validación de los Análisis de Elementos Finitos

Primeramente, se validará el análisis FEM realizados de forma analítica matricial y por método computacional, como se indicó en el CAPÍTULO III, los cálculos y resultados obtenidos a partir del análisis matricial se muestra a continuación:

Tabla 48. Frecuencias naturales obtenidos analíticamente mediante matrices.

Fuente: Elaboración propia.

Modo	Frecuencia	
	rad/s	Hz
1	0.000	0.000
2	0.000	0.000
3	0.000	0.000
4	0.118	0.019
5	0.316	0.050
6	1.068	0.170
7	1.407	0.224
8	2.735	0.435
9	4.526	0.720
10	6.125	0.975
11	7.792	1.240
12	9.391	1.495

13	15.862	2.525
14	18.098	2.881
15	19.458	3.097
16	20.047	3.191
17	22.923	3.648
18	27.960	4.450
19	28.959	4.609
20	33.205	5.285
21	37.739	6.007
22	39.340	6.261
23	40.648	6.470
24	43.745	6.962
25	49.762	7.920
26	53.110	8.453
27	56.166	8.939
28	59.562	9.480
29	63.259	10.068
30	69.063	10.992
31	72.249	11.499
32	72.568	11.550
33	73.935	11.768
34	76.027	12.100
35	76.027	12.100
36	77.581	12.348
37	82.045	13.058
38	86.671	13.794
39	88.767	14.128
40	93.388	14.864
41	97.493	15.517
42	101.158	16.100
43	107.041	17.037
44	107.596	17.125
45	113.941	18.135
46	115.236	18.341
47	118.156	18.806
48	123.549	19.664
49	128.061	20.382
50	130.185	20.720
51	140.778	22.406
52	146.826	23.369

La tabla anterior muestra las frecuencias naturales de la estructura del Shiploader, además se muestra que las 3 primeras frecuencias son 0 esto debido a que las condiciones de borde de la estructura ubicado en el nodo 27 (ver Figura 48), los desplazamientos son nulos debido a dicha condición. Como los valores obtenidos durante la medición en campo y durante el analisis FEM tienen un rango de valores que varían entre 0.4 Hz y 4.5 Hz, se procedió a filtrar los datos de la tabla anterior en el mismo rango de las dichas mediciones.

Tabla 49. Frecuencias naturales obtenidos analíticamente mediante matrices (filtrado).

Fuente: Elaboración propia.

Modo	Frecuencia	
	rad/s	Hz
1	2.735	0.435
2	4.526	0.72
3	6.125	0.975
4	7.792	1.24
5	9.391	1.495
6	15.862	2.525
7	18.098	2.881
8	19.458	3.097
9	20.047	3.191
10	22.923	3.648
11	27.96	4.45
12	28.959	4.609

Hecho esto, se procedió a hacer la comparación con los valores obtenidos en el cálculo computacional con Ansys los cuales se muestra en la Tabla 47, esta comparativa se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 50. Comparativa entre los valores FEM, Analítica – Ansys.

Fuente: Elaboración propia.

FRECUENCIAS NATURALES (Hz) FEM			
Modo	ANSYS	ANALÍTICAMENTE	error%
1	0.51	0.4353	15%
2	0.74	0.7204	3%
3	1.01	0.9749	3%
4	1.53	1.2402	19%
5	1.71	1.4947	13%
6	2.42	2.5246	4%
7	2.88	2.8805	0%
8	2.98	3.097	4%

9	-	3.1907	-
10	-	3.6484	-
11	4.35	4.4501	2%
12	4.36	4.6091	6%

Como se había comentado anteriormente existe algunas frecuencias de mayor relevancia donde se habían identificado algunos casos de resonancia en un análisis rápido, por otra parte, según lo indicado anteriormente, los modos obtenidos mediante el cálculo FEM analítico muestran modos que solamente actúan en el plano “X-Y” (plano de elevación frontal, dichos modos obtenidos muestra el comportamiento dinámico en dicho plano), según como se ve en las Figura 89 al Figura 96 y la Tabla 47, los modos que corresponden a dicho plano son las frecuencias de 0.74 Hz, 1.53 Hz, 2.88 Hz; estos 3 modos principalmente son los modos que tiene mayor participación de masa obtenido en dicho plano de trabajo (ver Tabla 47) , por lo que la tabla anterior quedaría reducida a la siguiente:

Tabla 51. Frecuencias naturales obtenidas en el plano X-Y, comparativa entre Analítica – Ansys.

Fuente Elaboración propia.

FRECUENCIAS NATURALES (Hz) FEM			
Modo	ANSYS	ANALÍTICAMENTE	error%
-	0.74	0.7204	3%
-	1.53	1.4947	2%
-	2.88	2.8805	0.2%
-	2.98	3.097	4%

Aunque no existe una forma universal que establezca un valor aceptable del error obtenido entre ambos métodos, diversos estudios y bibliografía especializada indican que, para este tipo de análisis dinámico, el error porcentual puede variar entre un 5% al 10%. Según Ventura (2015), los errores típicos más comunes en la práctica entre un análisis OMA y FEM suelen estar entre el 1% al 8%, considerándose una buena correlación si los valores se mantienen por debajo del 10%; por otra parte, según Pálsoon (2012), los errores aceptables entre frecuencias obtenidas por FEM y OMA suelen ser menores al 4% y hasta un límite del 15% es considerado tolerable para determinar la confiabilidad del modelo analítico; hecho

menCIÓN esto, se concluye que los valores obtenidos mediante el análisis FEM están dentro del rango de aceptación.

Finalmente, se verifico la correlación que existe entre el análisis FEM y el análisis OMA hecho en campo.

Tabla 52. Comparativa entre los valores OMA – FEM.

Fuente: Elaboración propia.

FRECUENCIAS NATURALES (Hz) FEM vs OMA		
OMA	ANSYS	error%
0.49	0.51	4%
0.85	0.74	13%
0.92	1.01	9%
1.47	1.53	4%
1.53	1.71	11%
-	2.42	-
2.99	2.88	4%
-	2.98	-
-	4.35	-
4.52	4.36	4%

Se observa que los valores del error porcentual están por debajo del 15% por lo que los valores obtenidos son aceptables o tolerables.

4.2 Niveles de Vibración

Los niveles de vibración obtenidos durante la medición OMA se muestran en la Figura 78 y Figura 79 los cuales se resumen en la siguiente Tabla:

Tabla 53. Valores de amplitudes de vibración Pico (mm/s).

Fuente: Elaboración propia.

Amplitudes de vibración Pico (mm/s)							
Puntos		Axial		Horizontal		Vertical	
		Izquierda	Derecha	Izquierda	Derecha	Izquierda	Derecha
1	32	11	9.5	8.4	7	10.5	6
2	33	11.4	6	7.3	9.5	7.4	5
3	34	10.5	9.5	6.3	4	4.2	3.5
4	35	11.2	9.5	5.7	3.5	2.1	2
5	36	10.5	9.5	5.8	4.5	3.7	3
6	37	10.4	8	7.7	6	5	4
7	38	10.3	8	9	6.5	7.1	5
8	39	10.6	9	10.6	7	10.4	7
9	40	10	7	11	8.5	11.2	11
10	41	10.8	9	12.1	9.5	14	12.5

11	42	6.1	3.5	6.2	5.5	2.7	5
12	43	5.8	3.5	6.3	4	2.8	3.5
13	44	5.7	3	3.2	3	2.7	3.5
14	45	5.7	3	1.7	3.5	2	4.5
15	46	5.8	3.5	2.8	4.5	2.1	5.5
16	47	5.7	4.5	2.3	5	4.8	6
17	48	6	4	2.2	6	6	7.5
18	49	5.9	3	3.1	10.5	7.6	6.5
19	50	6.1	4.5	3	9	11.1	7.5
20	51	7	4	3.8	10.5	12.4	8
21	52	5.3	5.2	3.1	3	9	8.5
22	53	5.3	5	3.8	4	8.2	8
23	54	5.5	4.9	5.4	6	15.8	8
24	55	3.8	5	3.7	4.5	15	9
25	56	3.5	5.4	3.3	3.5	15	10.5
26	57	3.8	4	3.7	2.5	18.2	12.5
27	58	5.7	3	5.5	2	18.3	15.8
28	59	7.1	8.5	5.2	4.5	1.8	6.5
29	60	3.7	3	3.5	2.5	0.9	2
30	61	2.3	2	2	1.5	1.7	1.2
31	62	1.9	1.5	1.7	1	0.9	1

Como se había explicado anteriormente, estos valores muestran las amplitudes de vibración pico obtenidas para cada punto de medición (los puntos de medición se muestran en la Figura 78 y Figura 79). Para poder validar si dichas amplitudes obtenidas se encuentran dentro del rango admitido o, que dichos valores no representaran un peligro a la estructura del Shiploader se hará una validación aplicando la norma DIN 4150-3 el cual nos da límites admisibles de amplitudes de vibración para estructuras.

Según la norma DIN 4150-3, los valores de amplitudes de vibración se encuentran dentro del límite admisible según indicaciones como indica DIN 4150-3 (20 mm/s, para estructuras) lo que indicaría que, a nivel vibracional, no se presenta algún inconveniente relevante con la estructura del Shiploader.

4.3 Evaluación de la Resonancia

Para verificar los estados de resonancia, evaluaremos la Tabla 43 antes mostrada considerando únicamente las frecuencias de excitación concernientes a la polea motriz y de cabeza; como ya se había mencionado, existen posibles casos de resonancia entre las

frecuencias naturales y los armónicos de dichas poleas (la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural es cercana a 1).

Tabla 54. Posibles casos de identificación de resonancia.

Fuente: Elaboración propia.

EQUIPO		RPM	FREC. (Hz)	FRECUENCIAS NATURALES (Hz)			
				0.49	0.85	0.92	2.99
POLEA MOTRIZ	0.5x	29.1	0.485	0.99	0.57	0.53	0.16
	1x	58.2	0.97	1.98	1.14	1.05	0.32
	2x	116.4	1.94	3.96	2.28	2.11	0.65
	3x	174.6	2.91	5.93	3.42	3.16	0.97
POLEA DE CABEZA	1x	67.2	1.12	2.29	1.32	1.22	0.37
	2x	134.4	2.24	4.57	2.64	2.43	0.75
	3x	201.6	3.36	6.86	3.95	3.65	1.12

Se aprecia que efectivamente existen 5 posibles casos de resonancia estructural, esto debido a que las frecuencias de excitación de la polea motriz y la polea de cabeza están muy cercanas a las frecuencias naturales, sin embargo, para concluir que efectivamente estas frecuencias de excitación son un riesgo de resonancia, se tendrá que evaluar la respuesta armónica para dichas frecuencias de la polea motriz y la polea de cabeza.

4.4 Análisis de la Respuesta Armónica

De igual forma la respuesta armónica para las frecuencias de excitación de la polea de cabeza y polea motriz.

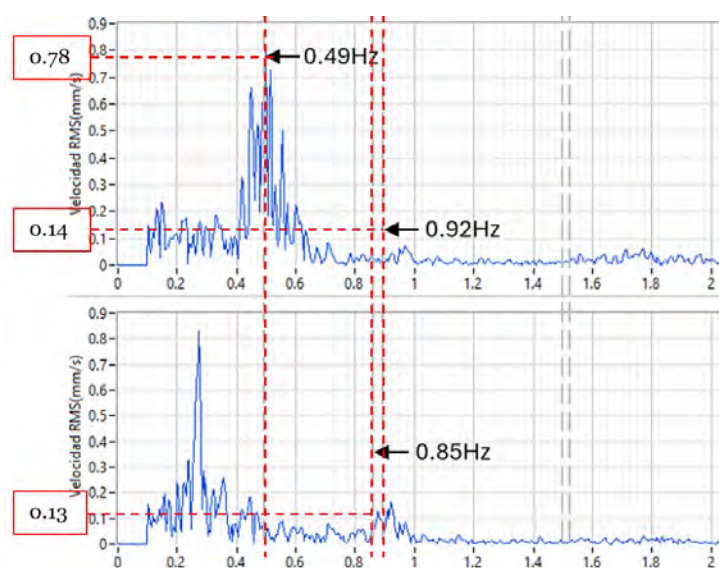


Figura 97. Espectro de frecuencias (polea motriz).

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

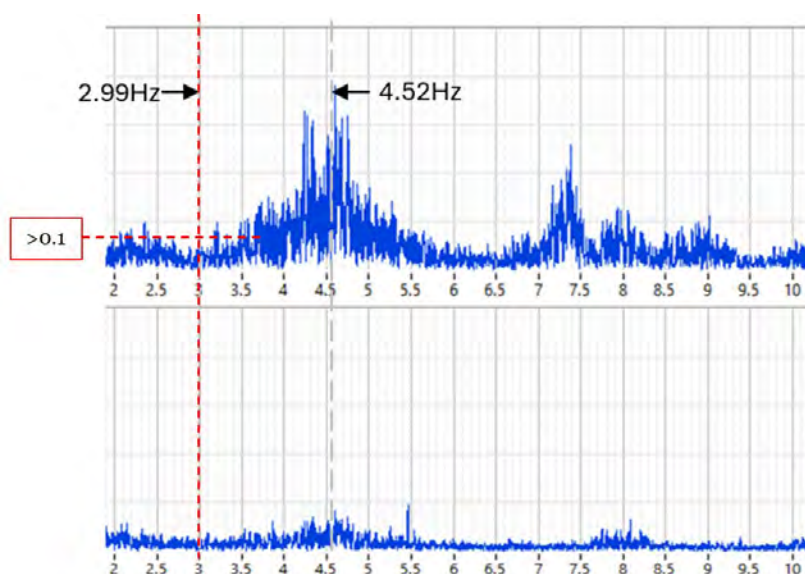


Figura 98. Espectro de frecuencias (polea de cabeza).

Fuente: Elaboración propia en ARTemis MODAL.

En las figuras anteriores, se aprecia que los valores de nivel de vibración RMS para las frecuencias de 0.49 Hz, 0.85 Hz, 0.92 Hz y 2.99 Hz, los valores de vibración no superan el valor de 0.78 mm/s RMS como máximo, para verificar esta condición, se emplea las indicaciones de la norma ISO 10816-3, el cual indica que para elementos rotativos el valor máximo de amplitud de vibración RMS debe de ser según como se indica en la siguiente figura.

								v r.m.s. mm/s	v r.m.s. inchi/s	Velocidad Vibración (2 - 1000 Hz n > 600 1/min) (2 - 1000 Hz n > 120 1/min)
								11	0.433	
								7.1	0.280	
								4.5	0.177	
								3.5	0.138	
								2.8	0.110	
								2.3	0.091	
								1.4	0.055	
								0.71	0.028	
rigida	flexible	rigida	flexible	rigida	flexible	rigida	flexible	Fundación		
Bombas > 15 kW radial, axial, diagonal				Máquinas medianas 15 kW < P ≤ 300 kW		Máquinas Grandes 300 kW < P < 50 MW		Tipo de Máquina		
Acople directo		Eje intermedio / Poleas.		Motores 160 mm ≤ H < 315 mm		Motores 315 mm ≤ H				
Grupo 4		Grupo 3		Grupo 2		Grupo 1		Grupo		

Figura 99. Velocidad máxima para equipos rotatorios.

Fuente: ISO 10816-3 (2009). *Mechanical Vibration Evaluation of machine vibration*.

Se observa que, para el caso de poleas, bajo una condición de operación a largo plazo, los valores de amplitud de vibración deben ser 3.5 mm/s RMS como máximo, por lo que los valores encontrados satisfacen con esta condición.

4.5 Proyección de la fuerza o Movimiento sobre el Modo

Según el funcionamiento de las fuentes de excitación (polea motriz y polea de cabeza) se aprecia que estos son elementos rotativos cuyo movimiento es mandatoriamente rotatorio (las poleas giran), sin embargo, según los resultados hasta el momento y según el análisis FEM realizado, los modos fundamentales obtenidos corresponden a modos de desplazamientos (los modos se desplazan o mueven en el plano “X-Y”), esto indicaría que la relación entre el movimiento de la fuente de excitación y el modo obtenido es nula, no guarda relación ni se proyectan colonialmente.

Para poder evaluar de una manera más comprensible los efectos de estas condiciones y/ o parámetros dinámicos de la estructura del Shiploader, se plantea realizar una evaluación y comparación de todas las condiciones medidas y datos obtenidos a partir de los distintos analisis, para lo cual se adaptará un criterio de evaluación de la directriz metodológica VDI 2221 (cuadro de evaluación dinámica), para lo cual se tomará en consideración las siguientes condiciones de evaluación:

- Niveles y/o Amplitudes de vibración.
- Relación entre frecuencias de excitación y naturales.
- Análisis de la respuesta armónica.
- Porcentaje de participación de masa (ver Tabla 47).
- Proyección de la fuerza o movimiento sobre el modo.

A continuación, se muestra dicha tabla con los resultados obtenidos a partir de los diferentes criterios de evaluación mencionados:

Tabla 55. Criterios de evaluación dinámica de la estructura del Shiploader.

Fuente: Elaboración propia.

EVALUACIÓN DINÁMICA ESTRUCTURAL DEL SHIPLOADER				
CRITERIO	FRECUENCIAS NATURALES (Hz) OMA			
	0.49	0.85	0.92	2.99

NIVELES DE VIBRACIÓN	1	1	1	1
RELACIÓN ENTRE FRECUENCIAS DE EXCITACIÓN Y NATURALES	3	2	3	3
ANÁLISIS DE LA RESPUESTA ARMÓNICA	1	1	1	1
PORCENTAJE DE PARTICIPACIÓN DE MASA	2	2	2	1
PROYECCIÓN DE LA FUERZA SOBRE EL MODO	0	0	0	0
TOTAL	7	6	7	6

Los criterios de escala de evaluación considerados son los siguientes:

- 3 puntos → Coincidencia fuerte, riesgo alto
- 2 puntos → Coincidencia moderado, riesgo medio
- 1 punto → Coincidencia débil, riesgo bajo o descartado
- 0 puntos → No hay coincidencia fuerte

Como son 5 los criterios de evaluación considerados, en los cuales el puntaje de 2 corresponde a un riesgo medio, se tomará el siguiente criterio de evaluación:

Si la suma es > 8 , el modo se considerará críticamente resonante

Si la suma es < 8 , el modo no genera riesgo significativo de resonancia

Según como se muestra en la Tabla 55, se confirma que no existe riesgo de resonancia bajo los criterios de evaluación, esto debido a que los valores de la escala de criterios son menores a 8.

CONCLUSIONES

1. El modelo conceptual de la estructura del Shiploader demuestra y ayuda a entender el fenómeno físico que se suscita en la realidad, gracias a este modelamiento se pudo comprender de forma geométrica, la posición, orientación, forma y las condiciones de fuerzas que actúan sobre cada uno de los elementos del Shiploader; poder comprender la importancia de estos parámetros fueron necesarios para poder desarrollar los diferentes cálculos concernientes a la matriz de rigidez y masa para posteriormente calcular las frecuencias naturales.
2. El desarrollo, cálculo y análisis estructural por el método de elementos finitos FEM demuestra que cualquier tipo de estructura (que previamente se haya desarrollado el modelo conceptual y entendido el problema) puede desarrollarse de manera analítica teniendo resultados muy próximos a la realidad ya que esta serie de pasos son la representación numérica del fenómeno físico que se va dando en la realidad, sin embargo el método requiere una cierta expertis y dominio del método y, por no ser un análisis que representa al 100% de las condiciones de la geometría de la estructura, existe un grado de error mínimo, sin embargo según las diferentes bibliografías existen rangos en los que este error es admisible y por lo tanto los análisis son aceptables; por parte del análisis de estados límites, se verifica que los elementos estructurales principales (Main Structure y Boom) cumplen con lo establecido por la normativa AISC 360.
3. El análisis FEM desarrollado por métodos computacionales demuestra valores que se reflejan en los análisis obtenidos analíticamente sin embargo al igual que el método analítico existe un error mínimo debido a que los modelos geométricos de análisis no pueden representar el 100% de la realidad en campo, sin embargo, las diferentes bibliografías brindan un margen de error admisible y por lo tanto los análisis realizados mediante el software ANSYS son aceptables; cabe resaltar que el modo 4 (1.53 Hz) obtenido mediante el software ANSYS, comparado con el mismo modo obtenido analíticamente (1.24 Hz) muestra un error del 19% y según la forma del modo obtenido,

indicaría que existe pérdida de rigidez a flexión en dicho plano debido a los años de operación.

4. Según los resultados del análisis OMA, estos valores reflejan la condición dinámica real en campo, los valores obtenidos tienen un grado de aproximación a los valores obtenidos por el método de elementos finitos, indicando que los valores determinados por los diferentes métodos utilizados sean valores reales que determinan con efectividad las frecuencias naturales del Shiploader.
5. Según los resultados obtenidos y la evaluación bajo los diferentes criterios aplicados realizados a partir de los datos obtenidos, determinan que el comportamiento dinámico del Shiploader se encuentra dentro de los límites admisibles teniendo una condición normal de operación hasta la fecha, sin embargo, se resalta algunos puntos específicos que se mencionan a continuación:
 - 5.1. Según los resultados obtenidos por el método FEM y OMA, a nivel de frecuencias naturales, las frecuencias encontradas 0.49 Hz, 0.85 Hz, 0.92 Hz y 2.99 Hz no presentan problemas de resonancia según la Tabla 44 sin embargo según los criterios aplicados para el análisis, sin embargo debido a que la frecuencia de 2.99 Hz tiene un valor cercano al límite del criterio de interpretación sería una frecuencia que podría denominarse ocasionar problemas más adelante, sin embargo el riesgo se considera bajo.
 - 5.2. Según los valores de los niveles de vibración Pico obtenidos indicados en la Tabla 42 los niveles máximos de vibración obtenidos (18 mm/s como máximo) se encuentran ubicados muy cercanamente a la polea de cabeza, en el tramo más largo del Boom (ver Figura 67 y Figura 68), sin embargo dichos valores se encuentran por debajo del límite admisible según la normativa DIN 4150-3 (20 mm/s Pico) por lo que no representaría un problema para la estructura del Shiploader.
 - 5.3. Según el análisis de la respuesta armónica, para las frecuencias cercanas a la de excitación, los niveles de vibración RMS obtenidos no superan el límite admisible

según la norma ISO 10816-3 (3.5 mm/s RMS) por lo que esto no representaría un problema hacia la estructura del Shiploader.

- 5.4. Según los valores del porcentaje de participación de masa obtenidos del análisis modal en Ansys, y la proyección de la fuerza sobre los modos obtenidos, estos no tendrían una gran implicancia sobre la condición estructural del Shiploader ya que no se encuentra correlación entre los valores obtenidos y los criterios de evaluación, sin embargo, la frecuencia de 2.99 Hz presenta una considerable participación de masa en comparación de los demás (ver Tabla 37).
- 5.5. Finalmente se concluye que la condición dinámica de la estructura del Shiploader se encuentra en condiciones normales de operación según como se muestra en la Tabla 44, sin embargo, la frecuencia de 2.99 Hz estaría entrando en una zona que podría generar problemas más adelante, actualmente no presenta mayor problema hacia la estructura del Shiploader

RECOMENDACIONES

1. Por parte de los análisis FEM se recomienda plantear modelos que reflejen un aproximado al 100% las condiciones reales en campo, esto ayudará a optimizar el modelamiento 3D y por ende, los resultados de los análisis por métodos computacionales, esto hará que el error porcentual en comparación con el análisis OMA sea mucho menor, teniendo así un modelo con mayor grado de aproximación a la realidad.
2. Por parte del análisis FEM analítico se recomienda evaluar en un plano de planta (vista desde arriba), esto ayudará a obtener valores de frecuencias naturales con respecto a dicho plano, así se optimizarán los resultados obtenidos siendo mucho más preciso, disminuyendo de la misma forma el error porcentual obtenido.
3. Como parte de los análisis se recomienda hacer la evaluación de la respuesta armónica, fatiga y análisis transitorio de la estructura del Shiploader para diferentes casos de carga, esto para tener una visión más amplia para el estudio de las condiciones dinámicas de la estructura y tener más criterios de evaluación que ayuden a determinar con mayor efectividad la condición dinámica del Shiploader.
4. De igual forma se recomienda hacer un monitoreo de la condición (monitoreo OMA y FEM) cada cierto tiempo, esto para prevenir futuras condiciones críticas o fallas asociadas a las condiciones dinámicas del Shiploader

BIBLIOGRAFÍA

- Andersen, J. (2018). *Introduction to Operational Modal Analysis*. Aalborg University, Denmark.
- Ansys Inc. (2024). ANSYS R1 2024 – Mechanical and SpaceClaim.
<https://www.ansys.com/>
- ASTM International. (2020). *Standard specification for carbon structural steel (ASTM A36/A36M – 19)*. ASTM International. https://www.astm.org/a0036_a0036m-19.html
- Bathe, K. J. (2006). *Finite Element Procedures* (2ª ed.). Prentice Hall.
- Beer, F. P., & Johnston, E. R. (2009). *Resistencia de materiales* (5ª ed.). McGraw-Hill.
- CEMA. (2007). *Belt Conveyors for Bulk Materials* (7ª ed.). Conveyor Equipment Manufacturers Association.
- Chopra, A. K. (2014). *Dynamics of Structures* (4ª ed.). Prentice Hall.
- Computers and Structures Inc. (2020). *SAP2000 v.22 – Structural Analysis Software*.
<https://www.csiamerica.com/products/sap2000>
- Di Maio, D. (2018). *Rotating Machinery, Vibro-Acoustics & Laser Vibrometry* (Vol. 7). In *Proceedings of the 36th IMAC, A Conference and Exposition on Structural Dynamics 2018*. Springer.
- DIN. (1999). *DIN 4150-3:1999-02. Structural vibration – Part 3: Effects of vibration on structures*. Deutsches Institut für Normung.
- ENDAQ. (s.f.). *Vibration Sensor S-D16 – High Sensitive MEMS Accelerometer*.
<https://endaq.com/products/sd16>
- Escudero, P. (2011). *Diplomatura en Máquinas Navales. Realización de una maqueta para el análisis de vibraciones* (pp. 5, 7, 8, 13, 14 y 17). Universitat Politècnica de Catalunya.
 Recuperado de <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/13649>
- Gere, J. M., & Goodno, B. J. (2009). *Mecánica de materiales* (7ª ed.). Cengage Learning.
- Hibbeler, R. C. (2012). *Análisis estructural* (8ª ed.). Pearson Educación.

- ISO. (2009). *ISO 10816-3:2009. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ*. International Organization for Standardization.
- Man Takraf. (s.f.). *Operating Manual – Shiploader*. [Documento interno].
- MathWorks. (2024). *MATLAB R2024* [Software de simulación].
<https://www.mathworks.com/>
- Brancheau, J. E. (2012). *Practical aspects of finite element simulations*. Altair Engineering.
- ANSYS, Inc. (2025). *Element quality metric*. En *ANSYS Help*.
https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v251/en/wb_msh/msh_Element_Quality_Metric.html
- Microsoft Corporation. (2024). *Microsoft Excel* [Software de hoja de cálculo].
<https://www.microsoft.com/>
- Palsson, B. (2012). *Vibration Analysis for Civil Engineering Structures*. John Wiley & Sons.
- Pontificia Universidad Católica del Perú. (2010). *Introducción a los elementos finitos*. PUCP.
- Pontificia Universidad Católica del Perú. (2010). *Introducción a las vibraciones mecánicas*. PUCP.
- Rao, S. S. (2012). *Mechanical Vibrations* (5ª ed.). Pearson.
- Ventura, C. E., & Brincker, R. (2015). **Introduction to Operational Modal Analysis**. University of British Columbia, Canada.
- Vibration Institute. (2009). **Vibration Analysis and ISO 10816 Interpretation Training Manual – Category III: Condition Monitoring**. Vibration Institute.

