

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN AGUSTÍN DE AREQUIPA
FACULTAD DE INGENIERÍA DE PRODUCCIÓN Y SERVICIOS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO PRELIMINAR DE MONORRIEL MONTADO
SOBRE VIGA PARA TRANSPORTE URBANO**

Tesis presentada por:

Tupa Ortiz, Edgar Enrique

Para optar el Título Profesional de:

Ingeniero Mecánico

Asesor:

Dr. Edgar Cáceres Cabana

Arequipa-Perú

2022

INTRODUCCIÓN

El constante crecimiento del índice de flujo vehicular en el Perú, se acentúa aún más en las ciudades más importantes como Lima y Arequipa. Este incremento de vehículos, si bien es cierto indica un mayor dinamismo económico, incrementa también las exigencias en el sistema de transportes urbano, y junto con este, exigencias de salud, suministro de energético, combustibles, atenuación de contaminación, etc.

Los problemas, las pérdidas que ocasiona, y todos los efectos negativos de un sistema ineficiente, se reflejan en múltiples aspectos de la sociedad. No tratarlos, o por lo menos detenerse a analizarlos, son pasos para deteriorar aún más la realidad.

Es imperativa la concepción de sistemas de transporte masivo en estas ciudades. La demora, ineficacia e ineficiencia de los sistemas existentes y propuestos hasta el momento demandan una respuesta o más, desde el sector académico-universitario.

Junto con esta propuesta de solución a un problema real, las propuestas locales tienen que invocar a la innovación, y la independencia tecnológica. En conjunto, docentes, alumnos, y organizaciones privadas nacionales, deben tener como objetivo una autosuficiencia y sustentabilidad del modo de vida que nos planteamos.

Las soluciones a estos problemas locales, además de ser viables, deben de tener en cuenta las posibilidades que despliega la localidad. En este caso particular, la energía solar y la hidroeléctrica forman parte del análisis de operación final.

RESUMEN

El presente trabajo de tesis tiene como propósito la determinación de la viabilidad técnica-económica de la implementación de un vehículo de transporte masivo. Para esto se estableció un procedimiento de diseño y desarrollo del tema:

En el capítulo primero se detallan los aspectos metodológicos: la problemática que implica el transporte urbano en la ciudad de Arequipa, y como, hasta el momento, los intentos de atenuarla no son suficientes. La delimitación de las fronteras, objetivos, y la identificación de los requerimientos técnico-materiales que se necesitarán para el desarrollo del trabajo.

En el segundo capítulo se establece el marco teórico con el cuál se sustentan los capítulos siguientes: estudios sobre sistemas de transporte alternativos y del transporte urbano, definición de términos especializados en este tema, normas, metodologías de diseño, los materiales en la actualidad, y por último se describen las partes del tipo de vehículo a diseñar.

El capítulo tercero, proceso de diseño, inicia con una breve descripción del estado actual de la problemática en la ciudad de Arequipa, el estado de la tecnología monorraíl como transporte urbano, y la presentación de los objetivos y las mejoras del planteamiento de diseño dado. En este capítulo se determina una metodología de diseño particular, resultado del ordenamiento y uso simultáneo de diferentes metodologías. A partir de esta, es que se desarrolla el diseño conceptual, detalle, la validación, el diseño operacional y la elaboración de los planos de diseño. Cabe mencionar que, debido a ser un estudio preliminar, no se toma el diseño de detalle de cada parte con minucia.

En el capítulo 4 se realiza un análisis energético y social a nivel económico, y un análisis ambiental debido a la importancia que tomó en los últimos años. Para simplificar el análisis energético se obvian diferentes aspectos, de manera que se analiza únicamente la energía requerida bruta y no su fuente, y se compara con un sistema de buses.

El análisis social económico se realiza en función de un estudio de transportes realizado para la ciudad de Arequipa. En el análisis ambiental se hace una comparación entre el sistema de transporte de monorraíl, y un sistema de buses en condiciones estándar. Esto porque hacerlo con el sistema real de transportes no resulta posible debido a la no uniformidad del sistema actual y a la variabilidad de los estudios encontrados.

Capítulo 5 y 6 se realiza un estudio de costos y de impactos generados por las diversas actividades respecto del estudio.

ABSTRACT

The purpose of this thesis work is to determine the technical-economic feasibility of the implementation of a mass transport vehicle. For this, a procedure for the design and development of the theme was established:

In the first chapter, the methodological aspects are detailed: the problems implied by urban transport in Arequipa, and how, up to now, the attempts to mitigate it are not enough. The delimitation of the borders, objectives, hypotheses, variables, type of research, population, sample, techniques and instruments, and the identification of the technical-material requirements that will be needed for the development of the work.

The second chapter establishes the theoretical framework with which the following chapters are based: studies on alternative transport systems and urban transport, definition of specialized terms on this subject, standards, design methodologies, engineering materials and finally the parts of the type of vehicle to be designed are described.

The third chapter, the design process, begins with a brief description of the current state of the problem in the city of Arequipa, the state of monorail technology as urban transport, and the presentation of the objectives and improvements of the given design approach. In this chapter, a particular design methodology is determined, as a result of the ordering and simultaneous use of different methodologies. It is from this methodology that the conceptual design, detail, validation, operational design and the development of design plans are developed.

In chapter 4, an energy and social analysis is carried out at an economic level, and an environmental analysis due to the importance that it has taken in recent years.

To simplify the energy analysis, different aspects are avoided, so that only the gross energy required is analyzed and not its source, and it is compared with a bus system.

The social economic analysis is carried out based on a master's study carried out for the city of Arequipa. In the environmental analysis, a comparison is made between the monorail transport system and a bus system under standard conditions. This is because doing it with the real transport system is not possible due to the actual transport system non-uniformity and variation of the studies found.

Chapter 5 and 6 are a study of costs and impacts generated by the activities, respect to the study.

DEDICATORIA

A mis padres, mis hermanos y mis hermanas.

A Mar.

AGRADECIMIENTO

A Dios y mis padres, por la vida que me dieron.

A mis hermanos y hermanas.

A mi tíos y tías.

A la Universidad, los buenos docentes y buenos compañeros.

A mis buenos amigos.

ÍNDICE

RESUMEN	4
ABSTRACT.....	5
CAPÍTULO I: ASPECTOS METODOLÓGICOS	10
1.1 EL CONTEXTO DEL PROBLEMA Y SU RELEVANCIA	10
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	10
1.3 JUSTIFICACIÓN	10
1.4 DELIMITACIÓN DE LAS FRONTERAS DE TRABAJO	10
1.5 OBJETIVOS	11
1.5.1 General	11
1.5.2 Específicos.....	11
1.6 HIPÓTESIS	11
1.7 VARIABLES	11
1.7.1 INDEPENDIENTE.....	11
1.7.2 DEPENDIENTE.	11
1.8 TIPO DE INVESTIGACIÓN:	11
1.9 POBLACIÓN Y MUESTRA	11
1.10 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS	11
1.11 REQUERIMIENTOS TÉCNICOS MATERIALES	11
2 CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.....	12
2.1 ANTECEDENTES	12
2.2 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS	13
2.3 NORMAS Y ESTÁNDARES	15
2.4 METODOLOGÍAS DE DISEÑO	15
2.5 MONORRIEL COMO TRANSPORTE PÚBLICO.....	21
2.5.1 Materiales en ingeniería	21
2.5.2 Materiales en aplicaciones vehiculares y ferroviarias:	22
2.5.3 Componentes.....	24
2.5.4 BASTIDOR.....	25
2.5.5 MOTORES ELÉCTRICOS DE TRACCIÓN.....	25
2.5.6 FRENOS	26
2.5.7 EJES DE TRACCIÓN	27
2.5.8 FATIGA	27
3 CAPÍTULO III: PROCESO DE DISEÑO.....	32
3.1 ESTADO DEL ARTE Y ANÁLISIS DEL PROBLEMA	32
3.1.1 Situación actual del Problema (tráfico vehicular)	32
3.1.2 Estado de la tecnología.....	35
3.1.3 Objetivos y Mejoras del Planteamiento:	40

3.2	DISEÑO CONCEPTUAL.....	40
3.2.1	Metodología de Diseño.....	40
3.2.2	Identificación de requerimientos y exigencias	42
3.2.3	ESTRUCTURA DE FUNCIONES-ABSTRACCIÓN	44
3.2.4	Matriz morfológica	49
3.2.5	Conceptos de solución	50
3.2.6	Evaluación de los conceptos de solución	50
3.2.7	Determinación del concepto óptimo	51
3.2.8	Definición de componentes y consideraciones de diseño	52
3.2.9	Dimensionamiento General de diseño	56
3.3	DISEÑO DE DETALLE	63
3.3.1	Cálculo, dimensionamiento y diseño de Cuerpo del carro	63
3.3.2	Cálculo, dimensionamiento y selección de Motor eléctrico de tracción:.....	74
3.3.3	Cálculo, dimensionamiento y selección de Inversor de Corriente y Transformador	79
3.3.4	Cálculo, dimensionamiento y selección de Chopper de Frenado:.....	80
3.3.5	Cálculo, dimensionamiento y selección de Disipador de Calor	82
3.3.6	Cálculo, dimensionamiento y selección de Banco de Reóstatos	83
3.3.7	Dimensionamiento y selección de componentes de almacenamiento:	83
3.3.8	Dimensionamiento y selección de Reductor de velocidad	84
3.3.9	Cálculo, dimensionamiento y selección de Frenos de Fricción.....	86
3.3.10	Cálculo, dimensionamiento y selección del Sistema de Suspensión	88
3.3.11	Cálculo, dimensionamiento y selección de Neumáticos.....	90
3.3.12	Cálculo, dimensionamiento y selección de rodamientos	93
3.3.13	Cálculo, dimensionamiento y diseño de ejes portantes de neumáticos	97
3.3.14	Cálculo, dimensionamiento y selección de ruedas de seguridad	110
3.3.15	Cálculo, dimensionamiento y diseño de marco estructural del tren de rodaje-Bogie	111
3.4	VALIDACIÓN.....	113
3.5	DISEÑO OPERACIONAL	114
3.6	PLANOS.....	116
4	CAPÍTULO IV: ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	116
4.1	ANÁLISIS ENERGÉTICO-ECONÓMICO DE OPERACIÓN	116
4.2	ANÁLISIS SOCIAL-ECONÓMICO DE OPERACIÓN	119
4.3	ANÁLISIS AMBIENTAL DE OPERACIÓN	119
5	CAPÍTULO V: COSTOS DE ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	121
6	CAPÍTULO VI: IMPACTO AMBIENTAL DEL PROYECTO.....	121
7	CONCLUSIONES	123
8	BIBLIOGRAFÍA	125
9	ANEXOS	128

