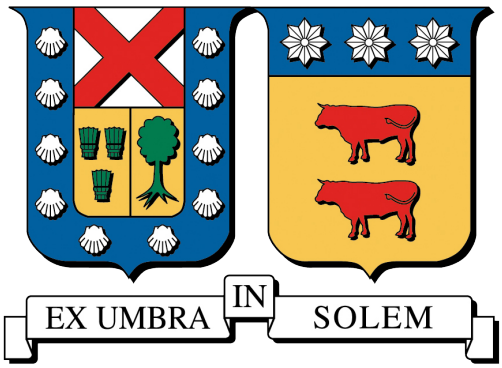
UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO, CHILE



DISEÑO DE UN SISTEMA DE CARGA MÓVIL PARA ENSAYOS EN PROBETAS DE PAVIMENTO Y PUENTES

KURT MOISÉS NILO ZÚÑIGA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA	:	RAFAEL MENA Y.
PROFESOR/A CORREFERENTE	:	RAMIRO BAZÁEZ G.

JULIO, 2026

Casa Central

CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): **X** Memoria o trabajo de título ☐ Tesis de Postgrado

Título del trabajo: DISEÑO DE UN SISTEMA DE CARGA MÓVIL PARA ENSAYOS EN PROBETAS DE PAVIMENTO Y PUENTES

Nombre del candidato(a): KURT MOISÉS NILO ZÚÑIGA

Carrera / Grado: ÍNGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

Campus: CASA CENTRAL **Departamento:** DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Rafael Mena Yanssen, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

☒ El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por **(marcar una opción)**:

☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 2 años ☐ 3 años ☐ 5 años ☐ 10 años

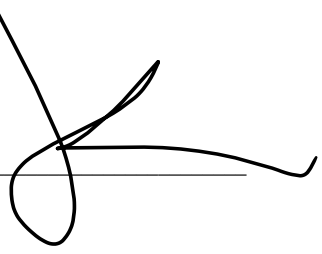
Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 07/09/2026 **Firma:** 

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 03/09/2026 **Firma:** 

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

A mis pilares fundamentales. Mónica y Simón, madre y hermano menor, por su incondicional apoyo.

A Carlos, por su presencia durante mi etapa universitaria sin ser mi padre biológico ni tener responsabilidad alguna.

Al profesor RMY por su constante guía durante mi formación universitaria.

Agradezco a Camilo y Marcos, apoyos académicos del taller que, con paciencia y buena disposición fueron parte de este trabajo.

A mis amigos y a todo quien me acompañó en esta etapa.

Índice

1. Resumen Ejecutivo **9**

2. Abstract **11**

3. Introducción **13**

4. Objetivos **14**

4.1. Objetivo General 14

4.2. Objetivos Específicos 14

5. Estado del arte **15**

5.1. Simuladores de tráfico vehicular sobre pavimentos 15

5.2. Simulador de tráfico vehicular sobre puente 16

6. Marco Teórico **17**

6.1. DFX (*Design for X*) 17

6.1.1. Diseño para Manufacturabilidad (*DfM*) 17

6.1.2. Diseño para el Ensamblaje (*DfA*) 18

6.1.3. Diseño para confiabilidad (*DfR*) 18

6.2. Análisis de elementos finitos 19

6.3. Diseño de elementos mecánicos bajo análisis de fatiga 20

6.3.1. Método Esfuerzo-Vida (S-N) 20

6.3.2. Criterios de falla en ejes y mazas 21

7. Metodología **24**

7.1. Ingeniería Conceptual 24

7.2. Ingeniería Básica 25

7.3. Ingeniería de Detalle 25

7.4. Plan Valorizado de Manufactura 25

8. Proceso de diseño y selección de componentes **26**

8.1. RUEDA – CWIM.02.110 27

8.1.1. Neumático 27

8.1.2. Llanta 28

8.1.3. Pernos y tuercas 29

8.2. MAZA – CWIM.02.120 31

8.2.1. Geometría 31

8.2.2. Resistencia estática 32

8.2.3. Resistencia a la fatiga 36

8.2.4. Plano de fabricación 38

8.3. Conjunto de bloqueo - CWIM.02.130 40

8.4. Eje - CWIM.02.140 41

8.4.1. Resistencia estática 41

8.4.2. Resistencia a la fatiga 43

8.4.3. Plano de fabricación 45

8.5. Rodamientos con soporte. 46

8.5.1. Validación de cargas 46

9. Resultado del diseño **48**

9.1. CWIM.01.000 - Estructura metálica 49

9.1.1. Plataformas de elevación 50

9.1.2. Vigas riel 50

9.1.3. Marcos de sujeción 51

9.2. CWIM.02.000 - Carro móvil 51

9.3. CWIM.03.000 - Guía lineal 52

9.4. CWIM.04.000 - Carga vertical 53

9.5. CWIM.05.000 - Tren motriz 54

9.6. CWIM.06.000 - Control y adquisición 55

9.7. CWIM.07.000 - Probeta de pruebas 56

10.Plan valorizado de manufactura **57**

10.1. Tiempos de mecanizado: Maza y eje 57

10.2. Costo de fabricación y montaje 63

10.3. Estimación del tiempo de montaje 69

11.Conclusiones **71**

12.Referencias **72**

Índice de figuras

5.1. Equipos dispuestos por ATLAS. Fuente: Página web ARA:ATLaS 15

5.2. Configuración del ROLLS, Universidad de Queen. 16

6.1. Análisis computacional por método de elementos finitos. 20

6.2. Curva S-N característica para materiales ferrosos. 21

6.3. Gráfico del factor de concentración de esfuerzos en eje redondo con filete en el hombro en flexión. 22

6.4. Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla. 22

7.1. Etapas del proceso de diseño mecánico 24

8.1. Designación jerárquica del Sistema de carga móvil. 26

8.2. Codificación del proyecto CWIM. 26

8.3. Neumático 235/75R17.5 y llanta 6.75x17.5 28

8.4. Ficha técnica del neumático seleccionado. 28

8.5. Llanta: ficha técnica y mediciones al ser recepcionada. 29

8.6. Mediciones en componentes comerciales del rodado. 30

8.7. Propiedades del acero AISI SAE 1045. Fuente: Aceros Otero. 32

8.8. AEF de la maza con mallado estándar en Inventor. 33

8.9. AEF de la maza con mallado fino en Inventor. 33

8.10. AEF de la maza con mallado grueso en Ansys. 34

8.11. AEF de la maza con mallado fino en Ansys. 35

8.12. AEF de la maza con mallado extra fino localizado en Ansys. 35

8.13. Modelo 3D del componente CWIM.02.120 - MAZA. 38

8.14. Plano de fabricación CWIM.02.120 - MAZA. 39

8.15. Geometría interna del conjunto de bloqueo 40

8.16. DCL del eje. 42

8.17. Diagrama de cargas obtenido mediante Software. 43

8.18. Tabla A-15-9 Shigley. Fuente: Diseño mecánico de Shigley [7] 44

8.19. Plano de fabricación CWIM.02.140 - EJE 45

8.20. Rodamiento con soporte NTN UCP 216. 46

9.1. Loza y muro de reacción en LEMCO. 48

9.2. Render del sistema de carga móvil. 49

9.3. Designación jerárquica de los subsistemas del Sistema de carga móvil. 49

9.4. Bocetos conceptuales Plataformas de elevación. 50

9.5. Modelo 3D Plataforma de elevación. 50

9.6. Modelo 3D Vigas riel 51

9.7. Modelo 3D marco de sujeción 51

9.8. Bocetos conceptuales carro móvil. 52

9.9. Modelo 3D del carro móvil. 52

9.10. Boceto conceptual conjunto guía lineal. 53

9.11. Modelo 3D conjunto guía lineal. 53

9.12. Screwjack capacidad de levante 5Ton. 54

9.13. Boceto sistema motriz 55

9.14. Esquema 3D funcionamiento sistema motriz. 55

9.15. Variador de frecuencia y celda de carga 56

9.16. Probetas de pavimento y puente propuestas por obras civiles. 56

10.1. Mecanizado en torno de la Maza - CWIM.02.120 57

10.2. Mecanizado en fresadora CNC de la Maza - CWIM.02.120 58

10.3. Reparto del costo de fabricación del sistema de carga móvil según subsistema. . . 64

10.4. Gráfico resumen del costo del montaje. 69

10.5. Tiempo calculado para el montaje del equipo. 70

1. Resumen Ejecutivo

El presente trabajo de título documenta el diseño mecánico de un sistema de carga móvil destinado a ensayos acelerados en probetas de pavimentos y puentes, enmarcado dentro del proyecto FONDEF IDEA ID25110357: CWIM (Continuous Weight in Motion). El objetivo principal consistió en desarrollar un equipo de laboratorio capaz de simular de manera repetible y controlada el paso de un vehículo pesado sobre superficies instrumentadas con sensores de fibra óptica, asegurando la manufactura y mantenibilidad del sistema.

Para llevar a cabo el diseño, se adoptó la metodología sistemática VDI 2221, estructurando el proyecto en las fases de ingeniería conceptual, básica, de detalle y la elaboración de un plan valorizado de manufactura. Desde el punto de vista de los requerimientos dinámicos y estructurales, el sistema fue dimensionado considerando una masa de 500 kg para el carro —variable crítica para la estimación de las fuerzas inerciales y la selección del tren motriz—, mientras que el subsistema de carga vertical fue diseñado para aplicar y resistir una carga máxima de prueba de 2 [Ton-f] (aproximadamente 19,6 [kN]) directamente sobre el pavimento a una velocidad máxima de 5 [m/s], carga y velocidad son regulables.

El desarrollo de la ingeniería de detalle contempló el modelado tridimensional y el cálculo de componentes críticos sometidos a cargas fluctuantes, tales como el eje y la maza, componentes fabricados en taller metalmecánico de la universidad. Mediante el uso de Análisis de Elementos Finitos (AEF) y la aplicación del método esfuerzo-vida, se validó la integridad estructural del rodado, garantizando un factor de seguridad apto para una vida útil a fatiga infinita. Asimismo, se integraron componentes estandarizados bajo los principios de Diseño para la Manufacturabilidad y Ensamblaje (DFMA).

Como resultado, se entrega el diseño de un equipo de impulsado por un motorreductor de 30 [kW] controlado por un variador de frecuencia, el cual acciona el sistema motriz del equipo mediante un tambor, polea y cable hacia un carro móvil, el cual simula el peso de un vehículo en un neumático de camión mediano, mediante un actuador electromecánico sobre el bastidor del carro. Todos estos componentes se contienen en estructura metálica, en un espacio de 9x2,5 [m] correspondiente a la superficie disponible en la loza de reacción del LEMCO UTFSM, consolidándose como una plataforma funcional para la futura validación de tecnologías de pesaje dinámico mediante fibra

óptica.

Finalmente, el proyecto concluye con la entrega de los planos de fabricación y un plan valorizado de manufactura que establece la viabilidad económica y logística de la construcción del equipo. El tiempo estimado de montaje del equipo es tres semanas, mientras que su costo económico directo se avalúa en 32 millones de pesos chilenos.

2. Abstract

The design of the accelerated loading system is based on pavement testing equipment. A pneumatic wheel is connected to an articulated frame which, by means of an electromechanical actuator, is capable of simulating the desired load and retracting the wheel from the surface; a subsystem made of a metallic structure provides support and guidance to the carriage.

This degree thesis documents the mechanical design of a mobile loading system intended for accelerated testing on pavement and bridge specimens, within the framework of the FONDEF IDEA ID25110357: CWIM (Continuous Weight in Motion) project. The main objective consisted of developing laboratory equipment capable of simulating, in a repeatable and controlled manner, the passage of a heavy vehicle over surfaces instrumented with fiber optic sensors, ensuring the manufacturability and maintainability of the system.

To carry out the design, the VDI 2221 systematic methodology was adopted, structuring the project into the phases of conceptual, basic, and detailed engineering, along with the development of a cost-estimated manufacturing plan. From the perspective of dynamic and structural requirements, the system was dimensioned considering a 500 kg mass for the carriage—a critical variable for estimating inertial forces and selecting the drivetrain—while the vertical loading subsystem was designed to apply and withstand a maximum test load of 2 [Ton-f] (approximately 19.6 [kN]) directly onto the pavement at a maximum speed of 5 [m/s]. Both load and speed are adjustable.

The development of detailed engineering included three-dimensional modeling and the calculation of critical components subjected to fluctuating loads, such as the shaft and the hub, which are components to be manufactured in the university's metal-mechanic workshop. Through the use of Finite Element Analysis (FEA) and the application of the stress-life method, the structural integrity of the wheel assembly was validated, guaranteeing a suitable factor of safety for infinite fatigue life. Additionally, standardized components were integrated under the principles of Design for Manufacture and Assembly (DFMA).

As a result, the machine's design is presented, driven by a 30 [kW] gear motor controlled by a variable frequency drive, which actuates the system's drivetrain via a drum, pulley, and cable connected to a mobile carriage. This carriage simulates the weight of a vehicle on a medium-duty

truck tire using an electromechanical actuator on the carriage frame. All these components are contained within a metallic structure occupying a 9x2.5 [m] footprint, corresponding to the available surface area on the reaction slab of the UTFSM LEMCO laboratory, thus consolidating it as a functional platform for the future validation of dynamic weighing technologies using fiber optics.

Finally, the project concludes with the delivery of the manufacturing drawings and a cost-estimated manufacturing plan that establishes the economic and logistical feasibility of constructing the equipment. The estimated time for assembling the machine is three weeks, while its economic cost is valued at 32 million Chilean pesos.

3. Introducción

El monitoreo constante de la infraestructura vial y la estimación precisa de las cargas vehiculares son aspectos críticos para el mantenimiento y la gestión de carreteras y puentes. La evaluación experimental del comportamiento de estas estructuras bajo condiciones controladas de carga se ha consolidado como una herramienta fundamental para el desarrollo de criterios de diseño más precisos, la validación de metodologías de análisis, y la optimización de recursos destinados al mantenimiento y rehabilitación de redes viales. En este contexto, el proyecto FONDEF IDeA ID25I10357: CWIM (Continuous Weight in Motion) busca validar un sistema de medición de pesos vehiculares en tránsito, tanto sobre pavimentos como en estructuras de puentes. Esta tecnología, basada en la implementación de sensores de fibra óptica, tiene como propósito registrar las cargas dinámicas de los vehículos en movimiento directamente sobre la superficie, eliminando la necesidad de que los camiones se detengan en plazas de pesaje convencionales.

Previo a la implementación y validación de esta solución tecnológica a escala real, resulta imperativo realizar ensayos controlados a escala de laboratorio. Para llevar a cabo estas pruebas, se requiere de una plataforma física capaz de replicar las condiciones operativas reales, permitiendo la toma de mediciones bajo diferentes configuraciones de velocidad y carga aplicada.

Es en esta etapa donde se enmarca el presente trabajo de título. Desde la perspectiva de la Ingeniería Civil Mecánica, el alcance de esta memoria no contempla la evaluación ni el desarrollo de la instrumentación óptica o la adquisición de datos, sino que se centra exclusivamente en el diseño mecánico del equipo de prueba. Se requiere desarrollar una máquina de ensayo, conceptualizada como un sistema de carga móvil, en la cual sea factible simular de manera repetible y controlada el paso de un vehículo sobre las probetas de ensayo, asegurando la manufactura y mantenibilidad del equipo.

El enfoque metodológico adoptado en este trabajo se estructura en etapas progresivas que transitan desde la conceptualización general del sistema hasta el diseño de detalle del equipo.

4. Objetivos

4.1. Objetivo General

Diseñar un sistema de carga móvil que simule el paso de un vehículo sobre probetas de puentes y pavimentos cumpliendo los requerimientos establecidos en el proyecto FONDEF IDeA ID25I10357: CWIM (Continuous Weight in Motion), asegurando la manufactura y mantenibilidad del equipo.

4.2. Objetivos Específicos

- Analizar requerimientos de funcionamiento del equipo y evaluar alternativas de diseño, componentes y materiales.
- Analizar las características de otros equipos similares diseñados para pruebas en pavimentos (análisis del estado del arte).
- Diseñar el conjunto y subconjuntos del equipo mediante un modelo virtual tridimensional, y generar especificaciones y planos bidimensionales.
- Elaborar un plan valorizado de manufactura, incluyendo tiempos de fabricación, montaje y costos asociados

5. Estado del arte

5.1. Simuladores de tráfico vehicular sobre pavimentos

Alrededor del mundo ya se implementan sistemas de carga, son conocidos comúnmente por la sigla APT (Accelerated Pavement Testing). En Estados Unidos, Canadá y el Reino Unido se ha desarrollado un conjunto de equipos denominados ATLaS (*Accelerated Transportation Loading System*) [1], los cuales se categorizan según capacidad de carga, velocidad, configuraciones del rodado y condiciones de prueba, entre ellos, se encuentran el ATLaS 80 desarrollado por el "Illinois Center for Transportation" [2] o el ATLaS 30 *Accelerated Pavement Load Facility* del Ohio Research Institute for Transportation and the Environment [3]. Estos equipos se aprecian en la Figura 5.1 y han inspirado el principio de funcionamiento del sistema de carga en desarrollo, el cual propone el uso de una rueda neumática (generalmente de un tractocamión) que por sí sola transmite la carga al pavimento, pasando repetidas veces por zona de pruebas, acelerando así en un tiempo determinado el desgaste de la superficie.

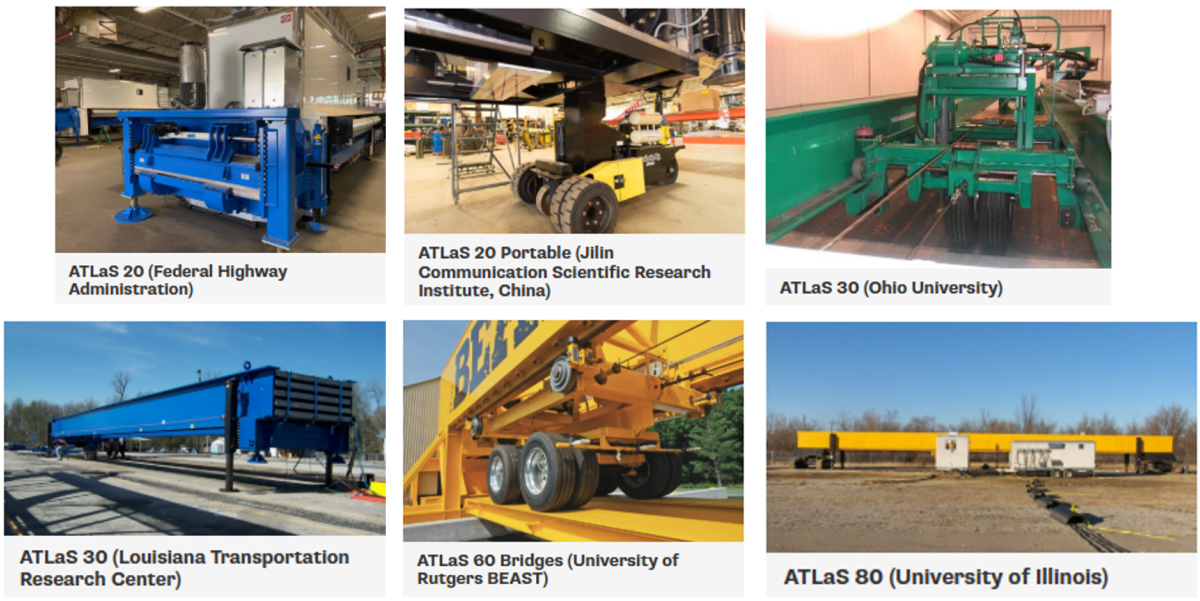


Figura 5.1: Equipos dispuestos por ATLAS. Fuente: Página web ARA:ATLaS

5.2. Simulador de tráfico vehicular sobre puente

En la Universidad de Queen, Canadá, se ha desarrollado un equipo que simula el paso de camiones sobre puentes, este se denomina "ROLLS"[4]. El principio de funcionamiento es similar a los descritos en la sección anterior.

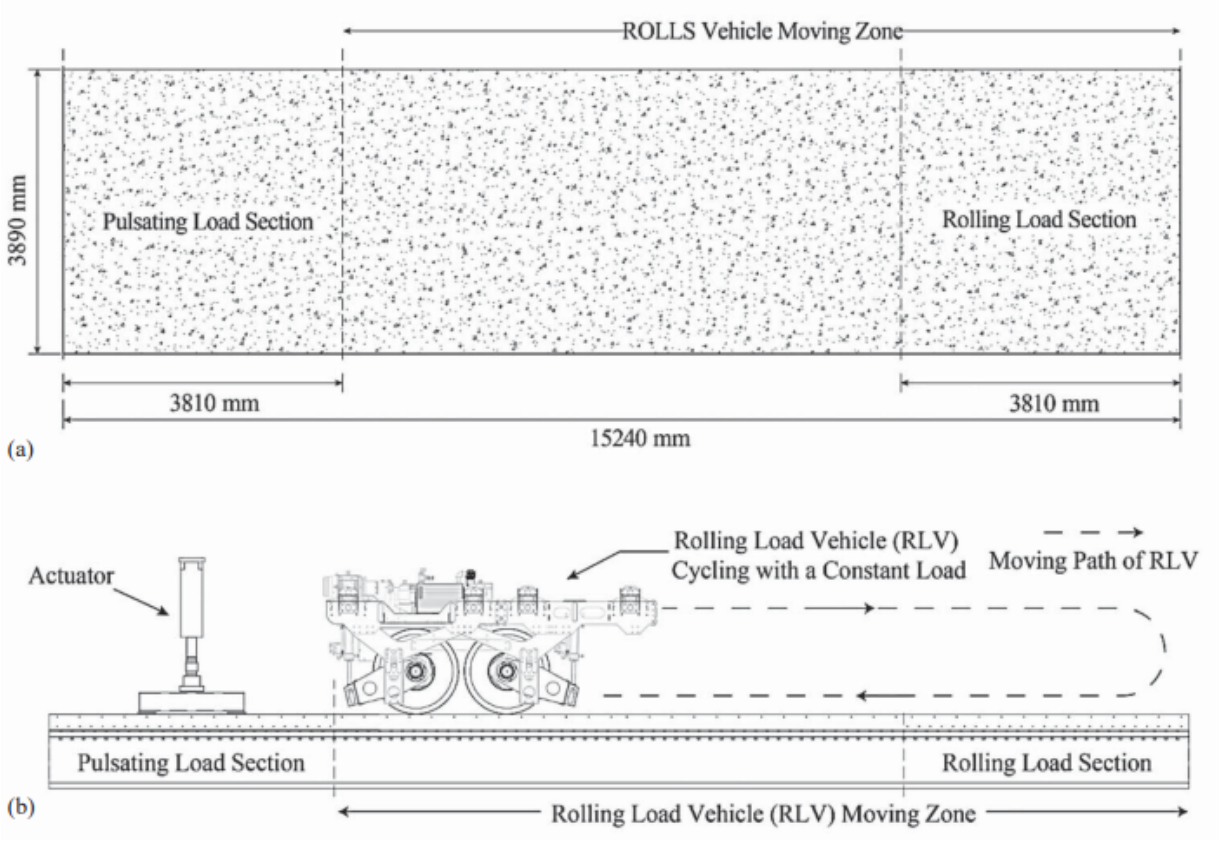


Figura 5.2: Configuración del ROLLS, Universidad de Queen.

6. Marco Teórico

El presente capítulo expone los fundamentos conceptuales y analíticos que sustentan el diseño de los componentes mecánicos desarrollados en este trabajo. Se abordan las metodologías de diseño sistemático, los principios de simulación numérica y los criterios de falla por fatiga necesarios para dimensionar elementos sometidos a cargas fluctuantes. También se añaden criterios de selección utilizados para componentes normalizados.

6.1. DFX (*Design for X*)

El proceso de diseño en ingeniería mecánica moderna requiere evaluar el ciclo de vida completo de un producto. La metodología Design for X (DfX) constituye un enfoque sistemático donde la variable «X» representa un atributo o fase específica del ciclo de vida que se desea optimizar, tal como la manufactura (DfM), el ensamblaje (DfA), el mantenimiento o la confiabilidad [5].

La implementación de criterios DfX permite tomar decisiones tempranas en la fase conceptual y de diseño básico, reduciendo costos iterativos y asegurando que componentes complejos, como sistemas de transmisión y soporte estructural, sean factibles de fabricar y mantener con la tecnología y los recursos disponibles. A continuación se describen brevemente tres tipos de diseño utilizados en este trabajo, así mismo, se resume la información clave en la tabla 6.1

6.1.1. Diseño para Manufacturabilidad (*DfM*)

El Diseño para la Manufacturabilidad (DfM) es una vertiente de la metodología DfX cuyo objetivo principal es diseñar componentes que puedan ser fabricados de la manera más eficiente y económica posible, sin comprometer su funcionalidad ni su calidad. Según Boothroyd et al. (2010) [6] , la aplicación del DfM exige que el diseñador posea un entendimiento profundo de los procesos de manufactura disponibles, tales como torneado, fresado, soldadura y corte.

En el contexto del diseño de elementos mecánicos, la implementación de este criterio implica optimizar la geometría para minimizar el número de operaciones de mecanizado, utilizar perfiles y dimensiones estandarizadas, y especificar tolerancias dimensionales y geométricas acordes a los

requerimientos funcionales estrictamente necesarios. Un diseño que no considera la manufacturabilidad desde su concepción suele derivar en altos costos de producción, tiempos de mecanizado excesivos y una mayor probabilidad de rechazo de piezas por defectos de fabricación.

6.1.2. Diseño para el Ensamblaje (*DfA*)

De forma complementaria al DfM, el Diseño para el Ensamblaje (DfA) se enfoca en simplificar la estructura del producto para facilitar y agilizar su montaje. Este enfoque busca reducir el tiempo, el costo y la complejidad asociados a la unión de los distintos componentes que conforman un sistema o mecanismo.

Los principios fundamentales del DfA incluyen la minimización de la cantidad total de piezas, el fomento del diseño modular y la estandarización de los elementos de fijación (pernos, tuercas, rodamientos). Asimismo, exige que se contemple el espacio físico necesario para el acceso de herramientas durante el montaje y las futuras labores de mantenimiento. La integración simultánea de DfM y DfA, frecuentemente denominada DFMA, resulta crítica para el desarrollo de sistemas mecánicos complejos donde la interacción entre subconjuntos móviles y estructurales debe ser precisa y segura.

6.1.3. Diseño para confiabilidad (*DfR*)

El Diseño para la Confiabilidad (DfR) asegura que el sistema mecánico operará de manera continua y segura durante un ciclo de vida predeterminado, bajo condiciones de trabajo específicas. En aplicaciones donde los componentes se encuentran sometidos a cargas cíclicas o fluctuantes, la confiabilidad está intrínsecamente ligada a la resistencia a la fatiga del material.

Bajo este criterio, el diseño no solo debe satisfacer los requerimientos estáticos, sino que debe anticipar el comportamiento del material a largo plazo para evitar fallas catastróficas imprevistas. La aplicación del DfR en fatiga requiere la evaluación rigurosa de los concentradores de esfuerzo geométricos y la selección de un factor de seguridad adecuado, utilizando enfoques de vida útil como el método esfuerzo-vida. De este modo, se garantiza que componentes críticos mantengan su integridad estructural frente a los ciclos de carga nominales y perturbaciones esperadas durante

su operación.

Tabla 6.1: Resumen de criterios DfX seleccionados para el desarrollo del diseño.

Criterio DfX	**Objetivo Principal**	**Parámetros de Control**
Diseño para la Manufacturabilidad (DfM)	Optimizar la geometría de los componentes para minimizar tiempos, costos y operaciones de mecanizado.	Tolerancias dimensionales y geométricas, acabados superficiales, y uso de perfiles estandarizados.
Diseño para el Ensamblaje (DfA)	Simplificar la estructura del mecanismo para facilitar y agilizar la unión de los distintos subsistemas.	Reducción del número total de piezas, estandarización de elementos de fijación y previsión de espacios para herramientas.
Diseño para la Confiabilidad (DfR)	Asegurar la integridad estructural y garantizar la vida útil de los elementos sometidos a cargas dinámicas.	Mitigación de concentradores de esfuerzo geométricos, evaluación del límite de resistencia a la fatiga y definición del factor de seguridad.

6.2. Análisis de elementos finitos

Para validar la integridad estructural de componentes de geometría compleja, se recurre al Análisis por Elementos Finitos (AEF). De acuerdo con Logan (2011)[5], esta técnica numérica consiste en la discretización de un dominio continuo en un número finito de subdominios o elementos, conectados entre sí mediante nodos.

El método resuelve las ecuaciones de equilibrio mecánico aproximando las variables continuas (como los desplazamientos) a través de funciones de forma. Matemáticamente, el comportamiento global del sistema se representa mediante la ecuación matricial fundamental:

$$\{F\} = [K]\{d\}$$

Donde $\{F\}$ es el vector de fuerzas globales, $[K]$ representa la matriz de rigidez global del sistema y $\{d\}$ es el vector de desplazamientos nodales. A partir de los desplazamientos obtenidos, se calculan las deformaciones y, mediante las relaciones constitutivas del material, los esfuerzos internos. Esto permite identificar zonas de concentración de tensiones críticas que los métodos analíticos tradicionales podrían subestimar.