ANEXOS

Anexo A

Designation: A 36/A 36M – 97a^{e1}

Standard Specification for Carbon Structural Steel¹

This standard is issued under the fixed designation A 36/A 36M; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (e) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense.

^{e1} Note—Table 2 was editorially corrected in September 1999.

1. Scope

1.1 This specification² covers carbon steel shapes, plates, and bars of structural quality for use in riveted, bolted, or welded construction of bridges and buildings, and for general structural purposes.

1.2 Supplementary requirements are provided for use where additional testing or additional restrictions are required by the purchaser. Such requirements apply only when specified in the purchase order.

1.3 When the steel is to be welded, a welding procedure suitable for the grade of steel and intended use or service is to be utilized. See Appendix X3 of Specification A 6/A 6M for information on weldability.

1.4 For Group 4 and 5 wide flange shapes for use in tension, it is recommended that the purchaser consider specifying supplementary requirements, such as fine austenitic grain size and Charpy V-Notch Impact testing.

1.5 The values stated in either inch-pound units or SI units are to be regarded separately as standard. Within the text, the SI units are shown in brackets. The values stated in each system are not exact equivalents; therefore, each system is to be used independently of the other, without combining values in any way.

1.6 The text of this specification contains notes or footnotes, or both, that provide explanatory material. Such notes and footnotes, excluding those in tables and figures, do not contain any mandatory requirements.

1.7 For plates cut from coiled product, the additional requirements, including additional testing requirements and the reporting of additional test results, of A 6/A 6M apply.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

A 6/A 6M Specification for General Requirements for

Rolled Structural Steel Bars, Plates, Shapes, and Sheet Piling³

A 27/A 27M Specification for Steel Castings, Carbon, for General Application⁴

A 307 Specification for Carbon Steel Bolts and Studs, 60 000 psi Tensile Strength⁵

A 325 Specification for Structural Bolts, Steel, Heat Treated, 120/105 ksi Minimum Tensile Strength⁵

A 325M Specification for High-Strength Bolts for Structural Steel Joints [Metric]⁵

A 500 Specification for Cold-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing in Rounds and Shapes⁶

A 501 Specification for Hot-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing⁶

A 502 Specification for Steel Structural Rivets⁵

A 563 Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts⁵

A 563M Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts [Metric]⁵

A 570/A 570M Specification for Steel, Sheet and Strip, Carbon, Hot-Rolled, Structural Quality⁷

A 668 Specification for Steel Forgings, Carbon and Alloy, for General Industrial Use⁸

F 568M Specification for Carbon and Alloy Steel Externally Threaded Metric Fasteners⁵

3. Appurtenant Materials

3.1 When components of a steel structure are identified with this ASTM designation but the product form is not listed in the scope of this specification, the material shall conform to one of the standards listed in Table 1 unless otherwise specified by the purchaser.

4. General Requirements for Delivery

4.1 Material furnished under this specification shall conform to the requirements of the current edition of Specification A 6/A 6M, for the ordered material, unless a conflict exists in

¹ This specification is under the jurisdiction of ASTM Committee A-1 on Steel, Stainless Steel, and Related Alloys, and is the direct responsibility of Subcommittee A01.02 on Structural Steel for Bridges, Buildings, Rolling Stock, and Ships.

Current edition approved Nov. 10, 1997. Published April 1998. Originally published as A 36 – 60 T. Last previous edition A 36/A 36M – 97.

² For ASME Boiler and Pressure Vessel Code Applications, see related Specifications SA-36 in Section II of that Code.

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.04.

⁴ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.02.

⁵ Annual Book of ASTM Standards, Vol 15.08.

⁶ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.01.

⁷ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.03.

⁸ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.05.

Anexo B

Anexo B1


WWW.ENDAQ.COM

S3-D16

S3 Vibration Sensor

\$1,299.00 1299.00

In stock

S3-D16

The S3-D16 is a vibration recorder with additional environmental sensors. This model's low cost makes it ideal for general purpose vibration testing.

Product Add-On: [Mounting Kit \(\\$15\)](#)

Application Areas

Develop a Shock, Vibration and Environment Profile with ease & confidence for your specific application!

Take a deep dive of our [applications](#) pages for specific application resources.

- [Vibration Sensing & Recording](#)
- [Shock & Impact Testing](#)
- [Shipping & Transport Monitoring](#)
- [Wi-Fi Enabled Wireless Monitoring](#)
- [Environmental Testing](#)

[Why enDAQ?](#)
[Demo with an Engineer](#)
[Visit our Help Center](#)
[Customer Testimonials](#)
[Contact Customer Success](#)

Accelerometer Specifications >> [More Information](#)

Accelerometer Type	Range	Sampling Rate	Bandwidth	Noise	Resolution
Digital Capacitive	± 16g	3,200 Hz	0 to 300 Hz	< 0.01 gRMS	0.004 g

Frequency Response Plot

Additional Sensor Specifications >> [More Information](#)

Sensor	Measurement Range	Resolution	Sampling Rate
Magnetometer	± 1300 µT	0.3 µT	0 (off) to 10 Hz
Temperature	-40 to 85 °C	0.01 °C	0 (off) to 10 Hz
Pressure	1 to 200 kPa	1.6 Pa	0 (off) to 10 Hz
Humidity	0 to 100 %RH	0.04% RH	0 (off) to 10 Hz
Light	0 to > 20 uV	<100 mlx	0 (off) to 4 Hz

Environmental Specifications >> [More Information](#)

Parameter	Range	Notes
Operating Temperature	-10°C to 80°C (14°F to 176°F)	
Recommended Storage Temperature	15°C to 30°C (59°F to 86°F)	Recharging Temperature 0°C to 45°C (32°F to 113°F)
Humidity	0 to 95 %RH	Non-Condensing
Pressure	20 kPa to 110 kPa (2.9 psi to 16.0 psi)	Absolute Pressure
Shock Limit	>3,000 g	Refer to Shock Report (PDF)
No Electric Field Susceptibility	2 MHz to 18 GHz @ 200 V/m	Refer to EMI Test Report (PDF)
No Magnetic Field Susceptibility	30 Hz to 100 kHz	Refer to EMI Test Report (PDF)

Battery & Storage Performance >> [Battery Life Estimator](#) >> [Battery Specifications](#)

Battery performance is heavily dependent upon the device configuration (sensor sample rates and triggers), battery age

Anexo B1. DataSheet del acelerómetro ENDAQ S3-D16, utilizado en la adquisición de datos

Anexo B2

enDAQ

WWW.ENDAQ.COM

W5-D40

W5 Vibration Sensor

\$2,999.00 2999.00

In stock

Polycarbonate & Aluminum 7075

Digital Capacitive Accelerometer: $\pm 40g$

Battery: 1250 mAh

Storage: 16 GB

W5-D40

The W5-D40 is a wireless vibration recorder with additional environmental sensors. It uploads directly to the [enDAQ cloud](#) over WiFi after completing a recording yet this wireless connectivity can be configured to be off when desired. This model's low cost and thin enclosure makes it ideal for general purpose vibration testing and monitoring. The W5 offers an impressive 1,250 mAh battery to allow for the long recording and monitoring times.

[Why enDAQ?](#)

[Demo with an Engineer](#)

[Visit our Help Center](#)

[Customer Testimonials](#)

[Contact Customer Success](#)

Visit enDAQ Cloud Platform

Product Add-On: [Mounting Kit \(\\$15\)](#)



Complimentary enDAQ Pelican case included with every [enDAQ® data loggers*](#) order.

Additional cases can be purchased here: [enDAQ Accessories](#).

**Does not including S3-D16 sensors*

Application Areas

Develop a Shock, Vibration and Environment Profile with ease & confidence for your specific application!

Take a deep dive of our [applications](#) pages for specific application resources.

- [Vibration Sensing & Recording](#)
- [Shock & Impact Testing](#)
- [Shipping & Transport Monitoring](#)
- [Wi-Fi Enabled Wireless Monitoring](#)
- [Environmental Testing](#)

Accelerometer Specifications >> [More Information](#)

Accelerometer Type	Range	Sampling Rate	Bandwidth	Noise	Resolution
Digital Capacitive	$\pm 40g$	4,000 Hz	0 to 300 Hz	< 0.01 gRMS	0.00008 g

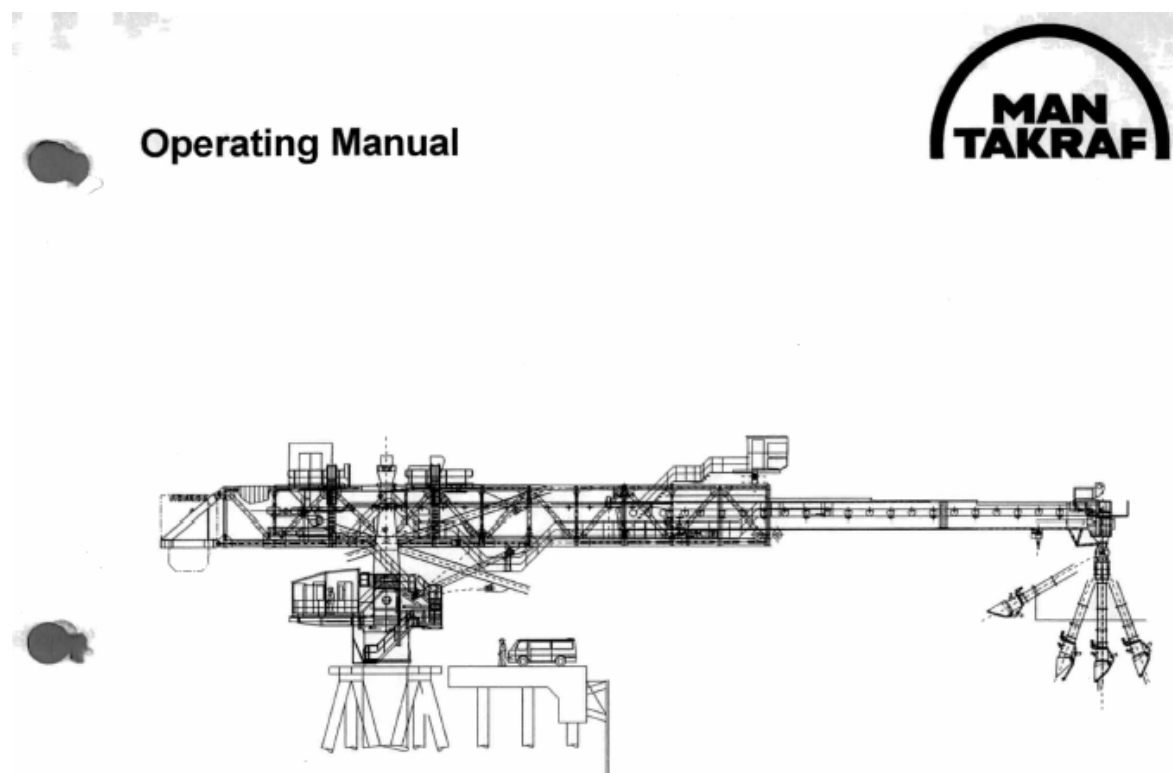
Frequency Response Plot

Battery & Storage Performance >> [Battery Life Estimator](#) >> [Battery Specifications](#)

Battery performance is heavily dependent upon the device configuration (sensor sample rates and triggers), battery age (including charging cycles), and temperature. The following table provides the battery life and storage capacity of this device assuming it has a relatively new battery and it is at room temperature. When showing performance it assumes all sensors are on at the default sample rate with the main accelerometer sample rate driving performance. With triggers, it assumes the device is in trigger mode 99% of the time. Here are some additional resources: [Measurement Settings](#), [Battery Specifications](#), [NEW! Battery Life Estimator Tool](#).

Sample Rate	Storage Capacity	Continuous Recording	Main Accel. Trigger	2nd Accel. Trigger	Periodic/Time Trigger
50 Hz	64 days	3.7 days	11 days		333 days
200 Hz	40 days	3.7 days	11 days		331 days
800 Hz	15 days	3.4 days	11 days		312 days
4,000 Hz	4 days	2.8 days	11 days		270 days

Anexo B2. DataSheet del acelerómetro ENDAQ W5-D40, utilizado en la adquisición de datos

Anexo C

Product: Radial Shiploader 1600 t/h

Project: Antamina Port Facilities / Peru

Manufacturer: MAN TAKRAF Fördertechnik GmbH
Torgauer Straße 336
04347 Leipzig
Federal Republic of Germany

Buyer: Sandwell as agent for Compania Minera Antamina S.A. (Owner)

Contract No.: 142 325 - M 001

MTF P.O. No.: G 0130.20.01

Fabrication No.: B 105

Year of Construction 2000

Anexo C. Portada del manual de operación del Shiploader, proporcionado por Antamina S.A., corresponde al manual del fabricante Man Takraf [Documento interno]

Anexo D

Código Matlab – Cálculo de las matrices de rigidez

```
% MATRICES DE RIGIDEZ EXTENDIDA PARA TODOS LOS ELEMENTOS DESDE
EXCEL%%
```

```
%%PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU - PUCP%%
```

```
%%MIGUEL LUDEÑA%%-OBTENCION DE MATRICES DE RIGIDE%%
```

```
clc; clear;
```

```
% === PARTE 1: CARGAR DATOS DESDE EXCEL ===
```

```
filename_in = 'MATRIXRIGIDEZ.xlsx'; % tu archivo original corregido
```

```
datos = readtable(filename_in, 'VariableNamingRule', 'preserve');
```

```
% === PARTE 2: CONFIGURACIÓN ===
```

```
E = 200000; % N/mm2 (acero A36)
```

```
etiquetas = {'u1','v1','w1','u2','v2','w2'};
```

```
filename_out = 'Matrices_Rigidez_Elementos.xlsx';
```

```
% === PARTE 3: CALCULAR Y EXPORTAR MATRICES ===
```

```
nElem = height(datos); % número total de elementos
```

```
for i = 1:nElem
```

```
    % Leer datos del elemento i
```

```
    A = datos.A(i);
```

```
    L = datos.L(i);
```

```
    theta_deg = datos.theta(i);
```

```
    % Convertir a radianes
```

```
    theta = deg2rad(theta_deg);
```

```
    c = cos(theta);
```

```
    s = sin(theta);
```

```
    % Matriz base 4x4
```

```
    k_base = (E*A/L) * ...
```

```
    [ c^2, c*s, -c^2, -c*s;
```

```

    c*s, s^2, -c*s, -s^2;

    -c^2, -c*s, c^2, c*s;

    -c*s, -s^2, c*s, s^2 ];

% Extender a 6x6

Ke = zeros(6,6);

Ke([1 2 4 5],[1 2 4 5]) = k_base;

% Redondear a 3 decimales

Ke = round(Ke, 3);

% === MOSTRAR EN COMMAND WINDOW ===

fprintf('\n=====\\n');

fprintf(' MATRIZ DE RIGIDEZ - ELEMENTO %d\\n', i);

fprintf('=====\\n');

T_disp = array2table(Ke, 'VariableNames', etiquetas, 'RowNames', etiquetas);

disp(T_disp);

% === EXPORTAR A EXCEL ===

T = array2table(Ke, 'VariableNames', etiquetas, 'RowNames', etiquetas);

sheetName = ['Elem_' num2str(i)];

writetable(T, filename_out, 'Sheet', sheetName, 'WriteRowNames', true);

end

disp(['✅ Se exportaron ' num2str(nElem) ' matrices al archivo: ' filename_out]);

```

Anexo E

	GD	U1	V1	TH1	U2	V2	TH2	U3	V3	TH3	U4	V4	TH4	U5	V5	TH5	U6	V6	TH6	U7	V7	TH7	U8	V8	TH8	U9	V9	TH9	U10	V10	TH10	U11	V11	TH11	U12	V12	TH12	U13	V13	TH13	U14	V14	TH14	U15	V15	TH15	U16	V16	TH16	U17	V17	TH17	U18	V18	TH18	U19	V19	TH19	U20	V20	TH20	U21	V21	TH21	U22	V22	TH22	U23	V23	TH23	U24	V24	TH24	U25	V25	TH25	U26	V26	TH26	U27	V27	TH27	U28	V28	TH28	U29	V29	TH29	U30	V30	TH30	U31	V31	TH31	U32	V32	TH32	U33	V33	TH33	U34	V34	TH34	U35	V35	TH35	U36	V36	TH36	U37	V37	TH37	U38	V38	TH38	U39	V39	TH39	U40	V40	TH40	U41	V41	TH41	U42	V42	TH42	U43	V43	TH43	U44	V44	TH44	U45	V45	TH45	U46	V46	TH46	U47	V47	TH47	U48	V48	TH48	U49	V49	TH49	U50	V50	TH50	U51	V51	TH51	U52	V52	TH52	U53	V53	TH53	U54	V54	TH54	U55	V55	TH55	U56	V56	TH56	U57	V57	TH57	U58	V58	TH58	U59	V59	TH59	U60	V60	TH60	U61	V61	TH61	U62	V62	TH62	U63	V63	TH63	U64	V64	TH64	U65	V65	TH65	U66	V66	TH66	U67	V67	TH67	U68	V68	TH68	U69	V69	TH69	U70	V70	TH70	U71	V71	TH71	U72	V72	TH72	U73	V73	TH73	U74	V74	TH74	U75	V75	TH75	U76	V76	TH76	U77	V77	TH77	U78	V78	TH78	U79	V79	TH79	U80	V80	TH80	U81	V81	TH81	U82	V82	TH82	U83	V83	TH83	U84	V84	TH84	U85	V85	TH85	U86	V86	TH86	U87	V87	TH87	U88	V88	TH88	U89	V89	TH89	U90	V90	TH90	U91	V91	TH91	U92	V92	TH92	U93	V93	TH93	U94	V94	TH94	U95	V95	TH95	U96	V96	TH96	U97	V97	TH97	U98	V98	TH98	U99	V99	TH99	U100	V100	TH100	U101	V101	TH101	U102	V102	TH102	U103	V103	TH103	U104	V104	TH104	U105	V105	TH105	U106	V106	TH106	U107	V107	TH107	U108	V108	TH108	U109	V109	TH109	U110	V110	TH110	U111	V111	TH111	U112	V112	TH112	U113	V113	TH113	U114	V114	TH114	U115	V115	TH115	U116	V116	TH116	U117	V117	TH117	U118	V118	TH118	U119	V119	TH119	U120	V120	TH120	U121	V121	TH121	U122	V122	TH122	U123	V123	TH123	U124	V124	TH124	U125	V125	TH125	U126	V126	TH126	U127	V127	TH127	U128	V128	TH128	U129	V129	TH129	U130	V130	TH130	U131	V131	TH131	U132	V132	TH132	U133	V133	TH133	U134	V134	TH134	U135	V135	TH135	U136	V136	TH136	U137	V137	TH137	U138	V138	TH138	U139	V139	TH139	U140	V140	TH140	U141	V141	TH141	U142	V142	TH142	U143	V143	TH143	U144	V144	TH144	U145	V145	TH145	U146	V146	TH146	U147	V147	TH147	U148	V148	TH148	U149	V149	TH149	U150	V150	TH150	U151	V151	TH151	U152	V152	TH152	U153	V153	TH153	U154	V154	TH154	U155	V155	TH155	U156	V156	TH156	U157	V157	TH157	U158	V158	TH158	U159	V159	TH159	U160	V160	TH160	U161	V161	TH161	U162	V162	TH162	U163	V163	TH163	U164	V164	TH164	U165	V165	TH165	U166	V166	TH166	U167	V167	TH167	U168	V168	TH168	U169	V169	TH169	U170	V170	TH170	U171	V171	TH171	U172	V172	TH172	U173	V173	TH173	U174	V174	TH174	U175	V175	TH175	U176	V176	TH176	U177	V177	TH177	U178	V178	TH178	U179	V179	TH179	U180	V180	TH180	U181	V181	TH181	U182	V182	TH182	U183	V183	TH183	U184	V184	TH184	U185	V185	TH185	U186	V186	TH186	U187	V187	TH187	U188	V188	TH188	U189	V189	TH189	U190	V190	TH190	U191	V191	TH191	U192	V192	TH192	U193	V193	TH193	U194	V194	TH194	U195	V195	TH195	U196	V196	TH196	U197	V197	TH197	U198	V198	TH198	U199	V199	TH199	U200	V200	TH200	U201	V201	TH201	U202	V202	TH202	U203	V203	TH203	U204	V204	TH204	U205	V205	TH205	U206	V206	TH206	U207	V207	TH207	U208	V208	TH208	U209	V209	TH209	U210	V210	TH210	U211	V211	TH211	U212	V212	TH212	U213	V213	TH213	U214	V214	TH214	U215	V215	TH215	U216	V216	TH216	U217	V217	TH217	U218	V218	TH218	U219	V219	TH219	U220	V220	TH220	U221	V221	TH221	U222	V222	TH222	U223	V223	TH223	U224	V224	TH224	U225	V225	TH225	U226	V226	TH226	U227	V227	TH227	U228	V228	TH228	U229	V229	TH229	U230	V230	TH230	U231	V231	TH231	U232	V232	TH232	U233	V233	TH233	U234	V234	TH234	U235	V235	TH235	U236	V236	TH236	U237	V237	TH237	U238	V238	TH238	U239	V239	TH239	U240	V240	TH240	U241	V241	TH241	U242	V242	TH242	U243	V243	TH243	U244	V244	TH244	U245	V245	TH245	U246	V246	TH246	U247	V247	TH247	U248	V248	TH248	U249	V249	TH249	U250	V250	TH250	U251	V251	TH251	U252	V252	TH252	U253	V253	TH253	U254	V254	TH254	U255	V255	TH255	U256	V256	TH256	U257	V257	TH257	U258	V258	TH258	U259	V259	TH259	U260	V260	TH260	U261	V261	TH261	U262	V262	TH262	U263	V263	TH263	U264	V264	TH264	U265	V265	TH265	U266	V266	TH266	U267	V267	TH267	U268	V268	TH268	U269	V269	TH269	U270	V270	TH270	U271	V271	TH271	U272	V272	TH272	U273	V273	TH273	U274	V274	TH274	U275	V275	TH275	U276	V276	TH276	U277	V277	TH277	U278	V278	TH278	U279	V279	TH279	U280	V280	TH280	U281	V281	TH281	U282	V282	TH282	U283	V283	TH283	U284	V284	TH284	U285	V285	TH285	U286	V286	TH286	U287	V287	TH287	U288	V288	TH288	U289	V289	TH289	U290	V290	TH290	U291	V291	TH291	U292	V292	TH292	U293	V293	TH293	U294	V294	TH294	U295	V295	TH295	U296	V296	TH296	U297	V297	TH297	U298	V298	TH298	U299	V299	TH299	U300	V300	TH300	U301	V301	TH301	U302	V302	TH302	U303	V303	TH303	U304	V304	TH304	U305	V305	TH305	U306	V306	TH306	U307	V307	TH307	U308	V308	TH308	U309	V309	TH309	U310	V310	TH310	U311	V311	TH311	U312	V312	TH312	U313	V313	TH313	U314	V314	TH314	U315	V315	TH315	U316	V316	TH316	U317	V317	TH317	U318	V318	TH318	U319	V319	TH319	U320	V320	TH320	U321	V321	TH321	U322	V322	TH322	U323	V323	TH323	U324	V324	TH324	U325	V325	TH325	U326	V326	TH326	U327	V327	TH327	U328	V328	TH328	U329	V329	TH329	U330	V330	TH330	U331	V331	TH331	U332	V332	TH332	U333	V333	TH333	U334	V334	TH334	U335	V335	TH335	U336	V336	TH336	U337	V337	TH337	U338	V338	TH338	U339	V339	TH339	U340	V340	TH340	U341	V341	TH341	U342	V342	TH342	U343	V343	TH343	U344	V344	TH344	U345	V345	TH345	U346	V346	TH346	U347	V347	TH347	U348	V348	TH348	U349	V349	TH349	U350	V350	TH350	U351	V351	TH351	U352	V352	TH352	U353	V353	TH353	U354	V354	TH354	U355	V355	TH355	U356	V356	TH356	U357	V357	TH357	U358	V358	TH358	U359	V359	TH359	U360	V360	TH360	U361	V361	TH361	U362	V362	TH362	U363	V363	TH363	U364	V364	TH364	U365	V365	TH365	U366	V366	TH366	U367	V367	TH367	U368	V368	TH368	U369	V369	TH369	U370	V370	TH370	U371	V371	TH371	U372	V372	TH372	U373	V373	TH373	U374	V374	TH374	U375	V375	TH375	U376	V376	TH376	U377	V377	TH377	U378	V378	TH378	U379	V379	TH379	U380	V380	TH380	U381	V381	TH381	U382	V382	TH382	U383	V383	TH383	U384	V384	TH384	U385	V385	TH385	U386	V386	TH386	U387	V387	TH387	U388	V388	TH388	U389	V389	TH389	U390	V390	TH390	U391	V391	TH391	U392	V392	TH392	U393	V393	TH393	U394	V394	TH394	U395	V395	TH395	U396	V396	TH396	U397	V397	TH397	U398	V398	TH398	U399	V399	TH399	U400	V400	TH400	U401	V401	TH401	U402	V402	TH402	U403	V403	TH403	U404	V404	TH404	U405	V405	TH405	U406	V406	TH406	U407	V407	TH407	U408	V408	TH408	U409	V409	TH409	U410	V410	TH410	U411	V411	TH411	U412	V412	TH412	U413	V413	TH413	U414	V414	TH414	U415	V415	TH415	U416	V416	TH416	U417	V417	TH417	U418	V418	TH418	U419	V419	TH419	U420	V420	TH420	U421	V421	TH421	U422	V422	TH422	U423	V423	TH423	U424	V424	TH424	U425	V425	TH425	U426	V426	TH426	U427	V427	TH427	U428	V428	TH428	U429	V429	TH429	U430	V430	TH430	U431	V431	TH431	U432	V432	TH432	U433	V433	TH433	U434	V434	TH434	U435	V435	TH435	U436	V436	TH436	U437	V437	TH437	U438	V438	TH438	U439	V439	TH439	U440	V440	TH440	U441	V441	TH441	U442	V442	TH442	U443	V443	TH443	U444	V444	TH444	U445	V445	TH445	U446	V446	TH446	U447	V447	TH447	U448	V448	TH448	U449	V449	TH449	U450	V450	TH450	U451	V451	TH451	U452	V452	TH452	U453	V453	TH453	U454	V454	TH454	U455	V455	TH455	U456	V456	TH456	U457	V457	TH457	U458	V458	TH458	U459	V459	TH459	U460	V460	TH460	U461	V461	TH461	U462	V462	TH462	U463	V463	TH463	U464	V464	TH464	U465	V465	TH465	U466	V466	TH466	U467	V467	TH467	U468	V468	TH468	U469	V469	TH469	U470	V470	TH470	U471	V471	TH471	U472	V472	TH472	U473	V473	TH473	U474	V474	TH474	U475	V475	TH475	U476	V476	TH476	U477	V477	TH477	U478	V478	TH478	U479	V479	TH479	U480	V480	TH480	U481	V481	TH481	U482	V482	TH482	U483	V483	TH483	U484	V484	TH484	U485
--	----	----	----	-----	----	----	-----	----	----	-----	----	----	-----	----	----	-----	----	----	-----	----	----	-----	----	----	-----	----	----	-----	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	-----	-----	------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------	------	-------	------

```
% === PARTE 3: CALCULAR Y EXPORTAR MATRICES ===
```

```
nElem = height(datos); % número total de elementos
```

```
for i = 1:nElem
```

```
    % Leer datos del elemento i
```

```
    A = datos.A(i);      % Área en mm2
```

```
    L = datos.L(i);      % Longitud en mm
```

```
    theta_deg = datos.theta(i); % Ángulo en grados
```

```
    % Calcular masa total
```

```
    m = rho * A * L;
```

```
    m6 = m / 6;
```

```
    % Convertir a radianes
```

```
    theta = deg2rad(theta_deg);
```

```
    c = cos(theta); s = sin(theta);
```

```
    c2 = c^2; s2 = s^2; cs = c*s;
```

```
    % Matriz de masa global extendida (6x6)
```

```
    Me = m6 * [
        2*c2, 2*cs, 0, c2, cs, 0;
        2*cs, 2*s2, 0, cs, s2, 0;
        0, 0, 0, 0, 0, 0;
        c2, cs, 0, 2*c2, 2*cs, 0;
        cs, s2, 0, 2*cs, 2*s2, 0;
        0, 0, 0, 0, 0, 0
    ];
```

```
];
```

```
    % Redondear
```

```
    Me = round(Me, 3);
```

```
% === MOSTRAR EN COMMAND WINDOW ===
```

```
fprintf('\n=====\\n');
```

```
fprintf(' MATRIZ DE MASA - ELEMENTO %d\\n', i);
```