CAPÍTULO I: ASPECTOS METODOLÓGICOS

1.1 EL CONTEXTO DEL PROBLEMA Y SU RELEVANCIA

Con una pronunciada gradiente de desarrollo económico y los aspectos positivos que conlleva, la segunda ciudad más importante del Perú, Arequipa, carga también con los aspectos negativos, como son el desorden, contaminación del aire, contaminación del agua, contaminación acústica, etc. Se identifica en esta tesis al tráfico como una de las fuentes principales de grandes problemas: contaminación, pérdidas económicas, malestar de la población. El potencial de su acumulación negativa advierte que puede convertirse en el principal problema social en unos años, si no se prevé su resolución.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

¿Es viable técnica y económicamente la concepción de un proyecto de Sistema de Transporte Urbano Masivo Eléctrico por Monorraíl?

1.3 JUSTIFICACIÓN

El constante incremento de los índices de contaminación ambiental en el mundo, y particularmente en Arequipa, invocan a estudiar y evaluar las condiciones ambientales en que nos encontramos; identificar las causas, consecuencias y posibles soluciones desde múltiples perspectivas de campos de trabajo, desde todos los sectores de la economía.

Habiendo realizado una revisión de bibliografía disponible y suficiente, es que se toma como objetivo el estudio para generar una propuesta a un importante problema de contaminación en la ciudad de Arequipa: El Transporte Urbano. La revisión del problema nos conmina a que es justificable en muchos aspectos: ambiental, social, económico, de salud pública, etc. por las problemáticas que aborda.

1.4 DELIMITACIÓN DE LAS FRONTERAS DE TRABAJO

El trabajo se limita principalmente por legislación peruana actual, así como las normas correspondientes aplicables en el estudio, y una serie de documentos referenciales seleccionados.

Por otro lado, este diseño al ser preliminar, se limita a ser un estudio teórico, es decir, será un estudio general, con software especializado como herramienta predominante, que brinde suficiente información para su análisis y consecuente toma de decisiones de ampliarlo en la dirección que se vea conveniente.

El estudio se inició durante los últimos meses del año 2020, y se desarrolló durante el año 2021, para las condiciones de la ciudad de Arequipa, Perú.

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 General

- Diseñar un monorriel eléctrico montado sobre viga para transporte urbano

1.5.2 Específicos

- Analizar y evaluar las diferentes metodologías, métodos y herramientas de diseño.
- Determinar una metodología apropiada para el diseño.
- Analizar y evaluar la información resultante del diseño en consideraciones económicas, técnicas y ambientales.

1.6 HIPÓTESIS

El diseño y la fabricación de vehículos monorriel eléctricos de uso urbano es técnica-económicamente viable.

1.7 VARIABLES

1.7.1 INDEPENDIENTE: Demanda de Transporte urbano en Arequipa.

1.7.2 DEPENDIENTE: Diseño de vehículo Monorriel Eléctrico.

1.8 TIPO DE INVESTIGACIÓN:

Este trabajo se encuentra clasificado como Investigación Aplicada de Enfoque Cuantitativo, alcance descriptivo correlacional, según (Hernández Sampieri, Fernández Collado, & Baptista Lucio, 2014).

1.9 POBLACIÓN Y MUESTRA

La población de estudio son los conjuntos de variaciones posibles que puedan tener los elementos componentes. Mientras que la muestra la componen todos los elementos genéricos de un Monorriel eléctrico dado.

1.10 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS

Para el diseño, cálculo y/o selección de los componentes se utilizaron programas especializados, manuales y diferente bibliografía concerniente a cada elemento componente.

1.11 REQUERIMIENTOS TÉCNICOS MATERIALES

Para el uso de los programas computacionales CAD y CED (FEA), y otros, es necesario un equipo computador con un mínimo de 3.0 GHz de procesador CPU, 20 Gb o más de memoria RAM, 4Gb de GPU, como principales características. Se requiere conocimiento básico en ingeniería. Manuales, normativa y legislación pertinente.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

****PROPUESTA TÉCNICA Y ECONÓMICA PARA UN SISTEMA DE TRANSPORTE PÚBLICO EN LA CIUDAD DE AREQUIPA CON ENERGÍA SOLAR. VICTOR HUGO CARDENAS PINTO 2018(Cárdenas Pinto, 2018):**

En este trabajo realizado en el año 2018, en la ciudad de Arequipa, se realizan estudios teóricos sobre la problemática que representa el tráfico en la ciudad, las ventajas de la energía solar, y la necesidad de la implementación de un sistema de transportes multimodal. En el capítulo 4 desarrolla un diseño preliminar de un sistema de transporte con datos de fácil acceso. Este sistema se compone de 2 modos de transporte: monorraíl eléctrico y bus eléctrico. También propone un trazo de lo que sería el recorrido de este sistema integrado de transporte. Sin embargo, no considera en su estudio los datos e información descrita en el SIT actual. En el análisis económico expresa que los costos totales de la implementación de un sistema monorraíl son 309.5 millones de dólares, y del sistema de buses eléctricos de 57 millones de dólares. El costo de adquisición de cada carro monorraíl sería de 2.5 millones de dólares. El investigador expresa que el proyecto del sistema es técnica-económicamente viable mediante una sociedad público-privada, teniendo como principal objetivo la rentabilidad social, y no la económica. En este estudio se considera la fuente de energía de una central solar.

****VIABILIDAD DE DESARROLLAR EL PROYECTO DE TRANSPORTE PÚBLICO MASIVO TIPO METRO PARA LA CIUDAD DE AREQUIPA EN EL MARCO DEL PLAN DIRECTOR DE AREQUIPA METROPOLITANA 2002-2015 Y EL PLAN DE DESARROLLO METROPOLITANO 2016-2025(Manrique Velazco, 2016):**

En este estudio de maestría realizado en el año 2016, se realiza un estudio más sustentado para la implementación de un sistema de transporte público masivo de tipo pesado (Metro). Se estudia, con sustento, los antecedentes y la problemática actual de la ciudad por el tráfico vehicular, así como la normativa en varios aspectos (ambiental, conservación del centro histórico, intentos anteriores de solución). Con esto define causas, el problema y los posibles impactos que tendría de no tratarlos.

Con este estudio previo, propone la implementación de un sistema con 3 anillos viales concéntricos, y un corredor troncal que conecte los conos de la ciudad, con tramos subterráneos (Av. Ejército, Av. Independencia, Av. Venezuela, Av. Manuel Forja, Av. Andrés Avelino Cáceres), con 20 estaciones a lo largo del corredor. Se realiza una comparación entre la oferta y la demanda a futuro, análisis de precios, posibles condiciones de financiamiento, análisis de sensibilidad, y desemboca en la definición de sostenibilidad, análisis de riesgos y viabilidad ambiental de la propuesta.

Esta propuesta, explica el investigador, tendría una inversión en infraestructura de 1 127 millones de dólares americanos, con 3 años de ejecución de obras, considerando un subsidio del estado del 53%. Para así reportar rentas de 14 millones de dólares anuales, destinadas a amortizar la inversión privada, a 35 años de operación.

A pesar del mal panorama de capital económico, se incluye en el estudio los escenarios de evaluación social, donde se evidencia que, en este sentido, es por mucho largamente

rentable, generando unos ahorros de 597 millones de dólares anuales (entre horas de tiempo de viaje, mantenimiento vehicular, renovación de flota, disminución de accidentabilidad, y disminución de contaminación ambiental y sus efectos).

****DEVELOPMENT AND OPTIMISATION OF INNOVATIVE RUNNING GEAR CONCEPTS FOR AN ULTRA-HIGH SPEED TRAIN (Kahnert, 2015):**

En este trabajo de maestría, se realiza un estudio previo de los conceptos innovadores utilizados y a evaluar en los transportes por riel en Europa; considerando temas como espacio, peso, confort, seguridad, independencia. El primer capítulo repasa el estado del arte de los trenes de tracción (bogies) no convencionales vs convencionales. De este estudio previo, se desarrolla el diseño conceptual de un bogie innovador, que más adelante será evaluado en ciertos aspectos mediante CAD. De este estudio se resalta el uso de materiales no convencionales (nuevas aleaciones de acero, de aluminio, composites), uso de motores independientes en cada rueda, la transmisión simplificada de la potencia de tracción, la disposición de elementos, etc. Sin embargo, no realiza un análisis de costos.

2.2 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

En el ámbito ferroviario existen diferentes términos especiales y algunos genéricos que tienen particular acepción. Para la elaboración de esta lista de términos se hace referencia principalmente al Reglamento Nacional del Sistema Eléctrico de Transporte de Pasajeros en Vías Férreas Nacional, UIC, RENFE, RAILWAY VEHICLE HANDBOOK SKF, etc.

Bastidor: Estructura o armazón sobre el que se sostienen elementos funcionales del vehículo.

Bogie o Tren de Rodaje: Conjunto de componentes relacionados dentro de un mismo espacio, cuya función es la de brindar movilidad y soporte al vehículo ferroviario.