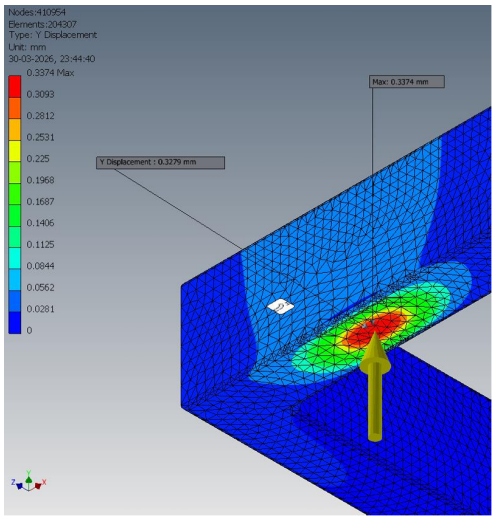


Figura 6.1: Análisis computacional por método de elementos finitos.

6.3. Diseño de elementos mecánicos bajo análisis de fatiga

En aplicaciones donde los componentes experimentan cargas dinámicas y fluctuantes a lo largo del tiempo, la falla estructural suele ocurrir debido a la fatiga, manifestándose en niveles de esfuerzo significativamente menores que el límite de fluencia del material. Para componentes críticos del sistema de transmisión, como el eje y la maza, el diseño debe garantizar una vida útil adecuada ante estos ciclos de carga.

6.3.1. Método Esfuerzo-Vida (S-N)

Según Budynas y Nisbett (2018)[7], el método esfuerzo-vida es el enfoque más tradicional y utilizado para predecir la vida a fatiga bajo condiciones de alto ciclaje (generalmente superior a $N = 10^3$ ciclos). Este método se basa en la obtención del límite de resistencia a la fatiga (S_e) del componente real, el cual se estima a partir del límite de fatiga del cuerpo de prueba rotatorio (S'_e),

modificado mediante los factores de Marin para reflejar las condiciones físicas reales del elemento:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Donde los coeficientes representan los efectos de superficie (k_a), tamaño (k_b), carga (k_c), temperatura (k_d), confiabilidad (k_e) y efectos varios (k_f).

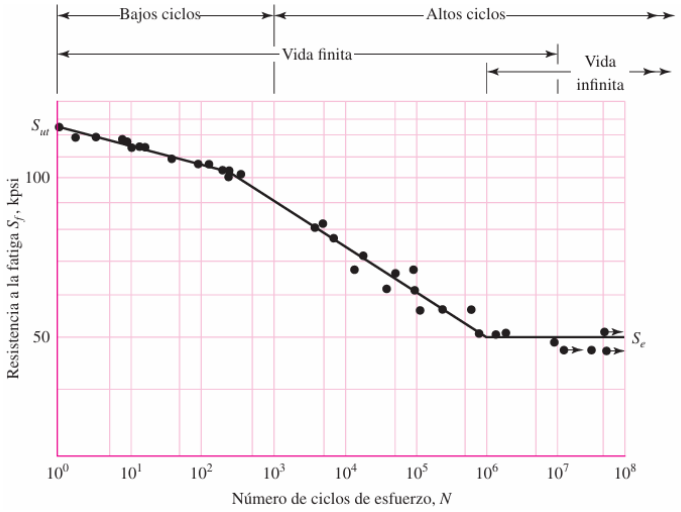


Figura 6.2: Curva S-N característica para materiales ferrosos.

6.3.2. Criterios de falla en ejes y mazas

Para el diseño específico de ejes de transmisión y mazas, se deben considerar los concentradores de esfuerzo geométricos (cambios de sección, cuñeros, agujeros) (Ejemplo: Figura 6.3), los cuales amplifican las tensiones nominales.

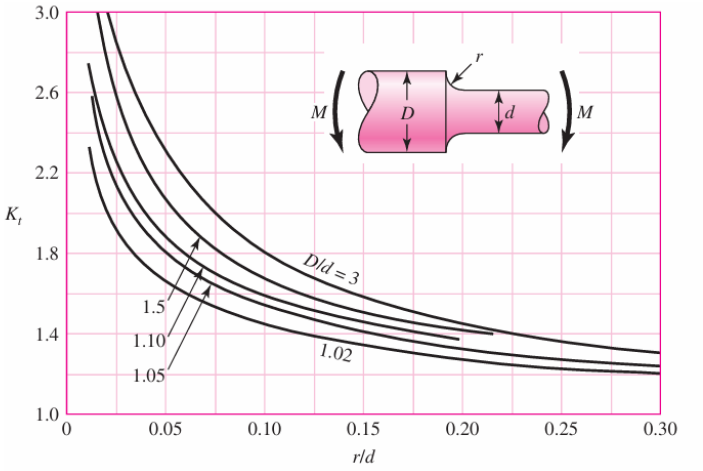


Figura 6.3: Gráfico del factor de concentración de esfuerzos en eje redondo con filete en el hombro en flexión.

Para predecir la fluencia o la rotura bajo cargas combinadas fluctuantes (flexión y torsión), se utilizan los criterios de falla por fatiga multicarga, tales como la línea de Goodman modificada, el criterio de Gerber o el criterio elíptico de ASME, estos se aprecian en el diagrama de la Figura 6.4.

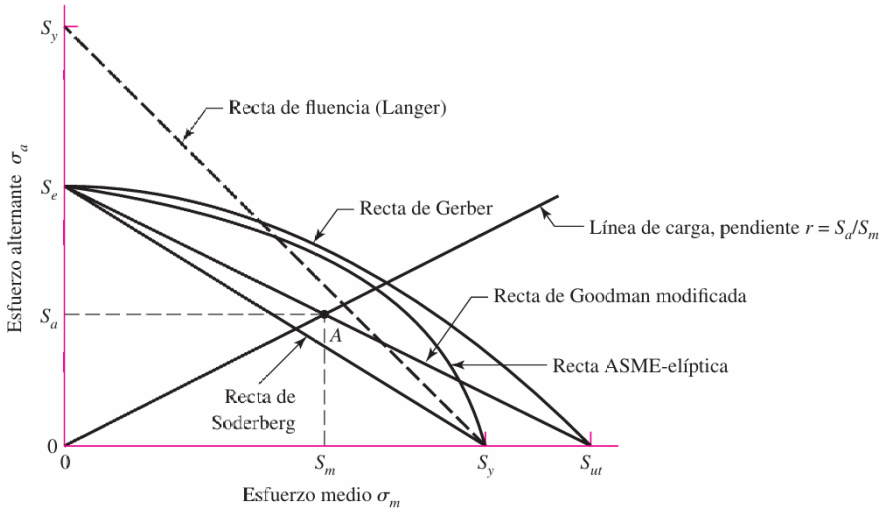


Figura 6.4: Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla.

La ecuación general de diseño por fatiga bajo el criterio de Goodman modificado se expresa evaluando los esfuerzos alternantes (σ_a) y medios (σ_m) equivalentes de von Mises frente a las

propiedades del material:

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

Donde S_{ut} es la resistencia última a la tensión del material y n corresponde al factor de seguridad de diseño [7].

7. Metodología

Para llevar a cabo el desarrollo del sistema de carga móvil, se adoptó un enfoque sistemático basado en los lineamientos de la directriz VDI *(Verein Deutscher Ingenieure)* 2221 (Metodología para el desarrollo y diseño de sistemas y productos técnicos) [8]. Esta metodología propone una transición estructurada desde la abstracción del problema hasta la concreción de una solución materializable.

El proceso de trabajo se adaptó a las necesidades específicas del proyecto y se estructuró en cuatro etapas secuenciales fundamentales, las cuales se resumen en el diagrama de la Figura 7.1.

A continuación, se detalla el alcance y las actividades desarrolladas en cada una de las fases expuestas:

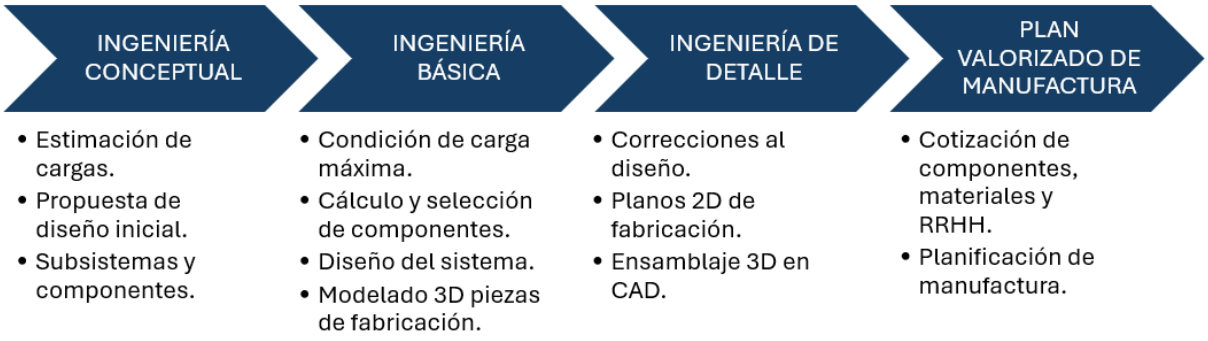


Figura 7.1: Etapas del proceso de diseño mecánico

7.1. Ingeniería Conceptual

Esta etapa inicial corresponde a la fase de conceptualización (según VDI 2221), donde se definen las bases fundamentales del equipo. En esta fase se realizó una estimación preliminar de las cargas dinámicas y estáticas a las que estará sometido el sistema. Con esta información, se elaboró una propuesta de diseño inicial, estableciendo la arquitectura global del equipo y subdividiendo el problema en distintos subsistemas y componentes principales funcionales.

7.2. Ingeniería Básica

Equivalente a la fase de diseño preliminar o materialización de la norma, esta etapa se centró en la cuantificación técnica. Se establecieron las condiciones de carga máxima para el dimensionamiento estructural. Posteriormente, se llevó a cabo el cálculo analítico y la selección de componentes normalizados comerciales. Finalmente, se desarrolló el diseño técnico del sistema mediante el modelado tridimensional (3D) preliminar de las piezas destinadas a fabricación.

7.3. Ingeniería de Detalle

En esta fase se consolidó el diseño definitivo del equipo. Se aplicaron las correcciones y optimizaciones pertinentes al modelo virtual tras evaluar su comportamiento teórico. Como resultado, se generó el ensamblaje 3D definitivo en software CAD, verificando interferencias y tolerancias de montaje. A partir de este modelo, se extrajeron los planos bidimensionales (2D) de fabricación, incorporando todas las especificaciones, tolerancias geométricas y dimensionales necesarias para la construcción.

7.4. Plan Valorizado de Manufactura

Como etapa final y complementaria al diseño mecánico, se estructuró la viabilidad económica y logística del proyecto. Esta fase incluyó la cotización formal de todos los componentes comerciales, materiales base y recursos humanos (RRHH) requeridos. Con esta información, se elaboró una planificación de manufactura detallada, estimando los tiempos de fabricación, secuencias de mecanizado y los procesos de montaje necesarios para la materialización del equipo.

8. Proceso de diseño y selección de componentes

- **Organización y codificación del proyecto**

  Buscando una correcta organización y categorización de los componentes del equipo, se ha decidido organizar jerárquicamente dichas partes. Por ejemplo, como se muestra en la Figura 8.1, el carro móvil es un subsistema del sistema de carga, el cual se divide en el rodado y el bastidor del carro. Estos últimos también están conformados por diversos componentes. La codificación escogida se ejemplifica en la Figura 8.2.

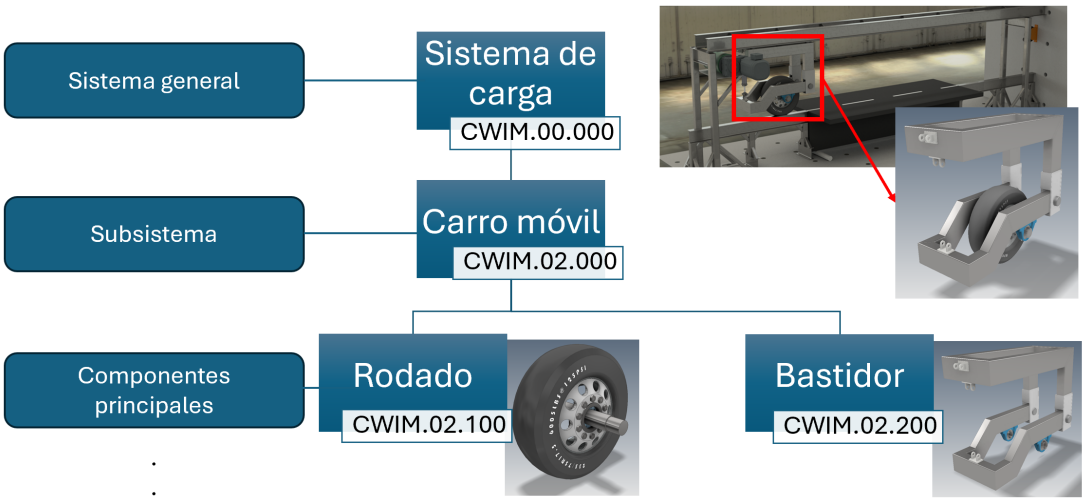


Figura 8.1: Designación jerárquica del Sistema de carga móvil.

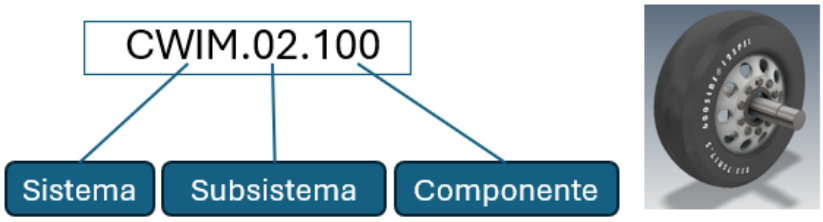


Figura 8.2: Codificación del proyecto CWIM.

Para evitar extender este documento y por confidencialidad del proyecto, se detallará a modo de ejemplo el proceso de diseño de uno de los subconjuntos del equipo: **CWIM.02.100 - Rodado Carro móvil**. Del resto de componentes, se mostrará el resultado obtenido sin ahondar en detalles de su diseño o selección.

8.1. RUEDA – CWIM.02.110

El componente que transmite carga hacia la superficie de prueba es una rueda neumática. Según los requerimientos de los equipos de Pavimentos y Puentes del Departamento de obras civiles *"la carga se presenta mediante una rueda neumática que representa a un vehículo pesado, con una presión de inflado equivalente a 800 [kPa]"*. El componente debe ser capaz de transmitir la carga máxima de 2 [Ton-f] hacia el prototipo de pavimento, siempre en su centro geométrico y con velocidad máxima de 5 [m/s], equivalente a 18 [km/h].

8.1.1. Neumático

Para el ensayo se requiere un neumático de caucho inflado a 120 [psi] que sea capaz de soportar el peso del sistema y que además sea lo más pequeño posible. Para esto, se utilizará como referencia el índice de carga. A continuación, se muestran algunos

Tabla 8.1: Índices de carga estándar para neumáticos.(Fuente: `https://www.goodyear.cl/indice-carga-neumatico`)

Índice de Carga	Carga (kgs)
140	2.500
141	2.575
142	2.650
143	2.725
144	2.800
145	2.900
146	3.000

Para el carro, se requerirá un neumático cuyo índice de carga sea como mínimo de 132. Otro parámetro que generalmente es importante para seleccionar un neumático es el índice de velocidad, que se denomina con una letra. Para el caso, este índice no es de interés, pues, la velocidad máxima esperada para el carro es de 5[m/s] 18[km/h], una rapidez muy inferior en comparación a las típicas en neumáticos de esta naturaleza.

Para el caso se selecciona un neumático con medidas 235/75R17.5, con carga máxima de 2725 kg.(índice de carga = 143), comúnmente utilizado por camiones de carga medianos y microbuses.



Figura 8.3: Neumático 235/75R17.5 y llanta 6.75x17.5

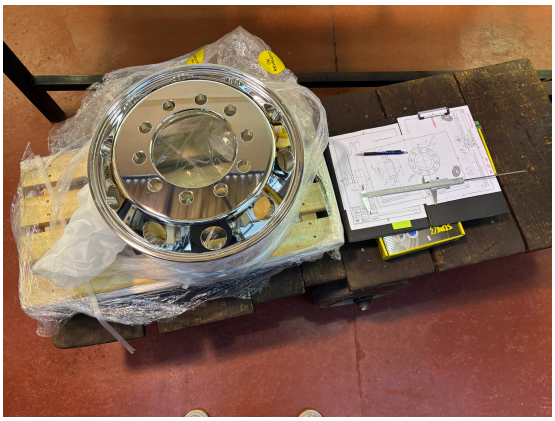
DETALLES TÉCNICOS	
Numero de parte	0723575D2100
Marca	Doublecoin
Ancho neumático	235 mm
Indice de carga	143/141l
Aro neumático	17.5
Fabricado en	China
Profundidad de la banda (mm)	14 mm
Capacidad maxima de carga	2725 kg (uso simple índice 143)
Capacidad maxima de carga dual	2675 kg (uso dual índice 141)
Aplicacion	Camiones, buses y remolques
Perfil neumático	75
Telas	18 pr
Tipo de neumático	Direccional
Medida	235/75r17.5
Indice de velocidad	L (velocidad máxima 120km/h)

Figura 8.4: Ficha técnica del neumático seleccionado.

8.1.2. Llanta

El componente que transmite la carga hacia el neumático de forma radial es una llanta, la cual debe ser capaz de resistir con holgura la carga de 2 Toneladas. Para el caso, se selecciona una llanta especial utilizada generalmente en carros del tipo “cama baja”, con capacidad de 3.500 [kg] de carga, es decir, un factor de seguridad 1,75[-] para el caso de mayor demanda (2.000 [kg-f]).

Al momento de recepcionar la llanta se realizan mediciones con pie de metro y goniómetro con el fin de corroborar que las medidas dispuestas por el proveedor (Figura 8.5) coincidan. Las mediciones fueron de gran utilidad pues, el diámetro central, la distancia entre las perforaciones, el diámetro de las mismas y el espesor del disco no fueron las mismas entregadas en las especificaciones. Estas medidas son vitales para el diseño de la maza, más detalles se otorgan en la sección 8.2.



DETALLES TÉCNICOS	
Numero de parte	A176752
Marca	Suntech
Color	Aluminio
Capacidad maxima de carga	3500 kg
Diámetro apernadura	26 mm/1.02 pulg
Diámetro central	175 mm/6.88 pulg
Distancia entre pernos	223 mm/8.77 pulg
Espesor del disco	21.8 mm/0.85 pulg
Fabricado en	China
Garantia	6 meses
Hoyos de fijación	10 hoyos
Hoyos de ventilación	10 hoyos
Material	Aluminio
Medida llanta	6.75 × 17.5 pulg
Tipo llanta	Disco especial
Certificado pdf	VER DOCUMENTO
Color	Aluminio

Figura 8.5: Llanta: ficha técnica y mediciones al ser recepcionada.

8.1.3. Pernos y tuercas

Para asegurar la fiabilidad y compatibilidad con componentes, se utilizarán pernos y tuercas estándar en camiones que montan este rodado, con especificaciones recomendadas por el proveedor.

El perno tiene un estriado o cuello dentado bajo la cabeza que es ligeramente mayor al agujero de la maza.

Montaje: Se instalan mediante interferencia usando una prensa. Las estrías tallan el material de la maza (AISI 1045), lo que impide que el perno gire cuando se aprieta la tuerca con el par requerido.

Una vez obtenidos los pernos y tuercas, se realizan mediciones con pie de metro para adaptar la

geometría de la maza a la configuración, tal como se aprecia en la Figura 8.20(derecha).

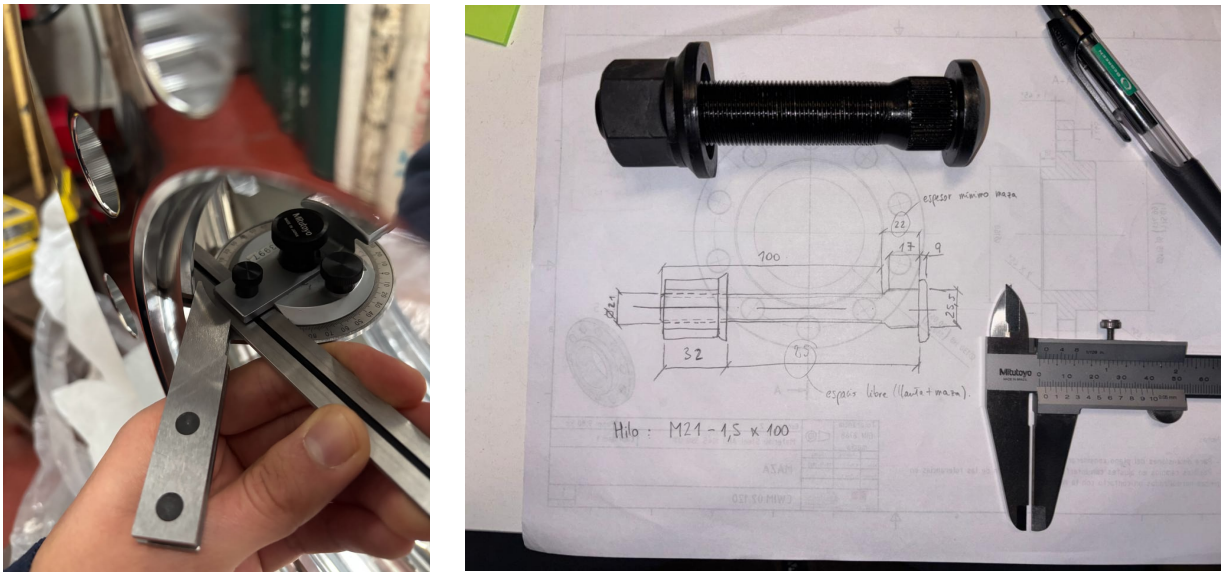


Figura 8.6: Mediciones en componentes comerciales del rodado.

8.2. MAZA – CWIM.02.120

8.2.1. Geometría

Para transmitir carga radial y movimiento desde la llanta de aluminio hacia el eje de acero, se diseña un disco adaptador en base a las dimensiones de la llanta cuya apernadura es 223x10, es decir, en un diámetro de 223 [mm] (225 mm medidos) se reparten las 10 perforaciones que alojan los pernos de sujeción, estas perforaciones son de 26 [mm] y tienen 36° entre ellas, tal como indica el fabricante de la llanta en la Figura 8.5.

Para el diseño de este componente se considera una carga de 2 [Ton-f] en sentido vertical, y el espesor necesario para alojar dos conjuntos de bloqueo "Ringfeder RfN 7012".

- **Espesor mínimo de pared del cilindro:** Según el catálogo de Ringfeder, si el material que aloja al conjunto RfN 7012 tiene una resistencia a la fluencia (S_y) de 300 [MPa], el diámetro exterior mínimo asciende a 177 [mm], mientras que con 400 [MPa] el diámetro mínimo es de 164 [mm]. Interpolando estos datos y considerando las características del material seleccionado (Figura 8.7) con resistencia a la fluencia de 40 [$\frac{kg}{mm^2}$] (equivalente a 392 [MPa]), el diámetro mínimo de la cara exterior, es decir, la superficie que aloja la circunferencia de la llanta, debe ser de 165 [mm], lo cual se cumple a cabalidad pues, este diámetro es de 167 [mm]. En tanto, el ajuste que se busca cumplir es f7 para que el calce con la llanta no proporcione holgura.

- **Perforaciones:** Según el catálogos de fabricantes de mazas norteamericanos, como *Moroso Performance Products* y *Dorman Products*, «*Para una maza de acero, el diámetro del agujero perforado/escariado debe ser de 0.006 pulgadas a 0.016 pulgadas más pequeño que el diámetro de la estría del perno.*», es decir, se requiere un ajuste H8 en las perforaciones para que las estrías del perno tallen el acero sin colapsar. Por ende, la perforación queda con medida 25,2 H8, es decir con holgura entre 0.15 mm y 0.40 mm.

- **Diámetro entre perforaciones:** Según las mediciones efectuadas con un medidor de centros (cortesía laboratorio de mediciones mecánicas), se miden 225 [mm] entre perforaciones, estas perforaciones se replican en el diseño de la maza.

- **Espesor de la llanta:** El disco de la llanta tiene un espesor de 23,5[mm], por ende, se replica para la superficie que aloja la llanta y percibe la carga.
- **Diámetro interno:** El conjunto de bloqueo seleccionado propone un diámetro de 130 [mm] con tolerancia N9.
- **Chaflán de acuerdo:** La llanta posee un chaflán de 2[mm] X 45° (medición en Figura 8.20), para disminuir el efecto de esfuerzos concentrados y alojar la llanta, se propone un chaflán de 1,45 [mm] X 45°, de esta forma se asegura holgura entre el chaflán de acuerdo y el chaflán de la llanta.
- **Supresión de cantos vivos:** Con el fin de facilitar la manipulación de la pieza, se sugiere mecanizar chaflanes de 1 X 45° en los vértices exteriores.

8.2.2. Resistencia estática

Según el proveedor *Aceros Otero* el Acero AISI SAE 1045 que comercializan posee las siguientes características:

Propiedades mecánicas acero AISI / SAE 1045

*Valores Referenciales

Dureza	Esfuerzo Fluencia (min.)	Esfuerzo Tracción (min.)
170 – 190 HB	40 kg/mm²	63 - 73 kg/mm²

Figura 8.7: Propiedades del acero AISI SAE 1045. Fuente: Aceros Otero.

Utilizando el Software Autodesk Inventor Professional 2026 se obtienen resultados de análisis de elementos finitos ante una carga estática con 3 [Ton-f] (Factor dinámico = 1,5[-]) en la superficie de contacto con la llanta, mientras que el cilindro interior soporta la pieza, esta superficie aloja los anillos Ringfeder RfN 7012. La Figura 8.8 muestra 12.880 elementos y un esfuerzo de Von Mises máximo de 26,25 [MPa].

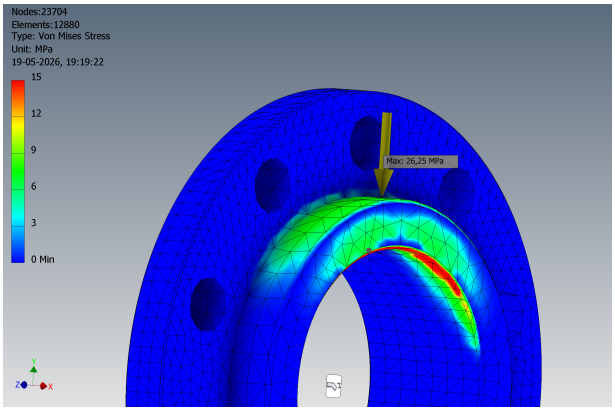


Figura 8.8: AEF de la maza con mallado estándar en Inventor.

La imagen anterior logra detallar una transición brusca del esfuerzo, por lo tanto, se decide afinar la malla, para comparar el esfuerzo máximo y verificar si el mallado se consideraría válido. El resultado se refleja en la Figura 8.9, donde la malla tiene 428.416 elementos, 33 veces más que el análisis anterior. En este caso la misma zona arroja un esfuerzo máximo de Von Mises cercano a los 80 [MPa], lo cual es equivalente al 300 % del resultado anterior.

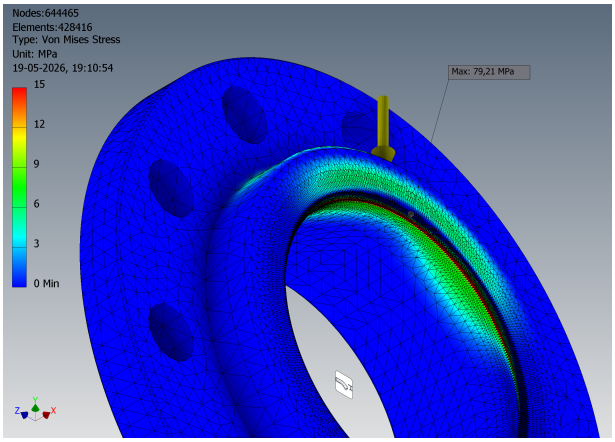


Figura 8.9: AEF de la maza con mallado fino en Inventor.

Con el fin de verificar la integridad estructural de la maza, se procede a realizar otro estudio de AEF, esta vez en software «Ansys Student» el cual puede otorgar más herramientas pues, es un software dedicado a estos estudios con más tiempo de desarrollo que Inventor.

Se realiza un análisis de convergencia de malla, en la cual se cambia el tamaño de la misma y se comparan los resultados, el resultado esperado es que los valores de esfuerzos combinados no

varíen en exceso, el objetivo de este método es optimizar recursos computacionales.

Como la maza es geométricamente simétrica y su carga se reparte por igual en sentido transversal, es posible analizar la mitad o una cuarta parte de su geometría. De esta forma se podrán utilizar los mismos recursos computacionales en una superficie menor, lo cual permite afinar la malla y otorgar resultados más precisos.