Anexo H

Código Matlab – Cálculo de frecuencias naturales

```
% Wn , FRECUENCIAS ANTURALES DESDE EXCEL%%

%%PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU - PUCP%%

%%MIGUEL LUDEÑA%%-OBTENCION DE FRECUENCIAS NATURALES%%

clc; clear;

% === ARCHIVO Y HOJAS DE ENTRADA ===

archivo = 'MKMS3.xlsx';

hoja_K = 'RIGIDEZ';

hoja_M = 'MASA';

% === LECTURA DE LAS MATRICES DESDE EXCEL ===

K_tabla = readtable(archivo, 'Sheet', hoja_K, 'ReadRowNames', true);

M_tabla = readtable(archivo, 'Sheet', hoja_M, 'ReadRowNames', true);

% Convertir a matrices numéricas

K = table2array(K_tabla); % Rigidez en 1e5 N/mm

M = table2array(M_tabla); % Masa en kg

labels = upper(K_tabla.Properties.RowNames); % Etiquetas en MAYÚSCULAS

% === CONDICIONES DE FRONTERA (MODIFICAR SEGÚN TU CASO) ===

GDL_restringidos = {'U1', 'V1'}; % GDL fijos

idx_fijos = find(ismember(labels, GDL_restringidos));

idx_todos = 1:length(labels);

idx_libres = setdiff(idx_todos, idx_fijos);

% === VERIFICACIÓN DE COHERENCIA ===

if length(labels) ~= size(K,1) || length(labels) ~= size(K,2)

    error('✗ Error: Las etiquetas no coinciden con el tamaño de la matriz K.');
```

end

```
if length(labels) ~= size(M,1) || length(labels) ~= size(M,2)

    error('✗ Error: Las etiquetas no coinciden con el tamaño de la matriz M.');
```

```

end

% === ESCALADO DE UNIDADES ===

% Rigidez está en 1e5 N/mm ⇒ convertir a N/mm

K = K * 1e5; % Ahora K está en N/mm

% === MATRICES REDUCIDAS ===

K_red = K(idx_libres, idx_libres);

M_red = M(idx_libres, idx_libres);

labels_libres = labels(idx_libres);

% === ANÁLISIS MODAL ===

[Phi, Lambda] = eig(K_red, M_red);

omega2 = diag(Lambda);      % rad2/s2

omega = sqrt(omega2);      % rad/s

f_Hz = omega / (2*pi);      % Hz

% Ordenar resultados

[f_Hz, orden] = sort(real(f_Hz));

Phi = real(Phi(:, orden));

% === MOSTRAR RESULTADOS EN PANTALLA ===

fprintf('\n===== FRECUENCIAS NATURALES =====\n');

for i = 1:length(f_Hz)

    fprintf('Modo %2d: f = %.4f Hz\n', i, f_Hz(i));

end

% === EXPORTAR A EXCEL ===

% 1. Frecuencias

frecuencias = table((1:length(f_Hz))', f_Hz, ...

    'VariableNames', {'Modo','Frecuencia_Hz'});

writetable(frecuencias, 'FRECUENCIAS_MODEALES.xlsx');

% 2. Formas modales

formas = array2table(Phi, 'VariableNames', ...

```

```

strcat("Modo", string(1:size(Phi,2))), 'RowNames', labels_libres);

writetable(formas, 'FORMAS_MODALAS.xlsx', 'WriteRowNames', true);

fprintf('\n✅ Análisis completo. Resultados exportados:\n');

fprintf('- FRECUENCIAS_MODALAS.xlsx (Hz)\n');

fprintf('- FORMAS_MODALAS.xlsx (vectores modales)\n');

```

Anexo I

Modo	Frecuencia	Unidad
1	0.000000	Hz
2	0.000000	Hz
3	0.000000	Hz
4	0.018707	Hz
5	0.050320	Hz
6	0.170026	Hz
7	0.223981	Hz
8	0.435259	Hz
9	0.720413	Hz
10	0.974879	Hz
11	1.240217	Hz
12	1.494735	Hz
13	2.524572	Hz
14	2.880504	Hz
15	3.096951	Hz
16	3.190671	Hz
17	3.648384	Hz
18	4.450101	Hz
19	4.609090	Hz
20	5.284893	Hz
21	6.006567	Hz
22	6.261317	Hz
23	6.469594	Hz
24	6.962453	Hz
25	7.920144	Hz
26	8.453036	Hz
27	8.939310	Hz
28	9.479942	Hz
29	10.068261	Hz
30	10.992097	Hz
31	11.499149	Hz
32	11.549939	Hz
33	11.767513	Hz
34	12.100442	Hz

35	12.100442	Hz
36	12.347841	Hz
37	13.058228	Hz
38	13.794452	Hz
39	14.128180	Hz
40	14.863545	Hz
41	15.517014	Hz
42	16.100213	Hz
43	17.036556	Hz
44	17.124870	Hz
45	18.134846	Hz
46	18.340883	Hz
47	18.805735	Hz
48	19.664014	Hz
49	20.382072	Hz
50	20.720228	Hz
51	22.406110	Hz
52	23.368798	Hz

Anexo I. Tabla completa de la matriz de rigidez global “Mg”

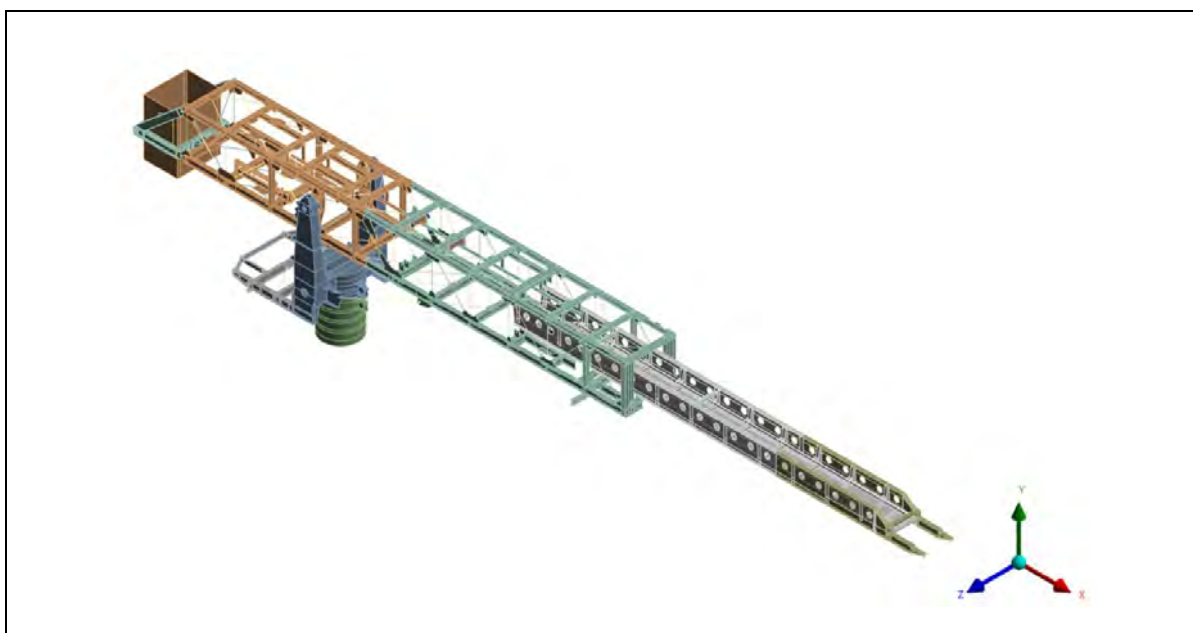
Anexo J

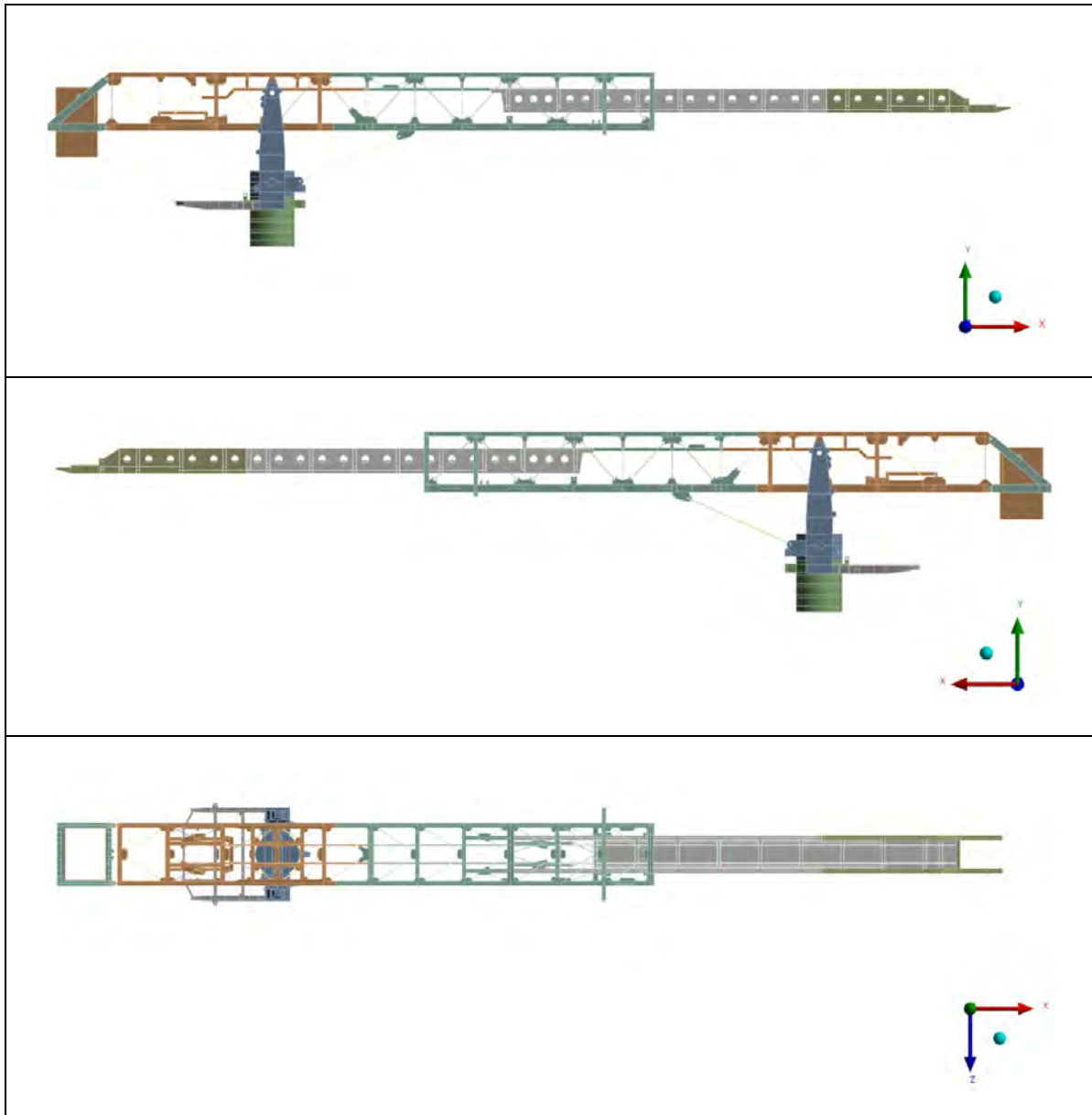




Anexo J. Instalación de sensores (Acelerómetros) sobre la estructura del Shiploader

Anexo K





Anexo K. Modelo 3D de la estructura del Shiploader desarrollado en Ansys v.24 R1

Anexo L

A continuación, se muestra la tabla resumen de resultados obtenidos

Objetivos Específicos	Hipótesis Específicas	Conclusiones
Realizar el modelo conceptual de la estructura del Shiploader.	Realizar el modelo conceptual de una estructura es de suma importancia, ya que es una herramienta útil que ayuda a entender el fenómeno físico y el comportamiento estructural de forma más clara y sencilla.	El modelo conceptual de la estructura del Shiploader demuestra y ayuda a entender el fenómeno físico que se suscita en el instante de medición, gracias a este modelo se pudo entender y comprender de mejor manera las condiciones estructurales, así como la forma, geometría, posición y fuerzas actuantes.
Determinar y obtener los valores de frecuencia natural del Shiploader por el método de elementos finitos de forma analítica.	El método de elementos finitos (analítica) ayuda a determinar los diferentes parámetros, así como fuerzas, reacciones y frecuencias naturales de manera directa a través de un análisis matricial.	El desarrollo y cálculo estructural por el método de elementos finitos de forma matricial, demuestra que cualquier tipo de estructura puede desarrollarse de manera analítica teniendo resultados muy cercanos a otros métodos de análisis.
Determinar y obtener los valores de frecuencia natural del Shiploader mediante métodos computacionales.	Los métodos computacionales basados en el método de elementos finitos ayudan de forma más rápido y fácil a determinar los parámetros dinámicos, así como	El análisis FEM desarrollado por métodos computacionales demuestra valores que se reflejan en los análisis analíticos, sin embargo, al igual que cualquier otro método de análisis, existe un

	frecuencias naturales y modos de vibración, cosa que se complica si se realizara de forma analítica.	error mínimo debido a que los modelos geométricos computacionales no pueden reflejar el 100% de la realidad en campo, sin embargo, las diferentes bibliografías brindan un margen de error admisible, por lo tanto, los análisis realizados mediante el software utilizado son aceptables.
Determinar y obtener los valores de frecuencia natural del Shiploader mediante análisis modal operacional OMA.	Los resultados a partir de la medición OMA en campo deberán reflejar las condiciones dinámicas reales del Shiploader, lo cual es útil para poder dar una primera interpretación del fenómeno dinámico que se suscita en el instante de medición.	Los resultados del análisis OMA reflejan la condición dinámica real en campo, los valores obtenidos tienen un grado de aproximación a los valores obtenidos por el método de elementos finitos, indicando que los valores determinados por los métodos aplicados sean valores reales que determinan con efectividad las frecuencias naturales del Shiploader.
Interpretar y comparar los resultados obtenidos de los distintos	Los diferentes análisis de las condiciones dinámicas de la estructura deberán de ser capaces de poder determinar la condición dinámica actual del Shiploader; la validación	Los resultados obtenidos y la evaluación bajo los diferentes criterios aplicados y realizados a a partir de los datos obtenidos en campo y los datos obtenidos mediante los diferentes análisis

análisis realizado, aplicando criterios de evaluación y normativa vigente.	de los datos por lo métodos empleados, esto sumado a la evaluación bajo las diferentes normativas vigentes, darán un panorama más amplio y realista de la condición dinámica estructural del Shiploader.	por el método de elementos finitos, determinan que el comportamiento dinámico del Shiploader se encuentra dentro de los límites admisibles teniendo una condición normal de operación.
--	--	--

Anexo L. Tabla matriz de resultados

Anexo M

A continuación se muestra las matrices de rigidez calculadas para cada elemento de la estructura del Shiploader.

Matriz de rigidez del elemento K1 (N/mm):

	<i>u1</i>	<i>v1</i>	<i>w1</i>	<i>u2</i>	<i>v2</i>	<i>w2</i>
<i>u1</i>	461434.3	387189.4	0	-461434	-387189	0
<i>v1</i>	387189.4	324890.5	0	-387189	-324890	0
<i>w1</i>	0	0	0	0	0	0
<i>u2</i>	-461434	-387189	0	461434.3	387189.4	0
<i>v2</i>	-387189	-324890	0	387189.4	324890.5	0
<i>w2</i>	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K2 (N/mm):

	<i>u1</i>	<i>v1</i>	<i>w1</i>	<i>u2</i>	<i>v2</i>	<i>w2</i>
<i>u1</i>	0	0	0	0	0	0
<i>v1</i>	0	289760.5	0	0	-289761	0
<i>w1</i>	0	0	0	0	0	0
<i>u2</i>	0	0	0	0	0	0
<i>v2</i>	0	-289761	0	0	289760.5	0
<i>w2</i>	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K3 (N/mm):

	<i>u1</i>	<i>v1</i>	<i>w1</i>	<i>u2</i>	<i>v2</i>	<i>w2</i>
<i>u1</i>	188397	-202031	0	-188397	202031	0

$v1$	-202031	216651.8	0	202031	-216652	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-188397	202031	0	188397	-202031	0
$v2$	202031	-216652	0	-202031	216651.8	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K4 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	191766.4	0	0	-191766	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	-191766	0	0	191766.4	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K5 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	202703.5	189024.1	0	-202704	-189024	0
$v1$	189024.1	176267.8	0	-189024	-176268	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-202704	-189024	0	202703.5	189024.1	0
$v2$	-189024	-176268	0	189024.1	176267.8	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K6, K8, K10 y K22 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	560000	0	0	-560000	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	-560000	0	0	560000	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K7 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	202703.5	-189024	0	-202704	189024.1	0
$v1$	-189024	176267.8	0	189024.1	-176268	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-202704	189024.1	0	202703.5	-189024	0
$v2$	189024.1	-176268	0	-189024	176267.8	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K9:

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	183791	204120.6	0	-183791	-204121	0
$v1$	204120.6	226698.9	0	-204121	-226699	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-183791	-204121	0	183791	204120.6	0
$v2$	-204121	-226699	0	204120.6	226698.9	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K11, K15, K19, K23 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	136344.3	-151426	0	-136344	151425.7	0
$v1$	-151426	168175.3	0	151425.7	-168175	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-136344	151425.7	0	136344.3	-151426	0
$v2$	151425.7	-168175	0	-151426	168175.3	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K12 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	191766.4	0	0	-191766	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	-191766	0	0	191766.4	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K13, K17 y K21 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	136344.3	151425.7	0	-136344	-151426	0
$v1$	151425.7	168175.3	0	-151426	-168175	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-136344	-151426	0	136344.3	151425.7	0
$v2$	-151426	-168175	0	151425.7	168175.3	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K14 (N/mm):

$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
------	------	------	------	------	------

$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	411060.8	0	0	-411061	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	-411061	0	0	411060.8	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K16, K18 y K20 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	191766.4	0	0	-191766	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	-191766	0	0	191766.4	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K24 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	896000	0	0	-896000	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	-896000	0	0	896000	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K25 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	1425390	0	0	-1425390	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-1425390	0	0	1425390	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K26 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	891428.6	0	0	-891429	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-891429	0	0	891428.6	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0

$w2$	0	0	0	0	0	0
------	---	---	---	---	---	---

Matriz de rigidez del elemento K27 y K28 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	780000	0	0	-780000	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-780000	0	0	780000	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K29, K30, K31...K36 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	917647.1	0	0	-917647	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-917647	0	0	917647.1	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K37 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	754285.7	0	0	-754286	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-754286	0	0	754285.7	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K38 y K39 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	660000	0	0	-660000	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-660000	0	0	660000	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento K40, K41, K42...K47 (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	776470.6	0	0	-776471	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-776471	0	0	776470.6	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento Diagonal Kd (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	1500300	699600	0	-1500300	-699600	0
$v1$	699600	326200	0	-699600	-326200	0
$w1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	-1500300	-699600	0	1500300	699600	0
$v2$	-699600	-326200	0	699600	326200	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de rigidez del elemento Boom Kb (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	878160	0	0	-878160	0	0
$v1$	0	6110	7.26E+07	0	-6110	7.26E+07
$w1$	0	7.26E+07	1.15E+12	0	-7.26E+07	5.76E+11
$u2$	-878160	0	0	878160	0	0
$v2$	0	-6110	-7.26E+07	0	6110	-7.26E+07
$w2$	0	7.26E+07	5.76E+11	0	-7.26E+07	1.15E+12

Matriz de rigidez del elemento Columna Central Kc (N/mm):

	$u1$	$v1$	$w1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	5767.5	0	-2.28E+07	-5767.5	0	-2.28E+07
$v1$	0	702611.7	0	0	-702612	0
$w1$	-2.28E+07	0	1.21E+10	2.28E+07	0	6.03E+09
$u2$	-5767.5	0	2.28E+07	5767.5	0	2.28E+07
$v2$	0	-702612	0	0	702611.7	0
$w2$	-2.28E+07	0	6.03E+09	2.28E+07	0	1.21E+10

Anexo N

A continuacion se muestra las matrices de masa calculadas para cada elemento de la estructura del Shiploader.

Matriz de masa del elemento M1 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	206.605	173.362	0	103.302	86.681	0
$v1$	173.362	145.468	0	86.681	72.734	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	103.302	86.681	0	206.605	173.362	0
$v2$	86.681	72.734	0	173.362	145.468	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M2 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	53.311	0	0	26.656	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	26.656	0	0	53.311	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M3 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	64.867	-69.562	0	32.434	-34.781	0
$v1$	-69.562	74.596	0	-34.781	37.298	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	32.434	-34.781	0	64.867	-69.562	0
$v2$	-34.781	37.298	0	-69.562	74.596	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M4 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	35.282	0	0	17.641	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	17.641	0	0	35.282	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M5 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	79.729	74.348	0	39.864	37.174	0
$v1$	74.348	69.331	0	37.174	34.666	0

θ_1	0	0	0	0	0	0
u_2	39.864	37.174	0	79.729	74.348	0
v_2	37.174	34.666	0	74.348	69.331	0
w_2	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M6, M8, M10 y M22 (kg):

	u_1	v_1	θ_1	u_2	v_2	w_2
u_1	0	0	0	0	0	0
v_1	0	103.031	0	0	51.516	0
θ_1	0	0	0	0	0	0
u_2	0	0	0	0	0	0
v_2	0	51.516	0	0	103.031	0
w_2	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M7 (kg):

	u_1	v_1	θ_1	u_2	v_2	w_2
u_1	79.729	-74.348	0	39.864	-37.174	0
v_1	-74.348	69.331	0	-37.174	34.666	0
θ_1	0	0	0	0	0	0
u_2	39.864	-37.174	0	79.729	-74.348	0
v_2	-37.174	34.666	0	-74.348	69.331	0
w_2	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M9 (kg):

	u_1	v_1	θ_1	u_2	v_2	w_2
u_1	61.615	68.43	0	30.808	34.215	0
v_1	68.43	76	0	34.215	38	0
θ_1	0	0	0	0	0	0
u_2	30.808	34.215	0	61.615	68.43	0
v_2	34.215	38	0	68.43	76	0
w_2	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M11, M15, M19 y M23 (kg):

	u_1	v_1	θ_1	u_2	v_2	w_2
u_1	45.709	-50.765	0	22.854	-25.382	0
v_1	-50.765	56.38	0	-25.382	28.19	0
θ_1	0	0	0	0	0	0
u_2	22.854	-25.382	0	45.709	-50.765	0
v_2	-25.382	28.19	0	-50.765	56.38	0
w_2	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M12 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	35.282	0	0	17.641	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	17.641	0	0	35.282	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M13, M17 y M21 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	45.709	50.765	0	22.854	25.382	0
$v1$	50.765	56.38	0	25.382	28.19	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	22.854	25.382	0	45.709	50.765	0
$v2$	25.382	28.19	0	50.765	56.38	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M14 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	75.629	0	0	37.814	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	37.814	0	0	75.629	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M16, M18, M20 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	35.282	0	0	17.641	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	0	0	0	0	0	0
$v2$	0	17.641	0	0	35.282	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M24 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	0	0	0	0	0	0
$v1$	0	164.85	0	0	82.425	0

$\theta 1$	0	0	0	0	0	0
$u 2$	0	0	0	0	0	0
$v 2$	0	82.425	0	0	164.85	0
$w 2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M25 (kg):

	$u 1$	$v 1$	$\theta 1$	$u 2$	$v 2$	$w 2$
$u 1$	375.963	0	0	187.981	0	0
$v 1$	0	0	0	0	0	0
$\theta 1$	0	0	0	0	0	0
$u 2$	187.981	0	0	375.963	0	0
$v 2$	0	0	0	0	0	0
$w 2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M26 (kg):

	$u 1$	$v 1$	$\theta 1$	$u 2$	$v 2$	$w 2$
$u 1$	142.87	0	0	71.435	0	0
$v 1$	0	0	0	0	0	0
$\theta 1$	0	0	0	0	0	0
$u 2$	71.435	0	0	142.87	0	0
$v 2$	0	0	0	0	0	0
$w 2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M27 y M28 (kg):

	$u 1$	$v 1$	$\theta 1$	$u 2$	$v 2$	$w 2$
$u 1$	163.28	0	0	81.64	0	0
$v 1$	0	0	0	0	0	0
$\theta 1$	0	0	0	0	0	0
$u 2$	81.64	0	0	163.28	0	0
$v 2$	0	0	0	0	0	0
$w 2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M29, M30, M31...M36 (kg):

	$u 1$	$v 1$	$\theta 1$	$u 2$	$v 2$	$w 2$
$u 1$	138.788	0	0	69.394	0	0
$v 1$	0	0	0	0	0	0
$\theta 1$	0	0	0	0	0	0
$u 2$	69.394	0	0	138.788	0	0
$v 2$	0	0	0	0	0	0
$w 2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M37 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	120.89	0	0	60.445	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	60.445	0	0	120.89	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M38 y M39 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	138.16	0	0	69.08	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	69.08	0	0	138.16	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento M40, M41, M42...M47 (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	117.436	0	0	58.718	0	0
$v1$	0	0	0	0	0	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	58.718	0	0	117.436	0	0
$v2$	0	0	0	0	0	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento DIAGONAL Md (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	1129.5	526.7	0	564.8	263.4	0
$v1$	526.7	245.6	0	263.4	122.8	0
$\theta1$	0	0	0	0	0	0
$u2$	564.8	263.4	0	1129.5	526.7	0
$v2$	263.4	122.8	0	526.7	245.6	0
$w2$	0	0	0	0	0	0

Matriz de masa del elemento BOOM Mb (kg):

	$u1$	$v1$	$\theta1$	$u2$	$v2$	$w2$
$u1$	2612.4	0	0	1306.2	0	0
$v1$	0	29010.9	9767258	0	1007.6	-5781732

$\theta 1$	0	9767258	4.23E+09	0	5781732	-1.27E+09
$u 2$	1306.2	0	0	2612.4	0	0
$v 2$	0	1007.6	5781732	0	2910.9	-9767258
$w 2$	0	-5781732	-1.27E+09	0	-9767258	0

Matriz de masa del elemento COLUMNA CENTRAL Mc (kg):