Buffer: Elemento de seguridad utilizado en los extremos de un vehículo sobre rieles. Se caracteriza por su capacidad para absorber energía de impacto.

Carro: Elemento unitario con o sin propulsión propia, que circula por la vía monorraíl.

Chopper de frenado: Sistema eléctrico y electrónico que forma parte del sistema de frenado eléctrico. Funciona en conjunto con el motor y el banco de reóstatos.

Colectores o Alimentadores: Elementos de contacto superficie de suministro, especial en el caso de suministro por tercer riel.

Gálbo: Contorno de referencia contenido en un plano transversal y perpendicular a la vía férrea, que determina las dimensiones a la que deben adecuarse las instalaciones fijas y material rodante.

Monorraíl: Vehículo que discurre sobre o sujeto a una viga, usado usualmente para el transporte urbano.

Operación Automática de Trenes (ATO): Subsistema que desarrolla funciones asignadas al conductor y requiere de transmisión de data mediante cualquier medio.

Pantógrafo: Aparato de toma de energía de altura variable montado en el techo del vehículo alimentado por una catenaria a altas velocidades sin pérdida de contacto.

Protección Automática de Trenes (ATP): Subsistema de control de trenes que asegura automáticamente parámetros de velocidad y límites de acuerdo a autorización de uso de la vía, protegiendo así de colisiones, excesos de velocidad o fallas humanas.

Rentabilidad Social: Uno de los aspectos de la responsabilidad social, según el cuál una actividad económica deberá proveer más beneficios que pérdidas a la población local en donde se ejecuta el proyecto de inversión.

Riel: Perfil laminado de acero, o en caso de monorraíles, también pueden ser vigas de concreto, que se colocan sobre los durmientes para soportar y guiar a los vehículos ferroviarios.

Sistema de Alimentación por Tercer Riel: Sistema de suministro energético para tracción de trenes de 600 DC y 700 DC según el RN, pero disponible 1500 DC normalmente, el cuál utiliza un riel adicional a los 2 existentes para transmitir la energía eléctrica a través de las zapatas de contacto montadas en los bogies de los trenes.

Sistema de Transporte Eléctrico de Pasajeros: Medio de transporte ferroviario eléctrico masivo de pasajeros que utilizan vías dobles (ambos sentidos de la marcha) que puede realizarse en superficie, en viaducto o subterráneo.

Subestación y Suministro eléctrico: Conjunto de instalaciones que posibilitan la dotación de energía eléctrica a un punto de entrega determinado, en forma segura y continua.

Superestructura de la vía férrea: Conjunto de elementos conformados por los rieles, durmientes, elementos de fijación, balasto o sistemas equivalentes y cambiavías.

Tercer Riel: Rieles conductor que alimenta al vehículo con una tensión normal de 600V, 750 V o 1500V instalado en paralelo a los rieles de la vía férrea en sistemas eléctricos de transporte subterráneo o en lugares donde no es posible la alimentación por catenaria.

Transporte Ferroviario: Desplazamiento masivo de personas en los sistemas eléctricos de transporte ferroviario que puede ser realizado en superficie, via ducto o subterráneo o en lugares donde no es posible la alimentación por catenaria.

Tren: Todo vehículo ferroviario con propulsión propia, con cabina de comando con control manual, semiautomático o automático, enganchado o no a otros vehículos ferroviarios, que se desplazan por la vía férrea.

Vehículo ferroviario: Unidad de material rodante que se desplaza por la vía riel. Puede ser tractivo o remolcado, en función a que cuente o no con tracción propia.

Velocidad Crucero: Velocidad óptima y estable en la cual el vehículo se desplaza en la mayor parte del trayecto.

Vía Férrea o vía riel: Es la vía sobre la que transitan los vehículos ferroviarios.

2.3 NORMAS Y ESTÁNDARES

Si bien es cierto, para estos temas especializados, existen un gran número de normas y estándares de diferentes enfoques, se harán mención únicamente las utilizadas:

- International Organization for Standards (ISO)
- German National Standards (DIN)
- Japanese Industrial Standards (JIS)
- Reglamento Nacional Ferroviario (D.S. N°032-2005-MTC)
- Unidad de Normalización Española (UNE-EN)
- Reglamento Nacional de Edificaciones (E-020, E 090)
- Especificaciones para diseño en acero (ANSI/AISC 360-10).

2.4 METODOLOGÍAS DE DISEÑO

Este apartado es, en ciertos aspectos, ampliamente discutible; ya que desde el inicio (definición del concepto y derivados), se tiene un gran abanico de posibilidades. Podría diferenciarse, de acuerdo con (Romero, 2015), entre: tecnologías, metodologías de diseño y métodos de decisión.

Se identificó, según la literatura existente sobre diseño en ingeniería y diseño en ingeniería mecánica, diversos métodos, algunos con similitudes y otros bastante diferentes, como se describe:

Tabla 1: Historia de los Métodos de Diseño

AUTORES REPRESENTATIVOS	DESCRIPCIÓN
Asimow (1962)	Dos etapas: -Planeación y morfología -Diseño detallado
Jones (1963)	La intuición y los aspectos no-racionales tienen el mismo rol que los procedimientos sistemáticos.
Archer (1963)	Lista de chequeo (más de 229 ítems), para verificar tres fases: -Análisis -Creatividad -Ejecución
Alger y Hays (1964)	Énfasis en la valoración de alternativas del proyecto.
Alexander (1964)	Análisis riguroso del problema específico. Adaptación del programa de diseño al programa específico. División del problema complejo en subgrupos de problemas
Luckman (1967)	Método AIDA, tres fases: -Análisis -Síntesis -Evaluación No son lineales sino interactivas.
Levin (1966)	Caracterización de propiedades del sistema. Relación causas-efectos (controlables y no controlables).
Gugelot (1963) Burdel (1976)	Información sobre necesidades del usuario. Aspectos funcionales. Exploración de posibilidades funcionales. Decisión Detalle: Cálculos, normas, estándares. Prototipo.
Jones (1970)	No es un método, pero expone dos tendencias: -Caja negra: la parte más importante del diseño se realiza en el subconsciente del diseñador, no puede ser analizada. -Caja de cristal: todo el proceso se hace transparente.
Jones (1971) Alexander Tudela	Contracorriente: Los métodos de diseño destruyen la estructura mental del diseñador. Se produce una abolición de la racionalidad funcional.
Manuri (1974)	No es correcto proyectar sin método. Indica que primero se hace un estudio sobre materiales y procesos, que alimentan la generación de ideas.

Maldonado (1977) Dorfles (1977)	Deben de integrarse al proceso de diseño los factores: funcionales, simbólicos o culturales, de producción.
Bonsiepe (1985)	Dos métodos: -Reducción de la complejidad de Alexander -Búsqueda de analogías o sinéctica de Gordon.
Quarante (1992)	Para cada problema hay un método. No universalidad de métodos.

Fuente: *Ingeniería del Diseño* (Charry, 2013)

Para tener mejor entendimiento del tópico, en líneas generales, se establece una clasificación general (Romero, 2015):

- a) Metodologías Descriptivas: Describe la secuencia de actividades que recurren normalmente en el diseño. Tienen un enfoque heurístico. Normalmente es un proceso iterativo. Metodologías propuestas por French en 1997 y Nigel en 1994 están dentro de este grupo, así como la del ciclo básico de Diseño de Rooznegurg y Eekels. Responden a la pregunta ¿Qué Hacer?
- b) Metodologías Prescriptivas: Responden a la pregunta ¿Cómo hacerlo? Y recomiendan un patrón de actividades durante el proceso.
- c) Modelos de fases: Estructuran el proceso de diseño en fases o etapas y la secuencia recomendada para llevarlas a cabo. En este grupo se encuentran las propuestas de Pahlz y Beitz en los 70's y la adaptación de Cross (1999), la propuesta de Ullman (2010) o la norma alemana VDI en 1977. Además se encuentran los modelos de fases orientados al desarrollo del producto de Ulrich y Eppinger (2000), y Otto y Wood (2001).
- d) Modelos de Artefacto: Se centran básicamente en cómo evolucionar la información hasta obtener el diseño final. En este grupo se encuentran: técnica de desarrollo del despliegue de calidad QFD, método de Taguchy, diseño total de Pugh (1994) y el modelo de diseño axiomático de Suh. Este último estructura el proceso en 4 dominios complejos. Su uso a nivel práctico es bastante limitado.

Además, (Charry, 2013) contiene en su estudio 2 metodologías adicionales:

- a) Metodologías Cognitivas: Buscan hacer una descripción general de la actuación del conocimiento del individuo que diseña, también llamados procesos cognitivos.

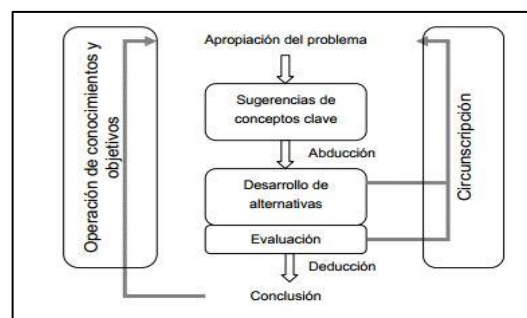


Ilustración 1 Razonamiento en el Ciclo de Diseño

Fuente: (Charry, 2013)

- b) Metodologías Computacionales: Estas metodologías se orientan a la definición de estructuras informáticas que permitan construir herramientas de apoyo a la actividad de diseño.