En la Figura 8.10 se puede apreciar los resultados obtenidos con tamaño de elemento máximo de 4 [mm]. El análisis en este caso se realiza en Software Ansys Student. Se restringe el desplazamiento en X (superficie normal al corte realizado), mientras que se permite el desplazamiento en Y y Z. La carga se aplica en la cara externa (en la superficie de contacto con la llanta) con la mitad de la carga, es decir, 1 [Ton-f] o 10 [kN] aproximadamente.

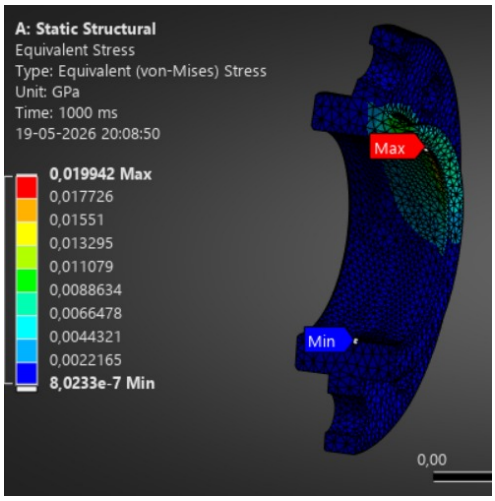


Figura 8.10: AEF de la maza con mallado grueso en Ansys.

Nuevamente, se afina la malla, llegando a un tamaño de elemento de 2,5[mm], resultados en Figura 8.11.

Finalmente, se realiza un refinamiento de malla localizado el cual permite un tamaño máximo de elemento de 0,5 [mm] en la zona de interés, tal como se aprecia en la Figura 8.12. Este vértice refleja una singularidad común en este tipo de análisis debido al mallado, haciendo que el esfuerzo se amplifique, lo cual se puede verificar con el gráfico de desplazamiento, el cual denota una transición más limpia y suave en la misma zona. De este forma, se descarta que en realidad esto sea un problema físico, sino que de software y permite validar el modelo.

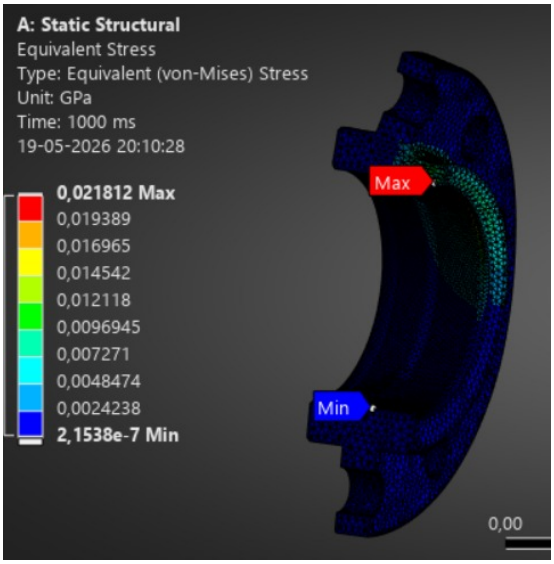


Figura 8.11: AEF de la maza con mallado fino en Ansys.

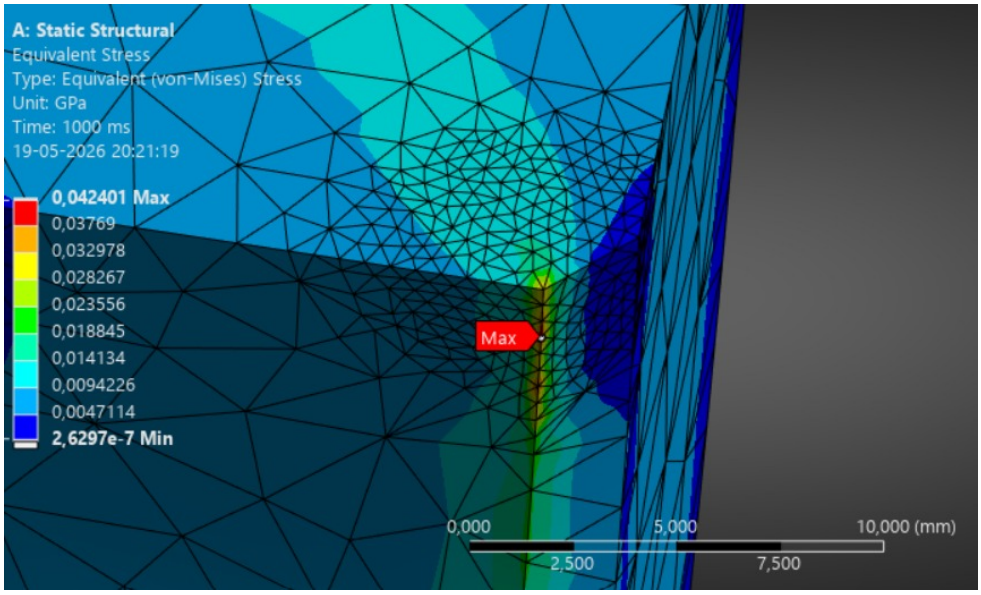


Figura 8.12: AEF de la maza con mallado extra fino localizado en Ansys.

Tabla 8.2: Resultados de esfuerzo máximo de Von Mises obtenidos mediante AEF.

Software	Tamaño máximo de elemento [mm]	Esfuerzo máximo de Von Mises [MPa]
Inventor	10	26,25
Inventor	5	79,21
Ansys	4	**19,95**
Ansys	2,5	**21,65**
Ansys	0,5	42,4

Los valores de esfuerzo máximo obtenidos se resumen en la tabla 8.2. ¿Por qué se puede validar el modelo si el esfuerzo no converge con las iteraciones realizadas? Al realizar el estudio de convergencia en la zona de interés, se observó un incremento divergente en el esfuerzo de von Mises al afinar la malla hasta 0,5 mm (Figura 8.12) en la arista interior del chaflán de 2 [mm] a 45°. Este comportamiento corresponde a una singularidad de esfuerzos, un fenómeno numérico donde, bajo los supuestos de la teoría elástica lineal, el esfuerzo en una esquina viva con radio cero tiende matemáticamente al infinito [9]. Por consiguiente, el valor pico nodal reportado no es físicamente representativo, haciendo necesario evaluar los esfuerzos nominales adyacentes.

Si se analiza las figuras anteriores, se nota claramente que los esfuerzos se concentran de forma gradual en la sección interior de la maza, lo cual demuestra que la singularidad que eleva el valor en la zona analizada es netamente por interpretación del software, siendo aceptable la medición de 21,65 [MPa] visible en la Figura 8.11.

8.2.3. Resistencia a la fatiga

Con el resultado del análisis estático se procede a realizar un análisis de resistencia a la fatiga basándose en el enfoque de Shigley (Ecuación de Marin) [7] para determinar la vida útil a fatiga infinita.

1. **Esfuerzo alternante (σ_a)**

   Esfuerzo alternante máximo: $\sigma_a = 21{,}65$ MPa

   Esfuerzo medio: $\sigma_m = 0$ MPa

2. **Límite de Resistencia a la Fatiga Teórico (S'_e)**

   Para el acero AISI SAE 1045 el límite de resistencia a la tracción es conservador $S_{ut} \approx 565$ MPa.Para aceros con $S_{ut} < 1400$ MPa, el límite de resistencia a la fatiga teórico de la probeta de laboratorio se estima como:

$$S'_e = 0{,}5 \cdot S_{ut} = 0{,}5 \cdot 565 \text{ MPa} = 282{,}5 \text{ MPa}$$

3. **Factores Modificadores de Marin**

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e$$

   Según el capítulo 6 de Shigley [7]:

   - k_a (Factor de superficie)

     Para acabado maquinado, las constantes son $a = 4{,}51$ y $b = -0{,}265$.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b = 4{,}51 \cdot (565)^{-0{,}265} \approx 0{,}84[-]$$

   - k_b **(Factor de tamaño)**

     La flexión ocurre en la sección de diámetro $d = 176$ mm. Al ser una pieza robusta, la probabilidad de defectos superficiales es mayor, lo que reduce la resistencia. Para flexión rotativa con 51 mm $< d \leq 254$ mm:

$$k_b = 1{,}24 \cdot d^{-0{,}107} = 1{,}24 \cdot (176)^{-0{,}107} \approx 0{,}71[-]$$

   - k_c **(Factor de carga)**

     El modo de falla principal que genera el estrés en esa ranura es flexión. Por lo tanto:

$$k_c = 1{,}0[-]$$

   - k_d **(Factor de temperatura)**

     El equipo operará a temperatura ambiente en el laboratorio.

$$k_d = 1{,}0[-]$$

   - k_e **(Factor de confiabilidad)**

     De forma conservadora, se escoge una confiabilidad estadística del 99.9 %.

$$k_e = 0{,}753[-]$$

- k_f **(Factor de efectos varios)**

  No hay corrosión severa, recubrimientos galvánicos ni fretting.

$$k_f = 1{,}0[-]$$

4. **Límite de Resistencia a la Fatiga Real (S_e)**

$$S_e = (0{,}84) \cdot (0{,}71) \cdot (1{,}0) \cdot (1{,}0) \cdot (0{,}753) \cdot (282,5 \text{ MPa}) \approx 126,9\text{MPa}$$

5. **Factor de Seguridad a Fatiga Infinita (N_f)**

   Dado que se asumió un esfuerzo completamente invertido ($\sigma_m = 0$), el factor de seguridad para vida infinita es la relación entre la resistencia real y el esfuerzo efectivo estimado anteriormente en la sección 8.2.2.

$$N_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{126,9 \text{ MPa}}{21{,}65 \text{ MPa}} \approx 5,86[-] > 1,5[-]$$

   En diseño de maquinaria industrial móvil, un N_f mayor a 1.5 se considera seguro para vida infinita y se obtuvo 5,8.

8.2.4. Plano de fabricación

Una vez validada la integridad del componente, se muestra el modelo 3D logrado.

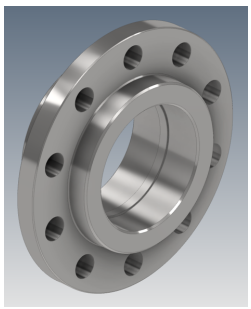


Figura 8.13: Modelo 3D del componente CWIM.02.120 - MAZA.

Se elabora un plano de fabricación(Figura 8.14), el cual ha sido aprobado por profesor guía y apoyos académicos del taller metalmecánico, donde luego se mecanizará. Destacan tolerancias dimensionales necesarias para calzar los componentes que se conectarán a la maza, al igual que ranuras para el correcto ensamblaje del conjunto de bloqueo.

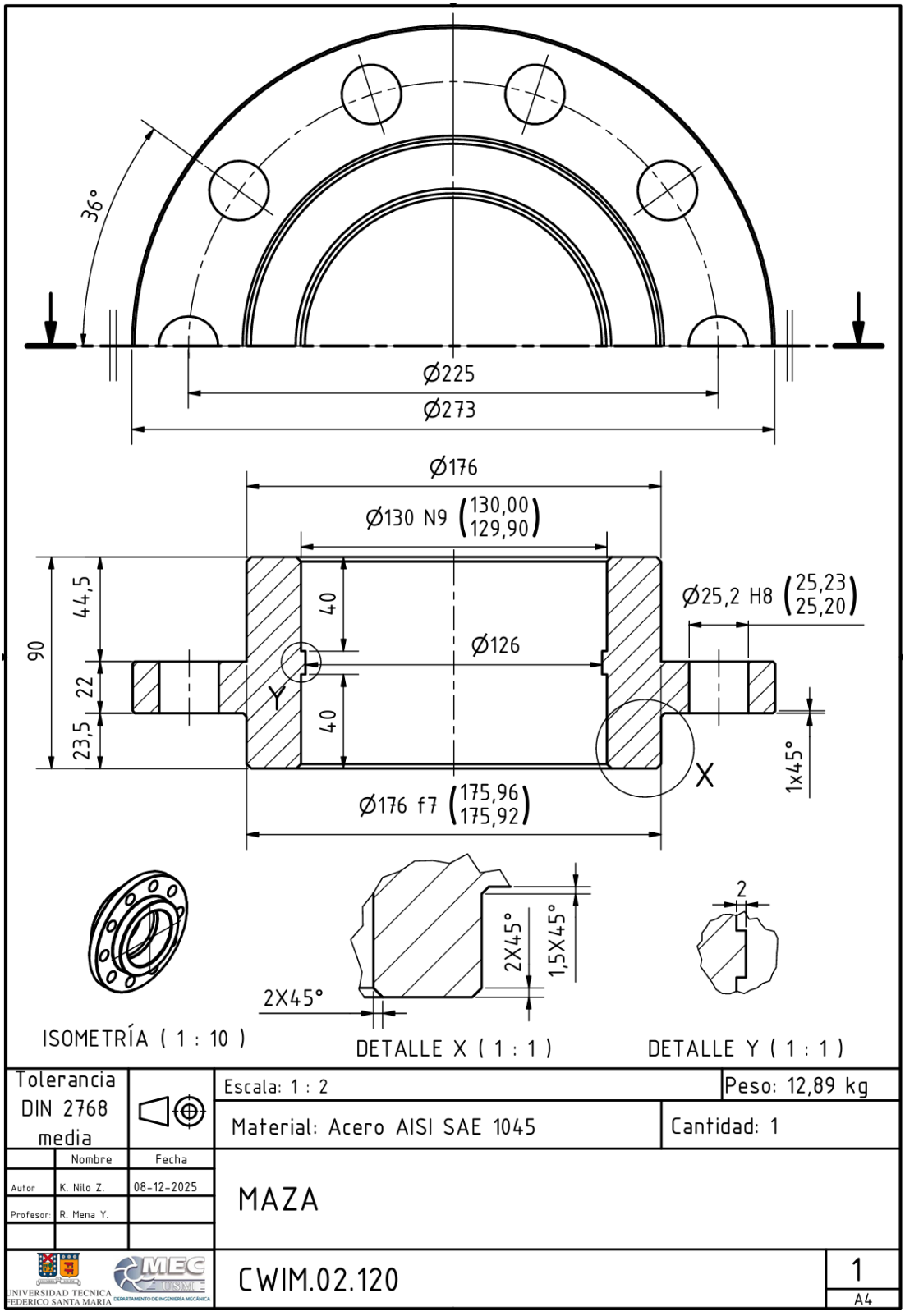


Figura 8.14: Plano de fabricación CWIM.02.120 - MAZA.

8.3. Conjunto de bloqueo - CWIM.02.130

Para transmitir carga y movimiento desde la maza hacia el eje, se utilizará un conjunto de bloqueo. Este componente permite mantener superficies de contacto lisas, sin necesidad de chaveteros u otros arreglos. Además, son compactos y su capacidad de carga es excepcional.

Este componente se verá sometido a carga radial de máximo 2 [Ton-f] , pero trabajará sin torsión y las cargas axiales serían mínimas, proviniendo de desviaciones del neumático ante su carrera en línea recta.

Se opta por utilizar dos «Ringfeder RfN 7012» con diámetro interior de 90[mm] y exterior de 130[mm], dada la geometría del eje. El conjunto de bloqueo de la Figura 8.15 con diámetro interior de 90 mm es capaz de manejar cargas axiales de 175 [kN] y torsión de 7.857 [Nm] [10].

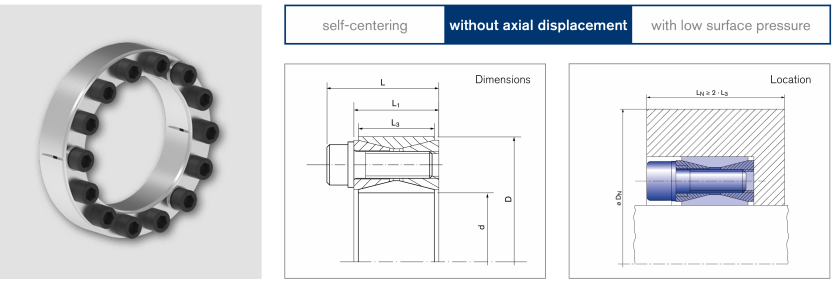


Figura 8.15: Geometría interna del conjunto de bloqueo

8.4. Eje - CWIM.02.140

El conjunto de bloqueo se ensambla en el eje, el cual, al igual que la maza, trabaja en fatiga.

Según el criterio de falla por fatiga de Goodman modificado, un eje giratorio bajo carga constante, el esfuerzo es completamente alternante $\sigma_m = 0, \sigma_a \neq 0$. De hecho, cualquier criterio arrojará el mismo resultado pues, la diferencia radica en cómo abordar el análisis del esfuerzo medio. En este caso, al tratarse de flexión completamente invertida, el esfuerzo medio σ_m es cero, así que cualquier análisis de fatiga concluirá que el diámetro sea el mismo, tal como se aprecia en la Figura 6.4.

8.4.1. Resistencia estática

Lo primero es realizar un diagrama de cuerpo libre (DCL), simulando una viga simplemente apoyada (Figura 8.16).

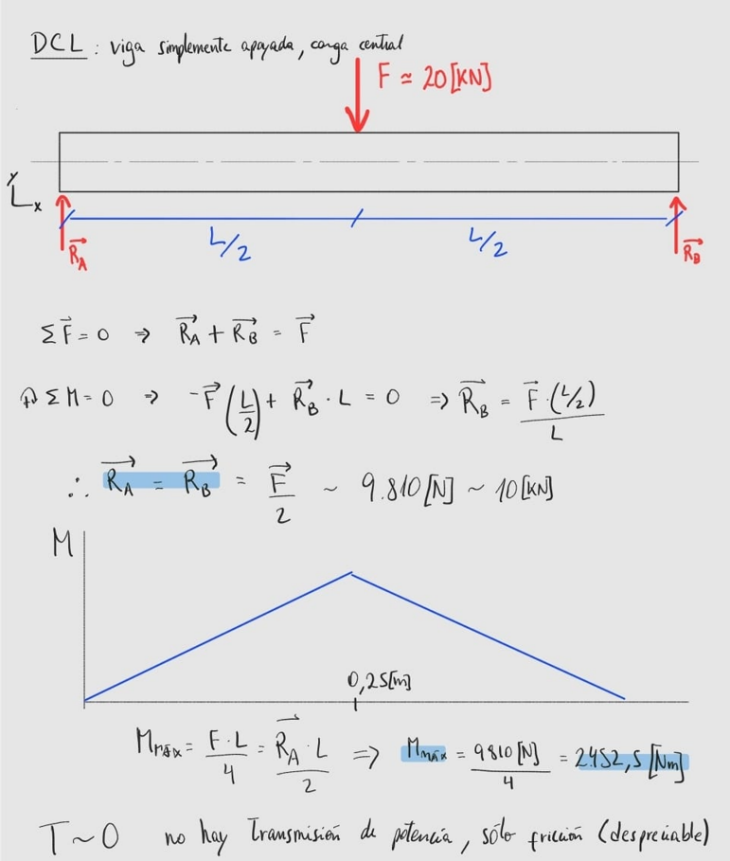


Figura 8.16: DCL del eje.

Donde

$$M_{max} = \frac{F \cdot L}{4} = R_A \cdot \frac{L}{2}$$

Sustituyendo valores

$$M_{max} = 9810 \text{ N} \cdot 0{,}25 \text{ m} = 2452{,}5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se utiliza software para verificar los resultados, entregando resultados favorables, tal como se aprecia en el diagrama de cargas de la Figura 8.17

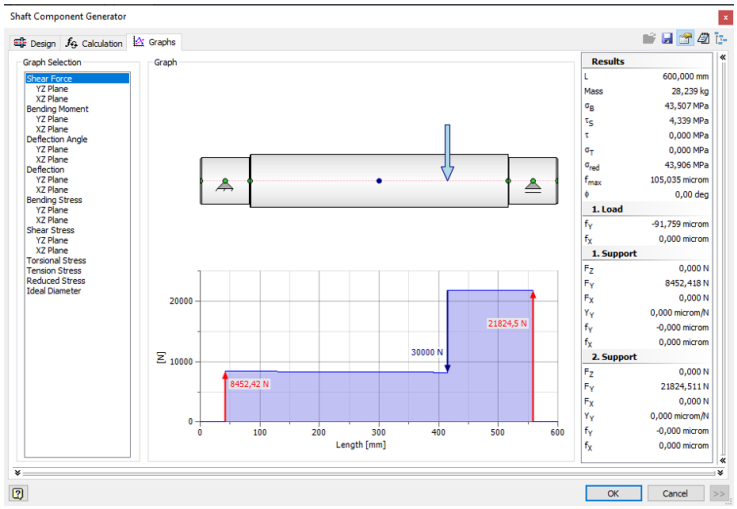


Figura 8.17: Diagrama de cargas obtenido mediante Software.

Se debe asegurar que el eje no sufra deformación plástica ante la carga máxima.

$$\sigma_{max} = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{32\,(2452{,}5)}{\pi\,(0{,}086)^3} = \frac{78480}{0{,}0019} \approx 39{,}3 \text{ MPa}$$

Comparando con la fluencia del material $S_y = 530$ MPa:

$$n_{estatico} = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{530}{39{,}3} = 13{,}5[-]$$

Dado que la rueda actúa como elemento de carga, la transmisión de potencia es despreciable frente a la carga de flexión, se asume para el diseño crítico que Torque medio y Torque alternante son nulos, por ende, el diseño esta gobernado por el fenómeno de fatiga por flexión.

8.4.2. Resistencia a la fatiga

Como en la sección 8.2.3 ya se ha analizado el proceso de cálculo en fatiga, este apartado sólo mostrará los resultados, añadiendo los detalles a la memoria de cálculo anexada a este informe.

Se decide utilizar acero AISI SAE 1045 para su fabricación.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e$$

Reemplazando los valores correspondientes:

$$S_e = (0{,}817)\,(0{,}794)\,(1)\,(1)\,(0{,}753)\,(1)\cdot 315\ [\text{MPa}] = 159\ [\text{MPa}]$$

La ecuación de diseño para el diámetro según ED-Soderberg (Ec. 7-14 Shigley):

$$d = \left[\frac{16n}{\pi}\left\{\frac{1}{S_e}\left[4\,(K_f M_a)^2 + 3\,(K_{fs} T_a)^2\right]^{(1/2)}\right\}\right]^{1/3}$$

Simplificando:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi}\left(\frac{K_f M_a}{S_e}\right)\right]^{1/3}$$

Donde:

- n (Factor de Seguridad): Se establece $n = 2,0$.
  Justificación: Es conservador. Incertidumbre en la magnitud de impactos dinámicos en ensayos, sobrecarga del actuador o irregularidades en la probeta.
- M_a (Momento Alternante): 2452,5 Nm.
- K_f (Factor de Concentración de Esfuerzos por Fatiga): Afectado por cambios de sección (hombros) para alojar descansos con radios de 2 [mm].
  $K_t \approx 2,0$.(Tabla A-15-9 Shigley)

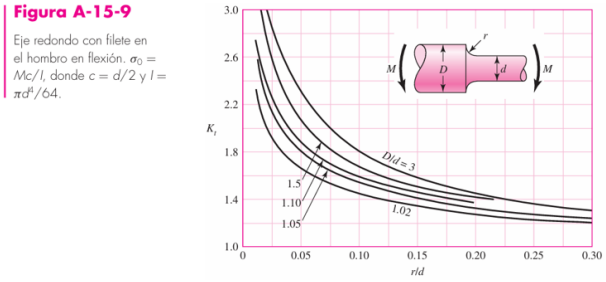


Figura 8.18: Tabla A-15-9 Shigley. Fuente: Diseño mecánico de Shigley [7]

Por ende,

$$d = \left[\frac{32\,(2{,}0)}{\pi}\left(\frac{2{,}0\,(2452{,}5)}{159\times 10^3}\right)\right]^{1/3} = 85,7\ [mm]$$

Finalmente, se decide por seleccionar d = 90 [mm] dado que la barra comercial disponible en SAE 1045 es de $\varnothing 100[mm]$, teniendo más robustez en el componente y menor mecanizado en taller.

8.4.3. Plano de fabricación

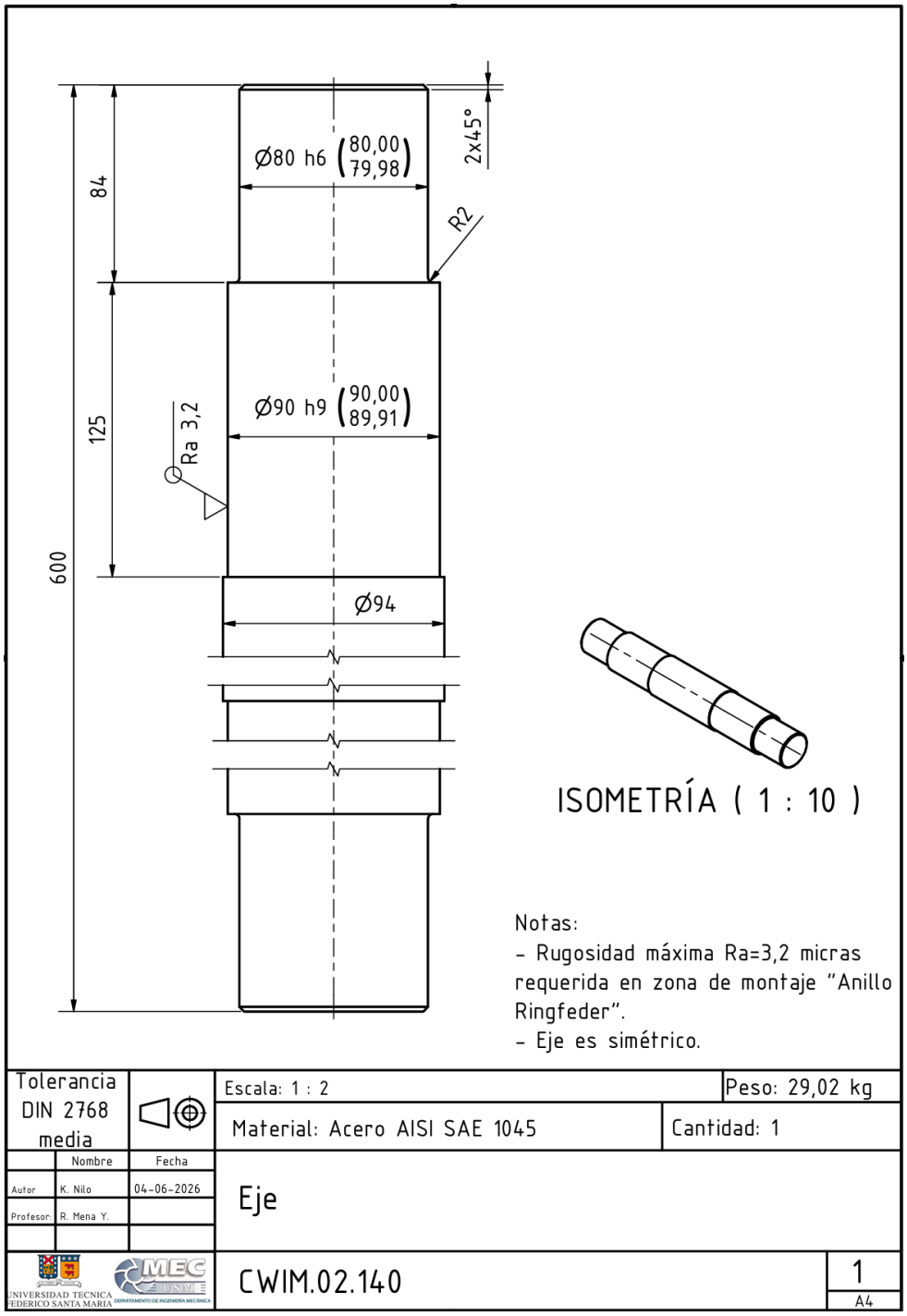


Figura 8.19: Plano de fabricación CWIM.02.140 - EJE

8.5. Rodamientos con soporte.

La forma de conectar el eje (elemento rotativo) con el bastidor inferior del carro(estructura fija) es con descansos tipo Pillow Block. Para el caso, se han seleccionado los «NTN» modelo UCP 216 (que es una chumacera o pillow block de fundición con rodamiento de inserto).

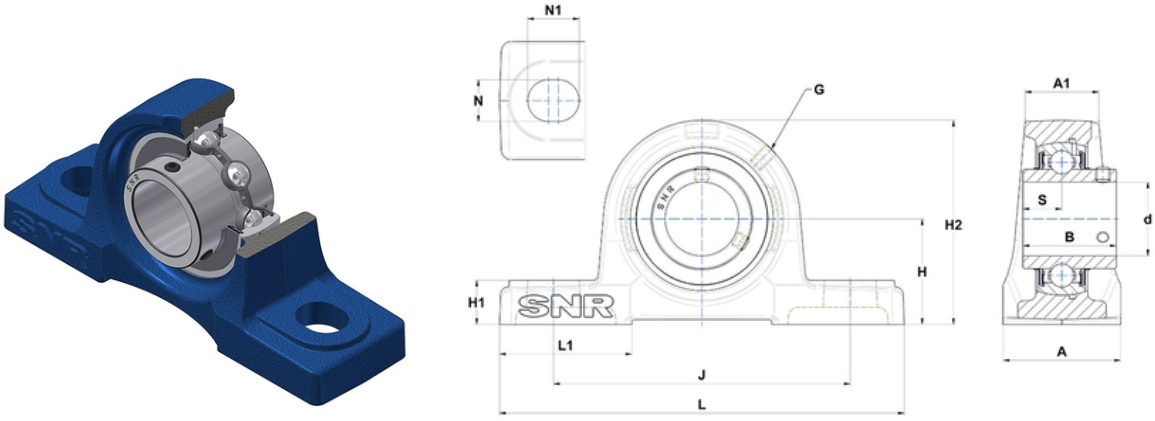


Figura 8.20: Rodamiento con soporte NTN UCP 216.