	$u 1$	$v 1$	$\theta 1$	$u 2$	$v 2$	$w 2$
$u 1$	574	0	0	287.4	0	0
$v 1$	0	640.4	714468.7	0	221.7	-422275
$\theta 1$	0	714468.7	2.57E+08	0	422275.3	-7.71E+07
$u 2$	287.4	0	0	574	0	0
$v 2$	0	221.7	422275.3	0	640.4	-714469
$w 2$	0	-422275	-7.71E+07	0	-714469	2.57E+08

Matriz de masa para el contra peso (Counter Weight, kg):

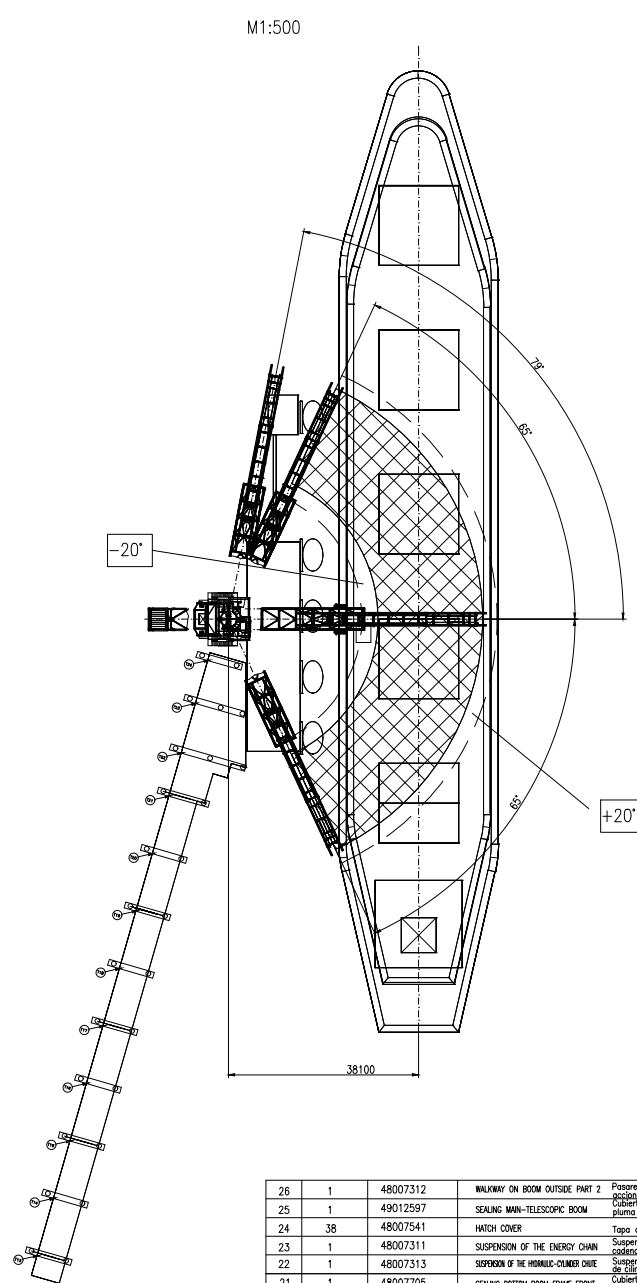
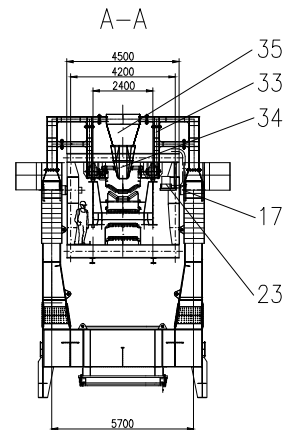
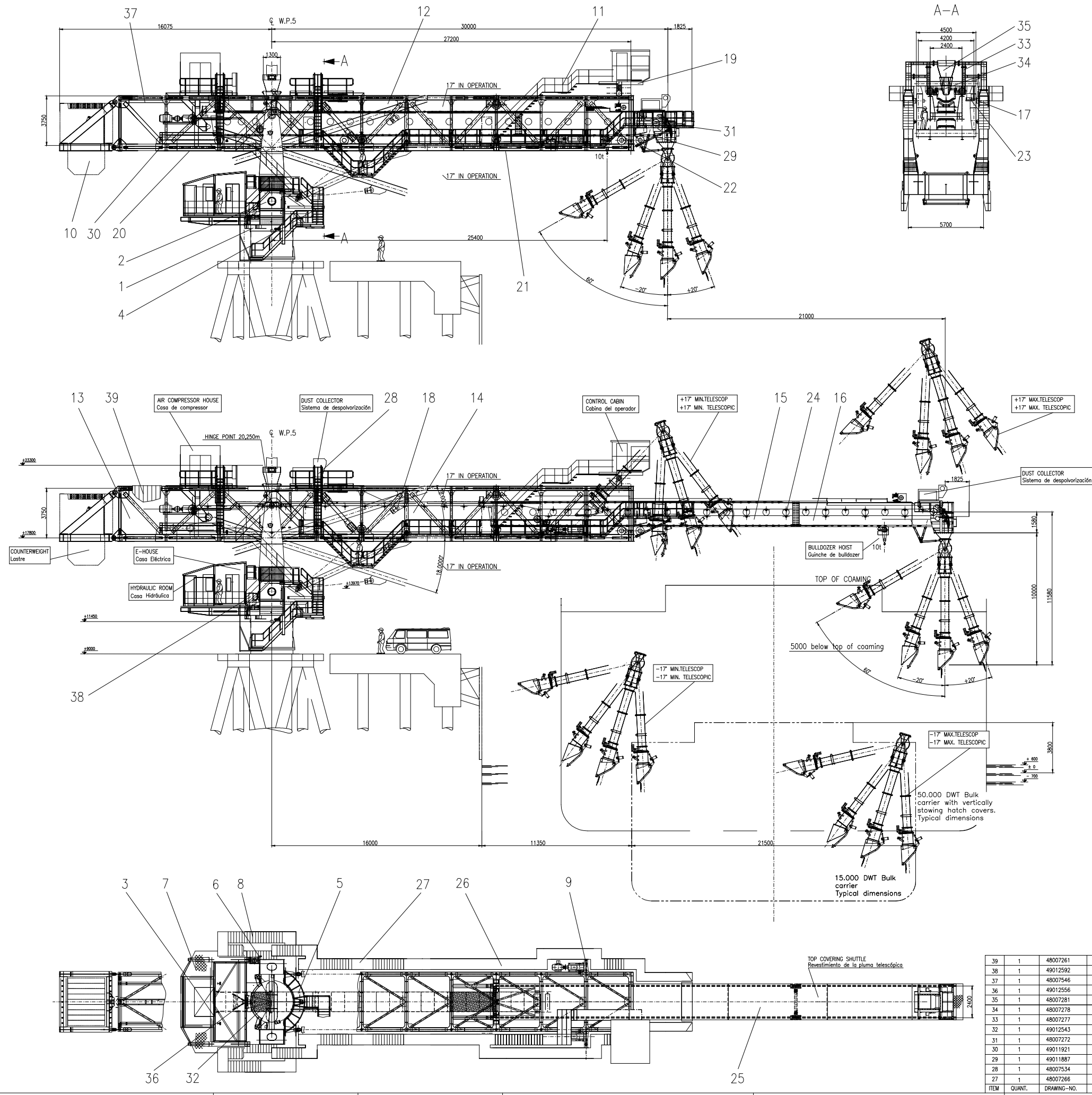
	$u 1$	$v 1$
$u 1$	0	0
$v 1$	0	90000

Matriz de masa para el chute tipo banano (Loading Spout, kg):

	$u 1$	$v 1$
$u 1$	0	0
$v 1$	0	1500

Anexo O

A continuación, se muestra los planos proporcionados por Antamina S.A., los cuales se utilizaron para poder realizar los diferentes dibujos, modelamientos 3D y para la obtención de algunas medidas que sirvieron para determinar los diferentes análisis.



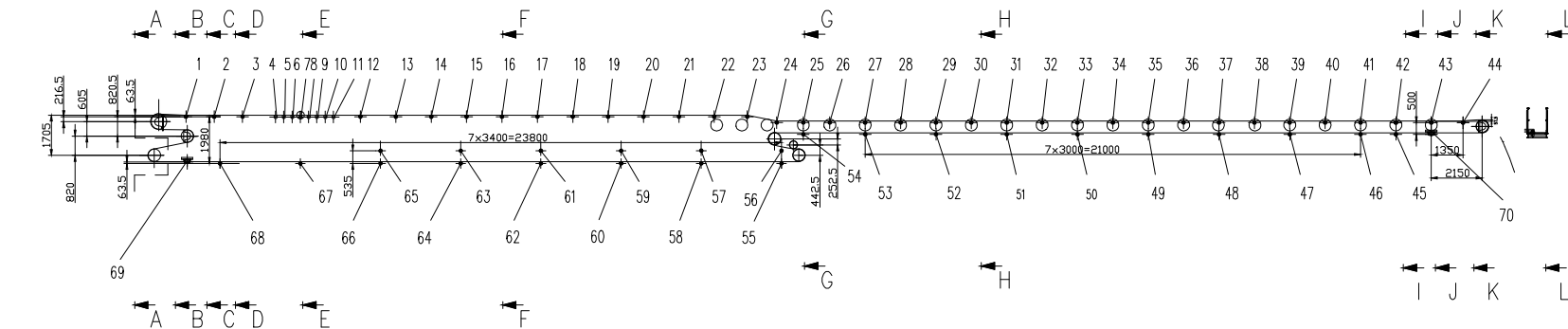
Released for
fabrication

AS BUILT

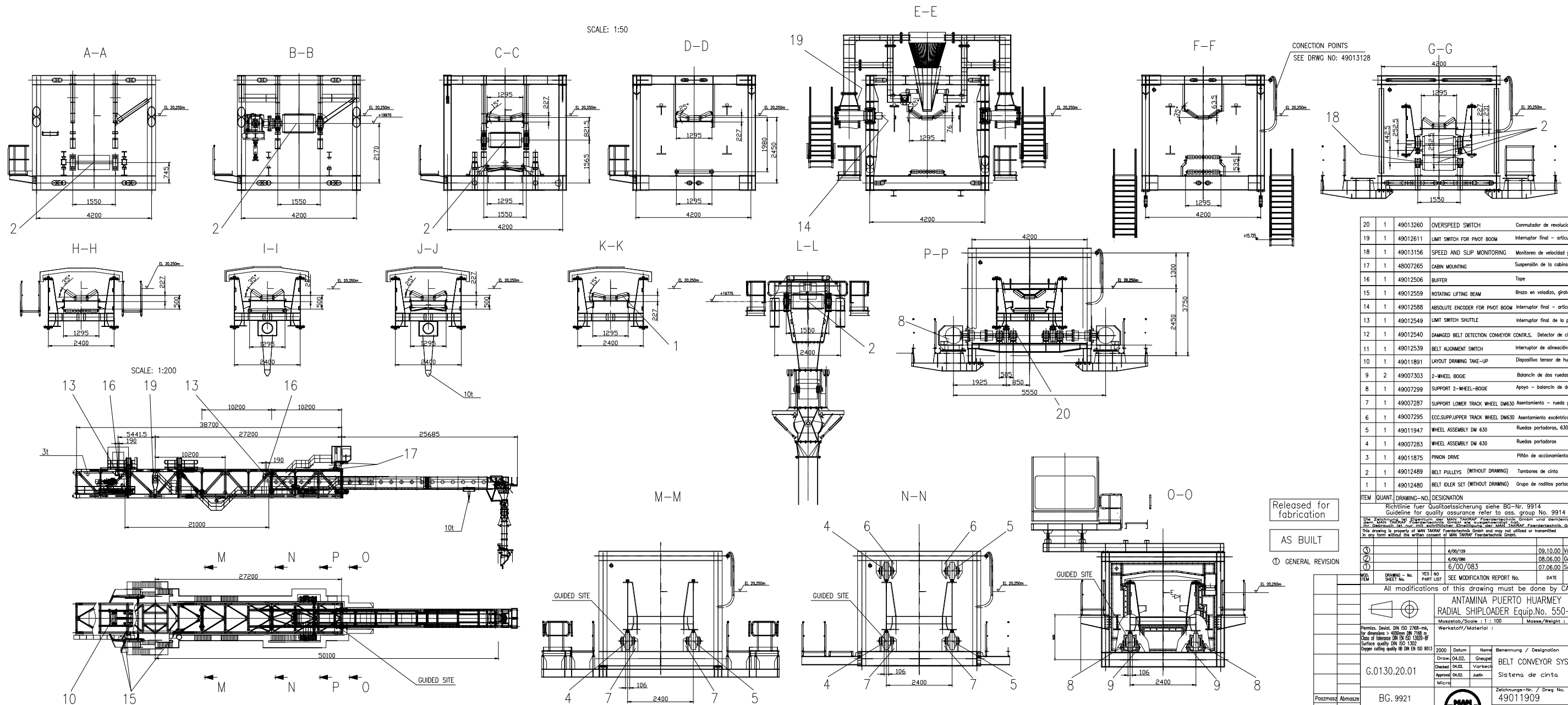
26	1	48007312	WALKWAY ON BOOM OUTSIDE PART 2	Passarela al pedestal de accionamiento
25	1	49012597	SEALING MAIN-TELESCOPIC BOOM	Cubierta del pluma telescópica
24	38	48007541	HATCH COVER	Tapa de escotilla
23	1	48007311	SUSPENSION OF THE ENERGY CHAIN	Suspensión para cadena de energía
22	1	48007313	SUSPENSION OF THE HYDRAULIC CHAIN	Suspensión para cadena hidráulica
21	1	48007705	SEALING BOTTOM BOOM FRAME FRONT	Cubierta del suelo pluma - delante
20	1	48007706	SEALING BOTTOM BOOM FRAME REAR	Cubierta del suelo pluma - detrás
19	1	48007259	CABIN MOUNTING	Asentamiento de la cabina
18	4	49011942	PIVOT FOR HOISTING CYLINDER	Punto de articulación cilindro hidráulico
17	1	49011870	PIVOT BOOM	Articulación de la pluma
16	1	48007256	FRAME OF TELESCOPIC BOOM-FRONT	Estructura de la pluma telescópica - delante
15	1	48007257	FRAME OF TELESCOPIC BOOM-REAR	Estructura de la pluma telescópica - detrás
14	1	48007256	BOOM FRAME-FRONT	Estructura de la pluma - delante
13	1	48007254	BOOM FRAME-REAR	Estructura de la pluma - detrás
12	1	49011909	BELT CONVEYOR SYSTEM	Sistema de cinta
11	1	48007269	WALKWAY TO CABIN	Acceso a la cabina
10	1	48007508	SUSPENSION COUNTER WEIGHT	Coja de lastre
9	1	49013234	BASE FRAME FOR TELESCOPIC DRIVE UNIT	Infraestructura de accionamiento
8	1	48007250	STAIRS AT PORTAL	Escalera en portal
7	1	48007249	WALKWAY E-HOUSE	Passarela - casa eléctrica
6	1	48007248	STAIRS TO E-HOUSE	Escalera a casa eléctrica
5	1	48007247	RING WALKWAY	Passarela de anillo
4	1	48007246	ACCESS	Acceso
3	1	48007243	SUPPORT FOR ELECTRICAL HOUSE	Soporte - casa eléctrica
2	1	48007242	SLEWING PLATFORM	Plataforma giratoria
1	1	48007238	RING DRIVE	Anillo-soporte
ITEM	QUANT.	DRAWING-NO.	DESIGNATION	
1	1	48007238	RING DRIVE	Anillo-soporte
2	1	48007242	SLEWING PLATFORM	Plataforma giratoria
3	1	48007243	SUPPORT FOR ELECTRICAL HOUSE	Soporte - casa eléctrica
4	1	48007246	ACCESS	Acceso
5	1	48007247	RING WALKWAY	Passarela de anillo
6	1	48007248	STAIRS TO E-HOUSE	Escalera a casa eléctrica
7	1	48007249	WALKWAY E-HOUSE	Passarela - casa eléctrica
8	1	48007250	STAIRS AT PORTAL	Escalera en portal
9	1	49013234	BASE FRAME FOR TELESCOPIC DRIVE UNIT	Infraestructura de accionamiento
10	1	48007508	SUSPENSION COUNTER WEIGHT	Coja de lastre
11	1	48007269	WALKWAY TO CABIN	Acceso a la cabina
12	1	49011909	BELT CONVEYOR SYSTEM	Sistema de cinta
13	1	48007254	BOOM FRAME-REAR	Estructura de la pluma - detrás
14	1	48007256	BOOM FRAME-FRONT	Estructura de la pluma - delante
15	1	48007257	FRAME OF TELESCOPIC BOOM-REAR	Estructura de la pluma telescópica - detrás
16	1	48007256	FRAME OF TELESCOPIC BOOM-FRONT	Estructura de la pluma telescópica - delante
17	1	49011870	PIVOT BOOM	Articulación de la pluma
18	4	49011942	PIVOT FOR HOISTING CYLINDER	Punto de articulación cilindro hidráulico
19	1	48007259	CABIN MOUNTING	Asentamiento de la cabina
20	1	48007706	SEALING BOTTOM BOOM FRAME REAR	Cubierta del suelo pluma - detrás
21	1	48007705	SEALING BOTTOM BOOM FRAME FRONT	Cubierta del suelo pluma - delante
22	1	48007313	SUSPENSION OF THE HYDRAULIC CHAIN	Suspensión para cadena hidráulica
23	1	48007311	SUSPENSION OF THE ENERGY CHAIN	Suspensión para cadena de energía
24	38	48007541	HATCH COVER	Tapa de escotilla
25	1	49012597	SEALING MAIN-TELESCOPIC BOOM	Cubierta del pluma telescópica
26	1	48007312	WALKWAY ON BOOM OUTSIDE PART 2	Passarela al pedestal de accionamiento

39	1	48007261	BOOM CLADDING	Revestimiento de la pluma telescópica
38	1	49012592	LUBRICATION SYSTEM FIXING	sistema de lubricación
37	1	48007546	MAINTENANCE EQUIPMENT	Equipos de mantenimiento
36	1	49012556	V-FLOW	Arado en V
35	1	48007281	FEEDING SLIDE	Lanzadero der alimentación
34	1	48007278	FEEDING CHUTE	feeding chute
33	1	48007277	SUPPORTING FRAME FOR FEEDING SECTION	Estructura de soporte para sección de alimentación
32	1	49012543	COVERING OF RETURN BELT	Cubierta - ramal inferior
31	1	48007272	SHUFFLE PLATE	Placa de rebote
30	1	49011921	TAKE-UP CARriage	Estación tenazera
29	1	49011887	DISCHARGE HODD	Capacidad de descarga
28	1	48007534	B-WALKWAY FOR AIR COMPRESSOR COLLYN SV	Passarela al sistema de despolvORIZACION
27	1	48007266	WALKWAY ON BOOM OUTSIDE PART 1	Passarela - estructura de la pluma
ITEM	QUANT.	DRAWING-NO.	DESIGNATION	

2000	Datum	Name	Benennung / Designation
Drawn	17.01.	Group	
Checked	17.01.	Group	
Approved	18.01.	Group	
Micro			
G.0130.20.01			
BG. 9921			
FORMAT AD			
drawn			



BELT IDLER SET		Grupo de rodillos portadores	
DESIGNATION	ANGLE	NUMBER	REMARK
INJECTION IDLER Grupo de rodillos portadores	15° - 0127	1,44	1 FOR ROOM : 1 FOR SHUTTLE 1 para plano : 1 para plano telescópico (shuttle)
INJECTION IDLER Grupo de rodillos portadores	25° - 0127	2,43	1 FOR ROOM : 1 FOR SHUTTLE 1 para plano : 1 para plano telescópico (shuttle)
BELT IDLER Grupo de rodillos portadores	35° - 0127	3,12-23	FOR ROOM para plano
BELT IDLER Grupo de rodillos portadores	35° - 0127	24-42	FOR SHUTTLE para plano telescópico (shuttle)
IMPACT IDLER Grupo de rodillos portadores	35° - 0152	4-11	FOR ROOM para plano
RETURN IDLER Grupo de rodillos portadores	0° - 0127 ②	46-54	FOR SHUTTLE para plano telescópico (shuttle)
RETURN IDLER Grupo de rodillos portadores	0° - 0127	55-67	FOR ROOM para plano
INVERTED IDLER Estafete de rodillos de v. invertida	0° - 0127	69,70	1 FOR ROOM : 1 FOR SHUTTLE 1 para plano : 1 para plano telescópico (shuttle)
BELT IDLER (WITH PULLER BLOOM) Grupo de rodillos portadores	0° - 0127	45,68	1 FOR ROOM : 1 FOR SHUTTLE 1 para plano : 1 para plano telescópico (shuttle)



20	1	49013260	OVERSPEED SWITCH	Comutador de revoluciones
19	1	49012611	LIMIT SWITCH FOR PIVOT BOOM	Interruptor final - articulación de la pluma
18	1	49013156	SPEED AND SLIP MONITORING	Monitorio de velocidad y de resbalamiento
17	1	48007265	CABIN MOUNTING	Suspensión de la cabina
16	1	49012506	BUFFER	Tope
15	1	49012559	ROTATING LIFTING BEAM	Brazo en voladizo, giratorio, para aparejo
14	1	49012588	ABSOLUTE ENCODER FOR PIVOT BOOM	Interruptor final - articulación de la pluma
13	1	49012549	INTERCOM SWITCH SHUTTLE	Interruptor final de la pluma telescópica
12	1	49012540	DAMAGED BELT DETECTION CONVEYOR CONTR.S.	Detector de cinta defectuosa
11	1	49012539	BELT ALIGNMENT SWITCH	Interruptor de alineación de la cinta
10	1	49011891	LAYOUT DRUMING TAKE-UP	Dispositivo tensor de husillo
9	2	49007303	2-WHEEL-BOGIE	Balancín de dos ruedas
8	1	49007299	SUPPORT 2-WHEEL-BOGIE	Apoyo - balancín de dos ruedas
7	1	49007287	SUPPORT LOWER TRACK WHEEL DW630	Asestamiento - rueda portadora inferior
6	1	49007295	ECC.SUPP.UPPER TRACK WHEEL DW630	Asestamiento excéntrico
5	1	49011947	WHEEL ASSEMBLY DW 630	Ruedas portadoras, 630 de diám.
4	1	49007283	WHEEL ASSEMBLY DW 630	Ruedas portadoras
3	1	49011875	PIRON DRIVE	Pirón de accionamiento
2	1	49012489	BELT PULLEYS (WITHOUT DRAWING)	Tambores de cinta
1	1	49012480	BELT ROLLER SET (WITHOUT DRAWING)	Grupo de rodillos portadores

ITEM	QUANT.	DRAWING-NO.	DESIGNATION
			Richtlinie fuer Qualitätssicherung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to ass. group No. 9914
			Die Zeichnung ist Eigentum der MAN TRAKTOR Feederstechnik GmbH und demjenigen anvertraut, dem MAN TRAKTOR Feederstechnik GmbH sie ausgehändigt hat. The drawing is the property of MAN TRAKTOR Feederstechnik GmbH and may not be utilized or transmitted in any form without the written consent of MAN TRAKTOR Feederstechnik GmbH.

③				6/00/129	09.10.00	Vorbeck	
②				6/00/086	08.06.00	Gneupel	
①				6/00/083	07.06.00	Schluckner	
MOD.	DRAWING - No.	YES	NO	SEE MODIFICATION REPORT No.	DATE	NAME	MOD.