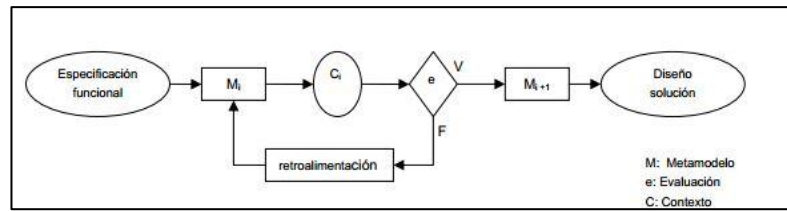


Ilustración 2 Esquema de evolución del metamodelo
Fuente (Charry, 2013)

Como es visto, no se pueden abordar las metodologías de diseño en toda su amplitud, por tanto, se hará mención solamente de metodologías de diseño y herramientas de diseño convenientes:

1. Resumen de las fases del proceso de diseño según Alejandro Huayta Bautista

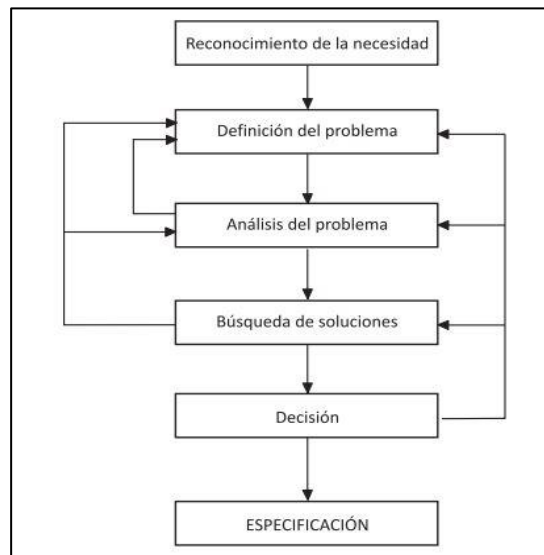


Ilustración 3 Fases del Proceso de Diseño
Fuente (Huaypaya Bautista, 2012)

2. Modelo Descriptivo Lineal: Permite identificar las fases de diseño comunmente aceptadas por la mayoría de investigadores

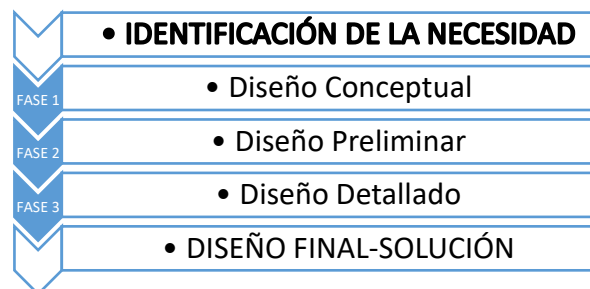


Ilustración 4: Metodología de Diseño Lineal
Fuente Elaboración Propia

3. Modelo Prescriptivo de Fases, VDI:

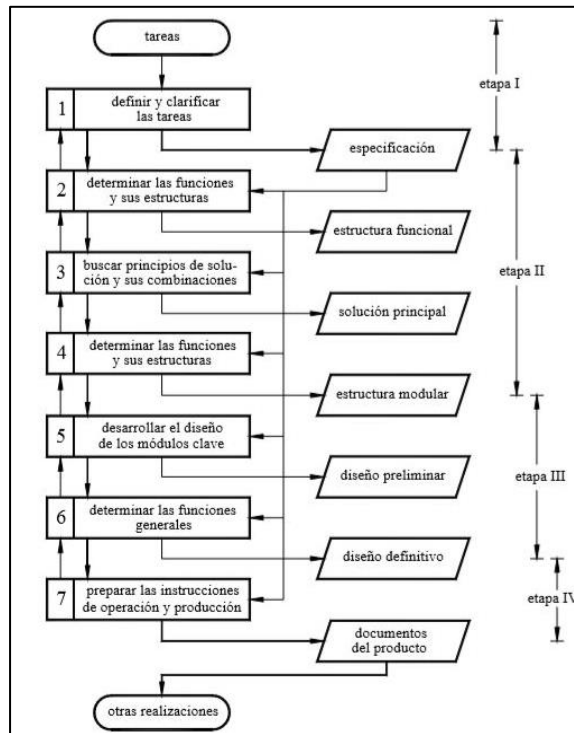


Ilustración 5 Etapas del Proceso de Diseño según Verein Deutscher Ingenieure 2221
Fuente (Romero, 2015)

4. Modelo Prescriptivo de Fases, de Pahl y Beitz



Ilustración 6 Estructura de Diseño según Pahl & Beitz
Fuente (Romero, 2015)

5. Modelo de Artefacto QFD

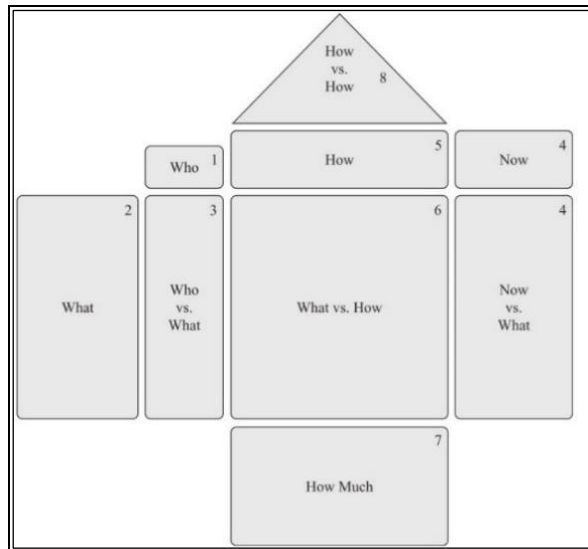


Ilustración 7 Despliegue de la casa de la calidad, fase inicial del método
Fuente: (Romero, 2015)

6. Modelo de Diseño de "Shigley":

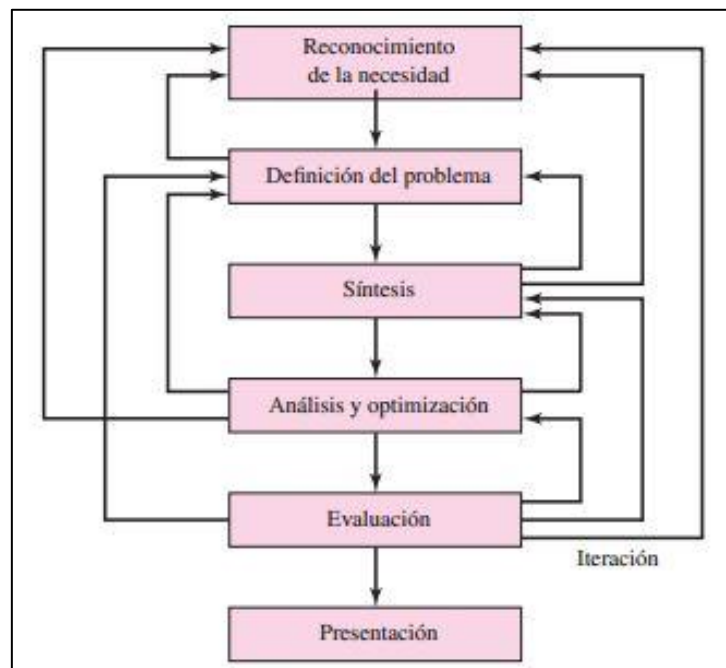


Ilustración 8 Modelo de Diseño en Ingeniería Mecánica
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Análisis y comparación de etapas básicas consideradas por las metodologías de fases:

Etapas básicas (Riba, 2002)	Pahl et al., (2007)	Pugh (1990)	Ullman (2010)	VDI 2221 (1986)	Resultados
	Planificación	Mercado	Establecimiento de la necesidad Planificación		
ETAPA 1 DEFINICIÓN	Clarificación de la tarea	Especificación	Desarrollo de especificaciones	Definición y clarificación de la tarea	Especificación
ETAPA 2 DISEÑO CONCEPTUAL	Diseño conceptual	Diseño del concepto	Diseño conceptual	Diseño conceptual Diseño de forma	Principios de solución, arquitectura de máquina (estructura funcional, estructura modular)
ETAPA 3 DISEÑO DE MATERIALIZACIÓN	Diseño de materialización	Diseño detallado	Desarrollo del producto	Diseño de forma	Planos de conjunto, prototipos
ETAPA 4 DISEÑO DE DETALLE	Diseño de detalle			Diseño detallado	Planos de pieza, documentos de fabricación (pre-series, series)
		Fabricación Ventas	Producción Servicio Retirada		

Ilustración 9 Etapas de diferentes métodos para el diseño de máquinas
Fuente: (Romero, 2015)

Además se tiene una gran variedad de herramientas útiles en las diferentes fases de diseño, entre ellas: lluvia de ideas, diagramas de afinidad, diagramas causa-efecto, despliegue de la función de calidad QFD, método del análisis funcional y de valor, método convergente del conocimiento 39/40 triz, evaluación por factores ponderados, métodos de decisión multicriterio, caja negra, caja de cristal, intuición (experiencia), técnicas basadas en casos, restricciones, características, analogías, modelación geométrica, etc.