8.5.1. Validación de cargas

- **Carga Dinámica**

  71,5 [kN] >10 [kN] (1 Tonelada)

- **Vida útil**

  Vida nominal L_{10} a 120 RPM, más de 15.000 horas continuas antes de mostrar signos de fatiga. Para una máquina de ensayo de laboratorio, son prácticamente eternos.

- **Carga estática**

  54[kN] >10 [kN]

Estos rodamientos se alojan en el eje (CWIM.02.140) cuyos extremos tienen 80 mm de diámetro para alojar estos descansos, con tolerancia h6, requerida por el fabricante[11].

Consideración para el montaje: Los rodamientos UCP están diseñados de fábrica para ser **apoyos fijos** con prisioneros integrados, lo cual contradice la típica configuración de rodamientos «Fijo-Libre», considerando que los ejes transmiten potencia y se calientan. Pero este no es el caso, dado que sólo hay flexión (mínima) de por medio no debería generarse calor en el eje. A temperatura ambiente dentro de un laboratorio (ejemplo variación de 15°C), el acero apenas se expandirá. El juego interno normal de un rodamiento y la flexibilidad del bastidor lo absorberán. Por ende, se pueden utilizar en configuración «Fijo-Fijo» apretando los prisioneros de ambos rodamientos.

9. Resultado del diseño

En el Laboratorio de Ensaye de Materiales y Control de Obras (LEMCO) se ubica una loza y muro de reacción, la cual será el cimiento del equipo, dada la capacidad de recibir cargas y vibraciones sin afectar al suelo del laboratorio (Figura 9.15).

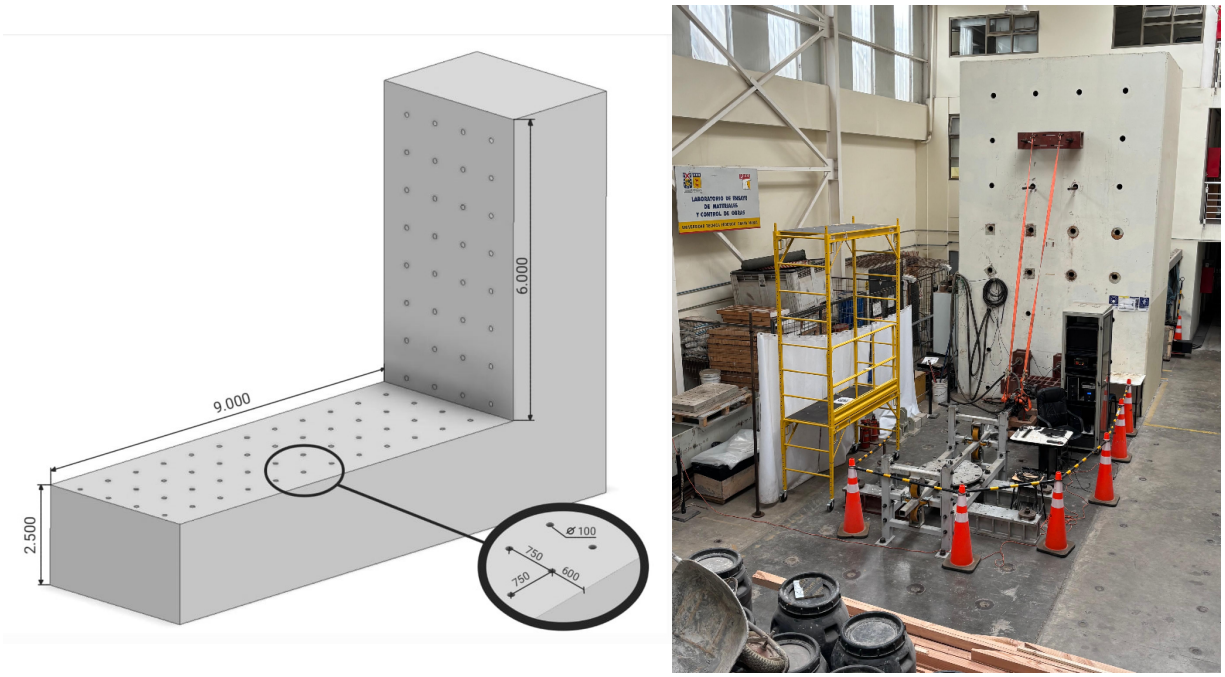


Figura 9.1: Loza y muro de reacción en LEMCO.

En la Figura 9.2 se aprecia un render del modelo 3D elaborado.

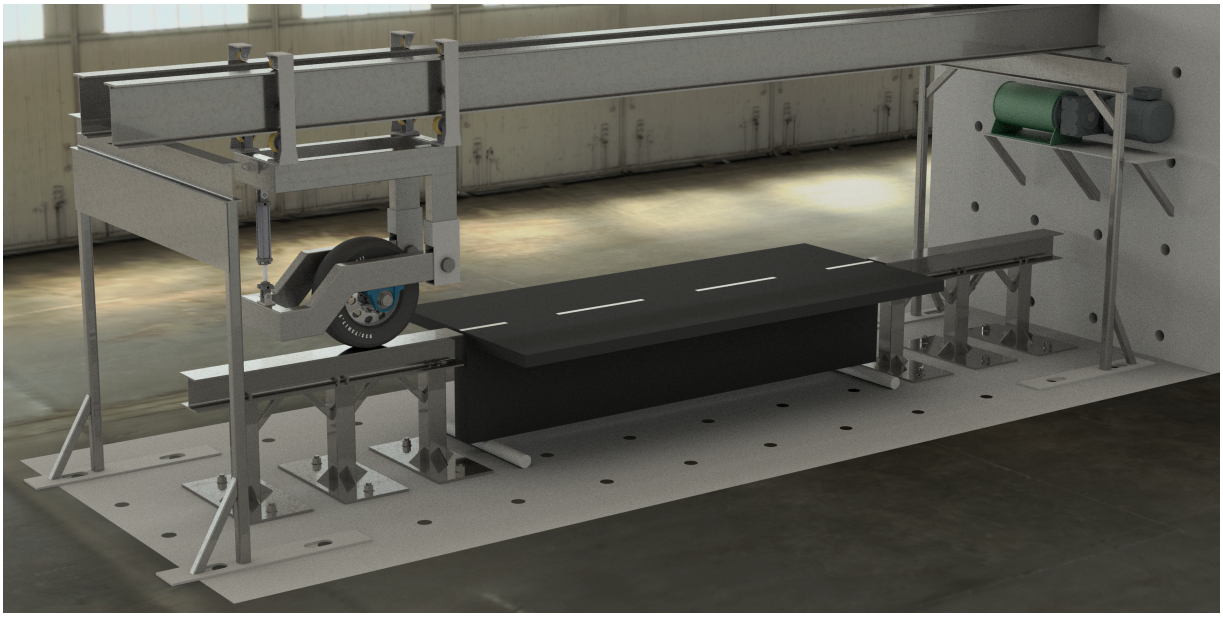


Figura 9.2: Render del sistema de carga móvil.

El equipo se compone de siete subconjuntos principales. En la Figura 9.3 se aprecia cómo se ordena estos subsistemas, los cuales se describen a continuación:

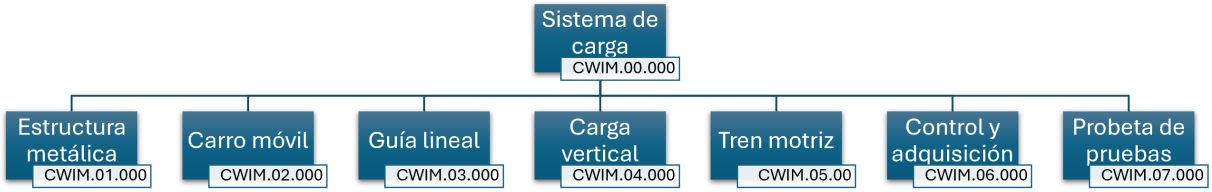


Figura 9.3: Designación jerárquica de los subsistemas del Sistema de carga móvil.

9.1. CWIM.01.000 - Estructura metálica

Es el esqueleto del equipo. Debe ser lo suficientemente rígida para manejar las 2 toneladas de carga vertical y las fuerzas dinámicas de aceleración y frenado. Este subsistema es desarrollado en conjunto con ayudantes de investigación del Departamento de Obras Civiles de la universidad.

9.1.1. Plataformas de elevación

Son dos plataformas que tienen como fin dar la altura necesaria al carro de pruebas para situarlo en altura con las probetas de prueba, se ubican al inicio y al fin de carrera y se anclan a la loza de reacción mediante espárragos suministrados por el LEMCO.

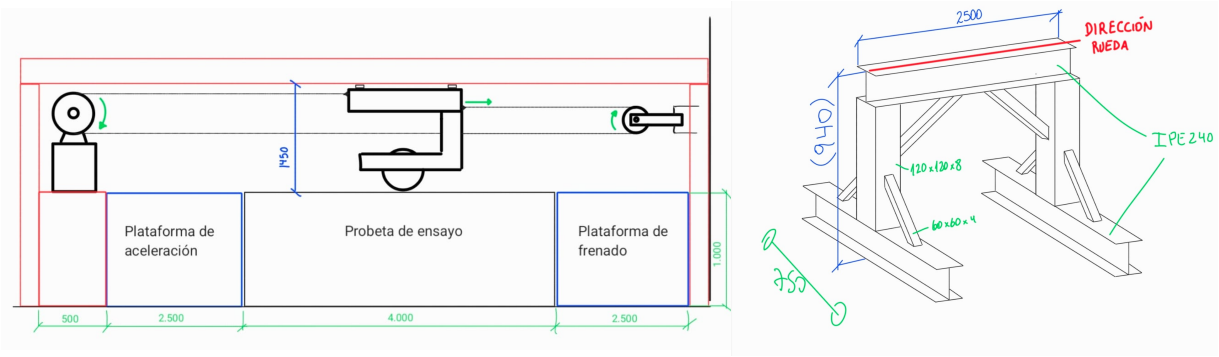


Figura 9.4: Bocetos conceptuales Plataformas de elevación.

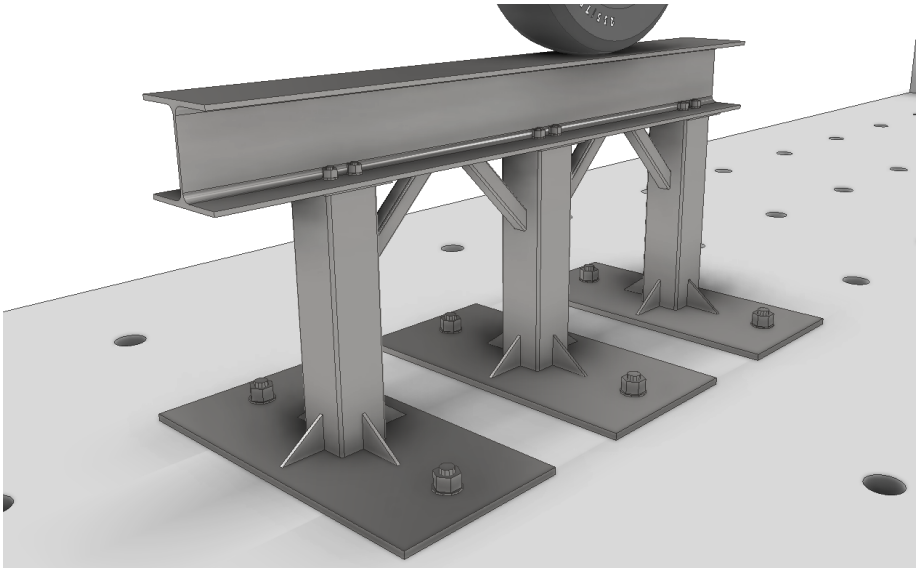


Figura 9.5: Modelo 3D Plataforma de elevación.

9.1.2. Vigas riel

La configuración seleccionada es un par de vigas doble T, las cuales se arriostran con perfiles en L (ángulos) en X y atiesadores en el lado interior del alma.

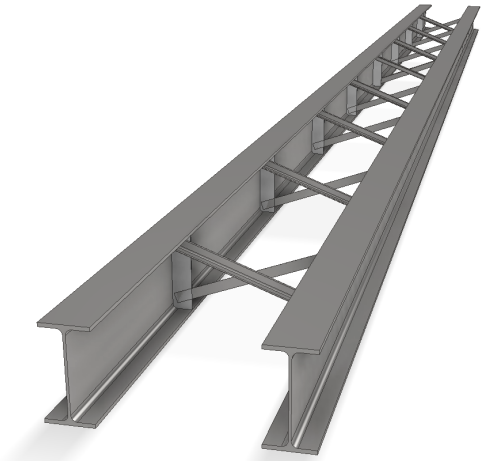


Figura 9.6: Modelo 3D Vigas riel

9.1.3. Marcos de sujeción

Son estructuras metálicas que dan sujeción a las vigas riel.

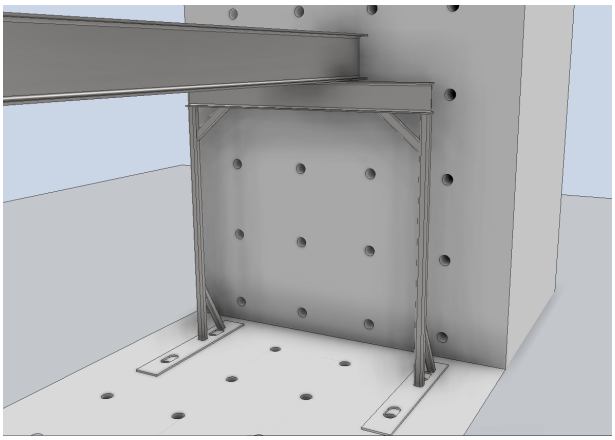


Figura 9.7: Modelo 3D marco de sujeción

9.2. CWIM.02.000 - Carro móvil

El carro debe cumplir con los requerimientos del sistema de carga, siendo capaz de trabajar acorde a velocidad y carga configurables.

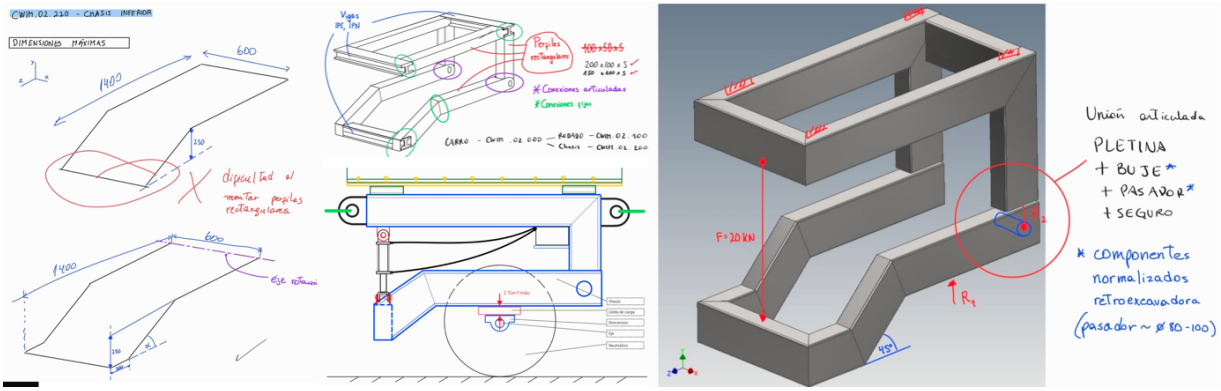


Figura 9.8: Bocetos conceptuales carro móvil.

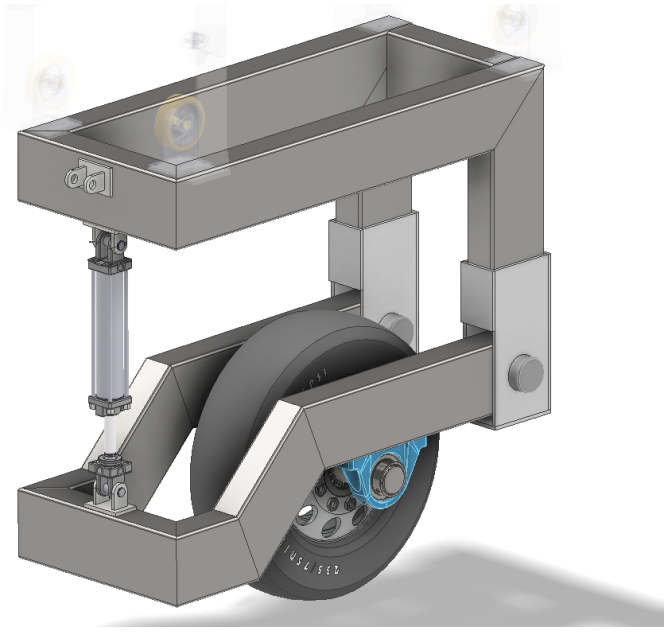


Figura 9.9: Modelo 3D del carro móvil.

9.3. CWIM.03.000 - Guía lineal

Su función es restringir el movimiento rectilíneo del carro, con el fin de que la huella del neumático pase por el centro geométrico longitudinal de la probeta de pavimento y puente.

El sistema se compone de 4 apoyos conformados cada uno por tres ruedas de diferentes capacidades con bases fijas integradas (Carga superior, carga carro colgante y dirección del carro). El sistema es similar al utilizado en carros de montaña rusa. En este caso, el riel que guía el movimiento y

recibe las cargas del carro son dos vigas doble T, tipo H, específicamente HEB300 con largo de 9 metros (toda la superficie de la loza de reacción).

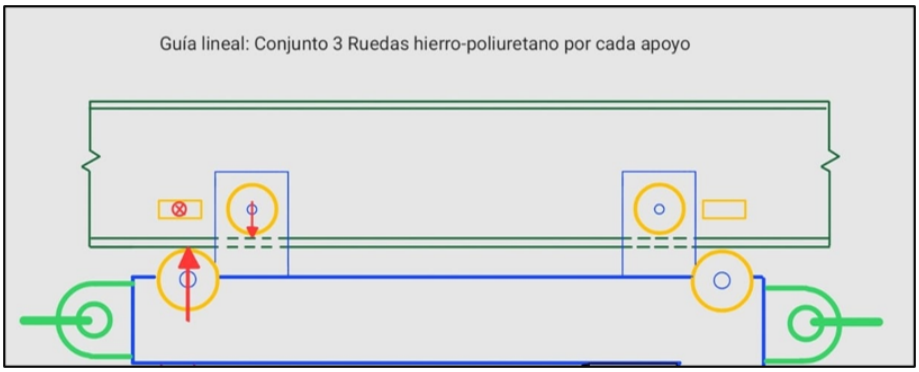


Figura 9.10: Boceto conceptual conjunto guía lineal.

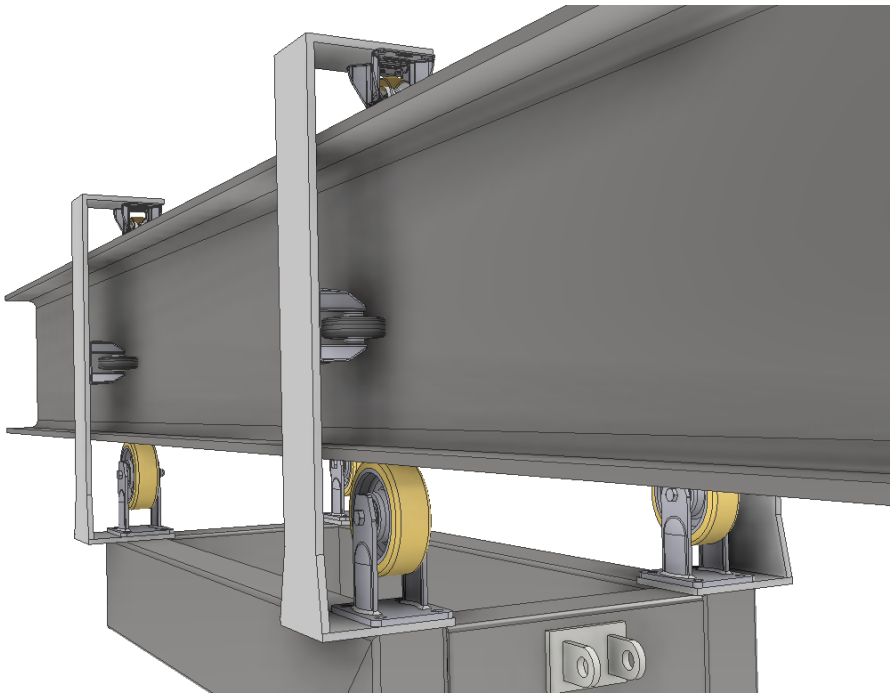


Figura 9.11: Modelo 3D conjunto guía lineal.

9.4. CWIM.04.000 - Carga vertical

El objetivo de este subsistema es aplicar 2 toneladas (aprox. 19,6 kN) de fuerza vertical máxima sobre la rueda, simulando el peso de un vehículo en el neumático.

Se decide utilizar un actuador electromecánico de tornillo "Screw jack", el cual posee un motor eléctrico incorporado. Al ser eléctrico, se evita el suministro de aire o aceite que podría ser requerido con un actuador neumático o hidráulico, comúnmente utilizados en estas aplicaciones. En la Figura



Figura 9.12: Screwjack capacidad de levante 5Ton.

9.5. CWIM.05.000 - Tren motriz

Es el sistema encargado de accionar el movimiento del carro móvil. Debe acelerar desde el reposo a 5 [m/s] en una distancia de 2 metros.

Se compone de un motorreductor pendulante de 30 [kW] de potencia que hace girar un tambor de enrollamiento que, por medio de cable de acero 6x19 de ∅10 [mm], tira del carro en la dirección deseada, este cable pasa por una polea en el otro extremo del equipo, así se conecta en el otro extremo del carro y puede tirar en ambas direcciones. Para frenar el mecanismo se utiliza un freno mecánico conectado al eje del tambor, el cual es asistido por el freno del variador de frecuencia que controla al motorreductor.

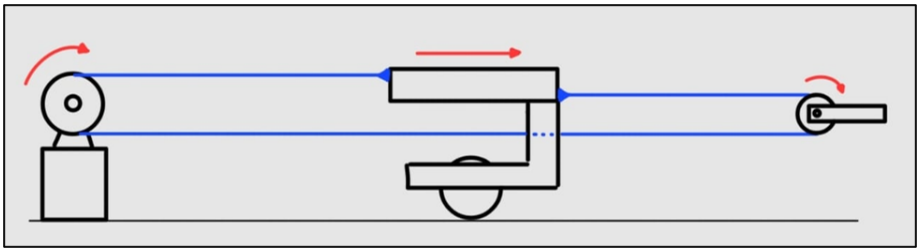


Figura 9.13: Boceto sistema motriz

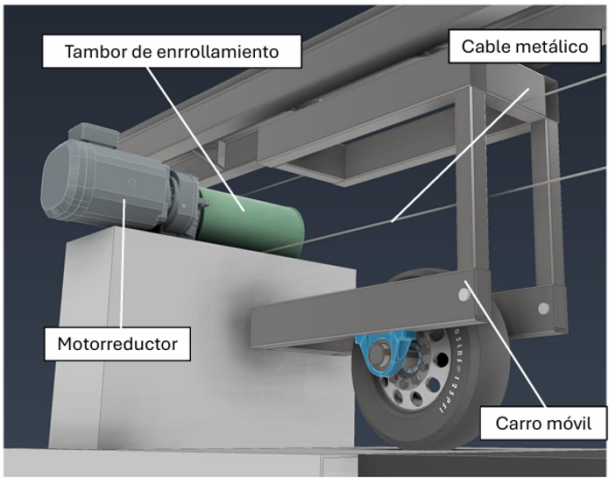


Figura 9.14: Esquema 3D funcionamiento sistema motriz.

9.6. CWIM.06.000 - Control y adquisición

Este sistema se diseña en conjunto al equipo de electrónica. Su función es sincronizar y proporcionar control a la rapidez del carro y nivel de carga.

Para controlar la velocidad del carro se utiliza un variador de frecuencia de la misma potencia del motorreductor, el cual es capaz de regular velocidad, sentido de giro del motor y asistir el freno del mismo por medio de resistencia de frenado. Para controlar la carga, el actuador electromecánico posee un módulo integrado de control, mientras que para verificar que la carga percibida por la rueda se utilizarán dos celdas de cargas montadas en el carro móvil, específicamente entre los descansos del eje y el bastidor inferior.



Figura 9.15: Variador de frecuencia y celda de carga

9.7. CWIM.07.000 - Probeta de pruebas

Este sistema es diseño exclusivo del equipo de obras civiles y es el espacio físico en el que el carro debe aplicar su carga. Existen dos configuraciones: Pavimento y puente. En la Figura 9.16 se muestran las propuestas del equipo de Obras civiles. Ambas comparten altura de 1,5 [m], distancia que se debió adaptar para el diseño de las plataformas de elevación de la estructura metálica de la sección 9.1.

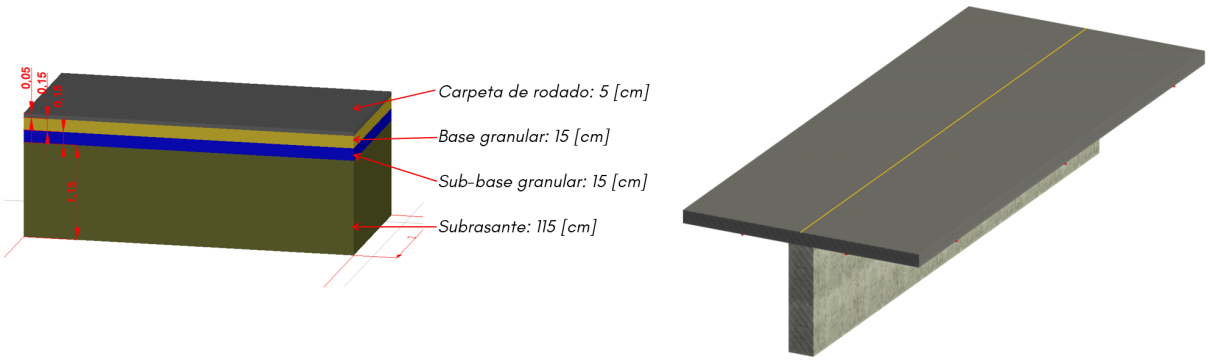


Figura 9.16: Probetas de pavimento y puente propuestas por obras civiles.

10. Plan valorizado de manufactura

10.1. Tiempos de mecanizado: Maza y eje

Siguiendo el ejemplo de la sección 8 (rodado del carro, es decir, subconjunto CWIM.02.100.) se presentan cálculos de tiempos de mecanizado para el eje y la maza en las Tablas 10.1 y 10.2, respectivamente. Mientras que la Figuras 10.1 y 10.2 presentan la pieza CWIM.02.120 - MAZA en proceso de mecanizado en torno y fresadora CNC, a modo de evidencia del trabajo realizado en el taller metalmecánico de la universidad.

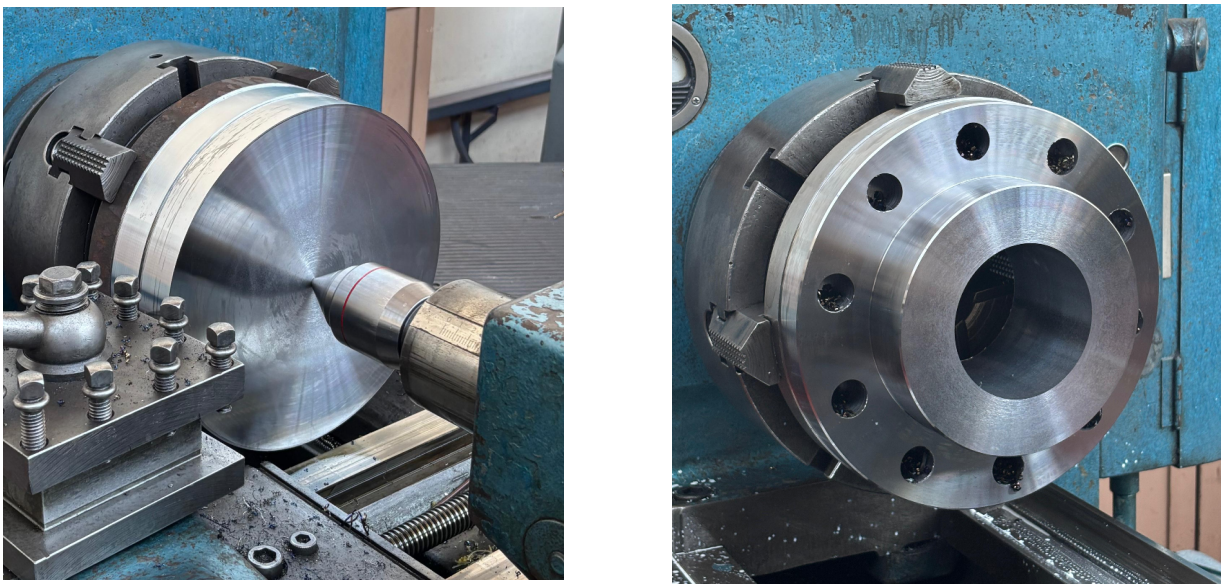


Figura 10.1: Mecanizado en torno de la Maza - CWIM.02.120



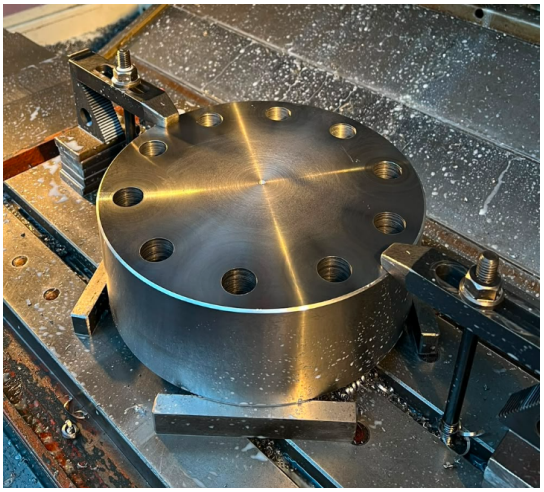


Figura 10.2: Mecanizado en fresadora CNC de la Maza - CWIM.02.120

En la Tabla 10.1 se muestra un ejemplo de cómo se calcula el tiempo de mecanizado, en este caso, del eje, una pieza cilíndrica que se mecaniza en torno. Las fórmulas utilizadas para calcular estos tiempos son de conocimiento básico en metalmecánica, literatura como el "Machinery's handbook"de Oberg E. et al. [12] es comúnmente utilizada como fuente.