ITEM	SHEET NO.	PART LIST	SEE MODIFICATION REPORT NO.	DATE	TIME	REMARKS
All modifications of this drawing must be done by CAD, only						

	ANTIMINA PUERTO HUARMAY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BML-500	
	Messtafel/Scale : 1 : 100	Masse/Weight :
Permiss. Deviat. DIN ISO 2768-mk, Werkstoff/Material :		

for dimensions > 4000mm DIN 7168 m				
Class of tolerance DIN EN ISO 13020-BF				
Surface quality DIN ISO 1302				
Oxygen cutting quality NB DIN EN ISO 9013				
2000	Datum	Name	Benennung / Designation	

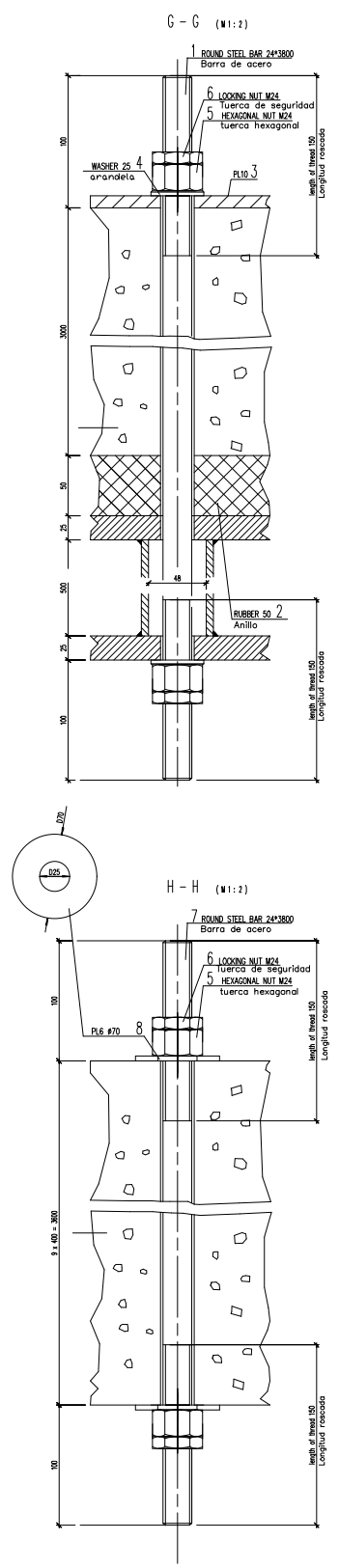
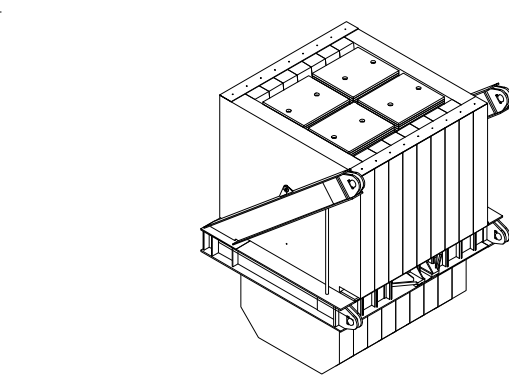
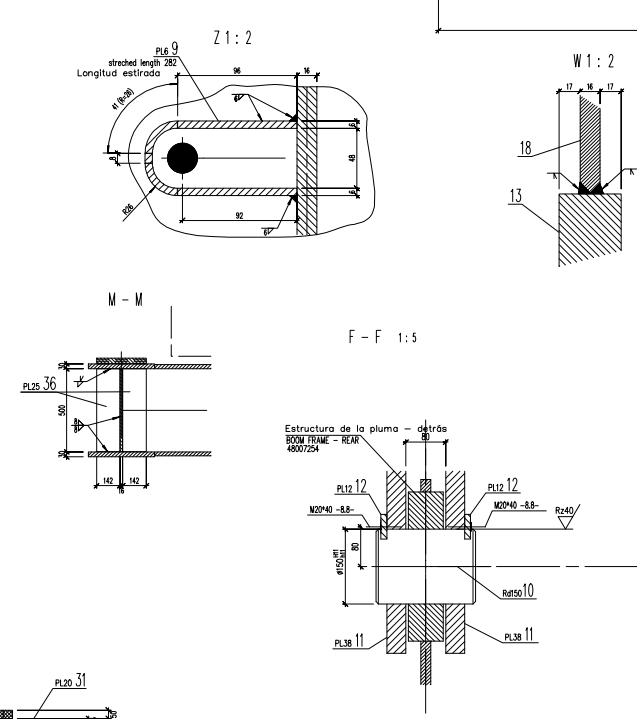
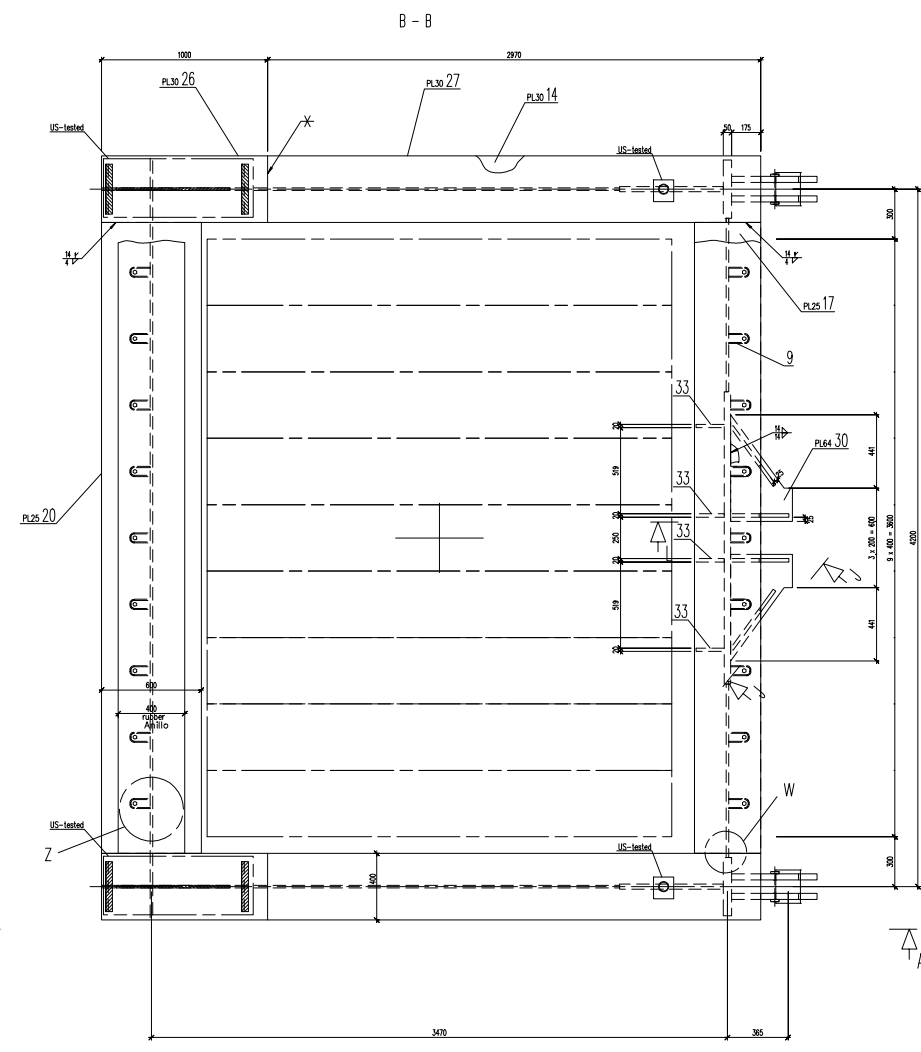
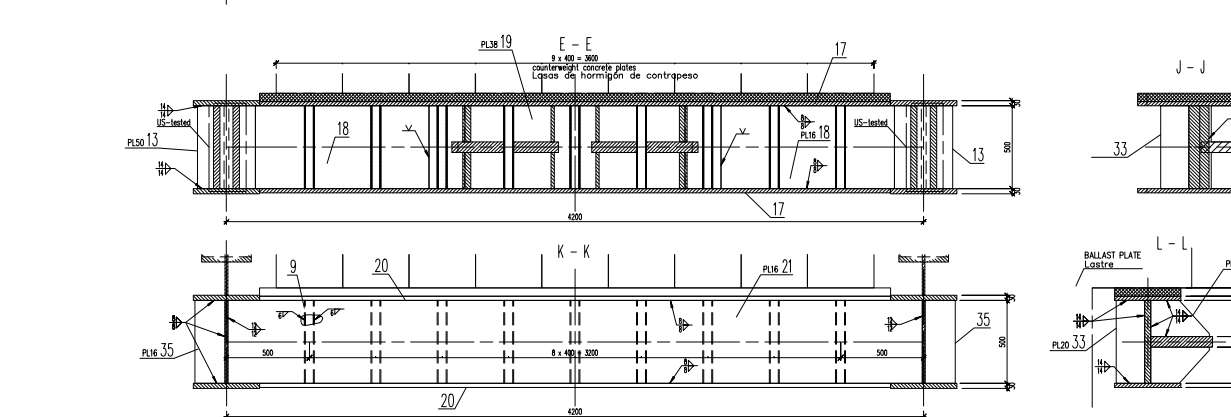
G.0130.20.01	Drawn	04.02.	Gneupel	BELT CONVEYOR SYSTEM Sistema de cinta
	Checked	04.02.	Vorbeck	
	Approval	04.02.	Justin	

		Micro			
0570	BG. 9921		Zeichnungs-Nr. / Drwg. No. 49011909	Rev. Bsp 3 von	

Released for fabrication

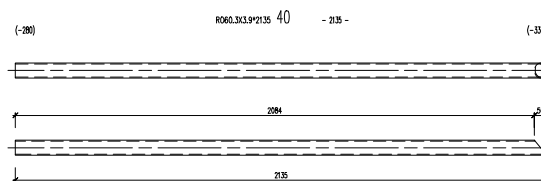
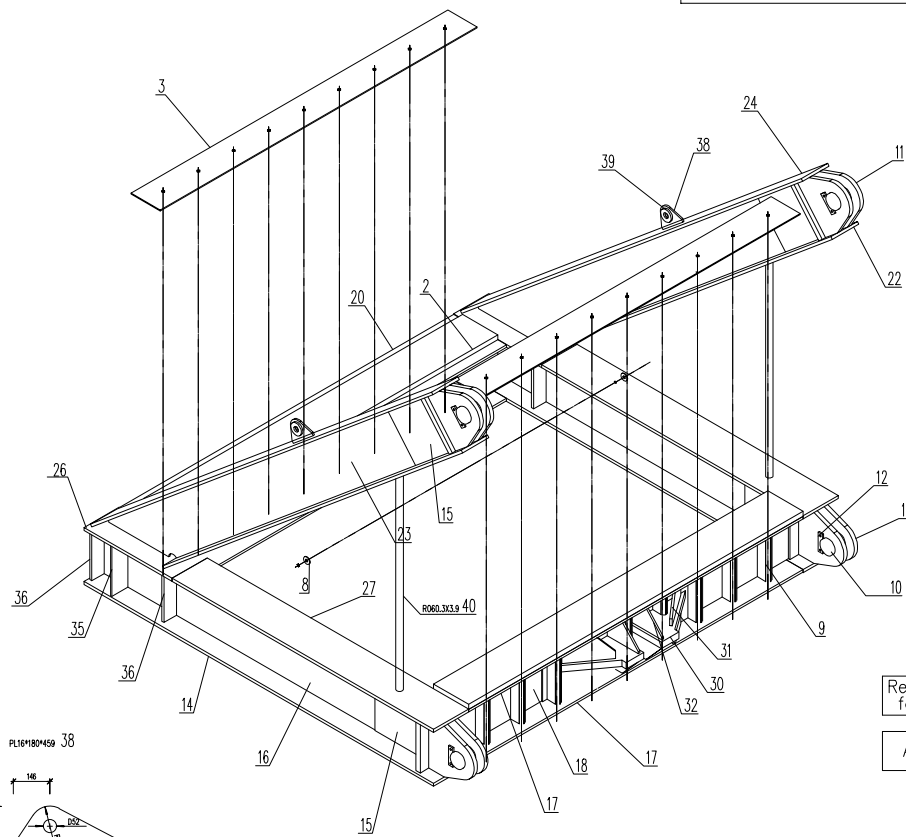
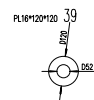
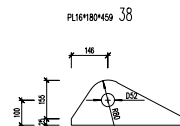
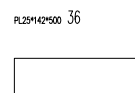
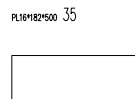
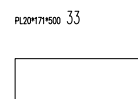
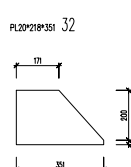
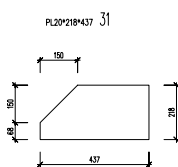
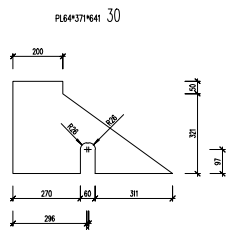
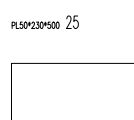
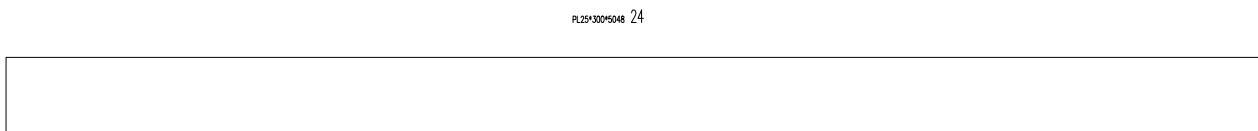
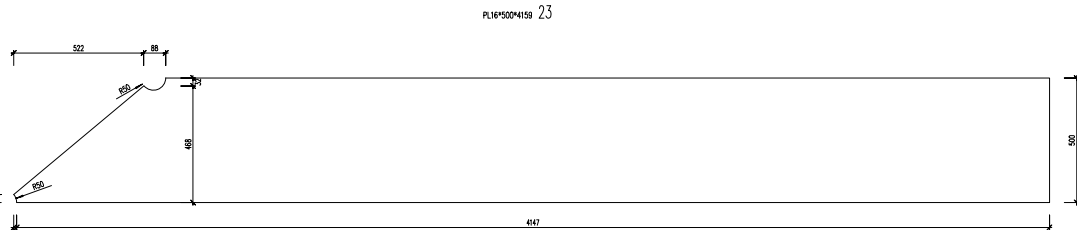
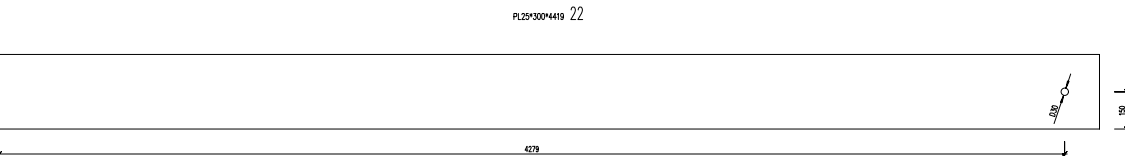
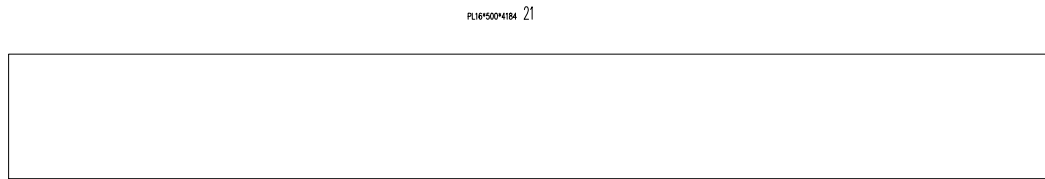
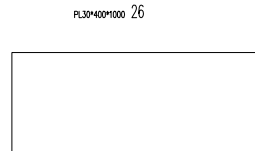
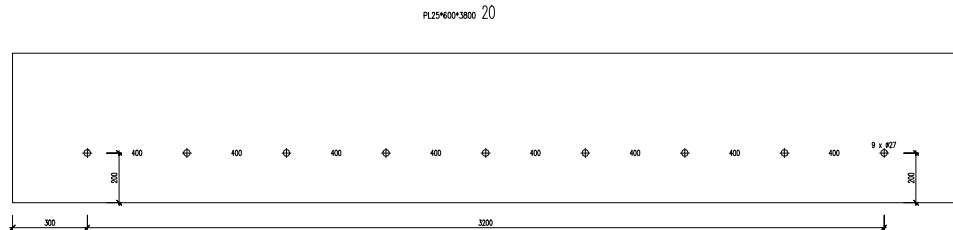
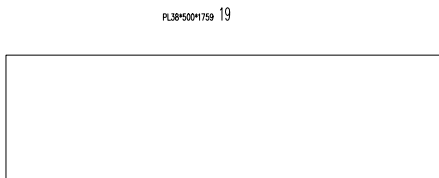
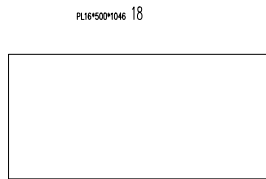
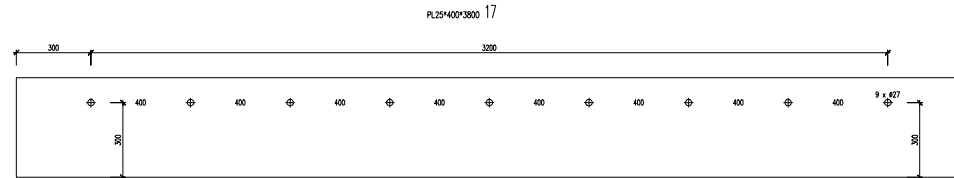
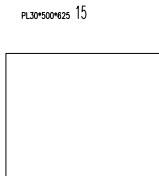
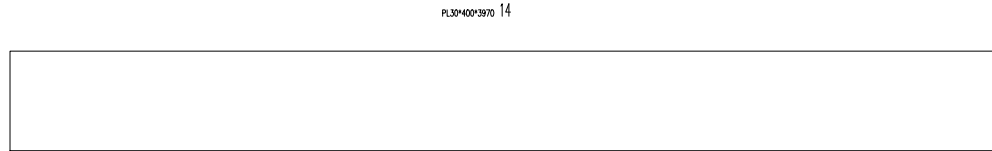
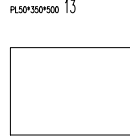
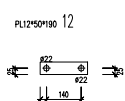
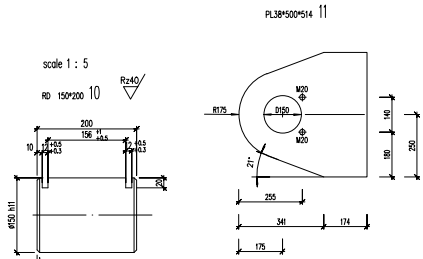
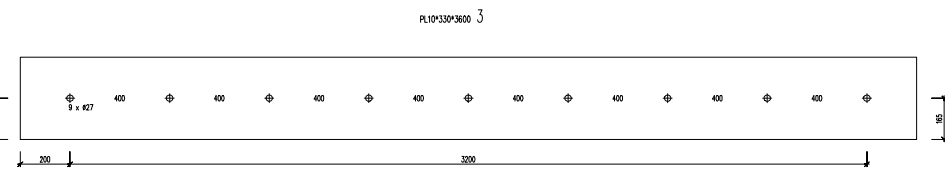
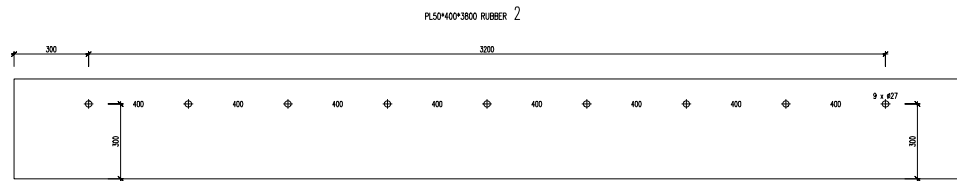
AS BUILT

① GENERAL REVISION



Released for
fabrication

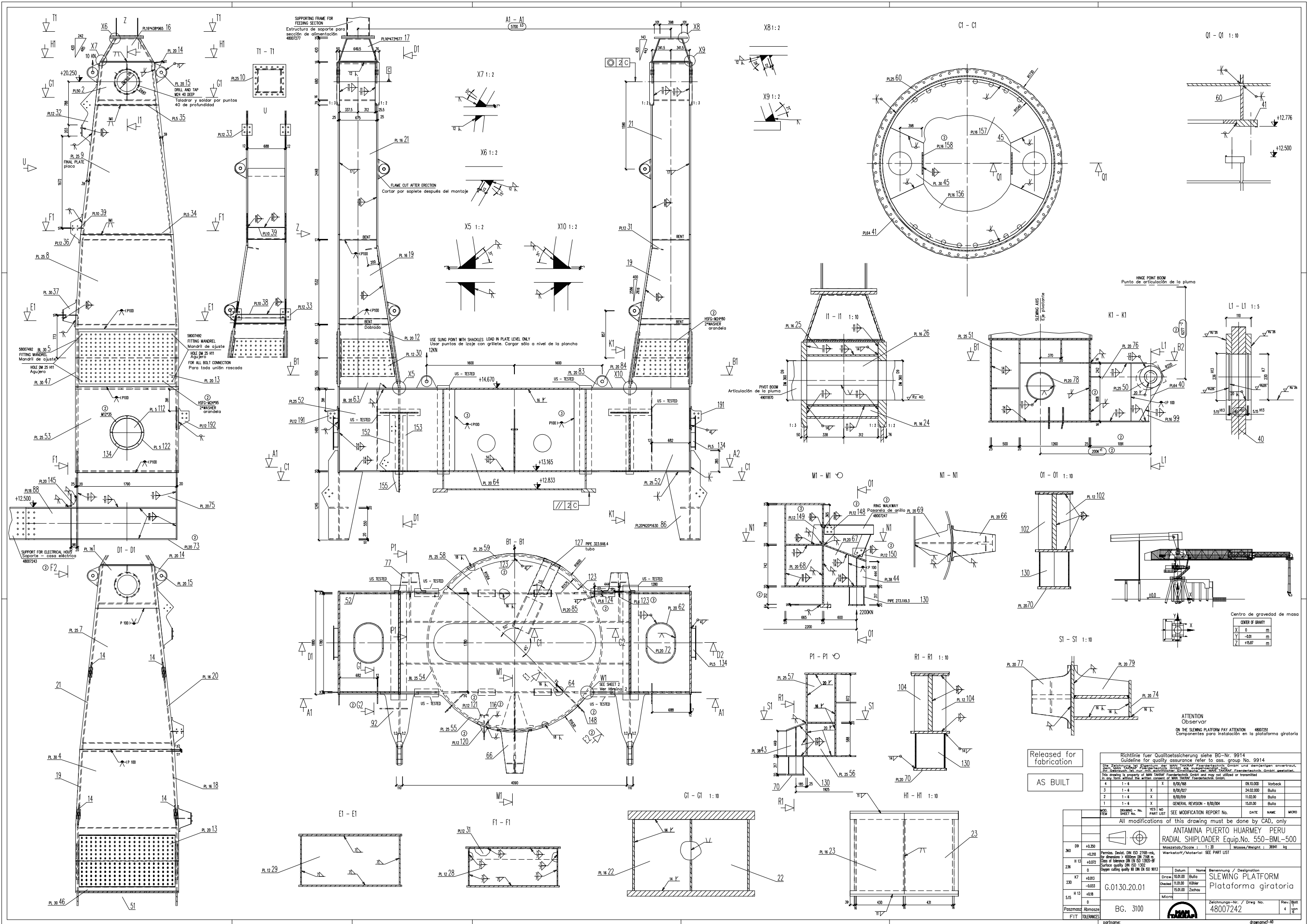
Richtlinie fuer Quallitaetsicherung siehe BG-Nr. 9914 Guidelines for quality assurance refer to ass. group No. 9914 Die Zeichnung ist Eigentum der K&M TAPFAR Feinwerktechnik GmbH und demgegenueber unversteuert. The drawing is property of K&M TAPFAR Feinwerktechnik GmbH and demgegenueber unversteuert. In any form without the written consent of K&M TAPFAR Feinwerktechnik GmbH.																													
<table border="1"> <tr> <td>2</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>X</td> <td>8/10/2004</td> <td>20.10.00</td> <td>Krk</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>sheet 1</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>18F-8/10/14</td> <td>23.10</td> <td>Klober</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>										2				X	8/10/2004	20.10.00	Krk			1	sheet 1				18F-8/10/14	23.10	Klober		
2				X	8/10/2004	20.10.00	Krk																						
1	sheet 1				18F-8/10/14	23.10	Klober																						
WZ	DRAWING	NAME	YES	NO	DATE	DATE	NAME	DATE	NAME																				
	SHEET NO.	WZ-NR.	LIST		SEE MODIFICATION REPORT No.																								
All modifications of this drawing must be done by CAD, only																													
ANTAMPUA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550- MB61-500 Modellsize/Scale : 1 : 5 Masses/Weight : 800 kg Werkstoff/Material see part list																													
Permis. Devlat. DIN ISO 7188-m, für dimensionen > 100mm DIN 7188 - m Permis. Devlat. DIN ISO 7188 - m, for dimensiones > 100mm DIN 7188 - m Surface quality DIN ISO 1327 Type callg. only DIN ISO 9013																													
		Datum		Name		Benennung / Designation																							
Drewn		11.02.00		Kilber		SUSPENSION COUNTERWEIGHT																							
Checked		11.02.00		Migler																									
		14.02.00		Zschau																									
Micro						Caja de lastre																							
6.0130.20.01																													
BG. 4100																													
						Zeichnungs-Nr. / Dwg. No.		Rev./Bsp																					
						48007508		2 ym																					



Released for
fabrication

AS BUILT

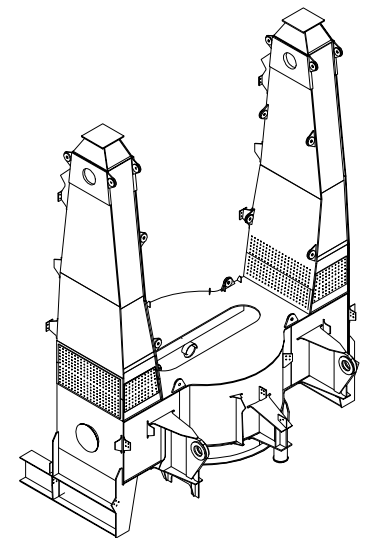
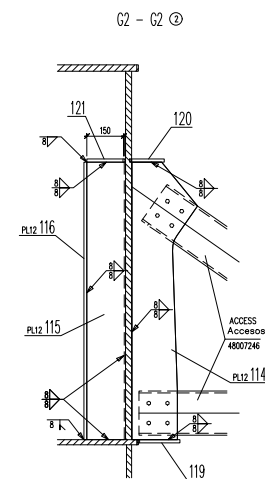
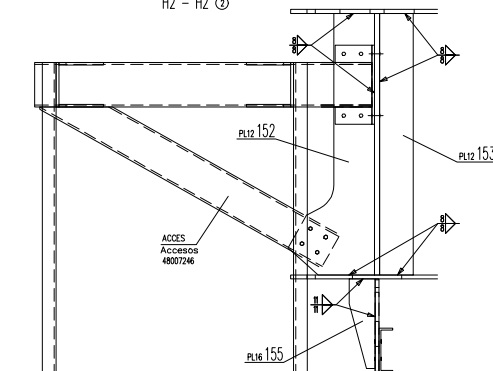
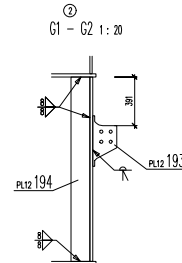
Richtlinie fuer Qualitätssicherung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to ass. group No. 9914			
Die Zeichnung ist Eigentum der MAN TADPOF Forerntechnik GmbH und darf nicht weitergegeben werden. This drawing is property of MAN TADPOF Forerntechnik GmbH and may not be utilized or transmitted in any form without the written consent of MAN TADPOF Forerntechnik GmbH.			
2	sheet 1	X	8/10/168
1		X	10/10/04
MO	DRWING - No.	YES	SEE MODIFICATION REPORT No.
TECH	SHEET No.	NO	DATE
			NAME
			MICRO
All modifications of this drawing must be done by CAD, only			
ANTAMINA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BML-500			
Massstab/Scale : 1:10 Masses/Weight : 8500 kg			
Werkstoff/Material see part list			
Benennung / Designation SUSPENSION COUNTERWEIGHT Caja de lastre			
Zeichnungs-Nr. / Dwg No. 48007508			
Rev./Spit 2			
BG. 4100			
partname: draume2-SKIZZEN			



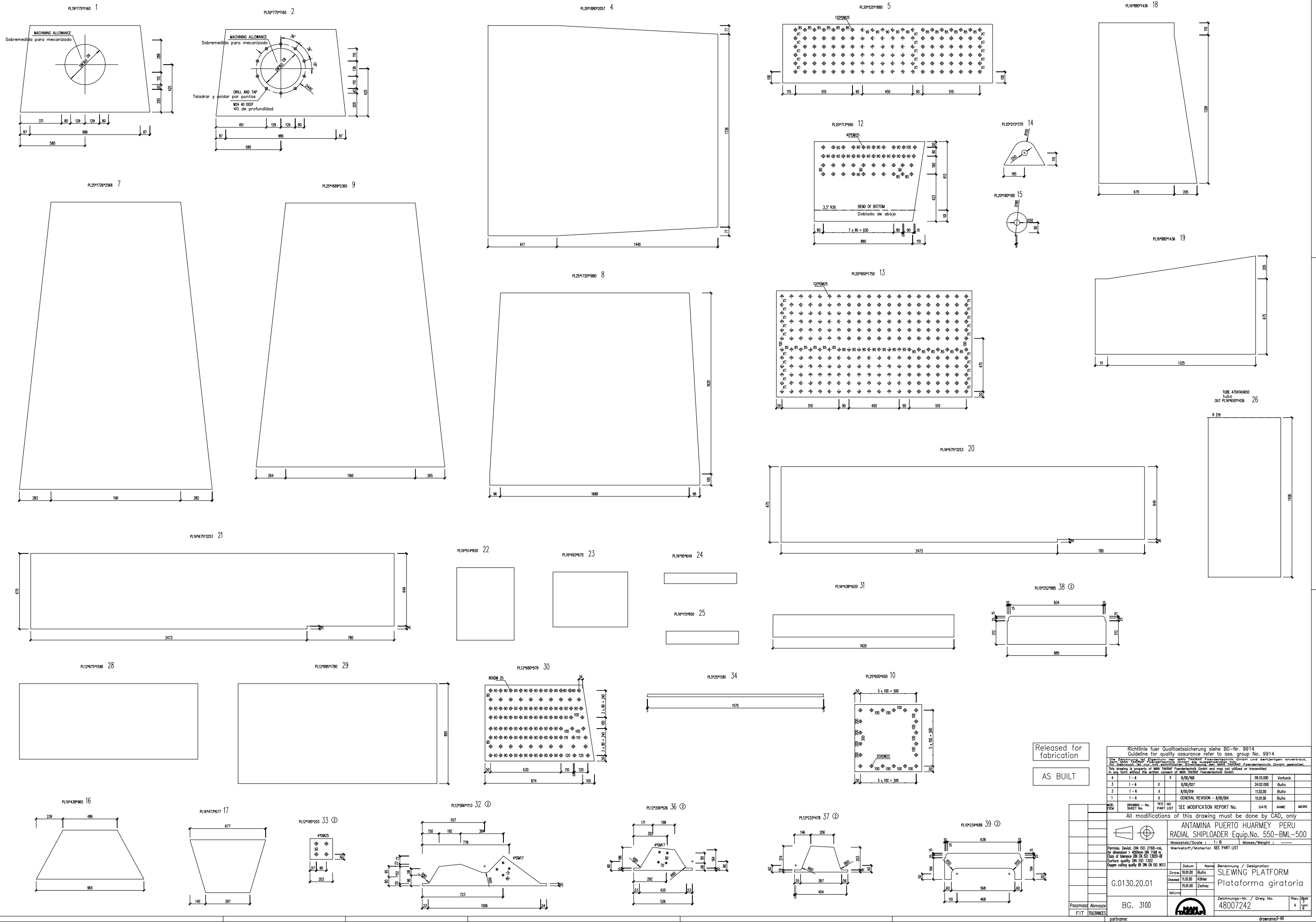
Released for
fabrication

AS BUILT

Rightline fuer Qualitätssicherung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to ass. group No. 9914		Date: 09.10.2009		Vorbeck	
1	1-6	X	09.10.2009	Bulla	
2	1-6	X	09.10.2009	Bulla	
3	1-6	X	09.10.2009	Bulla	
4	1-6	X	09.10.2009	Bulla	
GENERAL REVISION - 09.10.2009		DATE		NAME	
DRAWING - No. 48007242		SEE MODIFICATION REPORT No.		DATE	
PART LIST		DATE		NAME	
All modifications of this drawing must be done by CAD, only		Date		Name	
ANTAMINA PUERTO HUARMEY PERU		Benennung / Designation		SLEWING PLATFORM	
Radial Shiploader Equip.No. 550-BML-500		Massstab/Scale : 1:30		Masses/Weight : 38941 kg	
Werkstoff/Material SEE PART LIST		Zeichnungs-Nr. / Draw No.		Rev./Rev.	
BG. 3100		48007242		4	
partname:		drawname:			