Una consideración importante en este diseño, es la evaluación general de los factores durante el proceso de desarrollo de productos:

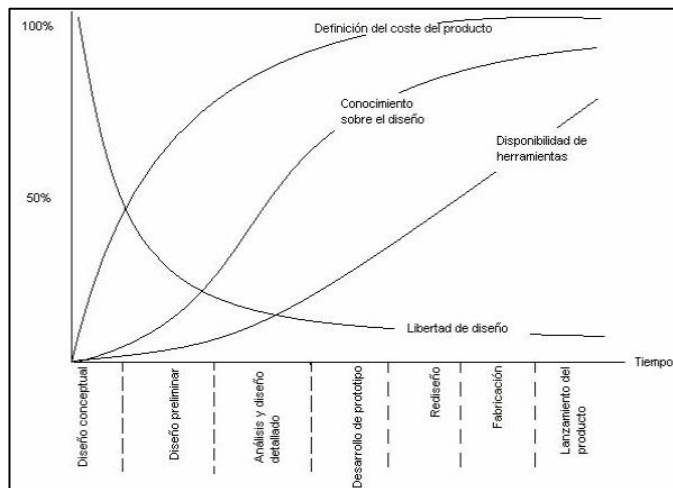


Ilustración 10 Tendencia de factores durante el proceso de desarrollo de productos. Fuente: (Charry, 2013)

Una imagen que puede resumir a grandes rasgos los niveles y la complejidad que puede tomar el diseño es la representación de las etapas de ingeniería en el ciclo de vida del producto:

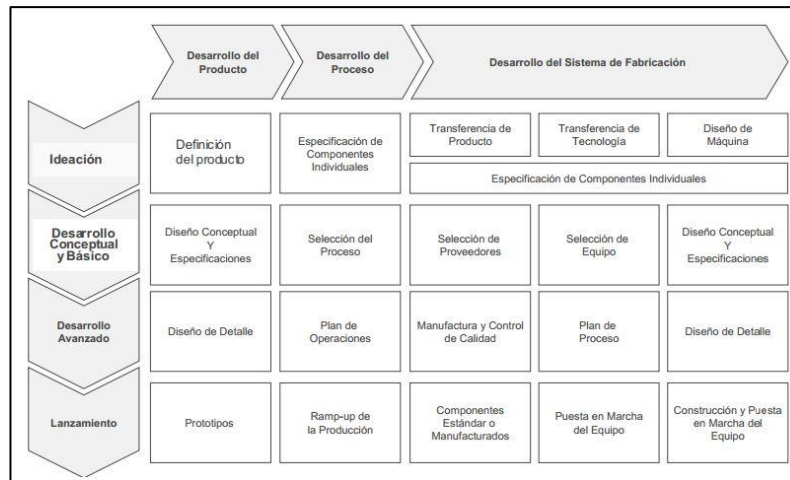


Ilustración 11 Representación de las etapas de ingeniería en el Ciclo de Vida del Producto Fuente:(Riba & Molina, 2006)

Las herramientas disponibles en el diseño(Budynas & Nisbett, 2008), son:

- Herramientas computacionales
- Información técnica: bibliotecas, fuentes gubernamentales, sociedades profesionales, vendedores comerciales, internet.
- Etc.

Un enfoque bastante completo respecto el diseño integral aplicado a productos variados, considerando, además de especificaciones, funciones y prestaciones, es el Diseño Concurrente o IPD. Además de, entre otras, teoría de máquinas y mecanismos, cálculo y simulación, soluciones constructivas, accionamiento y control, aplicación de materiales, tecnologías de fabricación, técnicas de representación, ergonomía, seguridad o reciclabilidad, esta nueva perspectiva que se apoya en métodos nuevos (diseño para la fabricación y el montaje, DFMA; para la calidad, DFQ, para el entorno, DFE), nuevas herramientas basadas en tecnologías de información y comunicación (CAD, CAE,CAM,PDM, redes locales, internet) y nuevas formas organizativas (equipos pluridisciplinarios, organización matricial o por líneas de proyecto).(Riba & Molina, 2006).

2.5 MONORRIEL COMO TRANSPORTE PÚBLICO

2.5.1 Materiales en ingeniería

Los materiales son un factor importante en cualquier proceso de ingeniería, y en cualquier área o sector de aplicación. Es así que, de acuerdo a especificadas condiciones de operación o funcionamiento, se requerirán propiedades características del material. Por su uso(Askeland, Fulay, & Wright, 2012), los materiales se pueden clasificar en:

CERÁMICOS: Estos materiales se caracterizan por su escasa conductividad, eléctrica y térmica, aunque pueden presentar elevada resistencia y dureza, son poco dúctiles y tienen una baja resistencia al impacto. Presentan en su mayoría una excelente resistencia a altas temperaturas y ciertas condiciones de corrosión. Por ejemplo: ladrillo, vidrio, loza, aislantes y abrasivos.

POLÍMEROS: Materiales compuestos principalmente por cadenas de átomos de carbono de gran longitud, donde una parte se repite muchas veces (monómero). Estos materiales se conforman a partir de moléculas orgánicas obtenidas del petróleo o productos agrícolas. Estos materiales tienen baja conductividad, eléctrica y térmica, escasa resistencia mecánica y usualmente no operan a elevadas temperaturas. Algunos polímeros (termoplásticos) tienen excelente ductilidad, conformabilidad y resistencia al impacto; mientras que otros (termoestables) tienen propiedades opuestas. Son ligeros y en general tienen excelente resistencia a la corrosión.

METALES: Los metales y dentro de estos las aleaciones (acero, aluminio, magnesio, zinc, hierro, titanio, cobre, níquel, etc.) tienen como características generales una buena conductividad térmica y eléctrica. También tienen una relativa buena resistencia mecánica, rigidez, ductilidad o conformabilidad y resistencia al impacto. Usualmente se usan para funciones eléctricas o estructurales, siendo las aleaciones las más comunes (aleaciones no ferrosas, simples o de bajo carbono, aceros de aleación y hierro fundido).

COMPUESTOS (Composites): Los materiales compuestos consisten en la mezcla de 2 o más materiales en forma de matriz y refuerzo para formar un nuevo material con propiedades mejoradas. Este es un material multifase: Matriz (continua) y Refuerzo (dispersa). Las propiedades de los mismos dependen de la naturaleza de la matriz y el refuerzo, y de la concentración, distribución, morfología y orientación del refuerzo. Por ejemplo: Madera (lignina & fibras de celulosa), Hueso (colágeno & apatita).

	Symb.	Stainl. steel	Alu m.	Composites	Magne-sium	HSD steels ⁴	Unit	
Material		X5CrNiMo115-2	EN AW-6082-T6	GRP	CFRP Panex 35 Profiles	AZ31	HSD 600 HSD 900	
Tensile strength	R_m			1,000	2,350	260	1,000, 1,150	MPa
Yield point	$R_{p0.2}$			n.n.	n.n.	160	600, 900	MPa
Yield point (weld. seam)	$R_{p0.2}$		See Table 3.6	—	—	—	n.n., n.n.	MPa
Elongation	A			2	1.4	18	50, 30	%
Density	ρ			2.0	1.6	1.77	7.4, 7.4	kg/dm ³
Source				[81]	[82]	[77, 83]	[80], [80]	
Specific strength	$R_{p0.2}$	480	960	5,000	14,700	900	810, 1,220	kN · dm/kg

Ilustración 12 Aleaciones de acero HDS comparadas con Aluminio, acero y composites. Fuente:(Kahnert, 2015)

Estos materiales, de acuerdo a especificaciones dadas pueden alcanzar mejoras extraordinarias de: rigidez, resistencia mecánica, resistencia a altas temperaturas, disminución de peso, resistencia a la corrosión, aumento de la dureza, conductividad, etc.

2.5.2 Materiales en aplicaciones vehiculares y ferroviarias:

Como se mencionó ya, son la función, tipo y condiciones de operación las que determinan los requerimientos mínimos de las propiedades específicas de los materiales a utilizar. Por otro lado, se tienen diversos criterios adicionales de acuerdo a la finalidad del producto, para su evaluación y selección: mayor confort, más espacio,

menor peso, menor coste; con criterios en cierta medida contradictorios, y que requieren un desarrollo y evolución de nuevos materiales de acuerdo al sector de aplicación.

Otros aspectos importantes que se deben de tener en cuenta en el momento de seleccionar un material, en aplicaciones ferroviarias, por ejemplo, son la normativa y el estándar correspondiente, que puede hacer referencia a la compatibilidad, mantenibilidad, reparabilidad y ciclo de vida. Especialmente en aplicaciones ferroviarias, es el aluminio un protagonista importante desde la década de los 80's; con notables ventajas comparativas frente al acero (ligereza, durabilidad, comportamiento frente a la corrosión). En 1996 el tren TGV Dúplex supuso un aumento del entorno al 40% de la capacidad con una reducción del 12% de peso(Aluminium Association European, 2007).



Ilustración 13 Bogie efWING (environmentally friendly weight-saving innovative new generation truck)
Fuente:(Kahnert, 2015)

Otros materiales que están tomando importancia en los últimos años son los compuestos o composites, principalmente de matriz metálica. Estos se vienen usando en automoción y aeronáutica en los últimos años. Su capacidad de alcanzar propiedades mejoradas en términos de rigidez, resistencia mecánica y resistencia a la abrasión, así como su capacidad de cumplir con las normas exigentes de fuego y humos (EN-45545), está llamando la atención de muchos sectores industriales (Fundación de los Ferrocarriles Españoles, 2015). Este tipo de materiales se fabrican mediante aleación, proceso en el que se le añaden moléculas cerámicas de refuerzo, principalmente SiC (Carburo de Silicio) y AL₂O₃ (Óxido de Aluminio) de tamaño micrométrico o nanométrico.



Ilustración 14 Prototipo de Bogie con materiales compuestos.
Fuente: (Kahnert, 2015)

Además de estos compuestos, las espumas metálicas o de aluminio, están suscitando gran interés, principalmente por su ligereza y su capacidad de absorción de energía de impacto y amortiguación de vibraciones y sonidos. Por esto y su comportamiento frente a fuego y humos, son buenos candidatos para aplicaciones en paneles estructurales e interiores, en suelos, paredes de cabina y coche. (Fundación de los Ferrocarriles Españoles, 2015).

Otras líneas de desarrollo de materiales se basan en los recubrimientos de resinas y pinturas, presentando innovadoras soluciones basadas en materiales plásticos-cerámicos. Un impacto importante de esta tecnología es la aerodinámica, cada vez más crítica al aumento de la velocidad. No es de soslayo, que estos nuevos materiales al ser últimos en tecnologías, no cuentan aún con normas y estándares definidos, por lo que debe evaluarse su consideración.

Así como el desempeño de materiales directamente relacionados con el cuerpo del material rodante, es necesario también tomar nota de los requerimientos de otros grupos, como las instalaciones. Las líneas de suministro, instalaciones interiores y elementos de vía y seguridad son campos en los que el desarrollo juega un papel muy importante. El uso de materiales superconductores, semiconductores, compuestos, entre otros, son preponderantes al momento de buscar una evaluación en cualquier campo de aplicación.