El montaje es, generalmente, el proceso más demoroso en el proceso de mecanizado por desprendimiento de viruta.

Tabla 10.1: Cálculo de tiempo de mecanizado en torno del eje.

TIEMPO DE MECANIZADO EN TORNO - EJE							
Mecanizado	Operación / Sección	Diámetro [mm]	Longitud L [mm]	vc [m/min]	f [mm/rev]	N [RPM]	Tc [min]
Desbaste	Cilindrado inicial	100 → 95	600	200	0,3	650	3,1
Desbaste	Cilindrado laterales	95 → 91	418	200	0,3	680	2,0
Desbaste	Cilindrado Extremos (2 pasadas)	91 → 81	336	200	0,3	740	1,5
Afino	Afino sección central	95 → 94	182	250	0,1	840	2,2
Afino	Afino Intermedio (h9, Ra 3.2)	91 → 90	250	250	0,1	880	2,8
Afino	Afino Extremos (h6)	81 → 80	168	250	0,1	990	1,7
Tiempo de corte de viruta puro							13,3

A continuación se explica la estimación de tiempos secundarios para el mecanizado del eje::

- Corte inicial de material en bruto (Sierra cinta): Reducción del perfil de 700 mm a 605 mm. Tiempo estimado: 5 min.
- Montaje de pieza y configuración del torno: Montaje de mordazas blandas, perforación de agujeros de centro, montaje entre puntas, alineación con reloj comparador, cambios de herramienta , medición de calibración con micrómetro y volteo de la pieza. Tiempo estimado: 30 min.|
- Acabado manual/Pulido: Si el taller no dispone de rectificadora cilíndrica, el tornero deberá aplicar tela esmeril fina para asegurar la tolerancia h6 en los apoyos de rodamientos. Tiempo estimado: 10 min.
- Tiempo de montaje y desmontaje: El eje mecanizado tiene un peso considerable de 30 [kg] incluso se requieren dos personas como mínimo para el montaje en torno. Se considera un tiempo de montaje/desmontaje de 10 min.

Por ende, considerando lo anterior y que el eje se debe montar y desmontar 2 veces (1 por lado) para mecanizarlo simétricamente, se estima un tiempo total de 98 minutos (aprox. 1 hora y 40 minutos).

Tabla 10.2: Cálculo de tiempo de mecanizado de la maza

Máquina	Operación	Fase	Vc (m/min)	f (mm/rev)	N (RPM)	vf (mm/min)	Lc (mm)	Pasadas	Tc (min)
Torno	Refrentado	Desbaste	250	0,35	568	198	140	4	2,83
Torno	Refrentado	Afino	320	0,15	727	109	140	2	2,56
Torno	Cilindrado	Desbaste	250	0,35	-	-	90	1	0,9
Torno	Cilindrado	Afino	320	0,15	-	-	90	1	1,6
Torno	Cilindrado	Desbaste	250	0,35	355	124	68	16	8,8
Torno	Cilindrado	Afino	320	0,15	578	86	68	1	0,8
Torno	Taladrado	-	100	0,15	636	95	90	1	1
Torno	Mandrilado	-	250	0,35	904	316	90	12	3,5
Torno	Alojamientos	Mand. Desbaste	250	0,35	616	215	80	1	0,4
Torno	Alojamientos	Afino	320	0,15	783	117	80	1	0,7
Fresadora	Perforaciones	Afino	100	0,15	1039	155	30	10	1,9
Fresadora	Perforaciones	Escariado	30	0,2	378	75	30	10	4
TOTAL									28,8

En el caso de la maza, que a pesar de ser más pequeña y ligera, conlleva más procesos de mecanizado que el eje, incluso posee mecanizado CNC, por ende, sus tiempos secundarios aumentan dada la preparación requerida.

Tabla 10.3: Estimación de tiempos secundarios de mecanizado de la maza

Fase de Trabajo	Tarea Específica	Tiempo (min)
Programación	Generación y revisión de código CNC (Fresadora)	60
Torno	Setup	20
	Montaje de material en bruto (48kg)	6
	Volteo y centrado intermedio	4
	Control dimensional (Tolerancias f7 y N9)	5
	Cambios de herramienta y pos. rápido	2,5
	Desmontaje pieza semiterminada (13kg)	1,5
Fresadora CNC	Setup	12
	Montaje manual (Pieza de 12.89 kg)	2
	Cambios de herramienta y pos. rápido	1,5
	Control dimensional (Tolerancia H8)	2
	Desmontaje y limpieza de pieza terminada	1,5
TIEMPO SECUNDARIO TOTAL		118

Considerando tiempo de mecanizado y tiempos secundarios, se contempla como mínimo 147 [min], es decir, 2 horas y media de trabajo neto.

En este caso, los apoyos académicos del taller metalmecánico han decidido optar por parámetros de mecanizado más conservadores que terminan por extender el proceso, lo cual es preferible pues, estas piezas son únicas, no es lo mismo fabricar 1 pieza a un lote de 100, entonces, al tener esta holgura, es una buena decisión tener el resguardo de cubrir los detalles para cumplir con las exigencias dadas por el diseño, tal como lo menciona el enfoque DfM o DfA.

10.2. Costo de fabricación y montaje

Sin ahondar en más detalles, en la Tabla 10.4 se presenta el desglose de costos directos considerados para la manufactura del equipo.

Tabla 10.4: Estimación de costo directo fabricación CWIM.

Ítem	Descripción	Cdad.	Valor unitario (incluye IVA)	Valor (sin IVA)	Costo directo (inlcuye IVA)
Sist. Motriz	Motorreductor 30kW	1	$ 8.500.000	$ 6.885.000	$ 8.500.000
	VDF 30kW	1	$ 4.100.000	$ 3.321.000	$ 4.100.000
	Resistencia de freno	1	$ 800.000	$ 648.000	$ 800.000
	Cable acero	1	$ 120.000	$ 97.200	$ 120.000
	Tambor	1	$ 2.500.000	$ 2.025.000	$ 2.500.000
	Polea	1	$ 500.000	$ 405.000	$ 500.000
Bastidor	Perfil 200x100x5 (6mt)	2	$ 155.276	$ 251.547	$ 310.552
Carga vertical	Actuador electromecánico	1	$ 1.500.000	$ 1.215.000	$ 1.500.000
Rodado	Llanta aluminio	1	$ 126.042	$ 102.094	$ 126.042
	Neumático	1	$ 131.924	$ 106.858	$ 131.924
	Ringfeder RfN 7012	2	$ 64.855	$ 105.065	$ 129.710
	Pernos + tuercas (x5)	2	$ 29.058	$ 47.074	$ 58.116
	Material maza	1	$ 84.917	$ 68.783	$ 84.917
	Material eje	1	$ 72.304	$ 58.566	$ 72.304
	Chumacera UCP 216	2	$ 186.949	$ 157.100	$ 373.898
	Herramientas (insertos)	1	$ 354.620	$ 287.242	$ 354.620
	Fluido de corte	1	$ 142.205	$ 119.500	$ 142.205
Guía lineal	Rueda guía 1600kg	4	$ 120.568	$ 390.640	$ 482.272
	Rueda guía 450kg	4	$ 40.614	$ 131.589	$ 162.456
	Rueda guía horizontal 280kg	4	$ 23.937	$ 77.556	$ 95.748
Estructura	EEMM (incluye M.O.)	1	$ 9.358.195	$ 7.580.138	$ 9.358.195
				Total	$ 29.902.969

En el gráfico de la Figura 10.3 se puede apreciar de forma simple cuánto porcentaje del costo directo toma lugar en cada subsistema, siendo los protagonistas la estructura metálica y el sistema motriz.

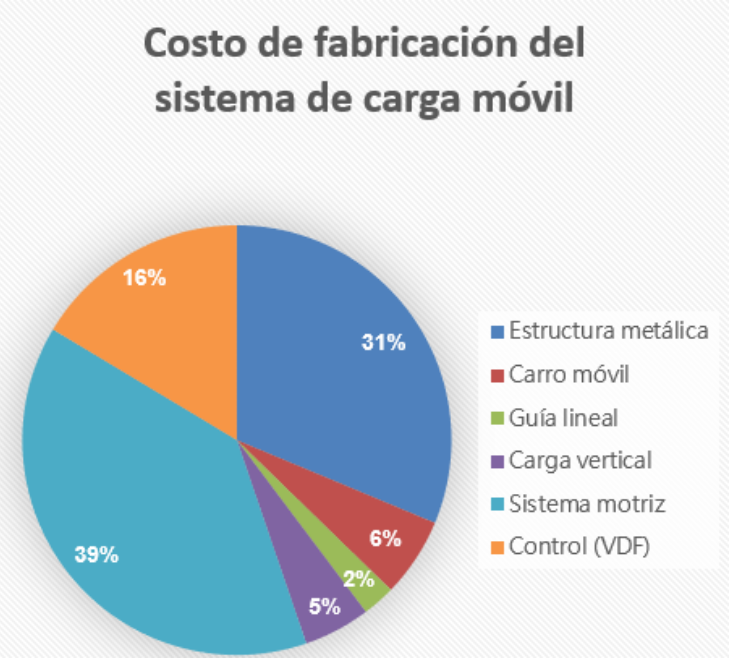


Figura 10.3: Reparto del costo de fabricación del sistema de carga móvil según subsistema.

El ítem de mayor costo corresponde a la fabricación de la estructura metálica (EEMM), es decir: Plataformas de elevación, marcos de sujeción y vigas guía. Dicho costo se resume en la Tabla 10.5.

Tabla 10.5: Estimación de costo directo fabricación EEMM CWIM.

Ítem	Valor
Acero	$ 5.372.420
Quincallería y soldadura (10 %)	$ 537.242
Mano de obra	$ 3.448.533
Costo directo EEMM	$ 9.358.195

El costo directo no contempla traslados ni montaje del equipo. Para dicha estimación, se considera lo siguiente:

- **Rendimiento:** Se considera 90 [kg] de acero por hombre/día.

- **Valor por equipos de corte y soldadura:** Se considera 1.700 [$/h]
- **Valor HH:** Varía según rol, promediando así 10.000[$/h] para fabricación y montaje de obra gruesa (Estructura metálica). Mientras que, para montaje electromecánico se detallará más adelante.

Tarifa bruta de HH para tecnico mecanico/electricista: Especialista en montaje electromecanico (alineacion, cableado, parametrizacion de VFD, puesta en marcha). Se usa un valor superior a la HH de soldador/armador (10.000 CLP, usada en hoja EEMM) por el mayor nivel de especializacion requerido. Referencia informativa: 12.000-18.000 CLP/HH bruto para mecanico industrial / tecnico en automatizacion en Chile (2025-2026). Ajustar con dato real.

Tabla 10.6: Estimación de costo directo del montaje del carro móvil.

CARRO MÓVIL (bastidor y rodado)					
Actividad	**Cantidad**	**HH unit.**	**HH total**	**Precio HH**	**Total**
Armado y soldadura de bastidor	1	10	10	$ 14.000	$ 140.000
Montaje de llanta + neumático	1	4	4	$ 14.000	$ 56.000
Instalación de maza y eje	1	7	7	$ 14.000	$ 98.000
Montaje de chumaceras UCP 216 (x2, con alineación)	2	2,5	5	$ 14.000	$ 70.000
Ajuste de conjunto de bloqueo	2	1,5	3	$ 14.000	$ 42.000
Ajuste de pernos y tuercas con torque	1	1,5	1,5	$ 14.000	$ 21.000
Pruebas de rodado	1	4	4	$ 14.000	$ 56.000
SUBTOTAL					$ 483.000

Tabla 10.7: Estimación de costo directo del montaje del sistema guía lineal.

GUÍA LINEAL					
Actividad	**Cantidad**	**HH unit.**	**HH total**	**Precio HH**	**Total**
Montaje rueda guía 1600kg	4	1,5	6	$ 14.000	$ 84.000
Montaje rueda guía 450kg	4	1	4	$ 14.000	$ 56.000
Montaje rueda guía horizontal 280kg	4	1	4	$ 14.000	$ 56.000
Alineación y ajuste de holgura de guía	1	5	5	$ 14.000	$ 70.000
SUBTOTAL					$ 266.000

Tabla 10.8: Estimación de costo directo del montaje del sistema carga vertical.

CARGA VERTICAL					
Actividad	**Cantidad**	**HH unit.**	**HH total**	**Precio HH**	**Total**
Instalación actuador electromecánico	1	8	8	$ 14.000	$ 112.000
Pruebas de carrera y calibración	1	4	4	$ 14.000	$ 56.000
SUBTOTAL					$ 168.000

Tabla 10.9: Estimación de costo directo montaje sistema motriz.

SISTEMA MOTRIZ					
Actividad	**Cdad.**	**HH unit.**	**HH total**	**Precio HH**	**Total**
Instalación y fijación motorreductor 30kW	1	13	13	$ 14.000	$ 182.000
Alineación motorreductor - eje/tambor	1	5	5	$ 14.000	$ 70.000
Instalación resistencia de frenado	1	4	4	$ 14.000	$ 56.000
Montaje de tambor	1	5	5	$ 14.000	$ 70.000
Montaje de polea	1	3	3	$ 14.000	$ 42.000
Tendido, tensado y ajuste de cable de acero	1	5	5	$ 14.000	$ 70.000
SUBTOTAL					$ 490.000

Tabla 10.10: Estimación de costo directo del montaje del sistema de control.

CONTROL (VFD)					
Actividad	**Cantidad**	**HH unit.**	**HH total**	**Precio HH**	**Total**
Montaje físico variador de frecuencia en gabinete	1	5	5	$ 14.000	$ 70.000
Cableado de potencia motor - VFD	1	8	8	$ 14.000	$ 112.000
Cableado de señales de control/instrumentación	1	6	6	$ 14.000	$ 84.000
Parametrización y configuración del VFD	1	8	8	$ 14.000	$ 112.000
Pruebas en vacío del accionamiento	1	5	5	$ 14.000	$ 70.000
SUBTOTAL					$ 448.000

Tabla 10.11: Estimación de costo directo de la puesta en marcha del equipo.

PUESTA EN MARCHA GENERAL					
Actividad	**Cantidad**	**HH unit.**	**HH total**	**Precio HH**	**Total**
Pruebas funcionales del equipo con carga	1	10	10	$ 14.000	$ 140.000
Ajustes finos y calibración final	1	6	6	$ 14.000	$ 84.000
SUBTOTAL					$ 224.000

Tabla 10.12: Estimación de costo directo montaje sistema de control.

RESUMEN COSTO M.O. MONTAJE ELECTROMECÁNICO	
Ítem	**Valor**
Sistema motriz	$ 490.000
Control (VFD)	$ 448.000
Carga vertical	$ 168.000
Guía lineal	$ 266.000
Carro móvil	$ 483.000
Puesta en marcha general	$ 224.000
TOTAL COSTO M.O. MONTAJE ELECTROMECÁNICO	**$2.079.000**

Por ende, el costo de fabricación y montaje del equipo asciende a los 31.981.969 pesos chilenos. Es decir, aproximadamente 32 millones de pesos chilenos.

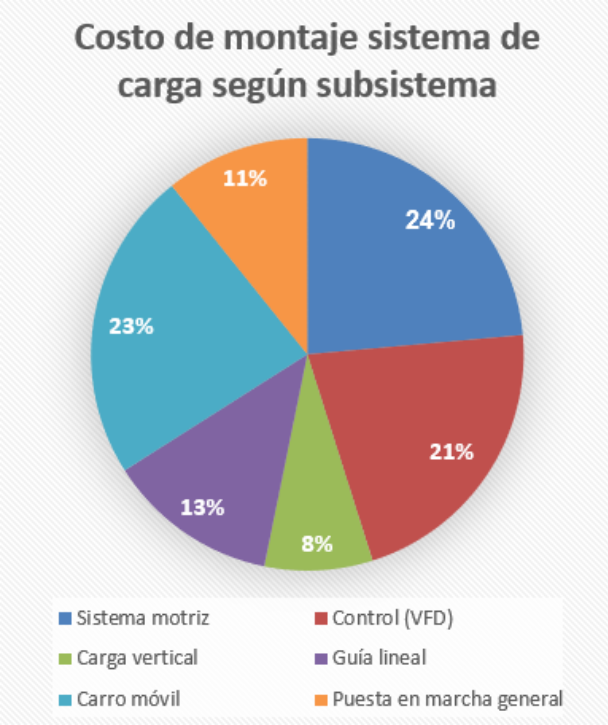


Figura 10.4: Gráfico resumen del costo del montaje.

10.3. Estimación del tiempo de montaje

Tabla 10.13: Tiempos estimados para el montaje del equipo.

Subsitema	HH
ESTRUCTURA METÁLICA	345
SISTEMA MOTRIZ	35
CONTROL (VFD)	32
CARGA VERTICAL	12
GUÍA LINEAL	19
CARRO MÓVIL	34,5
PUESTA EN MARCHA GENERAL	16
Total	493

Considerando dos cuadrillas de montaje:

1. Cuadrilla para obra gruesa de 5 personas: 1 maestro soldador, 2 maestros, 2 ayudantes.

2. Cuadrilla de montaje electromecánico de 4 personas: 1 eléctrico, 1 mecánico y 2 ayudantes.

Además, con jornadas de 8 [h/día], 5 [día/semana] (40 horas semanales), según ley chilena, se estima el tiempo necesario para el montaje del equipo en la Figura 10.5.

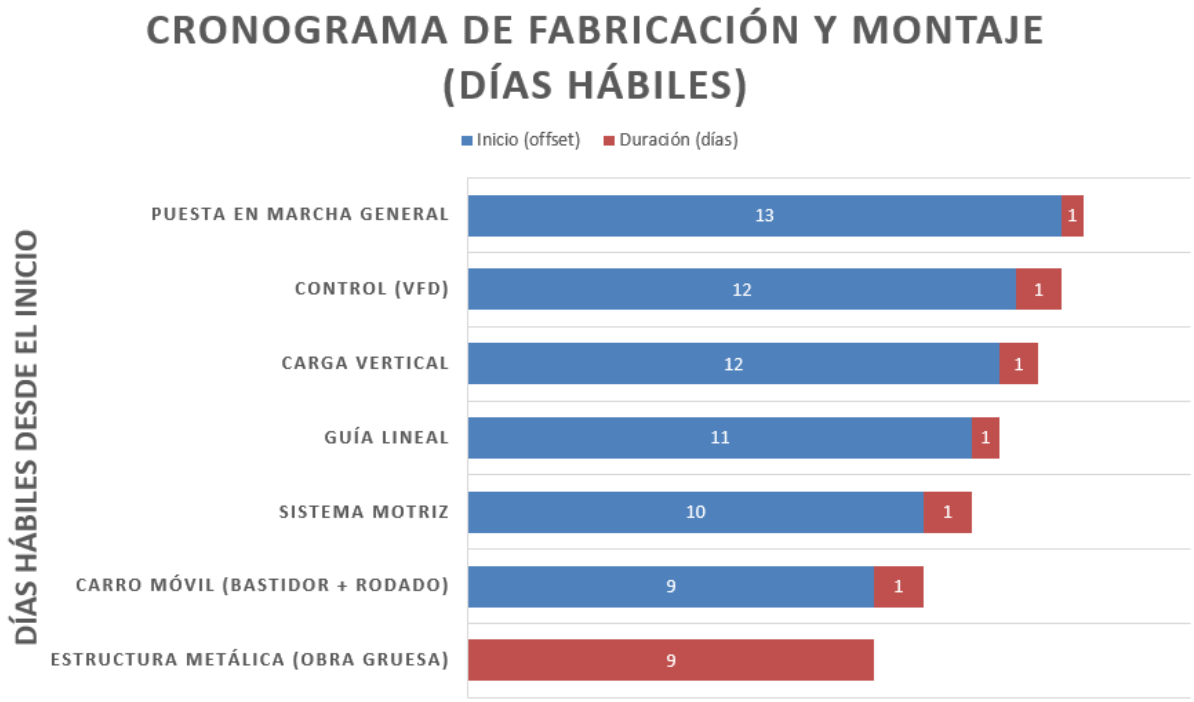


Figura 10.5: Tiempo calculado para el montaje del equipo.

Es decir, una vez obtenidos todos los materiales y componentes necesarios para fabricar el equipo, el tiempo de montaje necesario será aproximadamente de tres semanas, con un valor estimado de 32 millones de pesos de costo directo.

11. Conclusiones

En base a los objetivos propuestos en la sección 4, este trabajo de título ha cumplido con lo siguiente:

1. Se analizaron los requerimientos del equipo propuestos por el equipo de Obras civiles UTFSM, visitando el laboratorio LEMCO y trabajando en conjunto con equipo de obras civiles e ingeniería electrónica.
2. Se investigó y analizó características de equipos similares diseñados para pruebas en pavimentos.
3. Se evaluaron alternativas de diseño, componentes y materiales, seleccionando según conveniencia para este proyecto con el enfoque DFX.
4. Se diseñó el equipo, entregando modelos 3D y planos para su fabricación y montaje.
5. Se elaboró un plan valorizado de manufactura, que incluye tiempos de fabricación, montaje y costo directo asociado.

12. Referencias

[1] *ATLaS: Accelerated Transportation Loading System - ARA*. dirección: https://www.ara.com/atlas/?cn-reloaded=1.

[2] G. Renshaw, I. Al-Qadi y E. Kohler, "Enhanced Capabilities of the Illinois Accelerated Pavement Tester," Illinois Center for Transportation, Rantoul, inf. téc., ago. de 2024. DOI: 10.36501/0197-9191/24-020. dirección: https://apps.ict.illinois.edu/projects/getfile.asp?id=11002.

[3] *Accelerated Pavement Load Facility | Shared OHIO Facilities*. dirección: https://www.ohio.edu/research/shared-equipment-services/accelerated-pavement-load-facility.

[4] C. Gao, L. Tauskela y A. Fam, "Rolling Load versus Pulsating Load Fatigue Behavior of a Full-Scale Bridge Deck Reinforced with GFRP Bars," *Journal of Composites for Construction*, vol. 28, n.º 4, ago. de 2024, ISSN: 1090-0268. DOI: 10.1061/jccof2.cceng-4608.

[5] D. L. Logan, "A First Course in the Finite Element Method Fourth Edition," dirección: https://akawut.wordpress.com/wp-content/uploads/2017/04/a-first-course-in-the-fem-5e-logan.pdf.

[6] G. Boothroyd, "Design for Manufacture and Assembly: The Boothroyd-Dewhurst Experience," en jul. de 1996, págs. 19-40, ISBN: 978-94-010-5762-2. DOI: 10.1007/978-94-011-3985-4{_}2. dirección: https://www.researchgate.net/publication/292965684_Design_for_Manufacture_and_Assembly_The_Boothroyd-Dewhurst_Experience.

[7] R. Budynas y J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 2015, vol. New York. dirección: https://termoaplicadaunefm.wordpress.com/wp-content/uploads/2015/03/disec3b1o-en-ingenierc3ada-mecc3a1nica-de-shigley-8-edicic3b3n-budynas.pdf.

[8] *VDI 2221 Blatt 1 - 2019-11 - DIN Media*, 2019. dirección: https://www.dinmedia.de/en/technical-rule/vdi-2221-blatt-1/311603768.

[9] R. D. Cook y H. Saunders, "Concepts and Applications of Finite Element Analysis (2nd Edition)," *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 106, n.º 1, págs. 127-127, feb. de 1984, ISSN: 0094-9930. DOI: 10.1115/1.3264300. dirección: https://cybertycoons.wordpress.

com/wp-content/uploads/2014/04/robert_d-_cook_david_s-_malkus_michael_e-_pleshbookos-org-fem.pdf.

[10] *Locking Assemblies RfN 7012 | RINGFEDER®*. dirección: https://www.ringfeder.com/products/locking-assemblies/rfn-7012/.

[11] *UCP216 - SNR - Brida*. dirección: https://eshop.ntn-snr.com/es/product/UCP216-SNR/UCP216.

[12] E. OBERG, F. D. JONES y H. L. H. H. H. RYFFEL, *Machinery's Handbook 30th Edition*. 2016.

UNIVERSIDAD TECNICA
FEDERICO SANTA MARIA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

CWIM: CONTINUOUS WEIGHT IN MOTION

SUBSISTEMA “CARRO MÓVIL” – CWIM.02.000

Memoria de cálculo

Elaborado por: Kurt Nilo Zúñiga
Revisado por: Ing. Rafael Mena Yanssen

31 de marzo, 2026

RESUMEN EJECUTIVO

Objetivo del Subsistema: El dispositivo de carga móvil ha sido diseñado para aplicar solicitaciones mecánicas controladas sobre modelos físicos a escala. Su propósito central es simular el tránsito de vehículos pesados de forma segura y repetible, asegurando una transferencia de esfuerzo limpia. Esta condición es imperativa para permitir que los sensores de fibra óptica adquieran mediciones de deformación precisas, libres de ruidos parásitos provenientes de la propia estructura.

Parámetros Operacionales: El dimensionamiento consideró parámetros dinámicos estrictos. Se estableció una capacidad de carga representativa transmitida mediante un ensamble de rodado central. El equipo operará a velocidad constante para suprimir inercias indeseadas asociadas a variaciones de aceleración o frenado. Adicionalmente, se incorporó un factor de impacto dinámico que amplifica las cargas estáticas, garantizando que el diseño absorba adecuadamente las posibles irregularidades de la superficie ensayada.

Alcance de la Validación: La integridad mecánica fue verificada exhaustivamente mediante análisis de elementos finitos. La evaluación contempló la estructura principal, constituida por un bastidor inferior configurado como brazo de palanca y un bastidor superior de guiado, ambos conformados por perfiles tubulares rectangulares. Se validó también las consolas de actuación soldadas y la totalidad del tren de rodaje, abarcando neumático, maza, flecha de transmisión y rodamientos de apoyo directo.

Resultados de Ingeniería: La simulación computacional evidenció una rigidez estructural sobresaliente. Las deflexiones generales bajo carga dinámica máxima resultaron minúsculas, garantizando que la flexión propia del chasis no contaminará los datos experimentales recogidos en los ensayos. Las tensiones inducidas por flexión y cizalle se mantuvieron en niveles sumamente conservadores, arrojando un factor de seguridad amplio frente a la afluencia del acero seleccionado. Paralelamente, los esfuerzos operacionales pico no superan el límite de resistencia a la fatiga del material base, lo que certifica una vida útil infinita de los bastidores frente a cargas cíclicas operacionales.

El diseño del subsistema se decreta estructural y mecánicamente aprobado. La arquitectura general, el dimensionamiento de las uniones soldadas y la integración de componentes comerciales satisfacen íntegramente los requerimientos de rigidez, seguridad funcional y operabilidad estipulados para los ensayos de pavimentos del proyecto de investigación en curso.