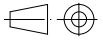


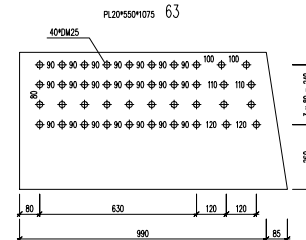
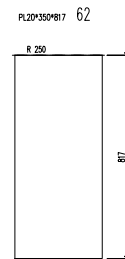
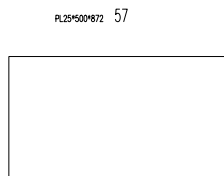
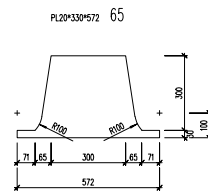
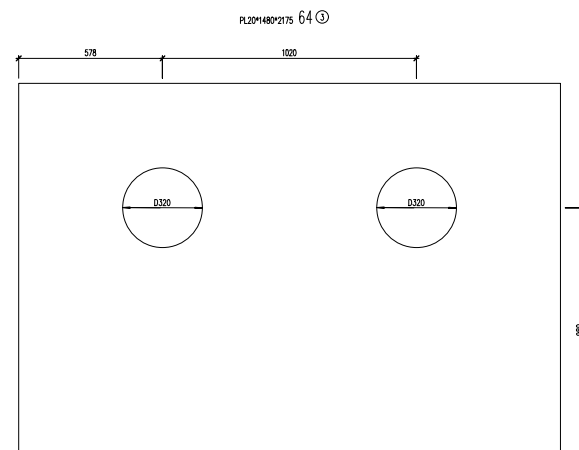
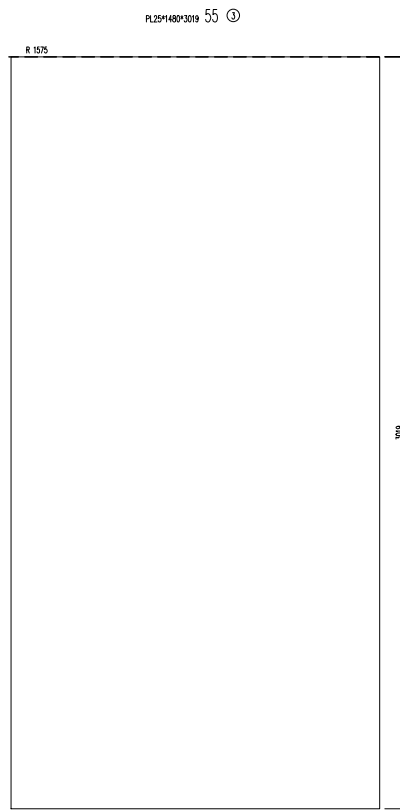
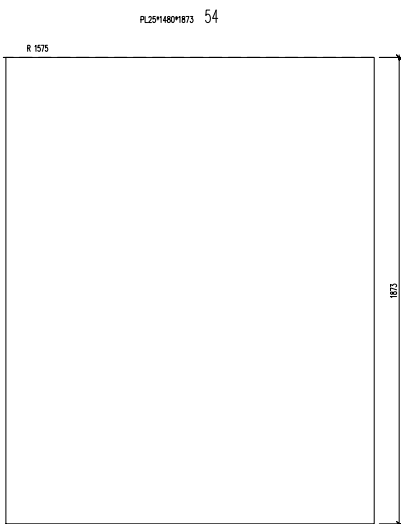
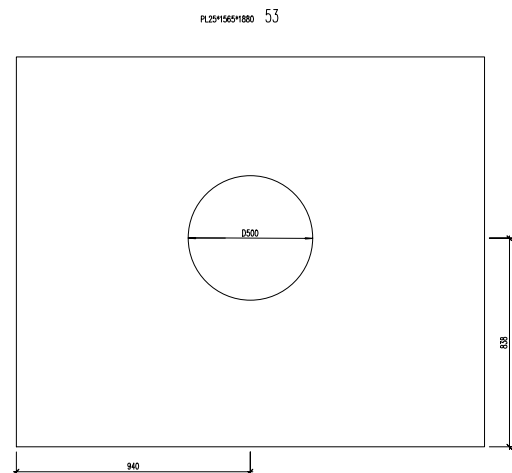
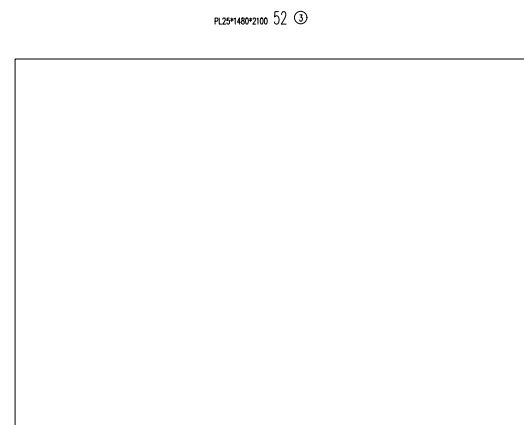
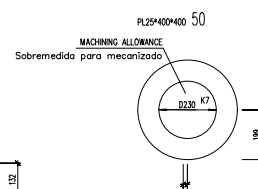
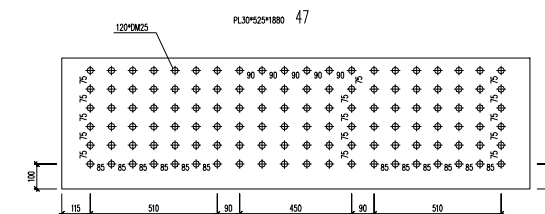
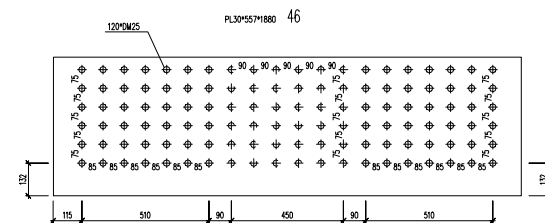
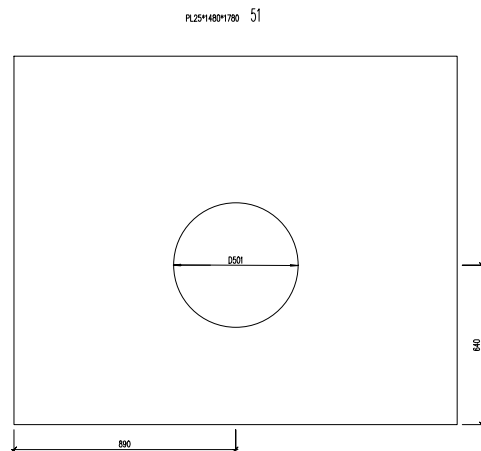
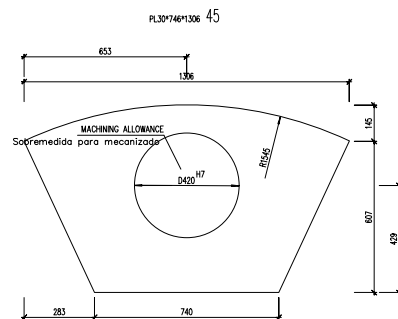
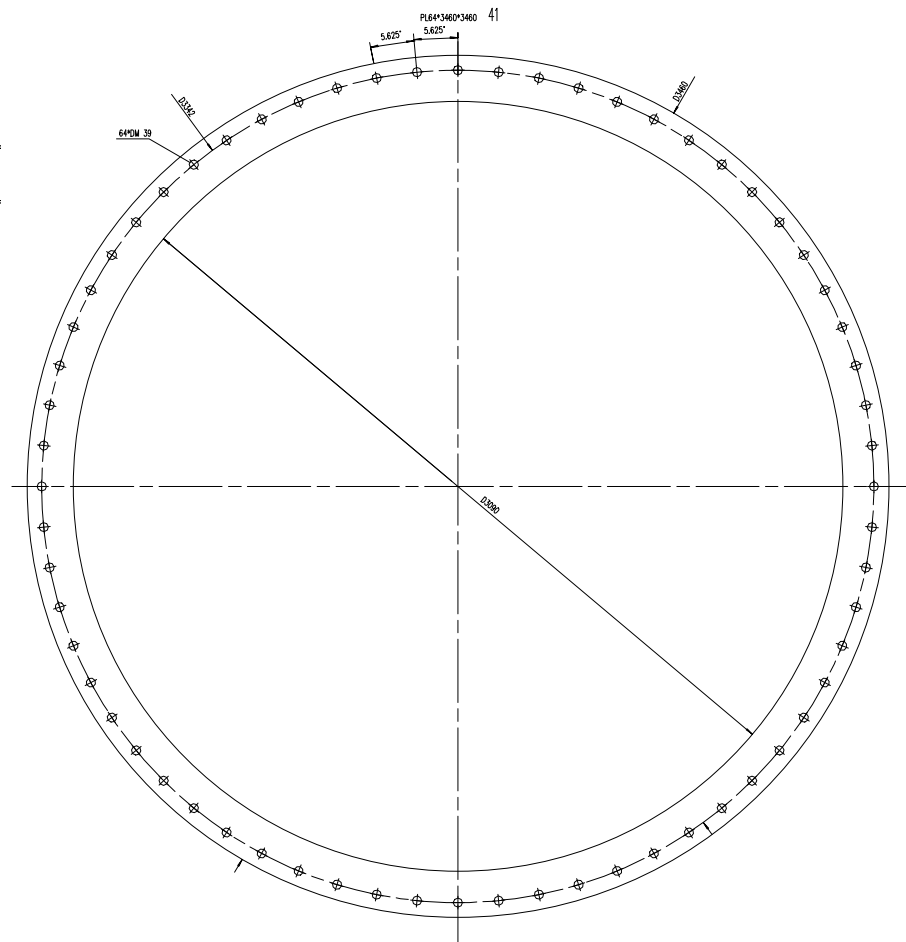
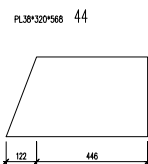
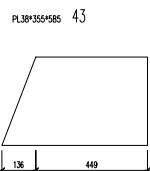
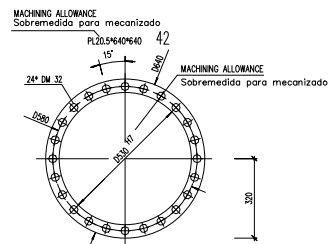
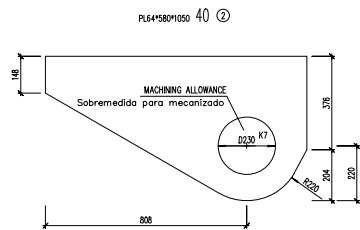
MOD. REVISION	DRAWING - No. SHEET No.	YES PART	NO LIST	SEE MODIFICATION REPORT No.	DATE	NAME	MICRO
All modifications of this drawing must be done by CAD, only							
		ANTAMINA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPBOARD Equip.No. 550-BML-500 Mozzestab/Scale : 1 : 10 Masse/Weight : _____ Werkstoff/Material : SEE PART LIST Permitis. Dwid. DIN ISO 2788-; or, dimensions > 400mm DIN 7181 in Class of tolerance EN ISO 12020-07 Surface quality DIN ISO 1302 Surface cutting quality EN ISO 803					
H7	+0.070	Draw: 10.00.00 Name: _____ Checkd: 11.00.00 KGBler _____ 15.00.00 Zachau _____ Micra _____					
530	0						
420	H7 -0.063						
G.0130.20.01		Benennung / Designation SLEWING PLATFORM Plataforma giratoria					
BG. 3100		Zelchnungs-Nr. / Dwg No. 48007242					
Poszmasz Abmasze FIT 3100						Rev. 1	Boht yon 8



Released for
fabrication

AS BUILT

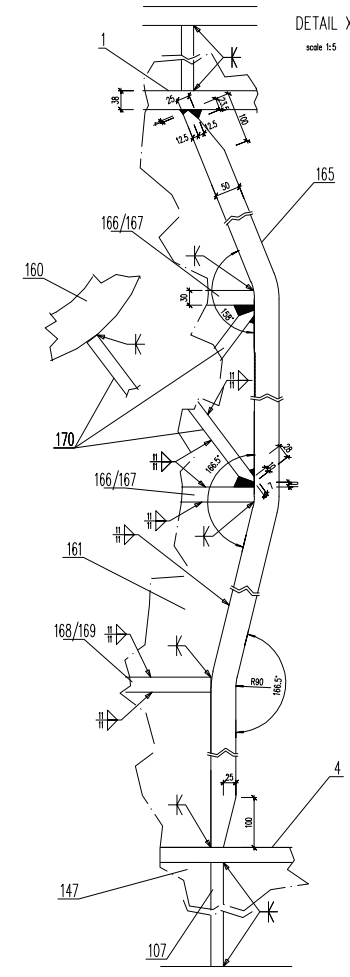
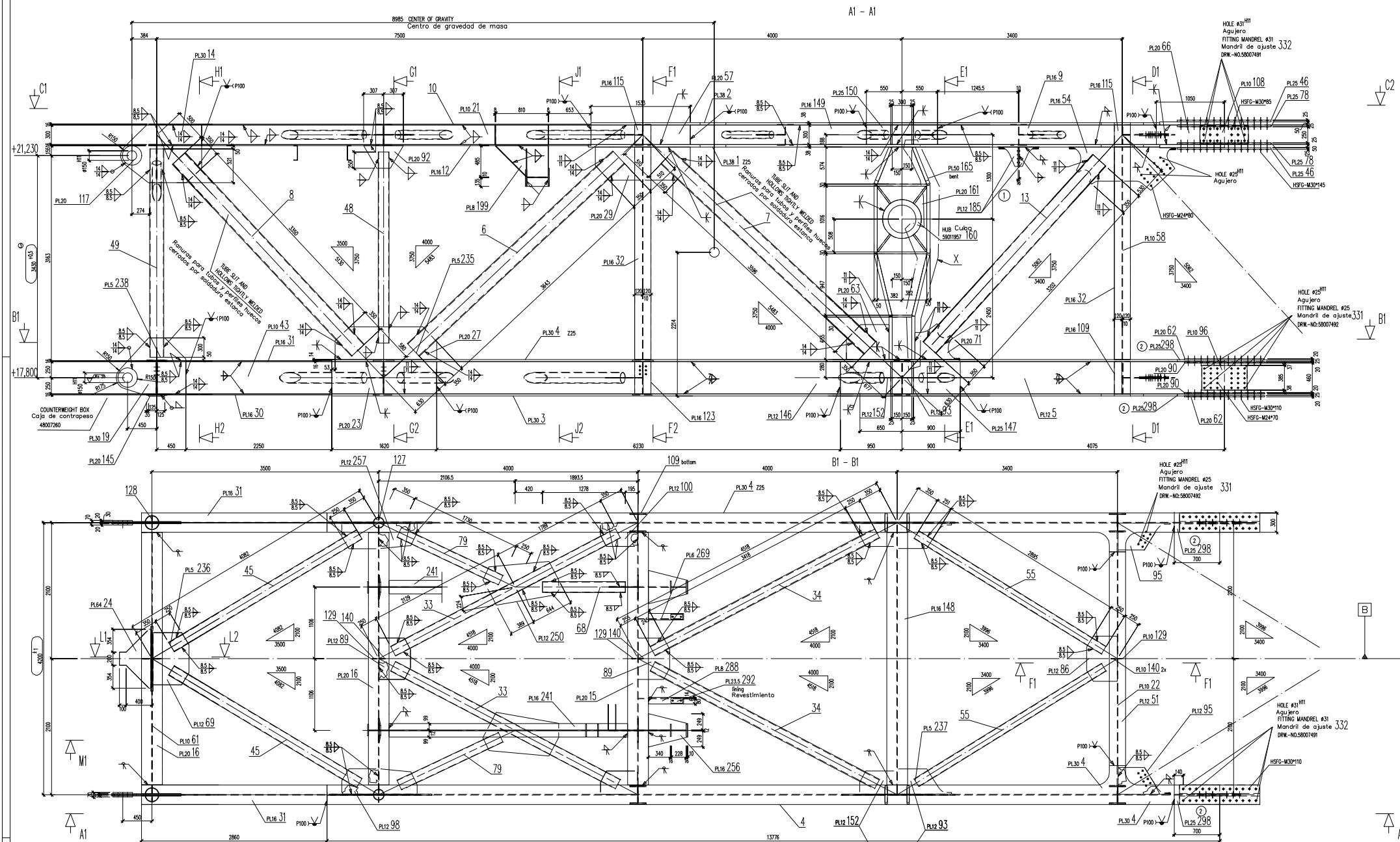
Richtlinie fuer Qualitätssicherung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to ass. group No. 9914				
Die Zeichnung ist Eigentum der MAN TACHLER Forerntechnik GmbH und demjenigen anvertraut, dem sie zur Ausführung der Arbeit überlassen wurde. Die Weitergabe an Dritte ist ohne schriftliche Genehmigung der MAN TACHLER Forerntechnik GmbH untersagt. This drawing is property of MAN TACHLER Forerntechnik GmbH and may not be utilized or transmitted in any form without the written consent of MAN TACHLER Forerntechnik GmbH.				
4	1 - 6	X	5/10/2008	Verbleib
3	1 - 6	X	5/10/2007	Bulle
2	1 - 6	X	5/10/2009	Bulle
1	1 - 6	X	GENERAL REVISION - 5/10/2004	Bulle
MOD. LIST	DRAWING - No. 1001		SEE MODIFICATION REPORT No.	
SHEET No.		DATE		NAME
FIT		TOLERANCES		MICRO
All modifications of this drawing must be done by CAD, only				
ANTAMINA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BML-500				
Masse/Weight : 1:10 Werkstoff/Material : SEE PART LIST				
				
Permis, Deviz. DIN ISO 2768-mS for deviations 0.45mm ON 17.68 in case of tolerance DIN ISO 12000-9 Surface quality ISO DIN ISO 1302 Using calling style DIN ISO 8013				
G.0130.20.01				
Datum		Benennung / Designation		
Drawn		SLEWING PLATFORM		
Checked		Plataforma giratoria		
Micro		Zeichnungs-Nr. / Draw No.		
BG. 3100		48007242		
Partname:		drawname: 30		



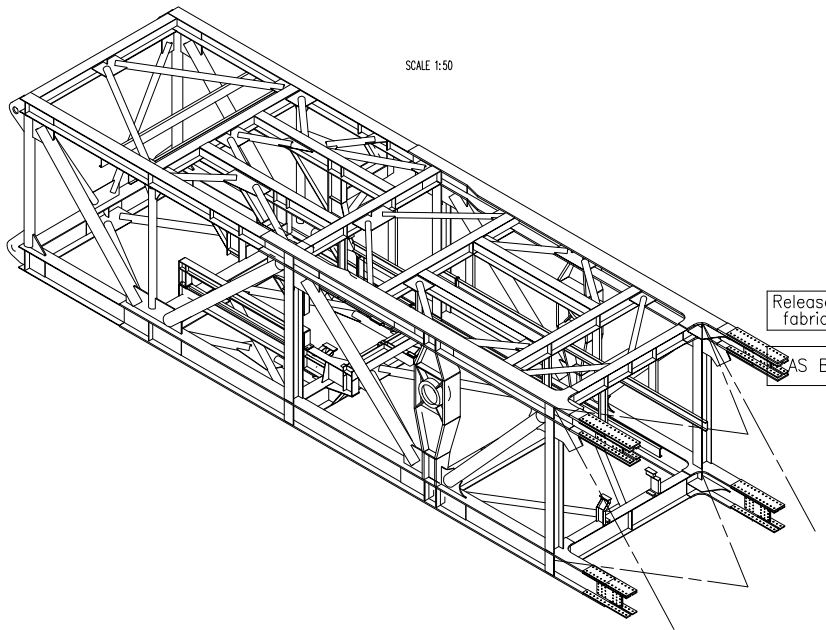
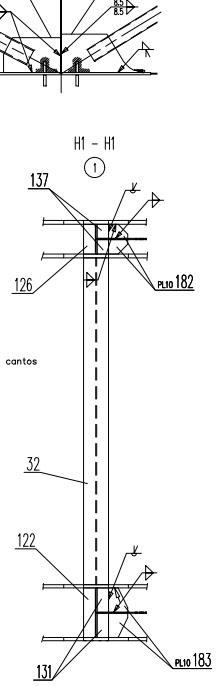
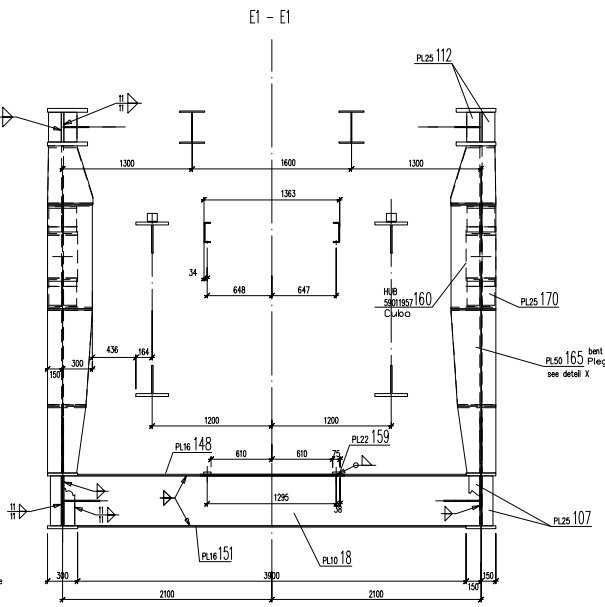
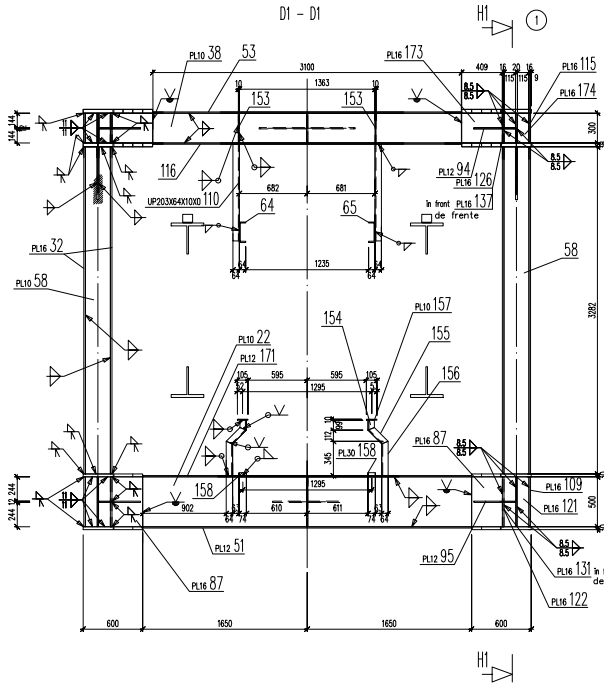
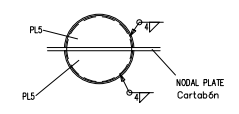
Released for
fabrication

AS BUILT

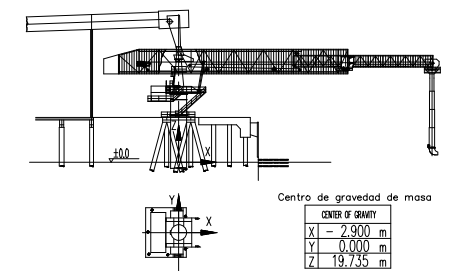
MICRO		DRAWING - No. SHEET No.		YES / NO	PART LIST		SEE MODIFICATION REPORT No.		DATE	NAME	MICRO
All modifications of this drawing must be done by CAD, only											
		ANTAMINA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BML-500									
		Masse/ab/Scale : 1:10		Masse/Weight : ---		Werkstoff/Material SEE PART LIST					
Permis, Delvdi, DN ISO 2788-mk, for pressures > 4000mm DN 718 m, class of tolerance DN EN 60 1292-3 Surface quality DN ISO 4302, outer edges quality DN EN 60 1293											
G.0130.20.01		Datum		Name		Benennung / Designation					
		Drawn		10.10.10		Bulla					
		Checked		15.01.00		Köhler					
		Micro				Zachau					