2.5.3 Componentes

Dentro de los componentes fundamentales más importantes del vehículo se encuentran: Sistema de tracción, Sistema de frenado, Sistema electrónico de control integrado, sistema de protección, sistema de comunicación, sistema de almacenamiento de energía, sistema de acondicionamiento de energía, sistemas auxiliares (Aire acondicionado, recirculación, iluminación, etc.).

Para el diseño, se dividió el complejo integral, a componentes básicos, debido a que un componente podría ser parte de 1 o más sistemas, complicando la descripción. Estos elementos son:

- Cobertura y bastidor
- Acople y buffer
- Motor Eléctrico
- Inversor de Corriente y transformador
- Chopper de Frenado y banco de Reóstatos
- Baterías
- Marco estructural del tren de rodaje o bogie
- Reductor de velocidad
- Frenos de fricción
- Neumáticos
- Suspensión
- Rodamientos
- Ejes portantes
- Ruedas de Seguridad

Además de estos, pertenecientes al vehículo, un sistema importante para el diseño del carro motriz, aunque no perteneciente al mismo, es el sistema de poder o suministro eléctrico. El Sistema eléctrico relevante en este estudio, determina que es suficiente un diseño del tramo Subestación/Línea de consumo. Esta porción del sistema se compone por:

- Subestación de operación
- Riel de poder, o tercer riel: Conductores, ensambles de empalme, perchas aislantes, ensambles de expansión, anclas, alimentadores de poder, tapas de transferencia o rampas, aisladores de poder, colectores de ensambles.

2.5.4 BASTIDOR

Existen diferentes tipos de carrocerías de vehículo, en este caso se hará mención de los dos tipos más utilizados en la actualidad:

2.5.4.1 CARROCERÍA Y BASTIDOR SEPARADOS:

Este sistema es originario desde la fabricación de los primeros vehículos, pero todavía se usa en la construcción de camiones, autocares, todo terrenos y coches con carrocería de fibra o similares.

Este sistema consta de un chasis rígido en el cual van incorporadas todas las piezas mecánicas como el motor, suspensión, dirección, transmisión, etc.

Lógicamente el chasis también soporta encima la estructura de la carrocería. Cuando el bastidor ha recibido todos los órganos mecánicos forma un conjunto denominado chasis. Generalmente, la carrocería va atornillada al bastidor a través de unas juntas de caucho, quedando perfectamente fijada.

Este sistema presenta una gran versatilidad, permitiendo conseguir: robustez, y capacidad de soporte de considerables esfuerzos estáticos y dinámicos.

Estos bastidores separados de la carrocería suelen ser más resistentes que el conjunto de una carrocería autoportante, por lo cual aun se emplean en vehículos de carga. Normalmente están fabricados por travesaños de acero longitudinales y transversales, formando una estructura muy sólida y resistente.

2.5.4.2 CARROCERÍA DE CHASIS AUTOPORTANTE (MONOCASCO)

El sistema de carrocería monocasco es el más usado actualmente en la fabricación de automóviles por motivos de reducción de peso, flexibilidad y coste.

Casi todas las piezas de acero de las carrocerías monocasco están unidas por medio de puntos de soldadura, aunque hay infinidad de modelos en los que las piezas van unidas por tornillería, para sustitución menos problemática.

Este tipo de carrocerías es sometido a muchas pruebas y estudios antes de su comercialización, debido a que todas las piezas que la conforman colaboran entre sí para una buena rigidez y a su vez dar flexibilidad.

2.5.5 MOTORES ELÉCTRICOS DE TRACCIÓN

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica que transforma energía eléctrica en energía mecánica por medio de campos magnéticos variables, los motores eléctricos se componen básicamente de 2 partes: rotor y estator.

Existen motores de corriente directa, de corriente alterna, y motores universales; también se distinguen según el número de fases: monofásicos, bifásicos y trifásicos, siendo este último el más utilizado a nivel industrial.

2.5.5.1 MOTOR DE CORRIENTE CONTINUA:

Se utilizan en casos en los que es importante el poder regular continuamente la velocidad del motor, además, se utilizan en aquellos casos en los que es imprescindible utilizar corriente directa, como es el caso de motores accionados por pilas o baterías. Este tipo de motores debe de tener en el rotor y el estator el mismo número de polos y el mismo número de carbones.

Algunos tipos de motores de corriente continua se clasifican según la forma de conexión de las bobinas inductoras e inducidas entre sí:

- Motor de excitación independiente
- Motor serie
- Motor de derivación o motor shunt
- Motor compound

2.5.5.2 MOTOR DE CORRIENTE ALTERNA

Son los tipos más usados en aplicaciones industriales, ya que estos equipos se alimentan con los sistemas de distribución de energías disponibles. En la actualidad, el motor de corriente alterna es el que más se utiliza para la mayor parte de aplicaciones, debido fundamentalmente a que consiguen un buen rendimiento, bajo mantenimiento y sencillez, en su construcción, sobre todo los motores asíncronos. Según su fase se clasifican en:

- Motores monofásicos
- Motores de fase partida
- Motores trifásicos

2.5.5.3 MOTOR ELÉCTRICO TRIFÁSICO

Es un tipo de motor capaz de transformar energía eléctrica alterna trifásica suministrada, en energía mecánica. Dentro de este tipo de motores eléctricos, se distinguen de la siguiente manera:

- Motor Síncrono: Este motor tiene la característica de que su velocidad de rotación es directamente proporcional a la frecuencia de la red de corriente alterna que lo alimenta. Es utilizado en aquellos casos en donde se desea una velocidad constante.
- Motor Asíncrono: También llamados motores de inducción, son las máquinas eléctricas más utilizadas, pues son sencillas, seguras y baratas. Los motores asíncronos se clasifican según el tipo de rotor, en motores de rotor en jaula de ardilla (o motores con inducido en cortocircuito) y en motores de rotor bobinado o de anillos rozantes.

2.5.6 FRENOS

Se define como freno al conjunto de órganos que intervienen en el frenado y que tiene como función disminuir o anular progresivamente la velocidad de un vehículo, estabilizar la velocidad o mantener el vehículo inmóvil si se encuentra detenido. Todo

dispositivo de frenado funciona por la aplicación de un esfuerzo ejercido a expensas de una fuente de energía. El dispositivo de frenado se compone básicamente de un mando, una transmisión y del freno propiamente dicho.

Las principales características que debe de tener un sistema de frenos son:

- Eficacia. -detener el vehículo en un tiempo mínimo y sobre una distancia mínima.
- Estabilidad. -conservando la trayectoria del vehículo-
- Progresividad. -con un frenado proporcional al esfuerzo del operador.
- Confort. -con un esfuerzo mínimo del operador.
- Físico. -Mantiene la adherencia del vehículo al terreno.

Los frenos se pueden clasificar, entre frenos mecánicos:

- Freno de tambor.
- Freno de disco.

Y entre frenos eléctricos:

- Reostático.
- Regenerativo o dinámico.
- Por Corrientes de Eddy.

2.5.7 EJES DE TRACCIÓN

Los ejes son uno de los componentes más importantes en un vehículo ferroviario. En los inicios los primeros ejes eran de hierro, siendo reemplazado por el acero.

Actualmente se fabrican ejes de distintas calidades de acero, dependiendo del servicio que realicen. En cuanto a la forma, estos pueden ser macizos o huecos. Los ejes huecos reducen la masa no suspendida del eje montado y permiten emplear diferentes métodos de inspección no destructiva, haciéndola más sencilla y precisa. Reduciendo además el ruido y la vibración del vehículo.

Las funciones de un eje son:

- Transmitir el peso de vehículo a las ruedas.
- Soportar las cargas verticales y horizontales debidas al movimiento estático y dinámico.
- Transmitir los momentos debidos a la tracción y el frenado.

En el caso de los ejes vehiculares, el tema de diseño más importante a considerar es la fatiga.

2.5.8 FATIGA

Este fenómeno es resultado de la aplicación de cargas alternantes variables en diferentes condiciones. El comportamiento de los materiales bajo este tipo de carga es diferente que aquel bajo cargas estáticas. Los esfuerzos variables en un elemento tienden a producir micro fallas que se van propagando en mayor o menor medida, de acuerdo a las condiciones de carga; reduciendo así considerablemente las capacidades físico-mecánicas de un elemento.

Existen diferentes métodos de cálculo, teorías de falla y criterios de fatiga descritos en la bibliografía, sin embargo, solo se harán mención, haciendo énfasis y detalle en el procedimiento utilizado, según (Budynas & Nisbett, 10ma).

- Método de fatiga vida
- Método de esfuerzo-vida
- Método de deformación-vida
- Método mecánico de las fractura lineal-elástica
- Método de daño acumulado por fatiga acumulada

Además, se tienen diferentes criterios de falla por fatiga a esfuerzos variables:

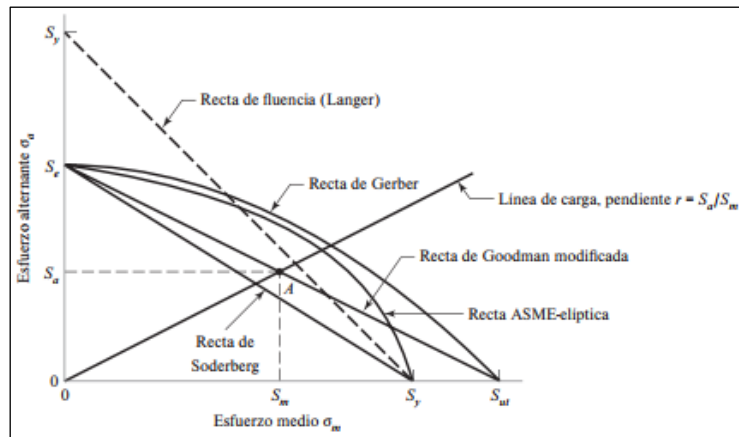


Ilustración 83 Criterios de falla para fatiga
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

- **Soderberg:**

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

- **Goodman modificado:**

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

- **Gerber:**

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

- **ASME-elíptica:**

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1$$

- **Fluencia estática de Langer:**

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

Resistencia a la fatiga: La resistencia a la fatiga de un material, es aquella a la que sometida a condiciones de carga y esfuerzos determinadas, no falla por fatiga; es decir, tiene un tiempo de vida infinito (mayor al millón de ciclos de carga)

Un método conservador para estimar la resistencia a la fatiga, en el caso de aceros es:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Para el límite de esfuerzo a la fatiga específico particularizado se tiene:

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

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina en la geometría y condición de uso.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

k_a : Factor de modificación de la condición superficial.

k_b : Factor de modificación por el tamaño.

k_c : Factor de modificación por la carga.

k_d : Factor de modificación por la temperatura.

k_e : Factor de confiabilidad.

k_f : Factor de modificación por efectos varios.