INTRODUCCIÓN



Accelerates Transportation Loading System (ATLAS) – Ilinois Center of Transportation (Canadá)

-Carga máx. 36 Ton. a 16km/h

- Utilizan perfiles cuadrados para el bastidor y refuerzas la zona de carga (carga directa)

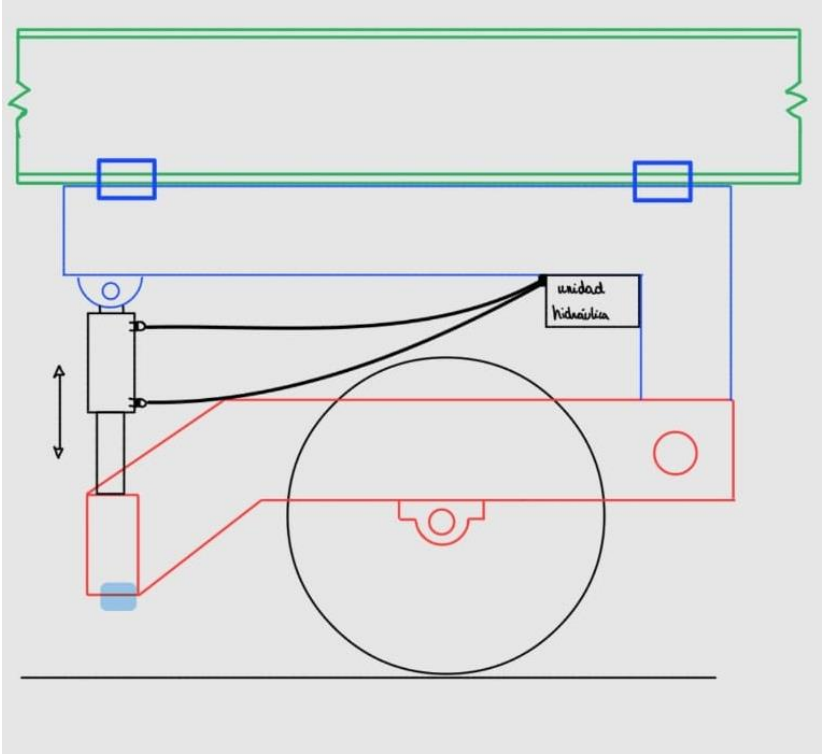


Heavy Vehicle Simulator – Dynatest (EEUU)

-Equipo doble rodado + doble eje

-Carga máx. 20 Ton.

- Equipo utiliza bastidor articulado con perfiles compuestos. Usan carga excéntrica aplicando principio de torque (carga efectiva de la rueda es mayor a la del cilindro)



Boceto conceptual prototipo sistema de carga móvil

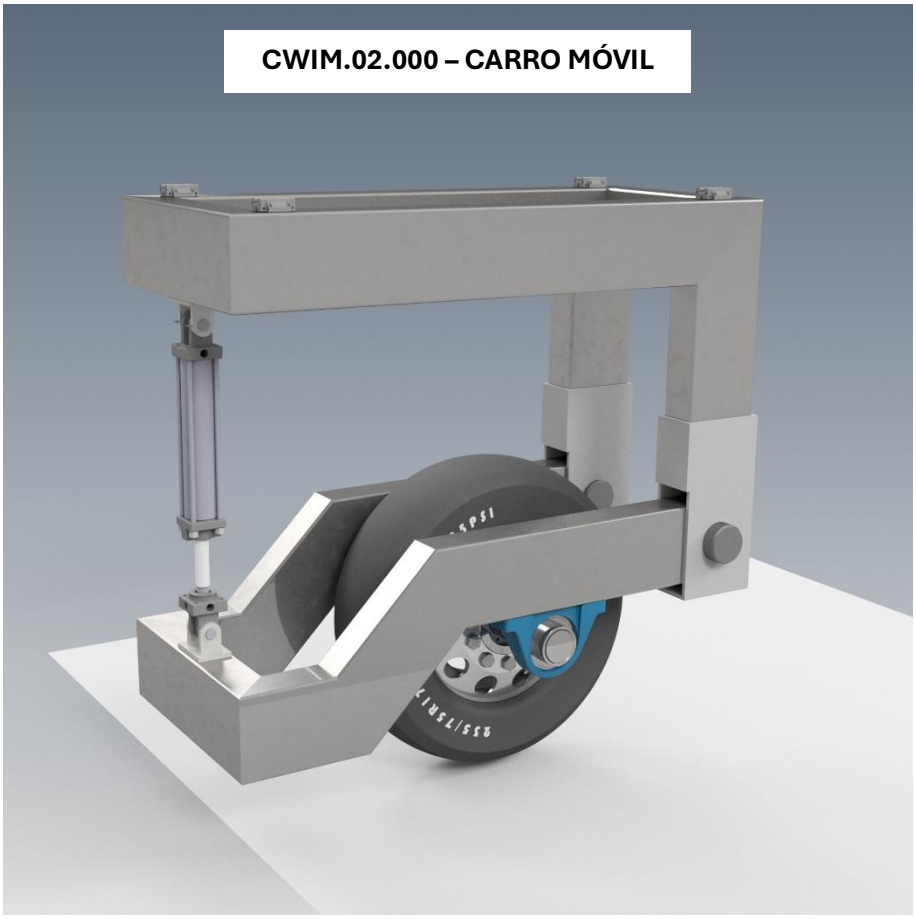
CODIFICACIÓN DEL SISTEMA

El conjunto mecánico se divide en dos subconjuntos principales:

- CWIM.02.100: Rodado
- CWIM.02.200: Bastidor

A continuación, se mencionan los componentes de cada subconjunto:

CWIM.02.100 – RODADO	CWIM.02.200 - BASTIDOR
CWIM.02.110 – Rueda (Neumático + llanta)	CWIM.02.210 – Bastidor superior
CWIM.02.120 - Maza	CWIM.02.220 – Bastidor inferior
CWIM.02.130 – Junta cónica	CWIM.02.230 – Maza articulación
CWIM.02.140 – Flecha	CWIM.02.240 - Pasador
CWIM.02.150 – Rodamientos Pillow Block	CWIM.02.250 - Buje
	CWIM.02.260 – Seguro
	CWIM.02.270 - Consola



RUEDA – CWIM.02.110

El componente que transmite carga hacia la superficie de prueba es un neumático. Según los requerimientos del cliente *"La carga se presenta mediante una rueda neumática que representa a un vehículo pesado, con una presión de inflado equivalente a 800 [kPa]"*. El componente debe ser capaz de transmitir la carga máxima de 2 [Ton-f] hacia el prototipo de pavimento, siempre en su centro geométrico y con velocidad máxima de 5 [m/s] ~ 18 [km/h].

Neumático

Para el ensayo se requiere un neumático de caucho inflado a 120 [psi] que sea capaz de soportar el peso del sistema y que además sea lo más pequeño posible. Para esto, se utilizará como referencia el índice de carga. A continuación, se muestran algunos (Fuente: www.goodyear.cl)

Índice de Carga	Carga (kgs)
120	1,400
121	1,450
122	1,500
123	1,550
124	1,600
125	1,650
126	1,700
127	1,750
128	1,800
129	1,850

130	1,900
131	1,950
132	2,000
133	2,060
134	2,120
135	2,180
136	2,240
137	2,300
138	2,360
139	2,430
140	2,500
141	2,575
142	2,650
143	2,725
144	2,800
145	2,900
146	3,000

147	3,075
148	3,150
149	3,250
150	3,350
151	3,450
152	3,550
153	3,650
154	3,750
155	3,875
156	4,000

Índice de Carga	Carga (kgs)
120	1,400
121	1,450
122	1,500
123	1,550
124	1,600
125	1,650
126	1,700
127	1,750
128	1,800
129	1,850
130	1,900
131	1,950
132	2,000
133	2,060
134	2,120
135	2,180
136	2,240
137	2,300
138	2,360
139	2,430
140	2,500

Para el carro, se requerirá un neumático cuyo índice de carga sea como mínimo de 132. Otro parámetro que generalmente es importante para seleccionar un neumático es el índice de velocidad, que se denomina con una letra. Para el caso, este índice no es de interés, pues, la velocidad máxima esperada para el carro es de 5[m/s] ~ 18[km/h], una rapidez muy inferior en comparación a las típicas en neumáticos de esta naturaleza.

Neumáticos utilizados comúnmente en microbuses o camiones de carga mediana suelen tener medida 215/75R17.5. Tal como este modelo de la marca “AUSTONE TIRES”, con un índice de carga igual a 135, es decir, 2.180 [kg] por neumático. Otra opción más segura es el 235/75R17.5, con carga máxima de 2725 kg.(índice de carga = 143) y 2 centímetros extra de ancho.

Diámetro del neumático:

$$D\ [mm] = 2\ *\ (A\ *\ \frac{AR}{100}) + R * 25{,}4$$

donde:
A= ancho (mm)
AR= relación de aspecto (%) cara lateral respecto al ancho
R= diámetro de llanta (pulgadas)
25,4 es la conversión de pulgadas a milímetros

Por lo tanto, para ambos modelos de neumático:

215/75R17.5 → 767 [mm]

235/75R17.5 → 797[mm]



AAR603

AUSTONE TIRES

AAR603 AUSTONE

Baja resistencia a la rodadura buen agarre en piso mojado y alto kilometraje gracias a un nuevo compuesto Ranuras multiángulo.

Una mejor rigidez de la banda de rodadura y un menor ruido Ancho de costilla optimizado para un desgaste uniforme.



SKU	Medida	Índice Carga	Índice Velocidad	Velocidad Máxima	Carga máxima	Máxima Presión	PR	Tipo sello	PF
200701	215/75R17.5	135/133	J	100 KM/H	2180/2060 KG	125 Psi	18	Tubular	13 mm
200750	235/75R17.5	143/141	J	100 KM/H	2725/2575 KG	125 Psi	18	Tubular	13 mm
201074	205/75R17.5	124/122	M	130 KM/H	1600/1500 KG	110 Psi	14	Tubular	13 mm

REPUESTOS – FLOTACENTRO CAREN

38% OFF AUSTONE TIRES



215/75R17.5 18PR 135/133J AAR603
AUSTONE

Baja resistencia a la rodadura buen agarre en piso mojado y alto kilometraje gracias a un nuevo compuesto Ranuras multiángulo para una mejor rigidez de la banda de rodadura y un menor ruido Ancho de costilla optimizado para un desgaste uniforme;

- Aplicación: direccion carretera
- Aro: 17.5
- Modelo neumatico: aar603
- Origen: china
- Perfil: 75

Ficha Técnica

OFERTA | PRECIOS POR CANTIDAD

$ 99.030 C/IVA

Con Stock

Neto: $ 83.218
~~Normal: $ 160.820~~

Cód. CAREN 200701
Marca AUSTONE

LLEVA MÁS Y PAGA MENOS

Unidad	$ 99.030 C/IVA
8 a 50 unidades	$ 95.070 C/IVA
Desde 51 unidades	$ 91.270 C/IVA

1 Agregar al Carro

Llanta

El componente que transmite la carga hacia el neumático de forma radial es una llanta, la cual debe ser capaz de resistir con holgura la carga de 2 Toneladas. Para el caso, se selecciona una llanta “especial” utilizada generalmente en carros del tipo “cama baja”, con capacidad de 3.500 [kg] de carga, es decir, un FS ~ 1,75[-] para el caso de mayor demanda.





	DETALLES TÉCNICOS
Numero de parte	A176752
Marca	Suntech
Certificado pdf	VER DOCUMENTO
Color	Aluminio
Color	Aluminio
Capacidad máxima de carga	3500 kg
Diámetro apernadura	26 mm/1.02 pulg
Diámetro central	175 mm/6.88 pulg
Distancia entre pernos	223 mm/8.77 pulg
Espesor del disco	21.8 mm/0.85 pulg
Fabricado en	China
Garantia	6 meses
Hoyos de fijación	10 hoyos
Hoyos de ventilación	10 hoyos
Material	Aluminio
Medida llanta	6.75 × 17.5 pulg
Tipo llanta	Disco especial

Pernos y tuercas

Para asegurar la fiabilidad y compatibilidad con componentes, se utilizarán pernos y tuercas estándar en camiones que montan este rodado. El perno tiene un estriad\o o "cuello dentado" bajo la cabeza que es ligeramente mayor al agujero de la maza.

Montaje: Se instalan mediante interferencia mecánica usando una prensa. El dentado "muerde" el material de la maza (AISI 1045), lo que impide que el perno gire cuando se aprieta la tuerca con el par requerido.

MAZA – CWIM.02.120

Para transmitir carga radial y movimiento desde la llanta de aluminio hacia el eje de acero, se diseña un disco adaptador en base a las dimensiones de la llanta cuya apernadura es 223x10, es decir, en un diámetro de 223mm se reparten las 10 perforaciones que alojan los pernos de sujeción, estas perforaciones son de 26mm y tienen 36° entre ellas.

Se fabricará una pieza cuya función es transmitir movimiento y cargas desde el eje a la llanta anteriormente mencionada. Para esto, se utilizan las medidas del disco interno de la llanta, replicándolas.

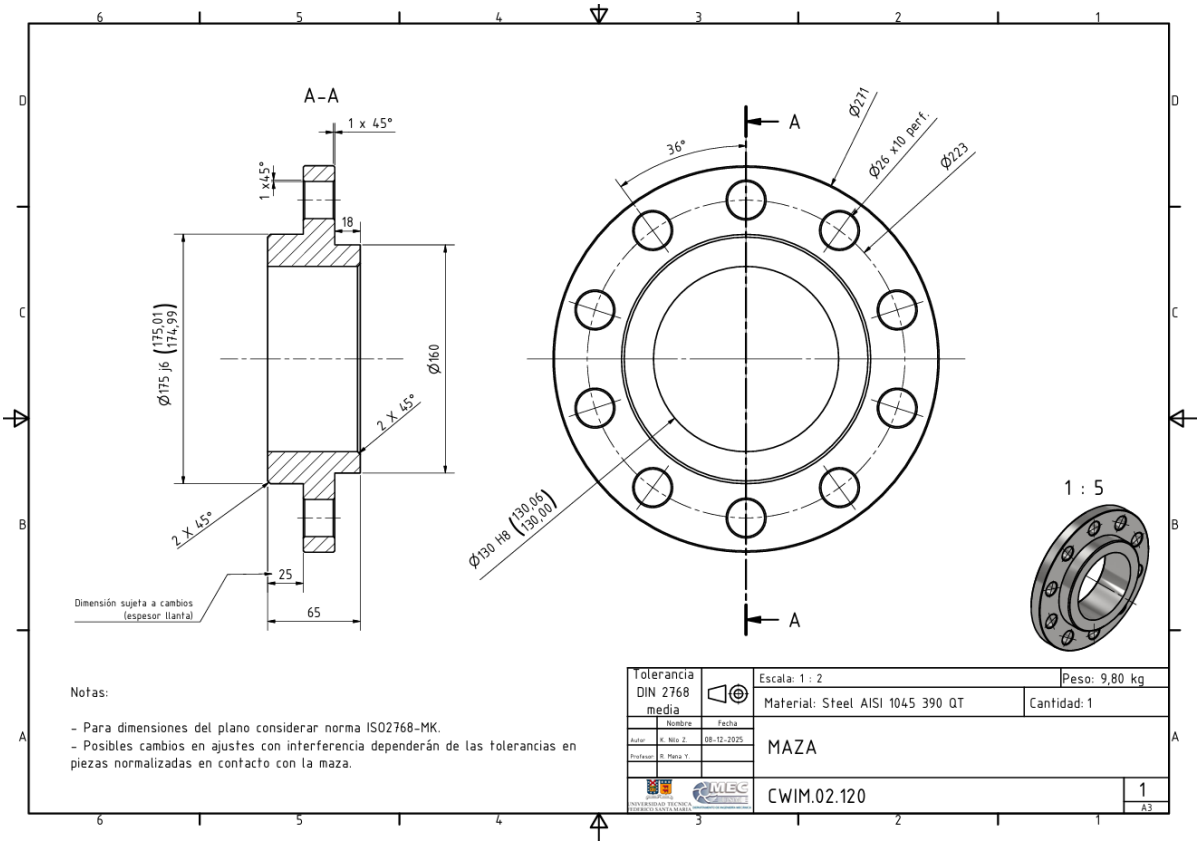
Material

El material seleccionado para este componente es acero AISI SAE 1045. Por su alta resistencia a la tracción.

Ventajas: Buena tenacidad, buena maquinabilidad y excelente forjabilidad. Se lo puede someter a temple y revenido, mejorando más aun sus propiedades mecánicas.

Desventajas: Debido al mayor contenido de carbono su soldabilidad no es la mejor, lo cual no afecta a este componente pues, sus uniones son empernadas. Su mayor dureza con respecto a otros aceros como el SAE 1020, hace que su mecanizado requiera de mayor trabajo.

Plano de fabricación



Ringfeder RfN 7012 – CWIM.02.130

Este componente estandarizado es el responsable de unir la maza con la flecha.

Según el catálogo, al aplicar el torque de apriete nominal a los tornillos, el anillo ejerce las siguientes presiones:

- **Presión sobre el eje (p_W):** 214 MPa (N/mm^2).
- **Presión sobre la maza (p_N):** 148 MPa (N/mm^2).

FLECHA – CWIM.02.140

MEMORIA DE CÁLCULO: FLECHA (EJE) DE RUEDA PARA SISTEMA DE CARGA MÓVIL CWIM

1. ALCANCE

El presente documento detalla el procedimiento de diseño, selección de material y validación por fatiga del eje principal que soporta la rueda de ensayo. El diseño se basa en el criterio de

vida infinita bajo cargas de flexión rotativa, siguiendo la metodología del Capítulo 7 del libro "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley" (10ma edición).

2. PARÁMETROS DE DISEÑO

2.1. Geometría y Cargas

- Longitud total del eje (L): $500mm \sim 0{,}5m$
- Configuración: Viga simplemente apoyada con carga central concentrada.
- Carga en Rodamientos (Reacciones R_A, R_B): 1 Ton-f , por apoyo.
    - $R_A = R_B = 1000$ [kgf] ~ 9.810[N]
- Carga Total Aplicada (Centro): $F = 2000$ kgf ≈ 19620 N
- Velocidad de giro (ω): 12.5 rad/s$(\approx 120$ RPM$)$
- Condición de operación: Eje giratorio (flecha) con carga transversal central constante (Flexión Rotativa), induce fatiga.

2.2. Material Seleccionado

Se selecciona acero AISI 1045 Trefilado (Estirado en Frío / Cold Drawn - CD) por su buena maquinabilidad, resistencia superior a la versión laminada en caliente y alta disponibilidad en mercado local.

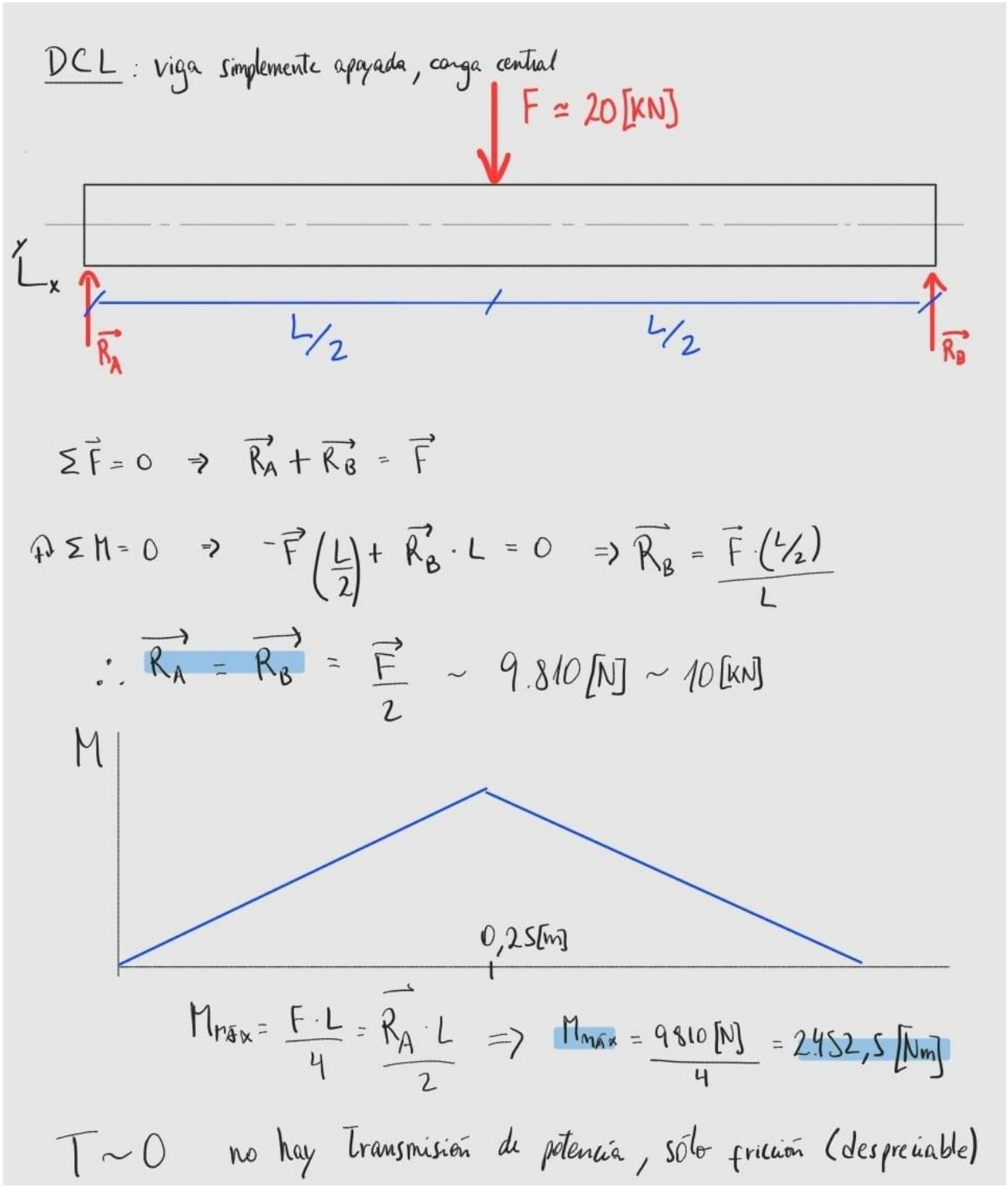
Propiedades Mecánicas (Según Tabla A-20, Shigley):

- Resistencia Última a la Tensión $S_{ut} = 630[MPa] \sim 91[ksi]$
- Resistencia a la Fluencia $S_y = 530[MPa] \sim 77[ksi]$

3. ANÁLISIS DE CARGAS

3.1. Diagrama de Cuerpo Libre

El eje se modela como una viga simplemente apoyada. El momento flector máximo ocurre en el centro del eje, donde se aplica la carga de la rueda.



$$M_{max} = \frac{F \cdot L}{4} = R_A \cdot \frac{L}{2}$$

Sustituyendo valores:

$$M_{max} = 9810 \text{ N} \cdot 0.25 \text{ m} = 2452.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.2. Par Torsional

Dado que la rueda actúa como elemento de carga (free rolling), la transmisión de potencia es despreciable frente a la carga de flexión, se asume para el diseño crítico:

- Torque Medio ~ 0
- Torque Alternante ~ 0

El diseño estará gobernado por el fenómeno de fatiga por flexión.

4. DETERMINACIÓN DEL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Para determinar el límite de resistencia real del elemento mecánico, se utiliza la ecuación de Marin del capítulo 6 (Ec. 6-18, Shigley).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e$$

4.1. Límite de Resistencia Teórico S'_e

Para aceros con $S_{ut} < 1400$ MPa:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5(630 \text{ MPa}) = 315 \text{ MPa}$$

4.2. Factores Modificadores de Marin

a) Factor de Superficie

Para acabado "Maquinado o Estirado en Frío" (Tabla 6-2):

- Factor a = 4,51
- Exponente b = -0,265

$$k_a = a S_{ut}^b = 4.51(630)^{-0.265} = 0.817[-]$$

b) Factor de Tamaño

Dado que el diámetro es la incógnita, se debe estimar inicialmente. Debido a la alta carga (2 Ton), estimamos un diámetro de 60mm.

Para el rango $51 \text{ mm} < d \leq 254 \text{ mm}$ (Ec. 6-20):

$$k_b = 1.51 d^{-0.157}$$

$$k_b = 1.51(80)^{-0.157} \approx 0.794[-]$$

Recalcular k_b con diámetro final

c) Factor de Carga

Para flexión pura:

$$k_c = 1$$

d) Factor de Temperatura (k_d):

Se asume operación a temperatura ambiente 20°C

$$k_d = 1$$

e) Factor de Confiabilidad (k_e):

Para una máquina de ensayo de laboratorio, se requiere alta confiabilidad. Seleccionamos 99.9% de confiabilidad (Tabla 6-5).

$$k_e = 0.753$$

f) Factor de Efectos Varios (k_f):

Se asume $k_f = 1$.

Re-estimación de k_f : al tener el diseño del eje, con filetes dimensionados se debe volver a estimar k_f, con k_t o k_ts, según sección 6-17.3 Shigley.

4.3. Cálculo de S_e

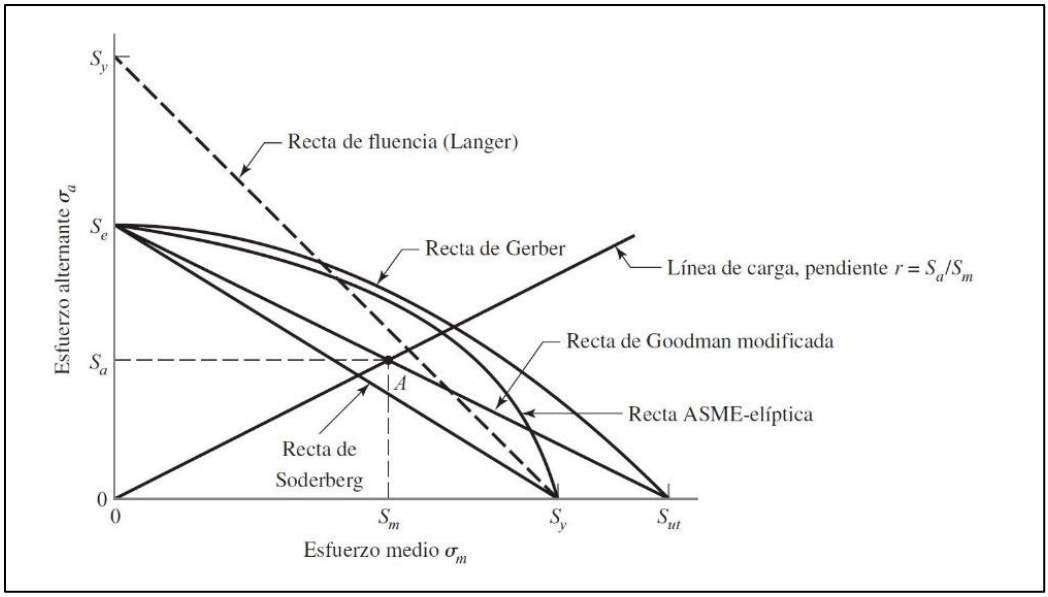
$$S_e = (0.817)(0.794)(1)(1)(0.753)(1) \cdot 315 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0{,}505 \cdot 315 \text{ MPa} \approx 159 \text{ MPa}$$

5. CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE (DISEÑO POR FATIGA)

Utilizando el criterio de falla por fatiga Goodman modificado. Para un eje giratorio bajo carga constante, el esfuerzo es completamente alternante $\sigma_m = 0, \sigma_a \neq 0$.

De hecho, cualquier criterio arrojará el mismo resultado pues, la diferencia radica en cómo abordar el análisis del esfuerzo medio. En este caso, al tratarse de flexión completamente invertida, el esfuerzo medio σ_m es cero, así que cualquier análisis de fatiga concluirá que el diámetro sea el mismo.



La ecuación de diseño para el diámetro según ED-Soderberg (Ec. 7-14 Shigley):

$$d = \left[\frac{16n}{\pi}\left\{\frac{1}{S_e}\left[4\left(K_f M_a\right)^2 + 3\left(K_{fs} T_a\right)^2\right]^{(1/2)}\right\}\right]^{1/3}$$

Simplificando:

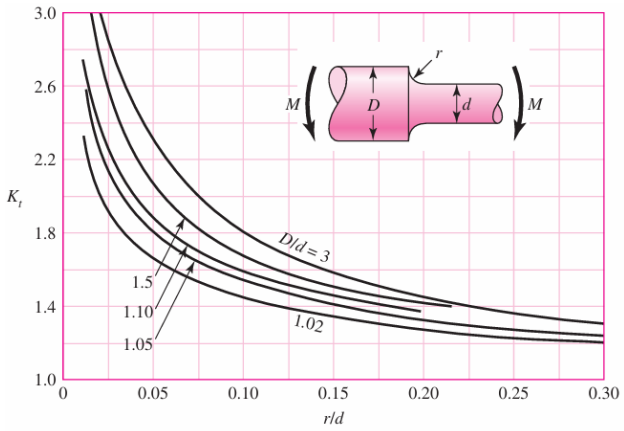
$$d = \left[\frac{32n}{\pi}\left(\frac{K_f M_a}{S_e}\right)\right]^{1/3}$$

Donde:

- n (Factor de Seguridad): Se establece $n = 2.0$.
    - Justificación: Es conservador. Incertidumbre en la magnitud de impactos dinámicos en ensayos, sobrecarga del actuador o irregularidades en la probeta.
- M_a (Momento Alternante): $2452.5\ \mathrm{N \cdot m}$.
- K_f (Factor de Concentración de Esfuerzos por Fatiga): En la zona central se alojará la rueda. Son cambios de sección (hombro) para alojar descansos y un chavetero en el centro para el disco adaptador de la llanta.
    - K_t estimado ≈ 2.1.(Tabla A-15-9 Shigley)

Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.