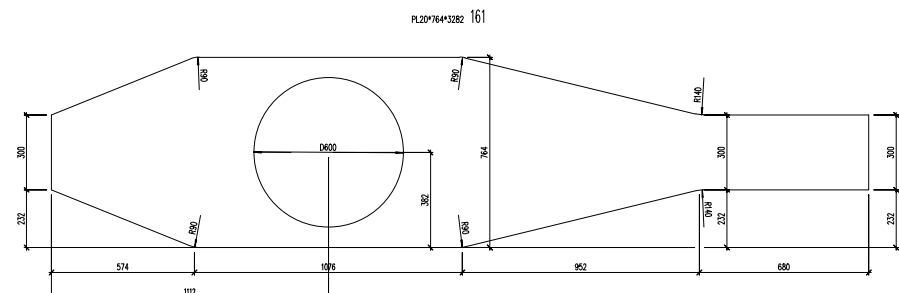
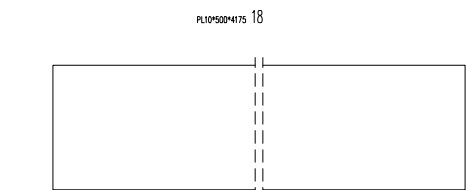
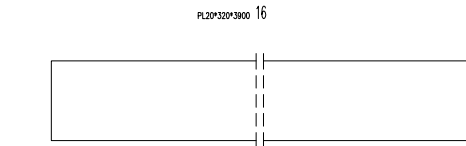
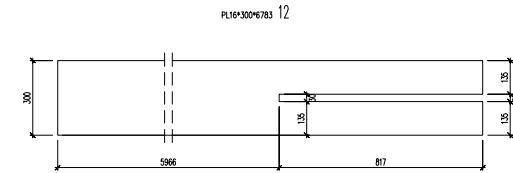
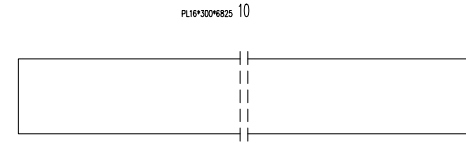
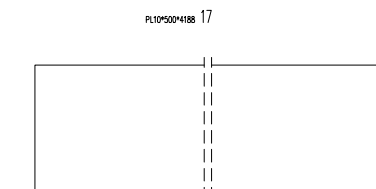
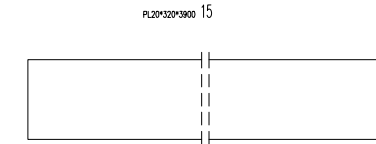
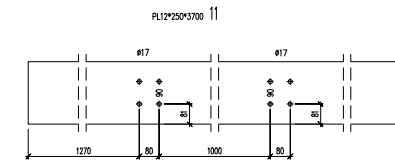
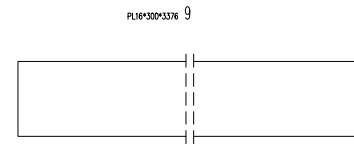
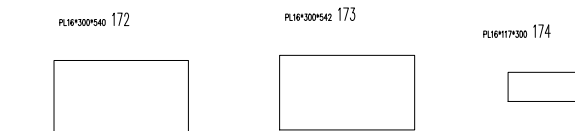
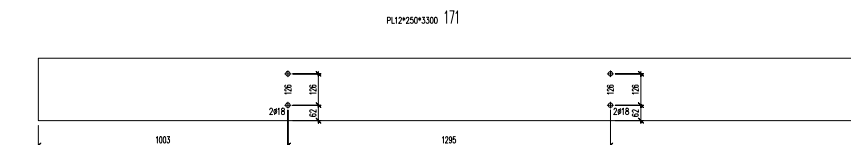
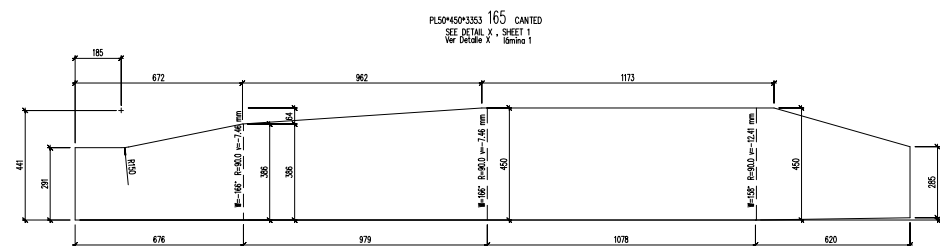
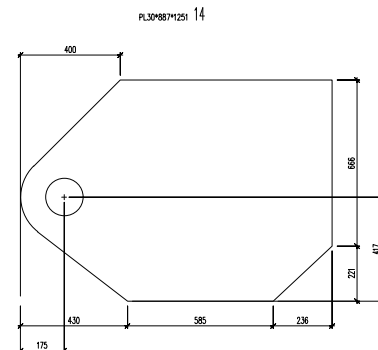
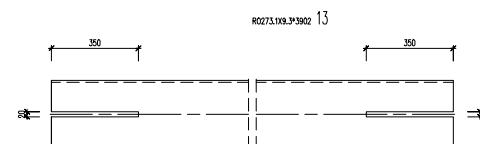
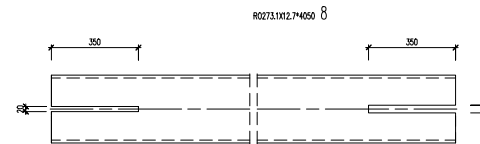
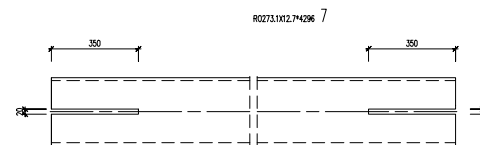
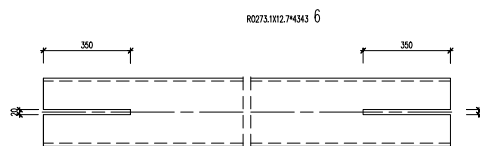
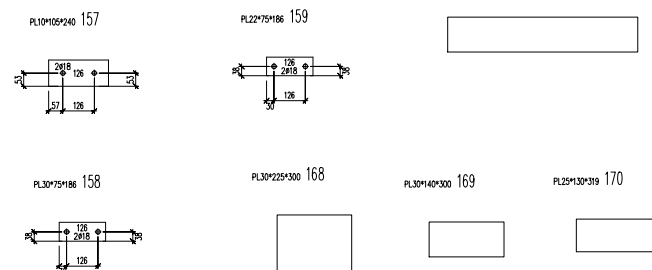
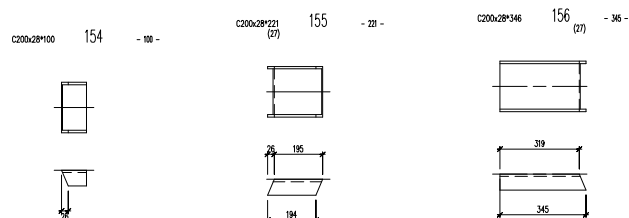
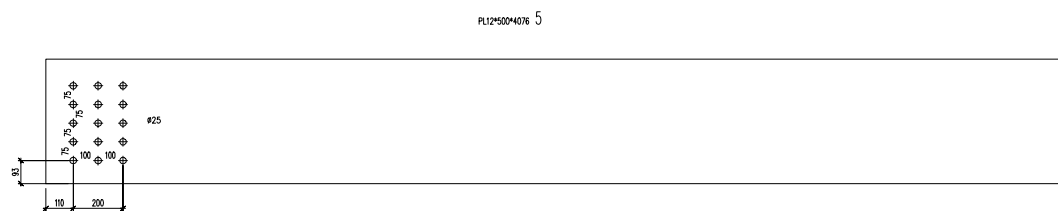
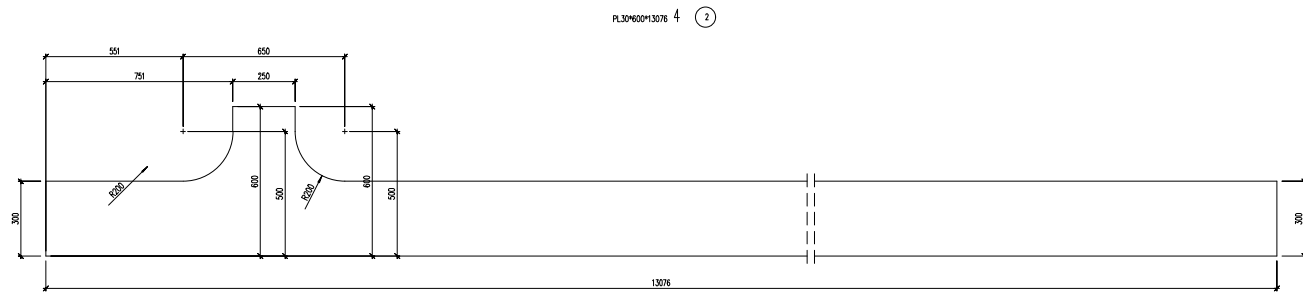
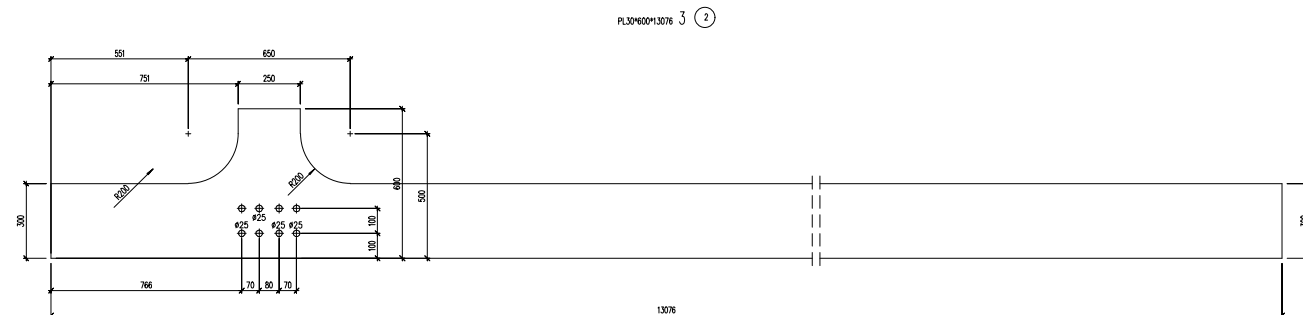
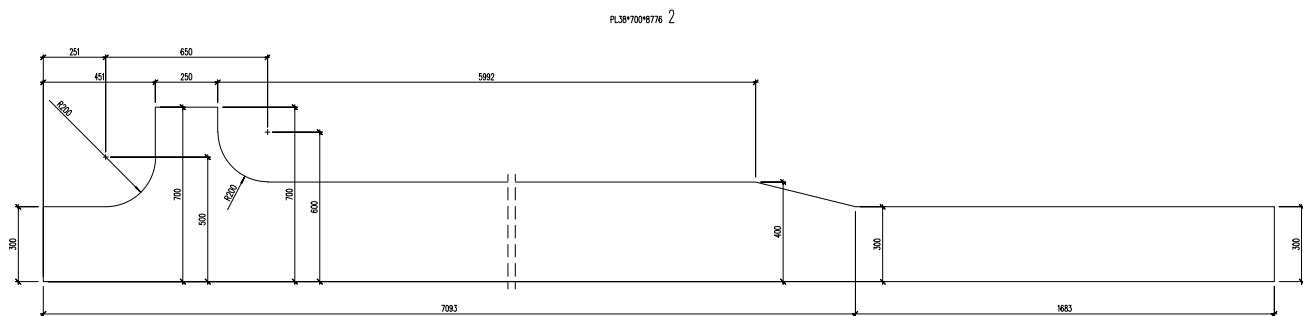
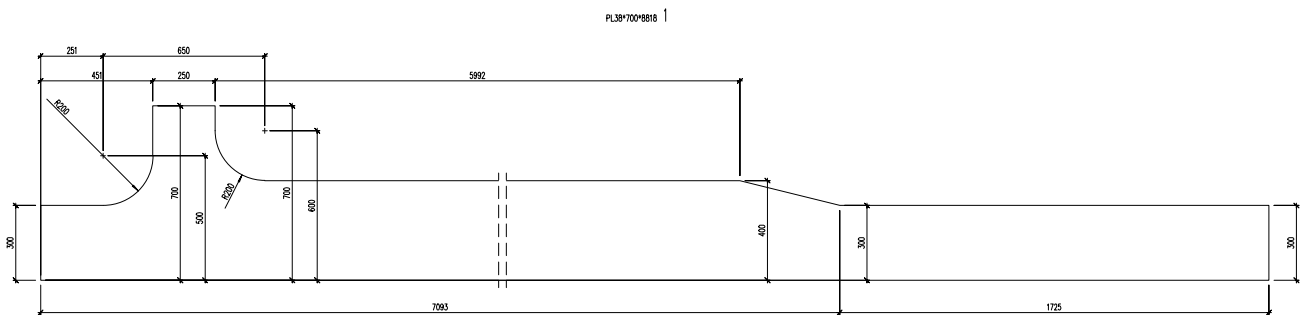
TYPICAL DETAIL FOR COVER PLATES
Detalle típico para
placas cubierta
VALID FOR ALL TUBES CONNECTED WITH NODAL PLATES
Válido para todo tubo conectado con cartabón



Released for
fabrication



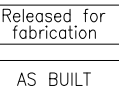
Richtlinie fuer Qualitätssicherung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to ass. group No. 9914			
Die Zeichnung ist Eigentum der MAN TADPOF Engineering GmbH und darf nicht ohne schriftliche Genehmigung der MAN TADPOF Engineering GmbH kopiert, reproduziert oder in irgendeiner Weise weitergegeben werden. Diese Zeichnung ist Eigentum der MAN TADPOF Engineering GmbH und darf nicht ohne schriftliche Genehmigung der MAN TADPOF Engineering GmbH kopiert, reproduziert oder in irgendeiner Weise weitergegeben werden.			
4	sheet 1	X	5/00/168
2	sheet 1,2,4,7	X44	TMR-8/00/042
1444	sheet 1,2,3,5,7	X44	TMR-8/00/029
MO	DATE	NAME	MORO
FTM	DATE	NAME	MORO
SEE MODIFICATION REPORT No.			
All modifications of this drawing must be done by CAD, only			
ANTAMINA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BML-500			
Massstab/Scale 1:25			
Werkstoff/Material : SEE PART LIST			
Benennung / Designation STEEL STRUCTURE OF BOOM REAR PART Estructura de la pluma - detrás			
Zeichnungs-Nr. / Draw No. 48007254			
Rev./Boll 4			
partname:			
drafter:			



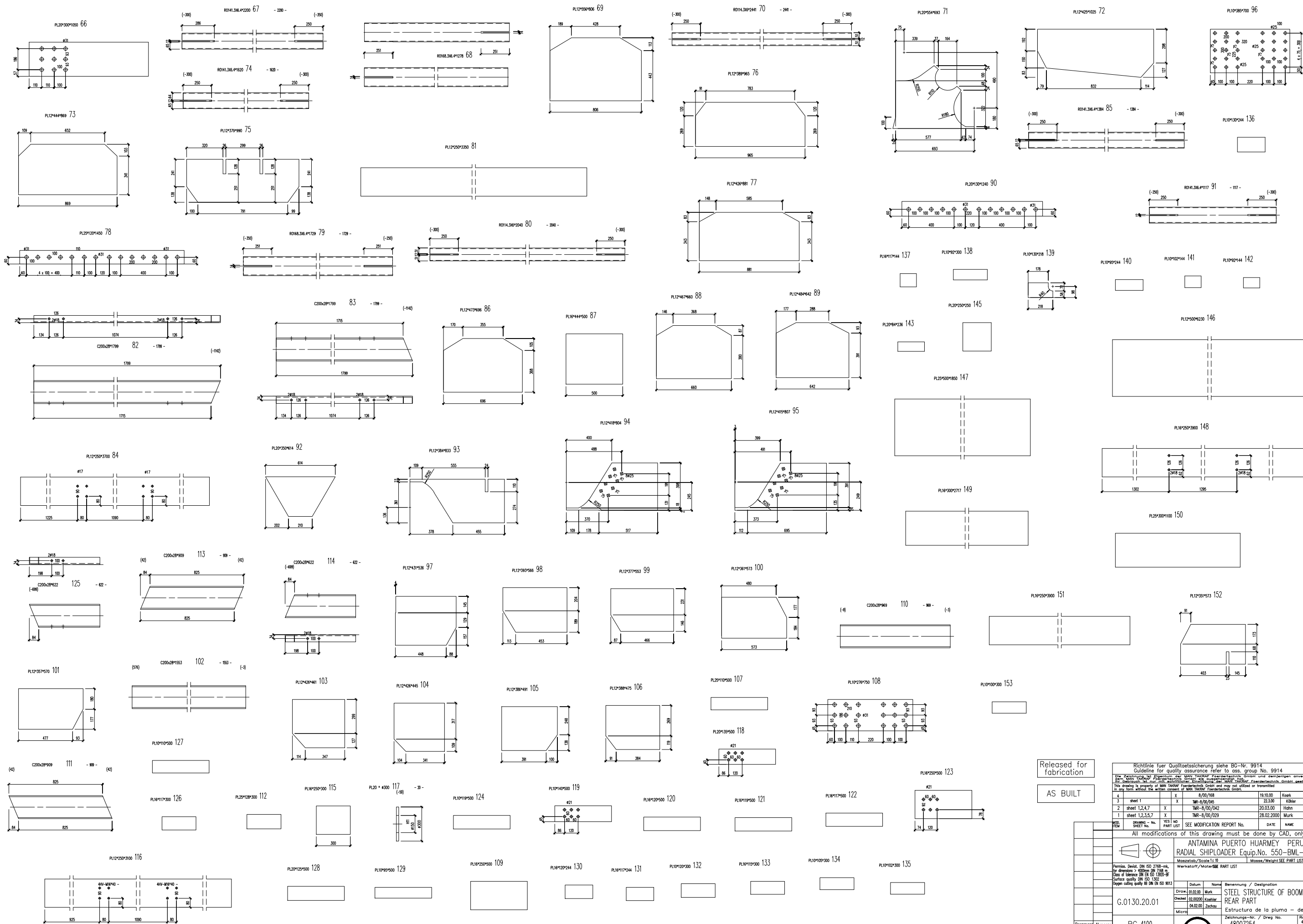
Released for
fabrication

AS BUILT

Richtlinie fuer Qualitätssicherung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to ass. group No. 9914			
Die Zeichnung ist Eigentum der MAN TIERCE Forwardtechnik GmbH und demjenigen anvertraut, dem sie zur Ausführung der Arbeit überlassen wurde. Die Weitergabe an Dritte ist ohne schriftliche Genehmigung der MAN TIERCE Forwardtechnik GmbH untersagt. This drawing is property of MAN TIERCE Forwardtechnik GmbH and may not be utilized or transmitted in any form without the written consent of MAN TIERCE Forwardtechnik GmbH.			
4	sheet 1	X	8/00/168
3	sheet 1	X	TMR-8/00/045
2	sheet 1,2,4,7	X	TMR-8/00/042
1	sheet 1,2,3,5,7	X	TMR-8/00/029
MDL	DRWING - No.	YES / NO	SEE MODIFICATION REPORT No.
ITEM	SHEET No.		
All modifications of this drawing must be done by CAD, only			
ANTAMINA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BML-500			
Massestab/Scale 1:10 Masse/Weight SEE PART LIST			
Benennung / Designation STEEL STRUCTURE OF BOOM REAR PART			
Estructura de la pluma - detrás			
Zeichnungs-Nr. / Draw No. 48007254			
Rev./Batt 4			
BG. 4100			
partname:			
drafter:			



Richtlinie fuer Qualitätsassurance siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to: ass. group No. 9914									
DIN 9134 Teil 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120, 121, 122, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 135, 136, 137, 138, 139, 140, 141, 142, 143, 144, 145, 146, 147, 148, 149, 150, 151, 152, 153, 154, 155, 156, 157, 158, 159, 160, 161, 162, 163, 164, 165, 166, 167, 168, 169, 170, 171, 172, 173, 174, 175, 176, 177, 178, 179, 180, 181, 182, 183, 184, 185, 186, 187, 188, 189, 190, 191, 192, 193, 194, 195, 196, 197, 198, 199, 200, 201, 202, 203, 204, 205, 206, 207, 208, 209, 210, 211, 212, 213, 214, 215, 216, 217, 218, 219, 220, 221, 222, 223, 224, 225, 226, 227, 228, 229, 230, 231, 232, 233, 234, 235, 236, 237, 238, 239, 240, 241, 242, 243, 244, 245, 246, 247, 248, 249, 250, 251, 252, 253, 254, 255, 256, 257, 258, 259, 260, 261, 262, 263, 264, 265, 266, 267, 268, 269, 270, 271, 272, 273, 274, 275, 276, 277, 278, 279, 280, 281, 282, 283, 284, 285, 286, 287, 288, 289, 290, 291, 292, 293, 294, 295, 296, 297, 298, 299, 300, 301, 302, 303, 304, 305, 306, 307, 308, 309, 310, 311, 312, 313, 314, 315, 316, 317, 318, 319, 320, 321, 322, 323, 324, 325, 326, 327, 328, 329, 330, 331, 332, 333, 334, 335, 336, 337, 338, 339, 340, 341, 342, 343, 344, 345, 346, 347, 348, 349, 350, 351, 352, 353, 354, 355, 356, 357, 358, 359, 360, 361, 362, 363, 364, 365, 366, 367, 368, 369, 370, 371, 372, 373, 374, 375, 376, 377, 378, 379, 380, 381, 382, 383, 384, 385, 386, 387, 388, 389, 390, 391, 392, 393, 394, 395, 396, 397, 398, 399, 400, 401, 402, 403, 404, 405, 406, 407, 408, 409, 410, 411, 412, 413, 414, 415, 416, 417, 418, 419, 420, 421, 422, 423, 424, 425, 426, 427, 428, 429, 430, 431, 432, 433, 434, 435, 436, 437, 438, 439, 440, 441, 442, 443, 444, 445, 446, 447, 448, 449, 450, 451, 452, 453, 454, 455, 456, 457, 458, 459, 460, 461, 462, 463, 464, 465, 466, 467, 468, 469, 470, 471, 472, 473, 474, 475, 476, 477, 478, 479, 480, 481, 482, 483, 484, 485, 486, 487, 488, 489, 490, 491, 492, 493, 494, 495, 496, 497, 498, 499, 500, 501, 502, 503, 504, 505, 506, 507, 508, 509, 510, 511, 512, 513, 514, 515, 516, 517, 518, 519, 520, 521, 522, 523, 524, 525, 526, 527, 528, 529, 530, 531, 532, 533, 534, 535, 536, 537, 538, 539, 540, 541, 542, 543, 544, 545, 546, 547, 548, 549, 550, 551, 552, 553, 554, 555, 556, 557, 558, 559, 560, 561, 562, 563, 564, 565, 566, 567, 568, 569, 570, 571, 572, 573, 574, 575, 576, 577, 578, 579, 580, 581, 582, 583, 584, 585, 586, 587, 588, 589, 590, 591, 592, 593, 594, 595, 596, 597, 598, 599, 600, 601, 602, 603, 604, 605, 606, 607, 608, 609, 610, 611, 612, 613, 614, 615, 616, 617, 618, 619, 620, 621, 622, 623, 624, 625, 626, 627, 628, 629, 630, 631, 632, 633, 634, 635, 636, 637, 638, 639, 640, 641, 642, 643, 644, 645, 646, 647, 648, 649, 650, 651, 652, 653, 654, 655, 656, 657, 658, 659, 660, 661, 662, 663, 664, 665, 666, 667, 668, 669, 670, 671, 672, 673, 674, 675, 676, 677, 678, 679, 680, 681, 682, 683, 684, 685, 686, 687, 688, 689, 690, 691, 692, 693, 694, 695, 696, 697, 698, 699, 700, 701, 702, 703, 704, 705, 706, 707, 708, 709, 710, 711, 712, 713, 714, 715, 716, 717, 718, 719, 720, 721, 722, 723, 724, 725, 726, 727, 728, 729, 730, 731, 732, 733, 734, 735, 736, 737, 738, 739, 740, 741, 742, 743, 744, 745, 746, 747, 748, 749, 750, 751, 752, 753, 754, 755, 756, 757, 758, 759, 760, 761, 762, 763, 764, 765, 766, 767, 768, 769, 770, 771, 772, 773, 774, 775, 776, 777, 778, 779, 780, 781, 782, 783, 784, 785, 786, 787, 788, 789, 790, 791, 792, 793, 794, 795, 796, 797, 798, 799, 800, 801, 802, 803, 804, 805, 806, 807, 808, 809, 810, 811, 812, 813, 814, 815, 816, 817, 818, 819, 820, 821, 822, 823, 824, 825,									

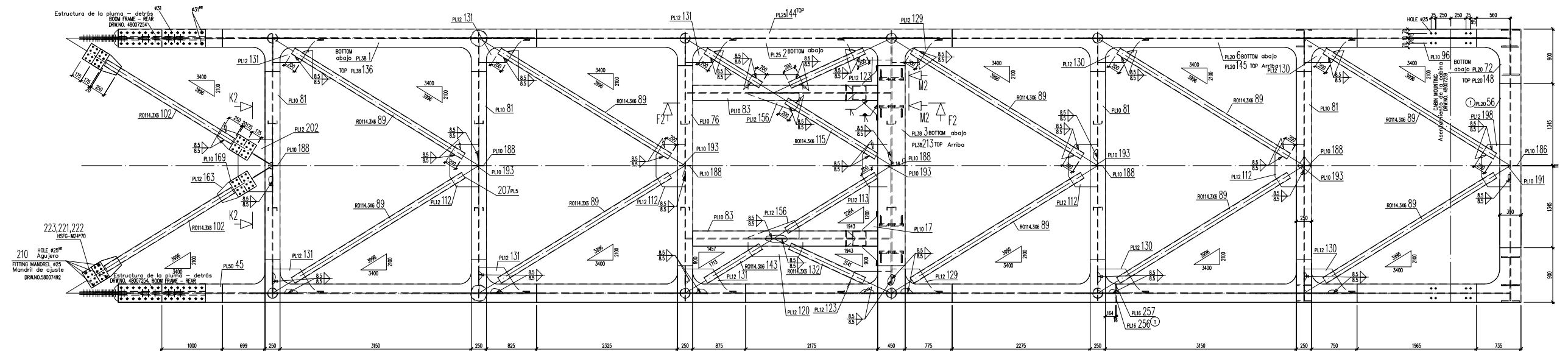


Released for
fabrication

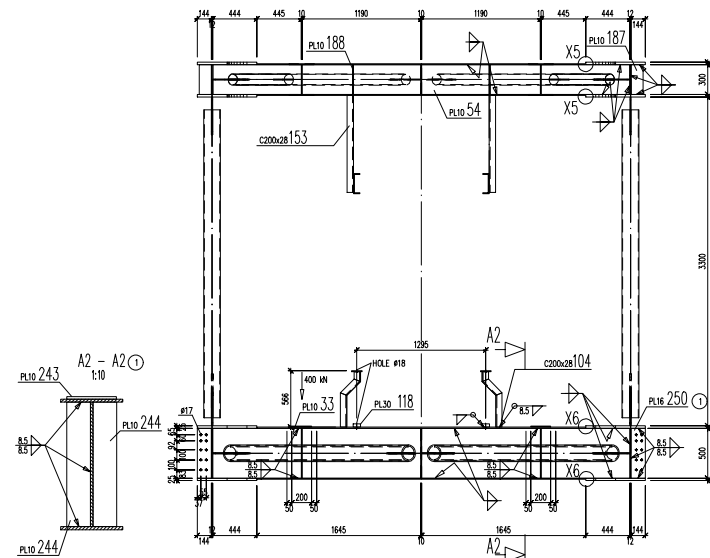
AS BUILT

Richtlinie fuer Qualitätssicherung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to ass. group No. 9914					
This drawing is property of MAN TRAPAP Forwarder GmbH and may not be utilized or transmitted in any form without the written consent of MAN TRAPAP Forwarder GmbH.					
4	X	X	8/00/268	19.10.00	Koch
3	sheet 1	X	TMR-8/00/045	23.10	Wahr
2	sheet 1,2,4,7	X	TMR-8/00/042	20.03.00	Horn
1	sheet 1,2,3,5,7	X	TMR-8/00/029	28.02.2000	Murk
MOD. ITEM	DRAWING - No. SHEET No.	YES NO	SEE MODIFICATION REPORT No.	DATE	NAME MICRO
All modifications of this drawing must be done by CAD, only					
ANTAMINA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BML-500					
Massestab/Scale 1:10 Masse/Weight SEE PART LIST					
Werkstoff/Material PART LIST					
Permit. Detail. DIN ISO 2768-mS, for dimensions > 400mm DIN 7168 m Class of tolerance RB EN ISO 1302-0 Surface quality DIN ISO 1302 Tolerancing quality EN ISO 1302					
Datum		Benennung / Designation			
Drawn 01.02.00		STEEL STRUCTURE OF BOOM			
Checked 02.02.00		REAR PART			
04.02.00		Estructura de la pluma - retrás			
Micro		Zachau			
Paszmaz		Abmasse			
FIT		TOLERANCES			
BG.4100		Zeichnungs-Nr. / Drawg No.		Rev/Batt	
		48007254		4	
				Spn	
partname:		drafter:			