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga: No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural iguale los valores que se obtuvieron en el laboratorio. Algunas diferencias incluyen: material (composición, base de falla, variabilidad), manufactura (método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzos), entorno (corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación), diseño (tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoiación).

Para esto, Marín identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. Por tanto, cuando no se disponen de ensayos de resistencia a la fatiga de partes, las estimaciones se hacen aplicando los factores de Marín al límite de resistencia a la fatiga.

Factor de superficie k_a : Este factor depende de la calidad de acabado superficial de la sección, y la resistencia a la tensión:

Tabla 29 Factor k_a para resistencia reducida Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Factor de tamaño k_b :

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Se considera que para carga axial el valor del factor de tamaño es la unidad.

Factor de carga k_c : En este caso, este factor depende del tipo de carga que se le esté aplicando al elemento.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Factor de temperatura k_d : Este factor es considerado en teoría de falla a la fatiga por que las condiciones térmicas de operación; ya que en operación a temperaturas bajas la posibilidad por fractura frágil aumenta, y en temperaturas altas la resistencia a la fluencia disminuye, además del factor del tiempo de exposición y alternancia a exposición.

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

Donde: $70 \leq T_F \leq 1000^\circ F$

Tabla 30 Factor k_d para resistencia reducida

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

* Fuente: figura 2-9.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

Factor de confiabilidad k_e :

Tabla 31 Factor k_e para resistencia reducida

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

Factor de efectos varios k_f :

Este factor considera la reducción de la resistencia a la fatiga por efectos diversos, como: la corrosión, el recubrimiento electrolítico, metalizado por aspersión, la frecuencia cíclica, corrosión por frotamiento y otros.

Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca: Prácticamente, se ha visto que las muscas o los cambios de sección, conllevan a una concentración de esfuerzos particular en cada caso, por lo que se establece el factor de concentración de esfuerzo, en función del tipo de cambio de sección o muesca.

Por definición, se tiene que:

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la especimen de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo máximo en especimen sin muesca}}$$

Y la sensibilidad de la muesca, q está definida por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

$$q_{\text{cortante}} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

Se puede ver que para $q = 1$, el espécimen tiene total sensibilidad a la muesca, y para $q = 0$ no tiene ninguna sensibilidad.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a}/r}$$

La constante de Neuber se tiene:

$$\text{Flexión o axial: } \sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3$$

$$\text{Torsión} \quad : \sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3$$

Combinación de modos de carga: Este problema de cómo resolver esfuerzos múltiples combinados se resuelve mediante la teoría de falla por energía de distorsión.

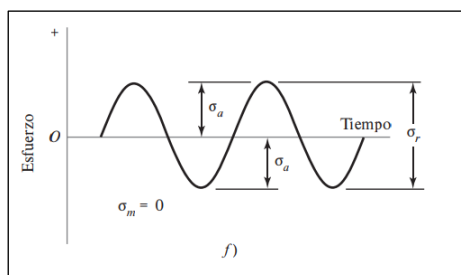
El primero paso para resolver este problema, consiste en generar dos elementos de esfuerzo: uno para esfuerzos alternantes y otro para esfuerzos medios. Se aplican los factores apropiados de concentración del esfuerzo por fatiga para cada uno de los esfuerzos.

Enseguida se calcula el esfuerzo de Von Mises equivalente para cada uno de estos dos elementos de esfuerzo: σ'_a y σ'_m . Considerando que los esfuerzos flectores, torsionales y axiales tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de Von Mises de los dos elementos de esfuerzo pueden escribirse como (Budinas & Nisbet, 2010):

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{\text{flexión}} (\sigma_a)_{\text{flexión}} + (K_f)_{\text{axial}} \frac{(\sigma_a)_{\text{axial}}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{\text{torsión}} (\tau_a)_{\text{torsión}} \right]^2 \right\}^{0.5}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{\text{flexión}} (\sigma_m)_{\text{flexión}} + (K_f)_{\text{axial}} (\sigma_m)_{\text{axial}} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{\text{torsión}} (\tau_m)_{\text{torsión}} \right]^2 \right\}^{0.5}$$

Se consideran los esfuerzos alternantes y esfuerzos medios según las características de servicio, para cada tipo de carga (flexión, torsión o tracción) :



CAPÍTULO III: PROCESO DE DISEÑO

3.1 ESTADO DEL ARTE Y ANÁLISIS DEL PROBLEMA

3.1.1 Situación actual del Problema (tráfico vehicular)

En la actualidad, la rápida expansión urbana y el incremento poblacional, han superado sistemáticamente la capacidad de los gobiernos nacionales y locales de proveer servicios e infraestructura a los estándares definidos por los planes urbanos en todo territorio de las ciudades (Rojas, 2009).

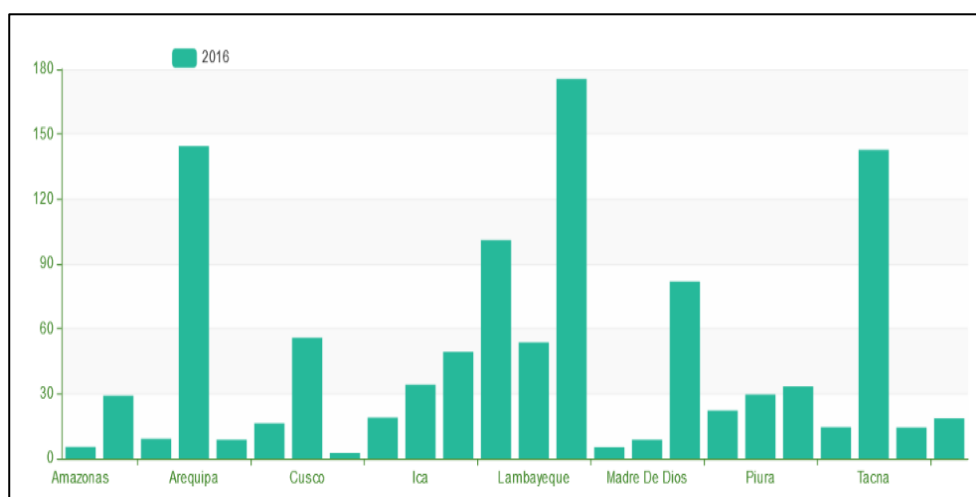


Ilustración 15 Cantidad de Autos cada 1000 habitantes

Fuente: <https://sinia.minam.gob.pe/indicador/966>

La infraestructura de transporte es una herramienta de apoyo para el movimiento y buen desarrollo de la economía, y la calidad de esta repercute directamente en la ralentización o desarrollo económico. A pesar de que en el Perú, y particularmente en Arequipa, se ha incrementado considerablemente la inversión en redes de transporte vehicular, 199 millones de soles destinados desde el Ministerio de Transportes para el Departamento de Arequipa, de los cuales más de 167 millones fueron destinados a la Ciudad de Arequipa (Ministerio de Transportes y Comunicaciones, 2019), es necesario prever alternativas de solución a problemas inminentes, inherentes al crecimiento económico y demográfico.

Según un informe de investigación del congreso (Vásquez, 2015), existen las siguientes características comunes en las principales ciudades del país:

- Las políticas de movilidad se encuentran poco desarrolladas en la mayoría de ciudades.
- El sistema de transporte público da ventajas al automóvil sobre el resto de medios de transporte.
- El transporte público en las principales ciudades de provincia se distingue por priorizar la micro-transportación, caracterizada por un número elevado de vehículos de poca capacidad, en donde predomina el microbús (30 asientos).

Luego, un informe del INEI (Reyna Motta, 2018), expresa que el tránsito vehicular nacional aumento en un 4% entre vehículos ligeros (4.2%) y vehículos pesados (3.9) debido al desempeño favorable de la economía.

El crecimiento poblacional y el económico van siempre acompañados, y junto con estos una serie de efectos buenos y otros con los que, de urgencia o no, tenemos que lidiar. Uno de estos grandes problemas es el tráfico vehicular, que conlleva, además de las pérdidas económicas directas e indirectas, la contaminación (acústica, visual, del aire, del agua), y un malestar social general en la población. Este problema sería ampliamente supeditado, de ser implementados sistemas alternativos efectivos.

Específicamente en Arequipa, los ciudadanos vienen sufriendo el problema de la ineficiencia del tráfico y todo lo que conlleva: incertidumbre del tiempo de viaje, estrés, deterioro de la salud, pérdidas económicas (desgaste de equipos de transporte, pérdidas de combustible, perdidas de horas hombre de trabajo, etc.)

De acuerdo a un informe del CEPLAN, el parque automotor de Arequipa lo componen principalmente taxis (57%), seguidos de un 21% de combis, 16% de vehículos particulares y un 6% de otro tipo de vehículos. Además, en este informe se describe que el 84% de su flota de transporte público tiene más de 18 años de antigüedad, y de la cantidad total de taxis, formales e informales, un amplio porcentaje supera una antigüedad de los 12 años. La modalidad de viaje que predomina con un 63%, se da en combi, microbús y ómnibus, 17% a pie y 9% en taxi. El porcentaje ausente está dispuesto entre autos privados, auto colectivo, transporte escolar y bicicleta.