- Considerando sensibilidad a la muesca (q), Se asume un valor conservador de diseño de $K_f = 2.0$.

5.1. Ejecución del Cálculo

$$d = \left[\frac{32(2.0)}{\pi}\left(\frac{2.0(2452.5)}{159 \times 10^3}\right)\right]^{1/3} = 85{,}7\ mm$$

Diámetro mínimo requerido: $d = 88.0\ \mathrm{mm}$.

(Verificación del factor k_b): Con $d = 86$, $k_b = 1.51(86)^{-0.157} = 0.750$. El valor usado (0.758) es suficientemente cercano (diferencia $< 1.5\%$), por lo que no es necesaria una segunda iteración que cambie el tamaño comercial, llega a 86mm.

6. VERIFICACIÓN ESTÁTICA (FLUENCIA)

Se debe asegurar que el eje no sufra deformación plástica ante la carga máxima (primer ciclo).

$$\sigma_{max} = \frac{32M_{max}}{\pi d^3}$$

Usando el diámetro calculado 88mm:

$$\sigma_{max} = \frac{32(2452.5)}{\pi(0.086)^3} = \frac{78480}{0.0019} \approx 39{,}3 \text{ MPa}$$

Comparando con la fluencia del material $S_y = 530$ MPa

$$n_{estatico} = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{530}{36.6} = 13{,}5$$

Conclusión: El eje es seguro contra la fluencia estática. El diseño está restringido por fatiga.

7. VERIFICACIÓN DE RESISTENCIA A FATIGA POR ESFUERZO PURAMENTE REVERSIBLE.

Para el caso es necesario verificar la resistencia a la fatiga a los N ciclos, para esto se utiliza la ecuación 6-13 de Shigley.

---

7. SELECCIÓN DE COMPONENTES Y ESPECIFICACIÓN FINAL

Basado en el cálculo de 86mm de diámetro, se debe seleccionar un diámetro comercial para las zonas de los extremos.

7.1. Definición de Diámetros

1. Diámetro en Apoyos (Rodamientos): Se reduce la sección para crear hombros de posicionamiento.
    - Selección: 60 mm.

7.2. Selección de Rodamientos

Para un eje de 60 mm y carga de 10 kN

- Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior prolongado y fijación con tornillos, fundición
- Designación SKF: UCP 212
    - Diámetro interior 60mm

-
  - Ancho apoyo. 62mm
- Capacidad de Carga Dinámica: 52,7 kN
- Capacidad carga estática: 36 kN
- Vida Nominal L_{10}

$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{52,7}{9.8}\right)^3 \approx 155,5 \text{ millones de revoluciones.}$ Cumple ?

Para saber cuantos ensayos durará el eje, calculo el perímetro de la rueda

$$P = \pi \cdot D$$

$$P = \pi \cdot 0.8 \text{ m} \approx 2.5133 \text{ m}$$

Luego obtengo el número de revoluciones de la rueda por cada ensayo.

$$n = \frac{\text{Distancia Total}}{P}$$

$$n = \frac{9 \text{ m}}{2.5133 \text{ m}}$$

$$n \approx 3.58 \; rev \sim 4 \; revoluciones$$

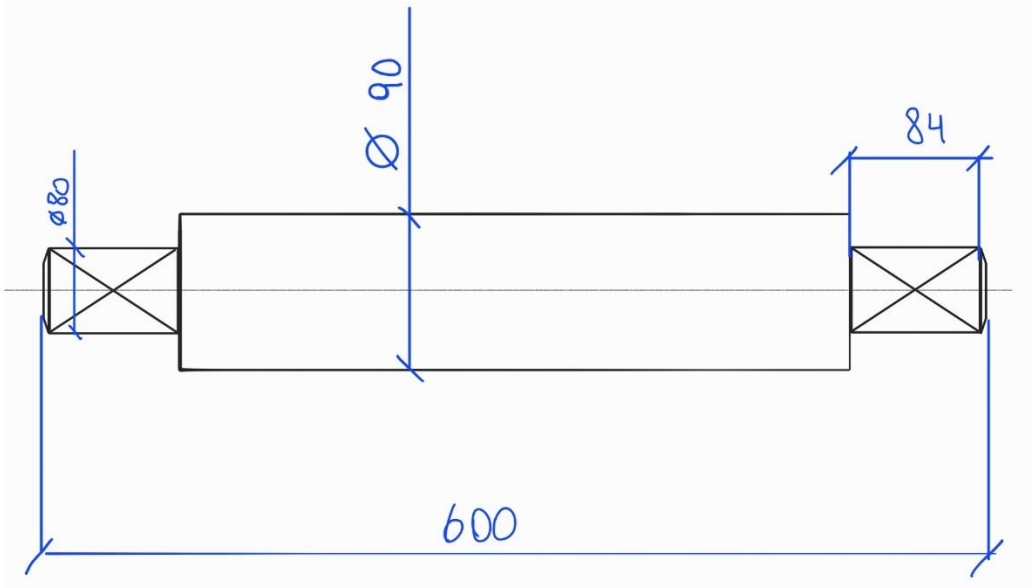
$$\frac{155 \cdot 10^6}{4} = 3,875 \cdot 10^7 \; ensayos$$

Es decir, los rodamientos alcanzarán a realizar 38 millones de ensayos a carga máxima antes de fallar por fatiga.

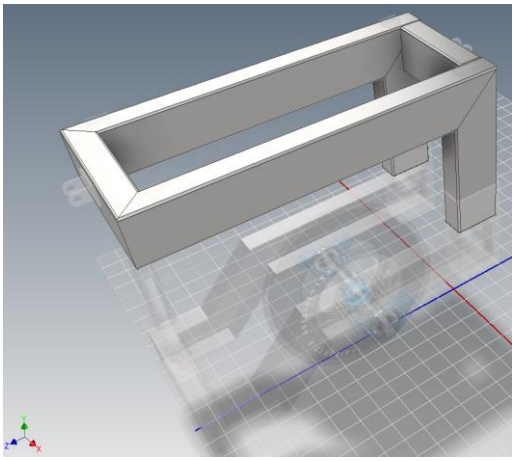
7.3. Especificación de Manufactura

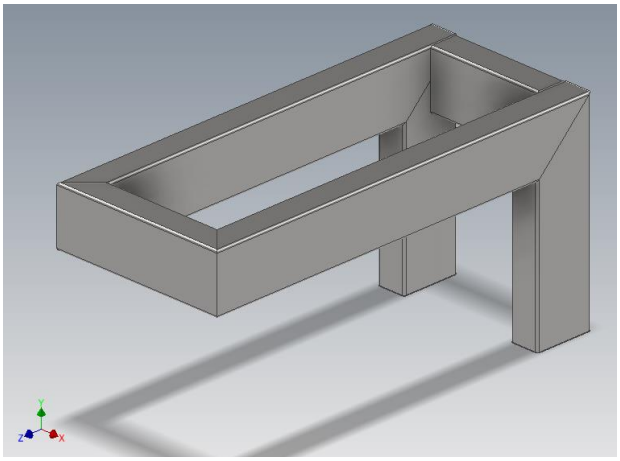
- **Material Base:** Barra redonda Acero AISI SAE 1045 Trefilado.
- **Acabado:** Torneado en los alojamientos de rodamiento en los extremos
- **Radios de Acuerdo (Filetes):** En la transición de D a d, utilizar un radio r = 2,5mm para mantener K_f ~ 2.

8. Croquis del componente.


Ø 90
84
ø80
600

BASTIDOR SUPERIOR CWIM.02.210





Descripción

Este componente tiene la función de soportar las reacciones del sistema de palanca inferior y transferirlas hacia las vigas guía del pórtico mediante cuatro carros de rodamiento lineal.

El bastidor está diseñado con perfiles tubulares rectangulares de 200x100x5mm, asumiendo un material base de acero estructural al carbono (e.g., ASTM A36) con un límite de fluencia nominal $S_y \approx 250\ \text{MPa}$.

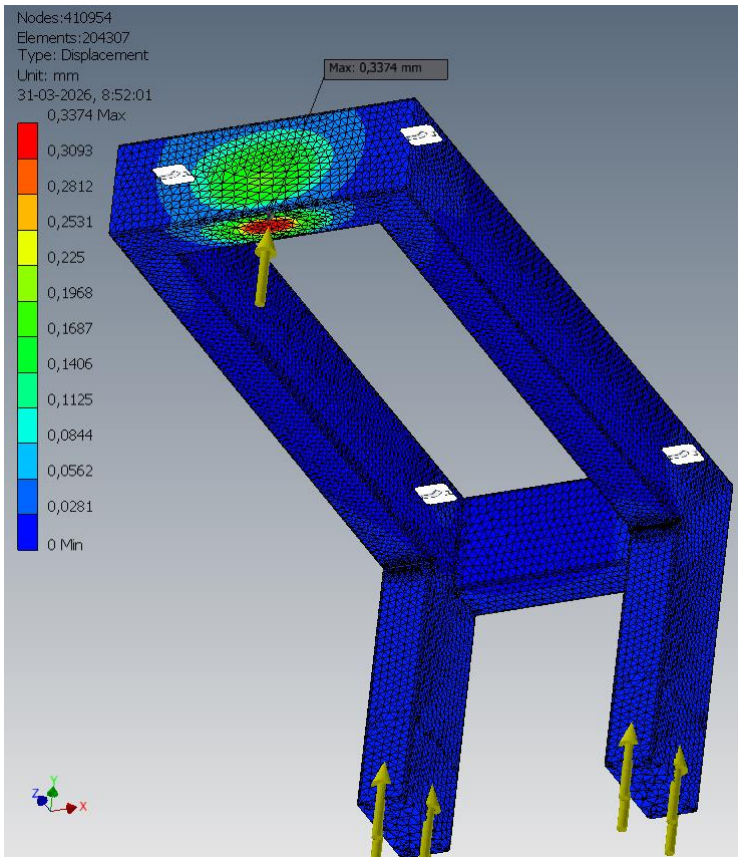
Validación estructural por análisis estático mediante elementos finitos

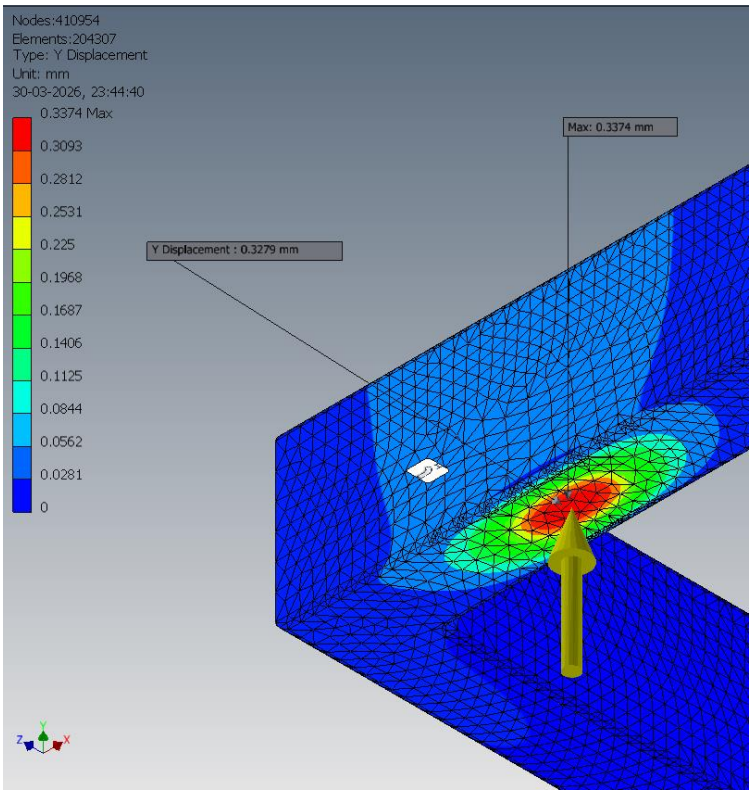
Herramienta : Análisis estático - Autodesk Inventor

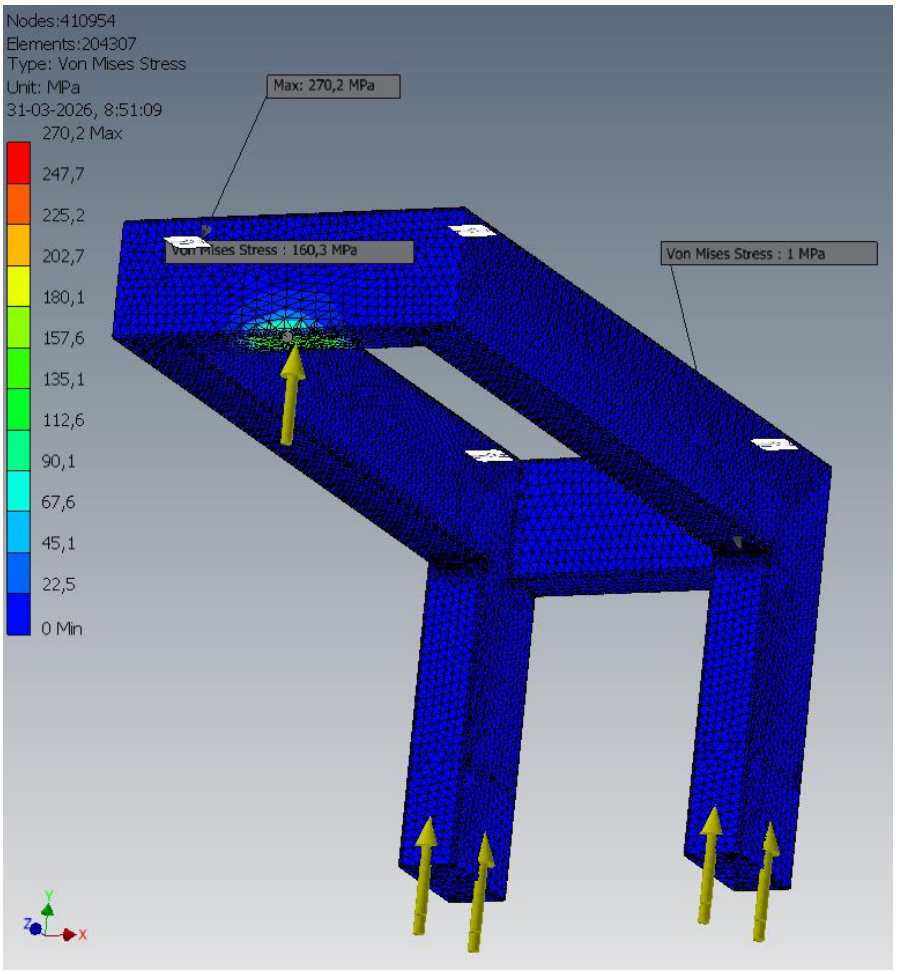
El análisis se configuró como un estudio estático lineal en Autodesk Inventor, simplificando el marco soldado como un sólido único (Part) para evaluar el comportamiento macroscópico a flexión y corte.

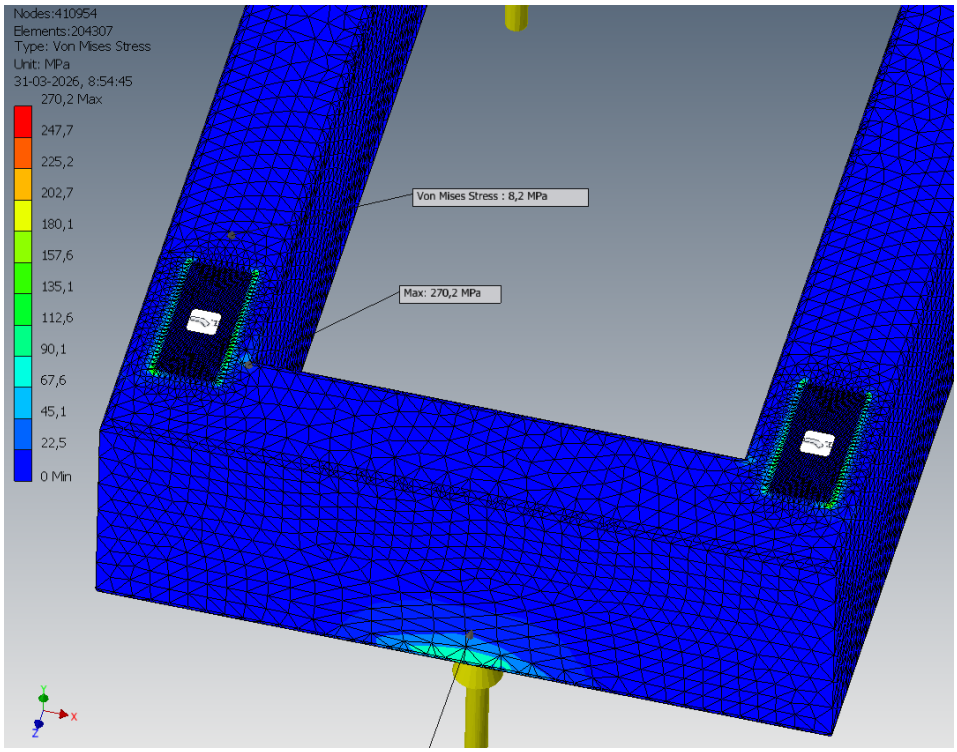
- Restricciones (Soportes**):** Se aplicó una restricción de tipo empotramiento (*Fixed Constraint*) en las cuatro áreas de asiento superiores correspondientes a los rodamientos lineales. Esta aproximación conservadora asume que el pórtico superior y las guías lineales poseen una rigidez infinitamente mayor a la del bastidor, impidiendo la traslación y rotación en dichos puntos.
- Solicitaciones Dinámicas**:** Basado en el Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) del sistema y considerando la velocidad máxima de operación de 5 m/s, se aplicó un Factor de Impacto Dinámico de 2 sobre las cargas estáticas equivalentes a la carga máxima de 2 Ton. en la rueda de ensayo.
    - *Reacción del Actuador (Frontal):* Se aplicó una fuerza de 13,42 [kN] en dirección $+Y$ sobre la cara inferior frontal.

- *Reacción de la Articulación (Trasera):* Se aplicó una fuerza total de 16 [kN] en dirección $+Y$, distribuida uniformemente en las caras inferiores de las patas verticales de la sección posterior.




Nodes:410954
Elements:204307
Type: Y Displacement
Unit: mm
30-03-2026, 23:44:40
0.3374 Max
0.3093
0.2812
0.2531
0.225
0.1968
0.1687
0.1406
0.1125
0.0844
0.0562
0.0281
0
Max: 0.3374 mm
Y Displacement : 0.3279 mm


Nodes:410954
Elements:204307
Type: Von Mises Stress
Unit: MPa
31-03-2026, 8:51:09
270,2 Max
247,7
225,2
202,7
180,1
157,6
135,1
112,6
90,1
67,6
45,1
22,5
0 Min
Max: 270,2 MPa
Von Mises Stress : 160,3 MPa
Von Mises Stress : 1 MPa


Nodes:410954
Elements:204307
Type: Von Mises Stress
Unit: MPa
31-03-2026, 8:54:45
270,2 Max
247,7
225,2
202,7
180,1
157,6
135,1
112,6
90,1
67,6
45,1
22,5
0 Min
Von Mises Stress : 8,2 MPa
Max: 270,2 MPa

La simulación entregó los siguientes resultados máximos en la estructura:

- Desplazamiento Máximo **(**Eje Y**):** $\delta_{max} = 0{,}3374\ \text{mm}$ (ubicado en el voladizo frontal del actuador).
- Esfuerzo de Von Mises Global: Los esfuerzos a flexión en las zonas de unión (codos traseros a 90°) y el resto del marco se mantienen nominalmente bajos, entre 1 y 20 [MPa]
- Esfuerzo de Von Mises Local: Se registró un pico de esfuerzo de 270,2 [MPa] confinado exclusivamente en la superficie de aplicación de la carga del actuador frontal.

Mientras que se mencionan los siguientes aspectos de interés:

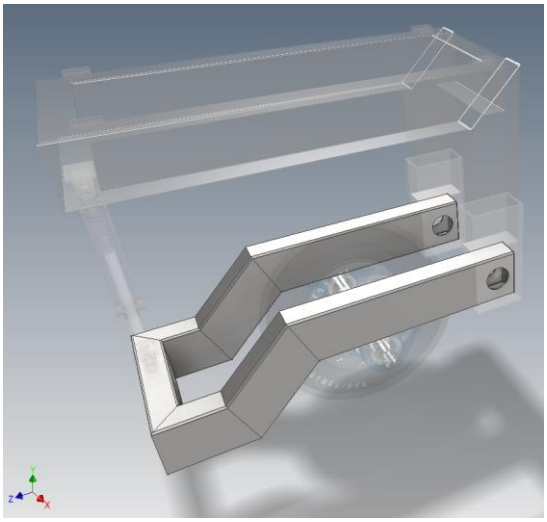
- Rigidez (Desplazamientos): La deflexión máxima obtenida de 0,3374 mm bajo una solicitación dinámica total ascendente que supera los 19 [kN] demuestra una rigidez flexional excepcional del perfil de 200x100x5mm. Este comportamiento es crítico y favorable para el proyecto, ya que garantiza que el chasis del equipo no inducirá deformaciones parásitas ni ruido en las lecturas de los sensores de fibra óptima (DAS) durante los ensayos sobre el pavimento.
- Justificación del Pico de Esfuerzo Local (Efecto Membrana): El valor máximo de 270,2[MPa] supera el límite elástico del material (250 MPa), No obstante, este valor se clasifica como una singularidad geométrica y un "falso positivo" de falla estructural generalizada, siendo la carga efectiva significativamente menor (8,2 MPa)

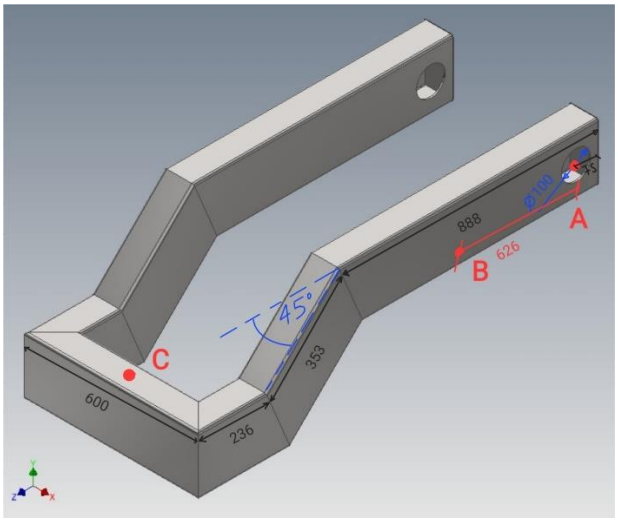
Físicamente, aplicar una carga puntual de gran magnitud 13.420 directamente sobre la pared delgada 5 mm del perfil tubular genera una hiperflexión local de la lámina (*oil-canning* o efecto membrana). En el montaje físico real, esta carga será introducida a través de una consola de acero de 10 mm de espesor debidamente soldada (GMAW ER70S-6). La alta rigidez de esta placa actuará como un elemento rigidizador que distribuirá el cortante hacia las almas verticales del perfil de 200 mm, anulando la flexión local de la cara inferior. Por lo tanto, el esfuerzo de 270,2 MPa, no se materializará en la práctica.

- **Evaluación a Fatiga:** Descartando la singularidad local, el esfuerzo global del marco es inferior a 20 MPa. Considerando el límite de resistencia a la fatiga empírico para aceros de bajo carbono $S_e \approx 0{,}5 \cdot S_{ut} \approx 200\ \text{MPa}$, el factor de seguridad a fatiga es masivo, asegurando una vida útil infinita del componente bajo cargas operacionales cíclicas.

El diseño del bastidor superior cumple y excede los requerimientos de rigidez y resistencia mecánica para la máquina de ensayo acelerado. La selección de perfiles tubulares de $200 \times 100 \times 5\text{ mm}$ es adecuada. El diseño se considera estructuralmente **APROBADO** para la manufactura, recomendándose asegurar la penetración completa y la calidad de los cordones de soldadura en las consolas de fijación del actuador y la articulación trasera.

BASTIDOR INFERIOR – CWIM.02.220





Descripción

Este conjunto de perfiles compone la parte articulada del bastidor, tiene tres puntos de apoyo (A, B y C según figura anterior).

Para determinar las solicitaciones de entrada al modelo computacional, se estableció un Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) tomando como origen el centro de la articulación trasera (Pivote A):

- Brazo de carga (Rueda / Pillow Blocks): L_B = 626 mm
- Brazo de potencia (Consola del Actuador): L_C = 1373 mm

Aplicando las ecuaciones de equilibrio estático para una carga sobre el pavimento de 19.613 [N] (punto B en ambas alas del bastidor):

Sumatoria de momentos respecto al pivote:

$$F_{act} \cdot 1373 \text{ mm} = 19.613 \text{ N} \cdot 626 \text{ mm}$$

$$F_{act} = 8.947 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas verticales:

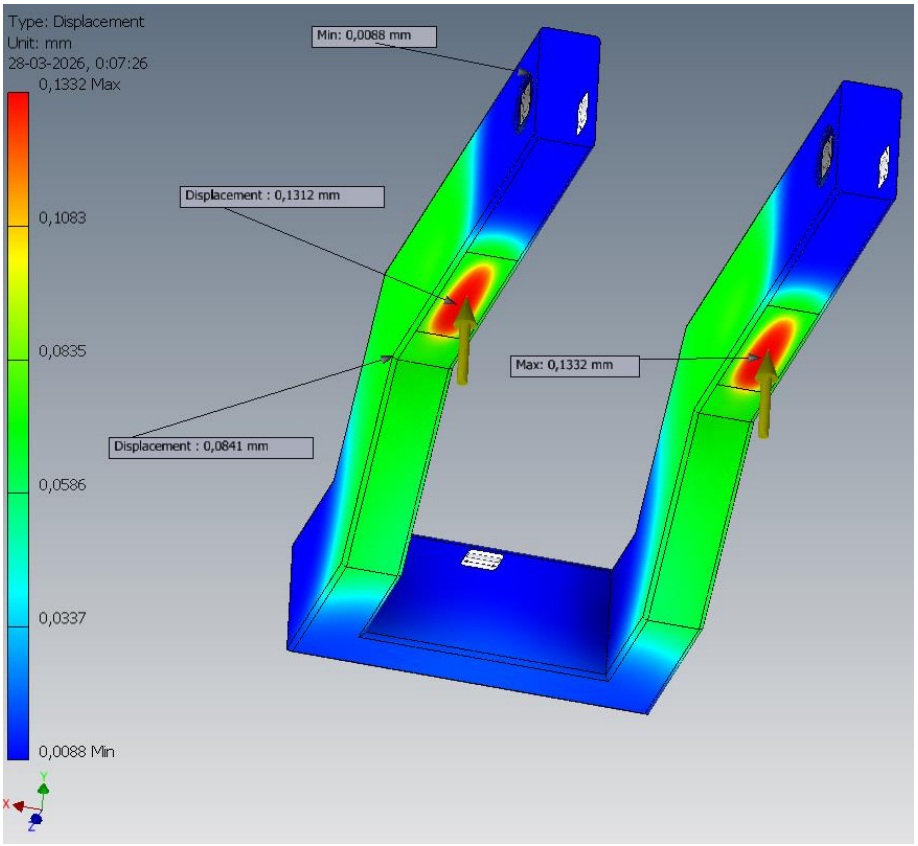
$$R_A = 19.613 \text{ N} - 8.947 \text{ N} = 10.666 \text{ N}$$

Validación mediante análisis estático de esfuerzos por elementos finitos.