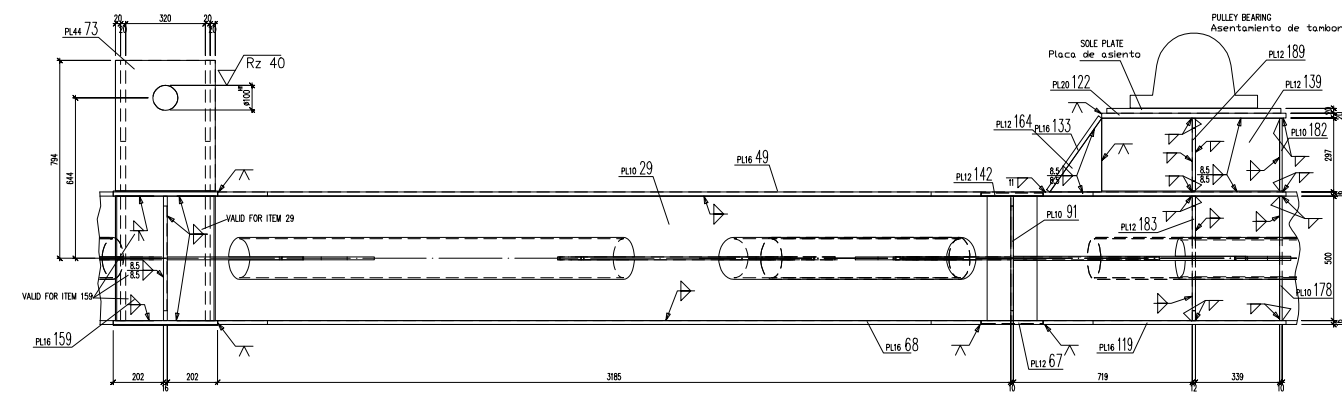
K1 - K2



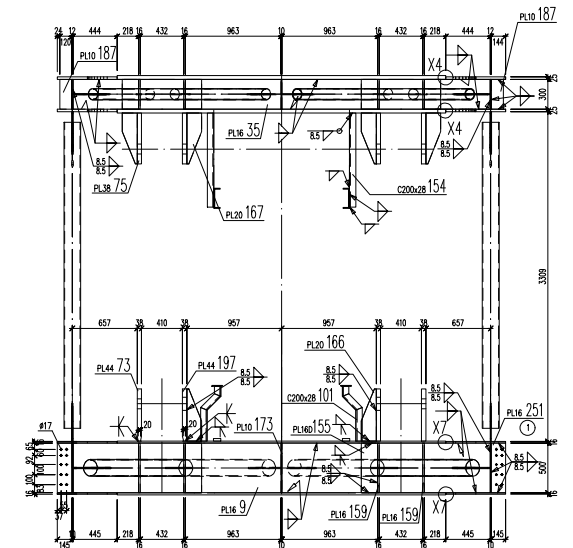
G1 - G2



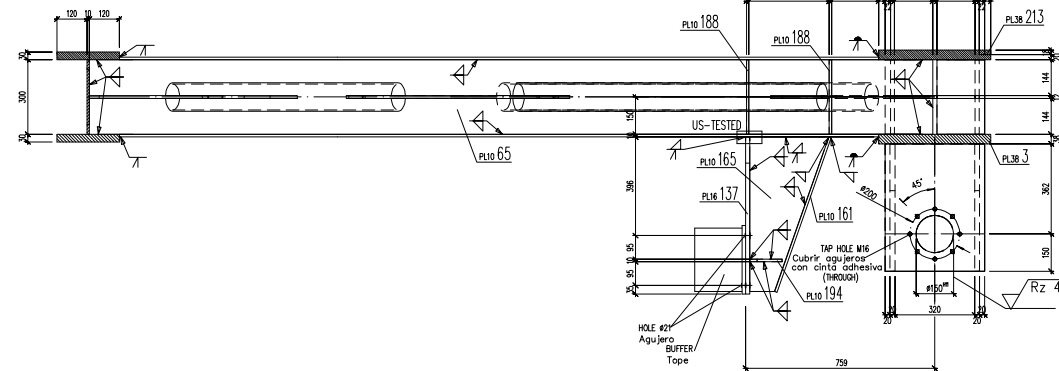
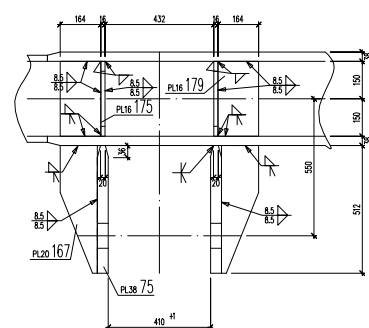
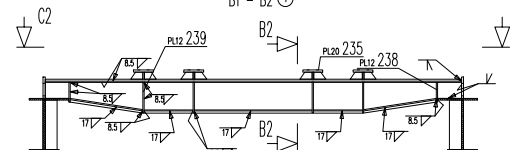
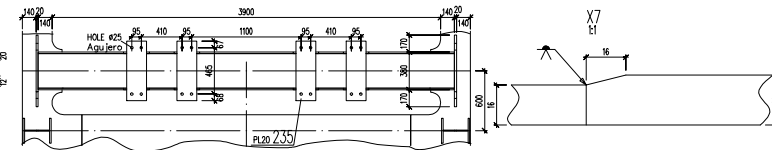
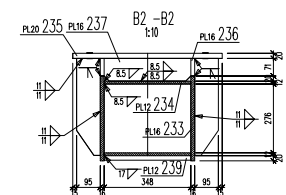
L1 - L2
1:10



TYPICAL DETAILS OF WELDING SEAMS
Detalle típico para Soldaduras

$$F1 - F2$$


M2 - M2


$$B1 - B2 \text{ ①}$$
 $C2 - C2 \textcircled{1}$ 

Released for fabrication

AS BUILT

Richtlinie für Qualitätsicherung siehe BG-Nr. 9914 **Guideline for Quality assurance refer to ass. group No. 9914**

Die Zeichnung ist Eigentum der Firma MANITEX Bauteile GmbH und darf ohne schriftliche Genehmigung der Firma MANITEX Bauteile GmbH nicht demontiert, weiterveräußert, ververvielfältigt, kopiert, reproduziert, übertragen, weitergegeben, veröffentlicht, in irgendeiner Weise öffentlich oder in sonstiger Weise bekannt gegeben werden.
 This drawing is property of MANITEX Bauteile GmbH and may not be used or transmitted in any form without the written consent of MANITEX Bauteile GmbH.

3	6		X	8,00/275	15.11.00	Schmidt			
1	7		7	8,00/275	08.03.2009	Schmidt			
1	7		7	8,00/275	23.02.00	Schmidt			
MOD.	DRAWING - No.		YES	NO		SEE MODIFICATION REPORT No.	DATE	NAME	MICRO
ITEM	SHEET No.		PART LIST						

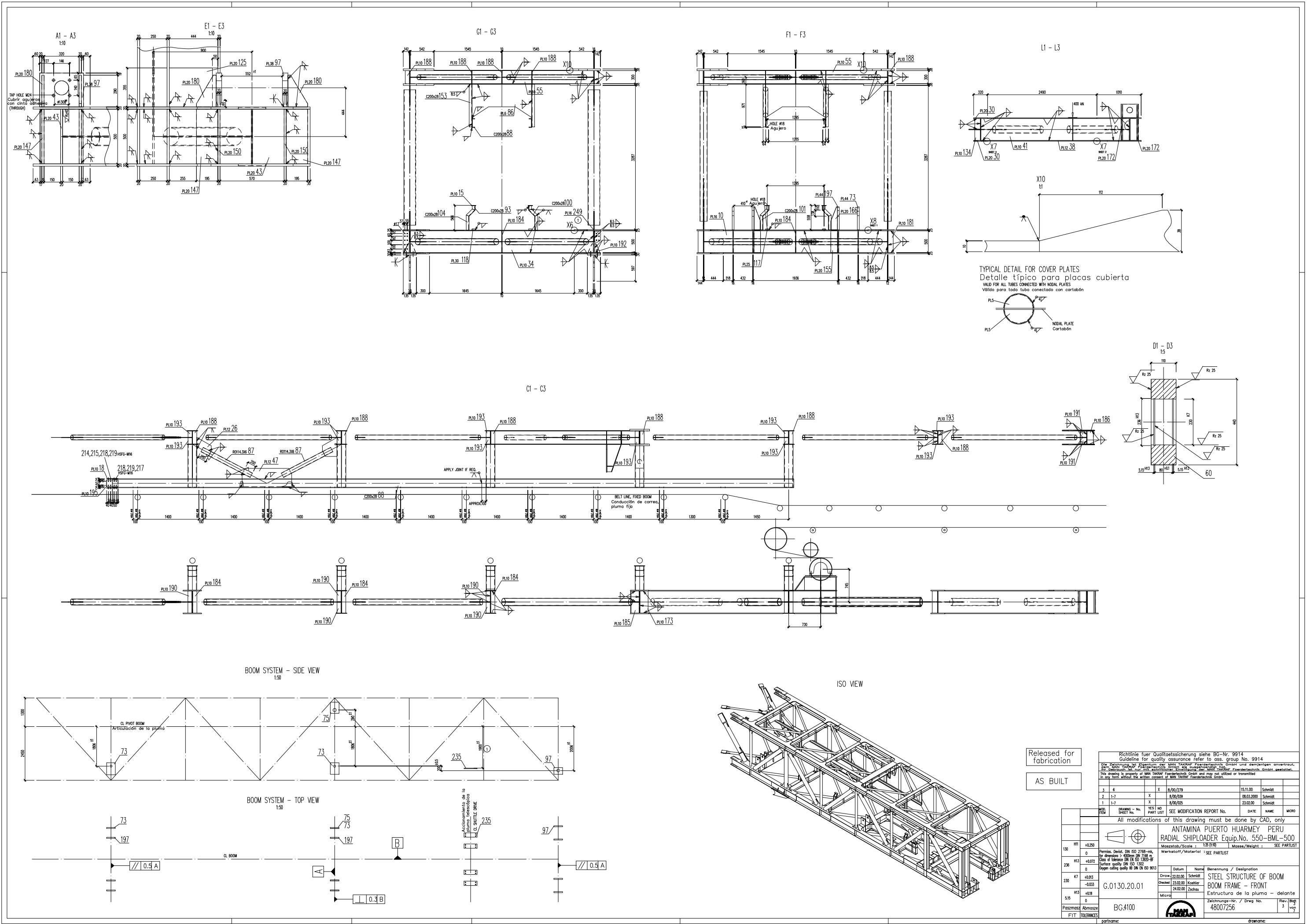
All modifications of this drawing must be done by CAD, only

ANTAMITA PUERTO HUARMEY PERU
RADIAL SHIPLOADER Equip. No. 550-BML-500
 Maszetel/Scale : 1:25 (1:1) Mosse/Weight SEE PARTLIST

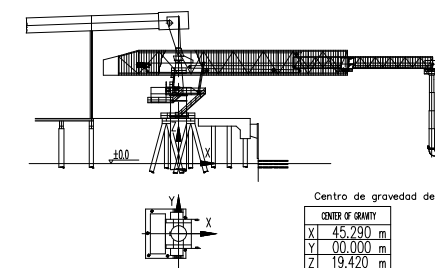
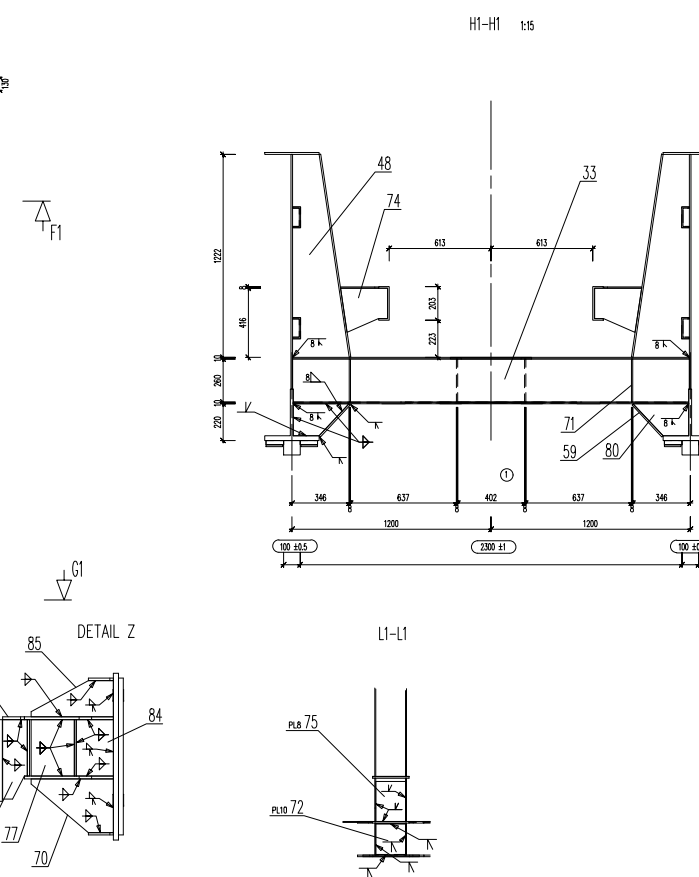
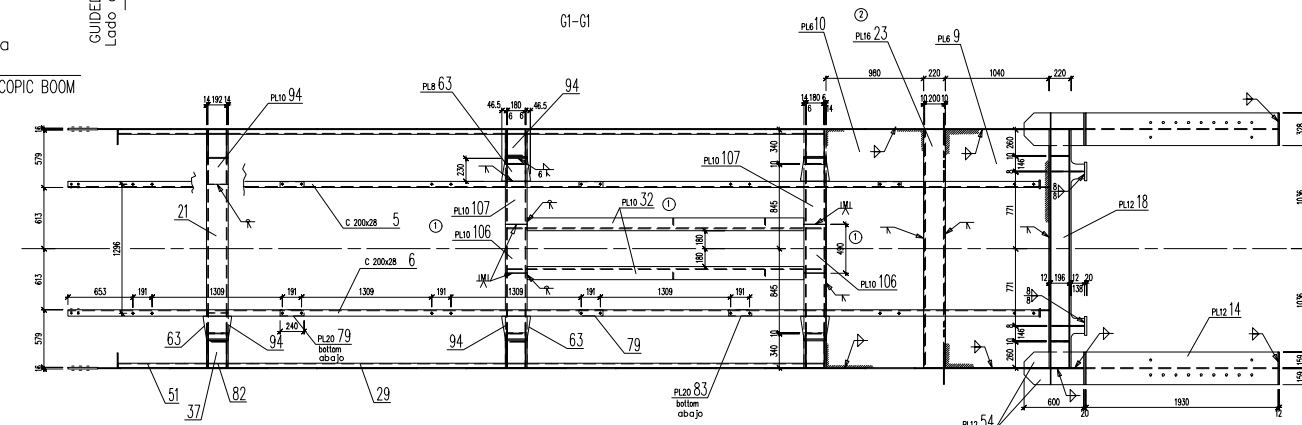
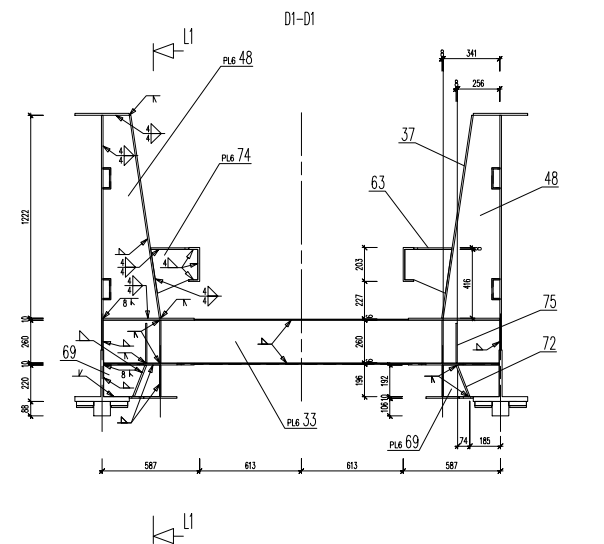
Permit. Deviat. 0.20 mm 2788-xx /
 by dimension > 400mm (EN 714) m
 Class of tolerance EN ISO 12928-3
 Surface quality EN ISO 1327
 Oiling calling QUALITY RE EN ISO 9013

Worksoft/Material : SEE PARTLIST

		Datum	Name	Benennung / Designation
160	G.0130.20.01	Drawn 22.02.00	Koelliker	STEEL STRUCTURE OF BOOM
120		Checked 21.02.20	Neslitzer	BOOM FRAME - FRONT
130		24.02.00	Eschho	Estructura de la pluma - delante
		Micro		
	BG.4100			Zeichnungs-Nr. / Draw No. Rev. / Rev. 3 vorg. / v.



[illegible]



SEE DRWG.: 48007257 FRAME OF TELESCOPIC BOOM - REAR
Estructura de la pluma telescópica
- detrás

Released for fabrication

AS BUILT

Richtlinie für Qualitätszertifizierung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to ass. group No. 9914							
Die Zeichnung ist Eigentum der MASZ RAGAG Feederstechnik GmbH und demjenigen unternehmer, der MASZ RAGAG Feederstechnik GmbH als Auftraggeber oder als Subunternehmer für die Herstellung dieser Zeichnung in Auftrag gegeben hat. Diese Zeichnung ist Eigentum der MASZ RAGAG Feederstechnik GmbH und darf nicht ohne schriftliche Genehmigung der MASZ RAGAG Feederstechnik GmbH weitergegeben werden.							
This drawing is property of MASZ RAGAG Feederstechnik GmbH and may not be utilized or transmitted in any form without the written consent of MASZ RAGAG Feederstechnik GmbH.							
4		X	6/00/168	20.00.00	Krank		
3	sheet 1		TM-6/00/168/069	18.05.00	Schulzner		
2	sheet 1 - 2, 4	X	TM-6/00/049	20.00.00	Brandau		
1	sheet 1-4	X	TM-6/00/023	22.02.00	Brandau		
WZ ITEM	WZ NAME	YES NO PART LIST	SEE MODIFICATION REPORT NO.	DATE	NAM		
All modifications of this drawing must be done by CAD, only							
ANTIMINA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BML-5							
		Maszabst./Scale : 1:25 1:50 Masse/Weight 1160 kg					
Werkstoff/Material : see part list							
Permis. Devise. DIN ISO 2168-mm Surface quality : 4000 DIN ISO 1328-3 Surface quality : 4000 DIN ISO 1328-3 Surface quality DIN ISO 1302 Paper calling supply BG DIN ISO 9013							
G.0130.20.01		Datum		Benennung / Designation			
		Drewn 21.02.2000		Mark		FRAME OF TELESCOPIC	
		Drewn 21.02.2000		Brandau		BOOM - FRONT	
		21.02.2000		Zachau		Estructura de la pluma	
		Micro				telescopica - delante	
				Zeichnung-Nr. Z		Drug No.	
BG. 4100				48007258			
						Rev. 4	

partname	drawname
partname	drawname

Technical drawing of a building elevation showing a series of columns and a sloped roof section. The drawing includes dimensions for column spacing (1500), column diameter (Ø500), and overall height (1412). The roof section is sloped and has a height of 681.

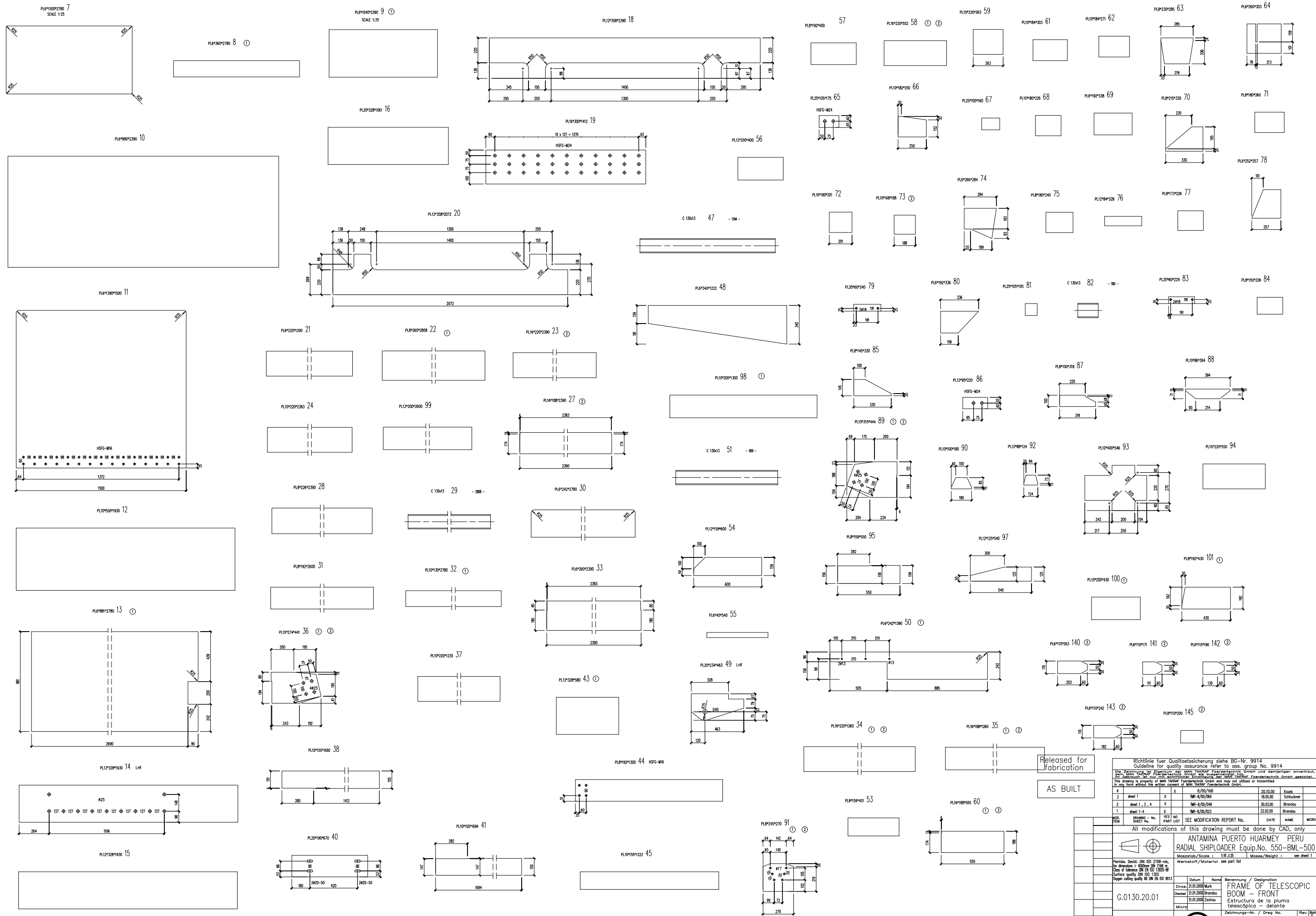
[illegible][illegible]

A diagram of a rectangle with a width of 346. The width is indicated by a dimension line below the rectangle.

--	--

AS BUILT

Richtlinie fuer Qualitätsicherung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to assn. group No. 9914							
Die Zeichnung ist Eigentum der DLRG. Jegliche Vervielfältigung, Verbreitung und sonstigen anvertraut, die DLRG nicht schriftlich genehmigt hat, ist strafbar. Nachdruck, Verbreitung, sonst. anvertraut. This drawing is property of MAN TAGEFABRIK. Any reproduction, distribution and other unauthorized use, without the written consent of MAN TAGEFABRIK, is punishable.							
4	X	8/10/01/68		20.10.00	Kasko		
3	sheet 1 - 4	X	TKR-8/01/049	18.05.00	Schulden		
2	sheet 1 - 4	X	TKR-8/01/049	30.03.00	Brandau		
1	sheet 1 - 4	X	TKR-8/01/023	22.02.00	Brandau		
MOD. ITEM	NAME - SHEET No.	YES NO PART LIST	SEE MODIFICATION REPORT No.	DATE	NAME	MICRO	
All modifications of this drawing must be done by CAD, only							
		ANTAMITA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BMI-500					
Maszstab/Scale : 1:50		Maszse/Weight : see sheet 1				Werkstoff/Material : see part list	
G.0130.20.01		Datum Drawn 21.06.2000		Name Mark 21.06.2000		Benennung / Designation FRAME OF TELESCOPIC BOOM - FRONT Estructura de la pluma telescópica - delante	
BG. 4100		Datum Drawn 21.06.2000		Name Zschau 21.06.2000		Zeichnung-Nr. / Draw No. 48007258	



AS BUILT

Richtlinie zur Qualitätssicherung siehe BG-Nr. 9914 Guideline for quality assurance refer to group No. 9914																								
Die Zeichnung ist Eigentum der MAN TACHFAR Fahrzeugbau GmbH und darf nicht an Dritte, auch nicht an Tochtergesellschaften, weitergegeben werden. Diese Genehmigung ist an die Zeichnung gebunden. Nachdruck, Vervielfältigung und Verbreitung, auch auszugsweise, ist ohne schriftliche Genehmigung der MAN TACHFAR Fahrzeugbau GmbH und darf nicht übertragen werden. This drawing is the property of MAN TACHFAR Fahrzeugbau GmbH and may not be transmitted to any third party without the written consent of MAN TACHFAR Fahrzeugbau GmbH.																								
3	sheet 1	X		8./00/168	20.00.00	Kopie																		
				TWR-8/00/049	18.05.00	Schneider																		
	sheet 1, 2, 4	X		TWR-8/00/049	20.02.00	Brandau																		
	sheet 1-4	X		TWR-8/00/023	23.03.00	Brandau																		
WZU EIN	DRAWING CHECK	YES	NO	PART LIST	SEE MODIFICATION REPORT NO.	DATE	NAME	MICRO																
All modifications of this drawing must be done by CAD, only																								
 ANTAMINIA PUERTO HUARMEY PERU RADIAL SHIPLOADER Equip.No. 550-BML-500 Meas./shop/Scale : 1/32 : 1/32 Mosses/Weight : see sheet 1																								
Workshop/Material/see part list																								
<table><tr><th>Datum</th><th>Name</th><th>Benennung / Designation</th></tr><tr><td>Drawn: 21.01.2000</td><td>Mark</td><td>FRAME OF TELESCOPIC</td></tr><tr><td>Checked: 21.01.2000</td><td>Brandau</td><td>BOOM – FRONT</td></tr><tr><td>21.01.2000</td><td>Zachau</td><td>Estructura de la pluma</td></tr><tr><td></td><td></td><td>Telecargadora – déante</td></tr></table>										Datum	Name	Benennung / Designation	Drawn: 21.01.2000	Mark	FRAME OF TELESCOPIC	Checked: 21.01.2000	Brandau	BOOM – FRONT	21.01.2000	Zachau	Estructura de la pluma			Telecargadora – déante
Datum	Name	Benennung / Designation																						
Drawn: 21.01.2000	Mark	FRAME OF TELESCOPIC																						
Checked: 21.01.2000	Brandau	BOOM – FRONT																						
21.01.2000	Zachau	Estructura de la pluma																						
		Telecargadora – déante																						
G.0130.20.01																								
Permis. Devat. DIN ISO 2786-m, for dimensions > 400mm DIN ISO 2768-m Class of tolerance DIN ISO 1200 Surface quality DIN ISO 1302 Dimensioning system BS DIN ISO 9013																								
BG. 4100 48007258 Rev. 4																								