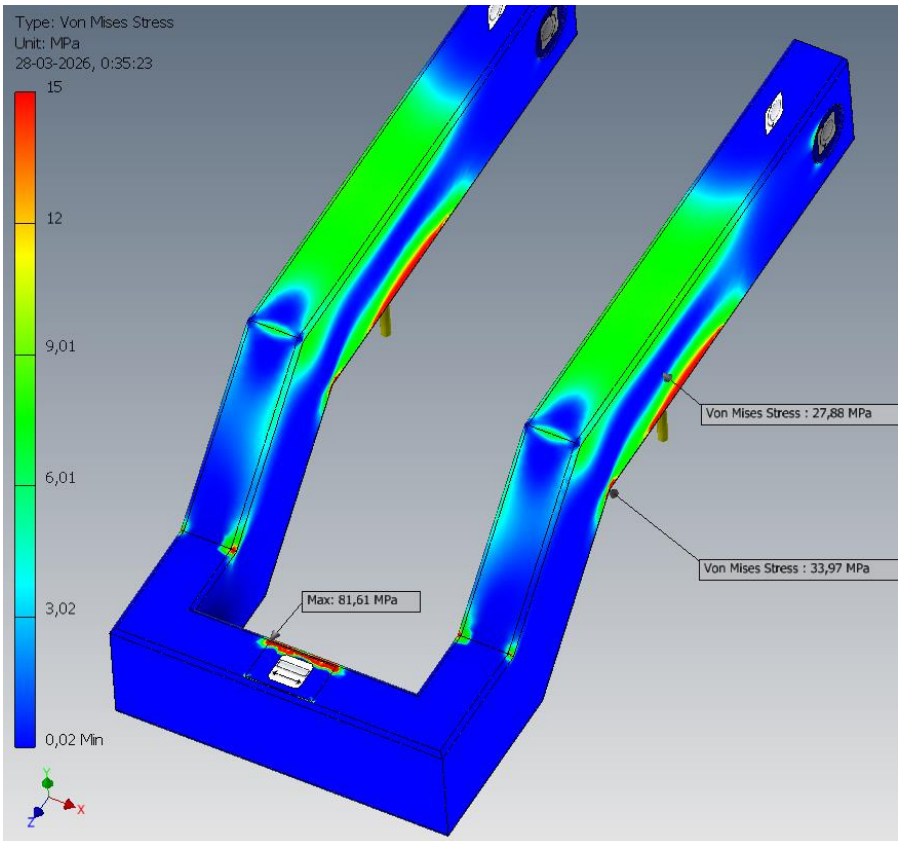
Herramienta: Análisis estático - Autodesk Inventor

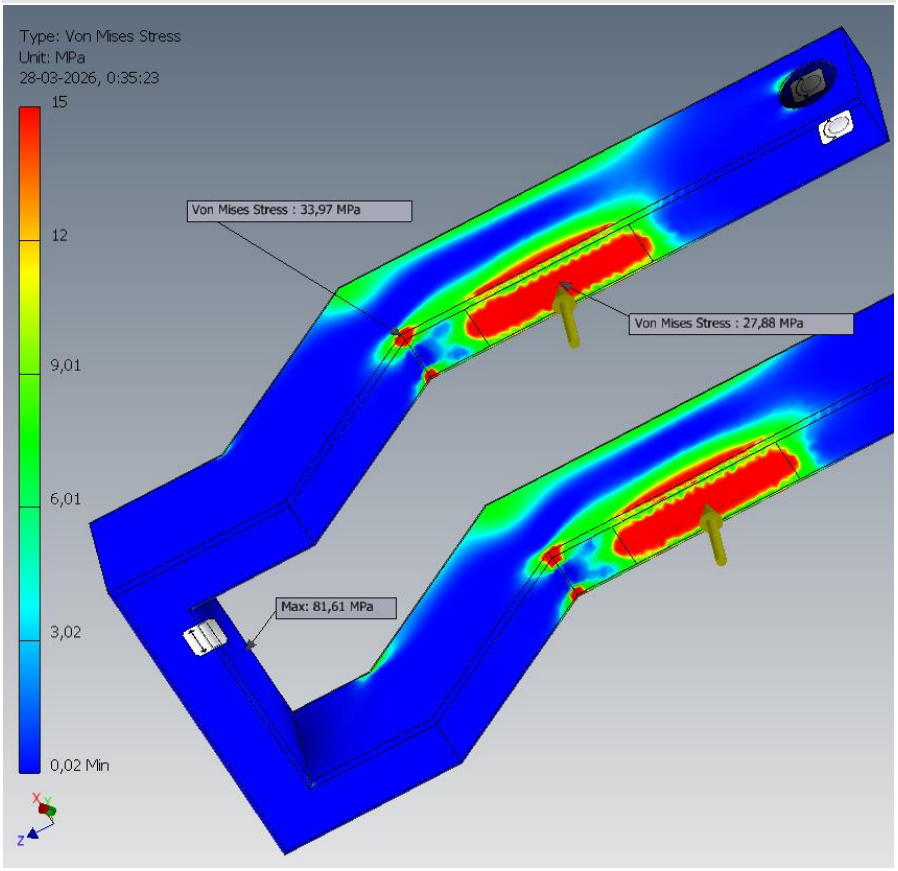
La validación se ejecutó mediante simulación estática lineal en Autodesk Inventor (Stress Analysis). Para evitar restricciones excesivas que generen tensiones artificiales (falsos positivos), las condiciones de borde se definieron respetando los Grados de Libertad (DOF) reales del ensamble:

- Apoyo Trasero (Articulación de 100 mm de diámetro): Se aplicó una restricción tipo *Pin Constraint*, liberando la rotación en el eje principal, pero bloqueando el desplazamiento axial y radial.
- Actuador Hidráulico: Se aplicó una restricción tipo *Frictionless Constraint* en la cara de apoyo (120 x 80 mm). Esto detiene el movimiento de cuerpo rígido vertical sin restringir la contracción/elongación longitudinal natural por la flexión de la viga.
- Carga Operativa: Se aplicó la fuerza de reacción del pavimento, dividida equitativamente en las caras de asiento de los Pillow Blocks (9.800 N en cada apoyo, sumando un total de 19.600 N, es decir, 2 ton-f).



El desplazamiento visible en el bastidor tiene un máximo de 0,133 mm, lo cual es más que aceptable para el caso. Incluso al interpretar el análisis de puede inferir que el desplazamiento real del material sería menor pues, la forma en que se procesa la malla tiende a aumentar esfuerzos y por ende, deformaciones.


Type: Von Mises Stress
Unit: MPa
28-03-2026, 0:35:23
15
12
9,01
6,01
3,02
0,02 Min
Von Mises Stress : 27,88 MPa
Von Mises Stress : 33,97 MPa
Max: 81,61 MPa


Type: Von Mises Stress
Unit: MPa
28-03-2026, 0:35:23
15
12
9,01
6,01
3,02
0,02 Min
Von Mises Stress : 33,97 MPa
Von Mises Stress : 27,88 MPa
Max: 81,61 MPa

En la zona de aplicación de carga, justo en el centro del travesaño del bastidor se presencia una pequeña sección con lectura ~81 MPa que llama la atención pues, es pequeña y localizada. Esto debido a una singularidad en el análisis por elementos finitos, donde al dividir una cara plana y sólo restringir una porción de ella – en este caso la consola del actuador - se crea una abrupta zona de transición de rigidez en el modelo matemático. Los nodos cercanos a la restricción intentan seguir el comportamiento de todo el bastidor, pero los nodos que se ubican en dicha separación disparan el esfuerzo equivalente de Von Mises a medida que la malla se encoge. En la aplicación real, la consola y la soldadura que la une al bastidor reparten la carga de forma gradual al perfil.

Los puntos de interés del esfuerzo equivalente de Von Mises son cuatro: la consola del actuador, los "quiebres" de 45°, las zonas de apoyo de los Pillow blocks y los agujeros donde se aloja la articulación. Los tres últimos puntos presentan esfuerzos equivalente muy inferiores al límite por fluencia del acero ASTM A36 (250 MPa).

La simulación convergió correctamente, revelando los siguientes niveles de esfuerzo de Von Mises en las zonas de interés estructural:

- Zonas de asiento (Pillow Blocks): 29,52 MPa.
- Codos de transición (45°): 34,76 MPa.
- Zona del Actuador (Borde numérico): Se registró un pico muy localizado de 81,61 MPa. Este valor se descarta para el dimensionamiento del perfil base, por singularidad explicada anteriormente.

Considerando el uso de acero estructural estándar (ASTM A36 con Límite de Fluencia Sy ≈ 250 MPa), el desempeño del bastidor se evalúa de la siguiente manera:

- Factor de Seguridad Estático: FS = 250 MPa / 81,61 MPa ≈ 3,06[-]
    - Aún utilizando un valor exagerado para el esfuerzo máximo de Von Mises, el FS cumple con las condiciones requeridas para exigencias de laboratorio.
    - En caso de considerar el "esfuerzo real" que se ubica en los vértices del bastidor, se cumple FS = 250 MPa / 33,97 MPa = 7,35[-] lo cual indica que el Bastidor será capaz de aplicar cargas mucho más altas de la requerida antes de entrar en fluencia.
- Factor de Seguridad Dinámico: Considerando el factor de impacto de 2 (163,22 MPa máximo), el diseño mantiene un margen robusto con un FS dinámico ≈ 1,53. (considerado en caso de impacto en la probeta por imperfecciones o imprevistos en el ensayo, parada de emergencia, etc.)
- Fatiga: Los esfuerzos operacionales máximos (163,22 MPa) se encuentran por debajo del límite de resistencia a la fatiga estimado para aceros de bajo carbono (Se ≈ 200 MPa).

Por ende, el diseño del bastidor inferior, en su configuración de perfiles rectangulares, se considera estructuralmente válido y aprobado.

UNIVERSIDAD TECNICA
FEDERICO SANTA MARIA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

CWIM: CONTINUOUS WEIGHT IN MOTION

CWIM.05.000 - SUBSISTEMA “TREN MOTRIZ”

Memoria de cálculo

Elaborado por: Kurt Nilo Zúñiga

Junio, 2026

Funcionamiento del sistema

El sistema de propulsión seleccionado es un accionamiento electromecánico mediante cable de acero en configuración de "lazo cerrado". Tal como se aprecia en el bosquejo conceptual,

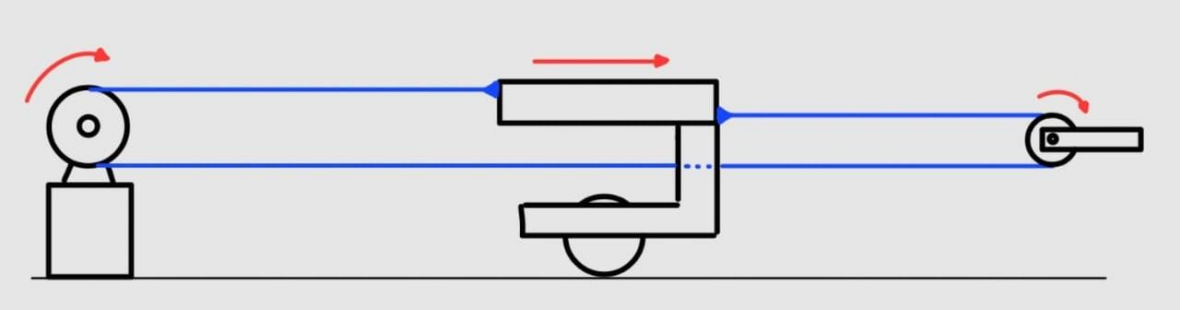


Figura: Boceto conceptual sistema de tracción por cable

Configuración del sistema y ciclo de operación

El sistema se compone de un motorreductor ubicado en el extremo inicial de la pista (zona de aceleración), el cual acciona un tambor donde se enrolla el cable de acero dando movimiento al carro mediante un cable metálico (piola) que tracciona el carro para su avance y retroceso. En el otro extremo de la pista (zona de transición) se encuentra una pola conducida la cual cumple dos funciones: tensar el cable y dirigir el mismo hacia la zona frontal del carro y así conectar ambos componentes, haciendo posible darle avance al carro.

Avance del carro

Siguiendo la configuración propuesta en la Figura 1, El motorreductor gira en sentido horario, así el tambor recoge el cable de tracción y libera el cable de retorno. El carro acelera hasta 5 m/s, mantiene su velocidad al pasar sobre la probeta de pavimento (zona de ensayo).

Transición y descarga de la probeta

Una vez el carro termine su avance por la probeta de pavimento, entre en la “zona de transición” donde desacelera hasta el reposo, el cilindro hidráulico libera la carga vertical e inmediatamente se carga en sentido contrario para elevar la estructura inferior del carro, perdiendo contacto entre neumático y pavimento.

Retroceso del carro

Finalmente, el carro vuelve a su posición inicial mediante tracción por cable en la zona trasera del carro. El tambor recoge el cable de retorno y libera el de tracción, trayendo el carro al punto de inicio a velocidad controlada.

Parámetros de diseño

Para el diseño del sistema, se considera la situación de condición máxima

Parámetro	**Símbolo**	**Valor**	**Unidad**
Masa del Carro (Móvil)	M_{carro}	500	kg
Carga Vertical sobre Rueda	F_{vert}	19,62 (2 Ton-f)	kN
Velocidad Máxima	v_{max}	5,0	m/s
Velocidad de Retorno	v_{ret}	1	m/s
Distancia de Aceleración	d_{ac}	1,5	m

Coeficiente de Rodadura	C_{rr}	0,02	-
Diámetro del Tambor	D_{tambor}	450	mm

Dimensionamiento del sistema

1. Cálculo aceleración del carro.

   Utilizando las ecuaciones de cinemática, caso movimiento rectilíneo uniforme acelerado:

$$a = \frac{v_{max}^2}{2 \cdot d_{acc}} = \frac{5^2}{2 \cdot 1{,}5} = 8{,}33\ m/s^2$$

2. Cálculo de fuerzas resistivas

La fuerza total de tracción F_{trac} debe vencer la inercia del carro y la resistencia a la rodadura.

- Fuerza de Inercia.

$$F_i = M_{carro} \cdot a = 500\ kg * 8{,}33\ m/s^2 = 4.165\ N$$

*Peso estimado del carro

- Resistencia por Rodadura.

$$F_r = F_{vert} \cdot C_{rr} = 19.620\ N \cdot 0.02\ =\ 392{,}4\ N \approx 400\ N$$

Donde C_{rr} es el coeficiente de roce por rodadura, 0,02 es un valor desfavorable para rodadura caucho-asfalto (*Bosch Automotive Handbook*).

- Carga de trabajo

$$F_{total} = F_i + F_r = 4.165 + 392{,}4 = 4.557\ N \rightarrow 4{,}6\ kN$$

- Pre-tensión del cable.

Se estima que la tensión del cable debe estar entre el (15-20) % de la carga de trabajo de este.

$$T = 4{,}6\ kN \cdot 0{,}2 = 920\ N \rightarrow\ 92\ kg - f$$

Es decir, al montar el equipo se debe tensar la polea con 92 kg-f de carga y al momento de trabajar, el cable conducido trabajará con dicha tensión.

3. Potencia mecánica requerida.

   La potencia máxima se alcanza al final de la aceleración (fuerza máxima a velocidad máxima).

$$P_{max} = F_{total} \cdot v_{max} = 4{,}6\ kN \cdot 5\ m/s \approx 23\ kW$$

Para absorber las pérdidas por rendimiento del reductor de velocidad (asumiendo un reductor de engranajes helicoidales o coaxiales con un rendimiento $\eta \approx 0{,}92$) y aplicando un **Factor de Seguridad de 1,25*** por tratarse de cargas de impacto/picos de aceleración (también recomendado por profesor Rafael Mena).

$$P_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{util}}}{\eta} \cdot FS = \frac{22{,}8\ \text{kW}}{0{,}92} \cdot 1{,}25 \approx 31\ \text{kW}$$

Por ende, la potencia de diseño asciende a los **31 kW ~ 40 HP.**

4. Selección componentes
   - Cable o Piola de acero

La piola estará en su condición de carga máxima al momento de traccionar al carro desde su estado de reposo. En base al cálculo anterior de la fuerza necesaria para mover el carro, se estima la tensión de la piola en 2,6 kN (aprox 350 kgf).

Factor de Seguridad (FS): Para elevación/tracción dinámica se recomienda FS = 7*.

*Considerando el mecanismo como “malacate eléctrico” conforme a *Tabla 17.5: Factores mínimos de seguridad para cables de acero. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 10ma edición*.

$$4{,}6\ kN\ \cdot\ 7\ =\ 32{,}2\ kN$$

Por ende, la carga de ruptura mínima equivale a 32,2 kN.

Según *Shigley*, la recomendación para aplicaciones de arrastre e izaje donde es clave un equilibrio entre resistencia y flexibilidad del cable, el estándar es una configuración 6x19, es decir, 6 torones de 19 alambres cada uno.

*Profesor Rafael Mena recomienda usar piola de diámetro 8 a 10mm.

Cable De Acero Galv Alma De Yute 6x19 8 Mm X 50 Mt | Sodimac Chile

Bridon® 6 Series - Bekaert (CZ pendiente)

El proveedor anteriormente mencionado incluye esta tabla con parámetros de resistencia a ruptura, donde el cable de 8mm de diámetro supera la carga de diseño mencionada.

CABLE DE ACERO GALV ALMA DE YUTE	CARGA DE ROTURA KN	CARGA DE ROTURA KG
6X19 10 MM x 50 MT	48.2	4918
6X19 12 MM x 100 MT	69.4	7082
6X19 6 MM x 100 MT	17.4	1776
6X19 8 MM x 50 MT	30.8	3143
6X7 2 MM x 400 MT	2.08	212
6X7 3 MM x 100 MT	4.69	479
6X7 4 MM x 100 MT	8.33	850
6X7 5 MM x 100 MT	13	1327

Dia	Nominal length Mass		Minimum Breaking Force								
			IP/1770			EIP / 1960			EEIP / 2160		
mm	kg/m	lbs/ft	kN	Tonnes	Tons	kN	Tonnes	Tons	kN	Tonnes	Tons
10	0.42	0.28	69.90	7.13	7.86	77.40	7.89	8.70	85.30	8.70	9.59
12	0.61	0.41	100.00	10.19	11.24	111.00	11.31	12.48	122.00	12.44	13.71
14	0.83	0.56	137.00	13.97	15.40	151.00	15.39	16.97	167.00	17.02	18.77
16	1.08	0.73	179.00	18.25	20.12	198.00	20.18	22.26	218.00	22.22	24.50

Hay otros factores que determinan la dimensión del cable que tienen que ver con el modo de uso. A continuación, se verificará si el cable de acero galvanizado 6x19 de 10mm cumple con la solicitación mecánica del caso.

$$FS = \frac{F_{ruptura}}{F_{trabajo}} = \frac{30,kN}{2{,}6kN} = 9[-]$$

Como Shigley recomienda un factor de seguridad ~ 7, el cable sí cumple el criterio. Además, el galvanizado lo protege contra la corrosión, siendo una opción recomendable para el caso.

Sin embargo, la vida útil del cable dependerá de cuanto se dobla. Según la *Tabla 17-27*, el diámetro recomendado de polea es 45 veces el diámetro del cable.

$$D = d \cdot 45 = 450\,mm$$

Por ende, **se recomienda que el diámetro mínimo del tambor y polea conducida sea de 450mm**.

*Transmisión de potencia desde el motorreductor hacia el tambor de enrollamiento del cable.

SEW-EURODRIVE's TorqLOC® Hollow Shaft Mounting System Now Available on Industrial Gear Units - Aggregates and Mining Today

Memoria de cálculo: Tambor

Condiciones de Diseño: Velocidad máxima de ensayo de 5 m/s, masa del carro de 500 kg.

1. Parámetros Cinemáticos y Solicitaciones Dinámicas

Para dimensionar los componentes, primero se establece el peor escenario de carga, el cual ocurre durante el transitorio de aceleración para alcanzar la velocidad de régimen en la pista de ensayo.

- **Fuerza de inercia (F_i):** Para acelerar una masa de 500 kg a 6.25 m/s^2:

$$F_i = m \cdot a = 500 \cdot 6.25 = 3125 \text{ N}$$

- **Resistencia a la rodadura (F_r):** Considerando la carga de emulación en el pavimento asfáltico de 2 Ton (2000 kg), la masa normal total aproximada es 2500 kg. Asumiendo un coeficiente $\mu_r = 0.02$:

$$F_r = N \cdot \mu_r = (2500 \cdot 9.81) \cdot 0.02 = 490.5 \text{ N}$$

- **Tensión Máxima del Cable (T_{max}):**

$$T_{max} = F_i + F_r = 3125 + 490.5 = 3615.5 \text{ N} \approx 3616 \text{ N}$$

- **Torque Motriz (T_m):** Con un diámetro primitivo $D_p = 450$ mm (radio $r = 0.225$ m):

$$T_m = T_{max} \cdot r = 3616 \cdot 0.225 = 813.6 \text{ Nm}$$

- **Vueltas del cable en base al agarre necesario (Euler-Eytelwein)**

  La relación de tensiones en una polea de fricción para evitar el deslizamiento (*slip*) es:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \cdot \theta}$$

  Donde:

  $T_1 = 3616$ N (Tensión máxima en el ramal tenso durante la aceleración).

  T_2: Tensión del sistema de amortiguación/tensado en el ramal flojo. Diseñaremos un tensor comercial que aplique una fuerza constante de $T_2 = 1000$ N.

  $\mu = 0.12$ (Coeficiente de fricción conservador para cable de acero sobre ranura de acero lubricada).

  θ: Ángulo de contacto total (en radianes).

  Despejamos el ángulo de contacto mínimo necesario (θ):

$$\frac{3616}{1000} \leq e^{0.12 \cdot \theta} \Longrightarrow 3.616 \leq e^{0.12 \cdot \theta}$$

$$\ln(3.616) \leq 0.12 \cdot \theta \Longrightarrow 1.285 \leq 0.12 \cdot \theta$$

$$\theta \geq \frac{1.285}{0.12} \approx 10.71 \text{ radianes}$$

Como una vuelta completa al tambor equivale a $2\pi \approx 6.28$ rad, el número de vueltas requeridas de manera estricta es:

$$N_{\text{vueltas}} = \frac{10.71}{2\pi} \approx 1.7 \text{ vueltas}$$

Con 5 vueltas completas, el ángulo de contacto total (θ) pasa a ser:

$$\theta = 5 \text{ vueltas} \times 2\pi = 10\pi \approx 31.42 \text{ rad}$$

La relación de tracción por fricción máxima admisible antes del deslizamiento se dispara exponencialmente:

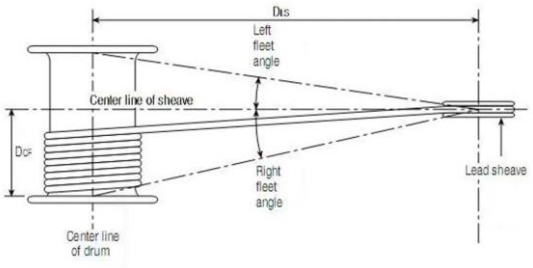
$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \cdot \theta} = e^{0.12 \cdot 31.42} = e^{3.77} \approx 43.4$$

Es decir, el ramal tenso podría soportar hasta 43.4×1000 N $= \mathbf{43.400}$ **N antes de patinar.**

Ángulo de desvío: (Fleet Angle)

Al almacenar el cable, este se desplazará axialmente 149.5 mm a medida que el tambor gira. La norma CMAA Specification 70 exige que el cable no ingrese al tambor con un ángulo mayor a $1.5°$ respecto a la perpendicular, para evitar que la piola muerda las crestas de la ranura, se monte y se corte.

Se determina la distancia mínima a la primera polea fija:



$$L_{fleet} \geq \frac{L_{tambor}/2}{\tan(2°)} = \frac{149.5/2}{0{,}034921} \approx 2148 \text{ mm} \sim 2{,}2\text{m}$$

ESTA DISTANCIA NO ES DE CONVENIENCIA. Se considerarán poleas de reenvío para el diseño.

Profe Mena recomienda no usar polea centradora, dejar el tambor andando sin centrar el cable.

2. Manto Cilíndrico

El manto será fabricado mediante rolado y soldado. Estará sometido a la presión de compresión radial ejercida por las 5 espiras del cable bajo tensión.

A. Esfuerzo Circunferencial

La presión radial (p_{rad}) ejercida por el cable con paso $p = 14$ mm sobre el manto cilíndrico es:

$$p_{rad} = \frac{2 \cdot T_{max}}{D_p \cdot p} = \frac{2 \cdot 3616}{450 \cdot 14} = 1.15 \text{ MPa}$$

Modelando el manto como un recipiente de pared delgada bajo presión externa, el esfuerzo de compresión axial (σ_c) se relaciona con el límite de fluencia del acero A36 ($S_y = 250$ MPa) y un factor de seguridad $n = 3.0$:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} = \frac{250}{3} = 83.3 \text{ MPa}$$

El espesor mínimo por fluencia (t_f) es:

$$t_{f\ minimo} = \frac{p_{rad} \cdot D_{ext}}{2 \cdot \sigma_{adm}} = \frac{1.15 \cdot 460}{2 \cdot 83.3} = 3.17 \text{ mm}$$

B. Estabilidad Elástica (Abolladura)

Para evitar el colapso geométrico bajo presión externa se utiliza una relación empírica mínima:

$$t_{buckling} \geq 0.02 \cdot D_{ext} = 0.02 \cdot 460 = 9.2 \text{ mm}$$

Selección: Se especifica un espesor comercial de 12 mm. Esto supera ampliamente el criterio de abolladura, otorga rigidez adicional para no distorsionarse al soldar las tapas y provee suficiente carne para realizar las roscas (hilos) donde se atornillarán las camisas ranuradas, o bien, para ser penetradas por el cordón de soldadura en la unión entre el tambor y las ranuras.

C. Dimensionamiento del tambor

5 ranuras paralelas útiles. Cable de 10mm de diámetro. Poleas de reenvío.

Paso entre ranuras paralelas (p): 14 mm (distancia entre centros de ranura) para garantizar que los ramales del cable de 10 mm no se rocen ni generen desgaste por fricción lateral.

Ancho neto requerido para las 5 ranuras (L_r):

$$L_r = (N_{\text{ranuras}} - 1) \cdot p + d_{\text{cable}}$$

$$L_r = (5 - 1) \cdot 14 \text{ mm} + 10 \text{ mm} = 4 \cdot 14 + 10 = 66 \text{ mm}$$

Márgenes de seguridad laterales: 30 mm libres a cada lado del bloque de ranuras. Esto absorbe el pequeño ángulo de desvío dinámico cuando el carro recorre los 9 m totales en el laboratorio (incluyendo las zonas de aceleración y frenado).

$$\text{Ancho Total} = L_r + (2 \cdot \text{Margen}) + (2 \cdot \text{Espesor Flanco})$$

$$\text{Ancho Total} = 66 \text{ mm} + (2 \cdot 30 \text{ mm}) + (2 \cdot 25 \text{ mm}) = 66 + 60 + 50 = 176 \text{ mm}$$

El ancho del tambor aparenta ser bastante angosto, pero cabe destacar que el tambor NO almacena cable, solo actúa como un elemento de transferencia de potencia. El cable entra por un lado, da 5 vueltas puramente para generar el agarre por fricción (evitando el *slip*), y sale inmediatamente por el otro lado hacia el carro.

Por lo tanto, el tambor puede dar 10 vueltas, 100 vueltas o un millón de vueltas, y el cable jamás se desplazará hacia los flancos ni chocará con las paredes, porque las ranuras son paralelas y la cantidad de cable envuelto en el tambor en cualquier instante de tiempo es exactamente la misma. El ancho de 176 mm (con 66 mm de zona ranurada) es fijo e independiente de si la carrera es de 9 m o de 500 m.

Para que físicamente el cable pueda dar 3 o 5 vueltas en ranuras paralelas sin cruzarse consigo mismo ni "caminar" lateralmente como un tornillo, se necesita el uso de una polea de reenvío.

3. Discos laterales (Tapas del tambor)

Los discos deben soportar el momento flector transferido desde el eje hacia el manto, resistir fuerzas axiales parasitarias del cable y, sobre todo, no alabearse durante el proceso de soldadura.

- **Criterio de Rigidez a la Soldadura:** Un disco de gran diámetro (500 mm) tiende a pandearse por la contracción térmica del cordón perimetral. En la práctica industrial de calderería, un disco con espesor menor a 15 mm suele distorsionarse producto de las altas temperaturas.

- **Criterio de Chavetero:** La longitud del cubo (centro del disco) debe ser suficiente para alojar la chaveta y no aplastarla por corte.

Se adopta un espesor de 25 mm mecanizado en Acero ASTM A36. Garantiza ortogonalidad, previene el alabeo térmico y entrega área suficiente para el cordón de soldadura en el manto.

4. Eje a Fatiga (Goodman)

El eje está sometido a flexión rotatoria totalmente invertida combinada con torsión.

El eje estará construido en Acero SAE 4140 Bonificado. A continuación sus propiedades mecánicas.

$S_{ut} = 1000$ MPa, límite de fatiga estimado de componente real $S_e = 221$ MPa).

Con un ancho total de tambor de 176 mm, la distancia entre los apoyos (rodamientos) será de aproximadamente $L = 0.30$ m. Asumiendo una fuerza resultante radial máxima sobre el tambor (tensión + peso propio + dinámicas) de $F_r = 5000$ N:

$$M_{max} = \frac{F_r \cdot L}{4} = \frac{5000 \cdot 0.30}{4} = 375 \text{ Nm}$$

Aplicando la ecuación DE-Goodman para un eje macizo con chavetero (factores de concentración de esfuerzos $K_f = 2.0$ y $K_{fs} = 2.8$), verificamos el factor de seguridad a fatiga (n_f) para el diámetro central de 60 mm:

$$d = \left[\frac{16 \cdot n_f}{\pi}\left(\frac{2 \cdot K_f \cdot M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} \cdot K_{fs} \cdot T_m}{S_{ut}}\right)\right]^{1/3}$$

Despejando para n_f con $d = 60$ mm, $M_a = 375.000$ Nmm y $T_m = 813.600$ Nmm:

$$60^3 = \frac{16 \cdot n_f}{\pi}\left(\frac{2 \cdot 2 \cdot 375000}{221} + \frac{\sqrt{3} \cdot 2{,}8 \cdot 813600}{1000}\right)$$

$$216000 = 5.09 \cdot n_f \cdot (6787.3 + 3945.4) = 54630 \cdot n_f$$

$$n_f \approx 3{,}95$$

El factor de seguridad a fatiga roza el 4.0 en la zona central crítica. El diseño escalonado a $\phi 50$ mm en los extremos y $\phi 60$ mm en el asiento del tambor asegura vida infinita ($> 10^6$ ciclos) bajo las condiciones del ensayo.