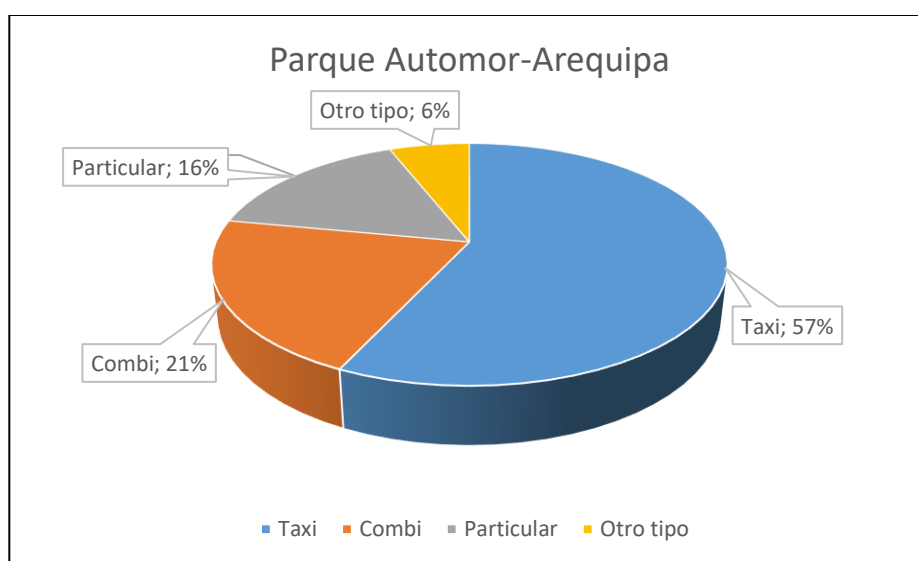


Ilustración 16 Parque Automotor en Arequipa
Fuente:(Reyna Motta, 2018)

Según este documento se registra que el 73% de los vehículos transporta solamente al 22% de los usuarios, y el 16% del restante, transporta al 78% de usuarios. Esto genera congestión vehicular y peatonal, deterioro del patrimonio, contaminación, además de accidentes de tráfico, enfermedades mentales, respiratorias y alérgicas.(Reyna Motta, 2018).

Tabla 2 Vehículos registrados en SUNARP-Arequipa al 2017

Año	Incremento und.	%	Totales
2009	-	-	111,179
2010	14,632	13.16	125,811
2011	19,795	15.73	145,606
2012	24,427	16.78	170,033
2013	25,601	15.06	195,634
2014	24,629	12.59	220,263
2015	20,999	9.53	241,262
2016	20,267	8.44	261,629
2017*	23,751	8.32	285,380

Fuente:(Apaza Cabrera, 2018)

Si se hace un análisis superfluo de la dispersión característica de la tabla, se nota un elevado incremento de vehículos hasta el año 2014, a partir del cual se reduce ligeramente; sin embargo, no deja de ser considerable.

Según Contraste, 2017, citado por (Apaza Cabrera, 2018), Arequipa se convirtió ya en la segunda ciudad más contaminada del país, y quizá también de Latinoamérica, sobrepasando en más del 60% la contaminación permitida por la OMS.

Además, se presenta el siguiente cuadro:

Tabla 3 Agentes contaminantes del aire en Arequipa

Emisiones	Porcentaje
Parque Automotor	60%
Industria	21%
Empresas y comercio	11%
Calderos Industriales	7%
CFC aerosoles y ambientadores	1%
TOTAL	100%

Fuente: (Apaza Cabrera, 2018)

Según RPP, al año 2014, el transporte produjo el 76% del aire contaminado en Arequipa. Este mismo año, se estimó la circulación de 182,000 vehículos, de los cuales 42,000 son taxis y 3,500 combis o colectivos. De este total, por lo menos 1,100 unidades de servicio urbano tienen más de 20 años de antigüedad (RPP, 2014).

Si bien es cierto, el inicio de la etapa de estudio para el Sistema Integral de Transporte se dio en el año 2000, es hasta el 2009 que se realizó la primera convocatoria a licitación para la concesión de la operación del Sistema Integral de Transportes (Municipalidad Provincial de Arequipa, 2017), 13 años después aún no se logra su puesta integral en marcha. Con múltiples problemas en diferentes ámbitos, es que el año 2013 el ministro de Transportes, Carlos Paredes Rodríguez, ofrece a la Municipalidad de Arequipa la implementación de una ruta troncal para el Sistema de Transporte por Monorriel Elevado, debido a las dificultades presentadas en el sistema anterior propuesto; sin embargo, no se llegó a un acuerdo de materialización. Fue dejado de lado en el año 2016 por otra propuesta (Tren Ligero) luego del rechazo de la propuesta de la empresa Queiroz Galvao por parte de Pro Inversión. Esta última alternativa al 2019 aún estaba en etapa de evaluación y en gestiones con el Ministerio de Transportes (Correo, 2019).

El rechazo de la propuesta de un costo de alrededor de 1500 millones de dólares, el triple del costo del SIT, no fue detallado, ni los motivos por los que se llegó a esta

conclusión. Es necesario enunciar que el estado en el que se dio tal resolución fue uno afectado por la crisis de la corrupción en nuestro país; específicamente el caso Lava Jato y el caso del Club de la Construcción, al cual estuvo vinculada la empresa Queiroz Galvao y el ministro de Transportes (Correo, 2019).

La última noticia referente a un Sistema Monorriel en el Perú salió el año 2019; una propuesta de un monorriel de parte de la empresa BYD, pero para el Sistema de Transportes de Lima (El Comercio, 2019).

Por último, un estudio realizado en la Universidad Nacional de San Agustín realiza una evaluación entre 3 opciones de transporte urbano masivo. Propone la implantación del monorriel eléctrico y de buses eléctricos, debido a sus ventajas y capacidades para sobrellevar amplias dificultades en Arequipa debido a su geografía (Cárdenas Pinto, 2018).

Para no caer en ideas de esfuerzos en vano, se tiene que esclarecer que un sistema integral de transportes es un sistema masivo de movilidad urbana sostenible, compuesto por varias modalidades de transporte, para brindar un servicio óptimo y eficiente con cobertura espacial en toda la ciudad. No acercará siquiera este sistema a una solución completa al transporte urbano si no contempla multimodalidad; considerando además el impacto ambiental que aún genera el uso de autos de motor de combustión interna.

Con esta problemática definida y desde la concepción de una alternativa de solución propuesta por el Ministerio de transporte en su momento, se elabora el diseño preliminar de un Monorriel eléctrico sobre viga de capacidades medias de movilidad urbana, para una posterior evaluación y estudio de viabilidad e implementación de un Sistema Integral de transporte mucho más efectivo, eficiente y menos contaminante.

3.1.2 Estado de la tecnología

3.1.2.1 Sistemas de transporte Urbano

Según el equipo de estudio de la Agencia de Cooperación Internacional de Japón (JICA), en general los sistemas de transporte urbano sobre rieles se pueden categorizar en 8 sistemas, tal como se muestra en la siguiente imagen:

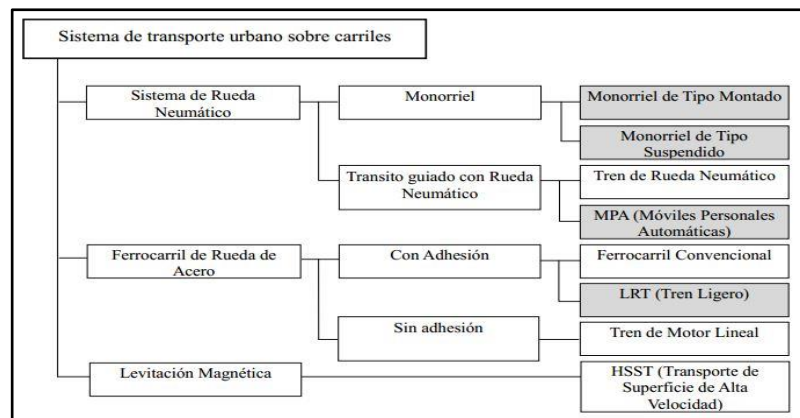


Ilustración 17 Sistemas de Transporte Urbano sobre Carriles
Fuente: (Agencia de Cooperación Internacional del Japón, 2013)

El monorriel eléctrico se utiliza para capacidades medianas de transporte urbano como se muestra en la siguiente figura:

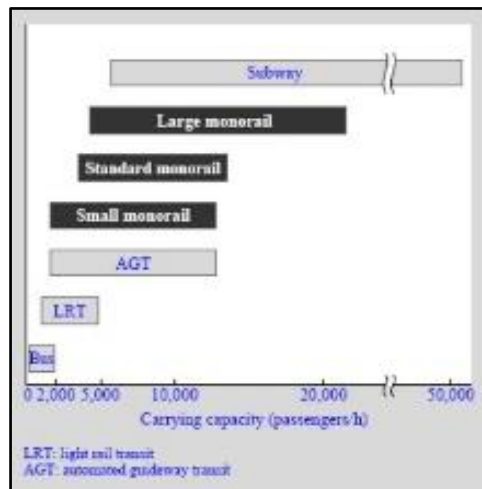


Ilustración 18 Capacidades del Monorriel frente a diferentes modalidades de transporte público
Fuente: (De Caro, 2011)



Ilustración 19 Estación de Sistema Monorriel Montado sobre Viga.
Fuente: www.mrta-pinkline.com

Uno de los factores determinantes para la selección del o los sistemas en un Sistema Integrado, es la demanda. Un mal manejo de factores de diseño como este, desembocaría en una exorbitante sobreinversión, sobresaturación de oferta, y otras consecuencias de igual o menor impacto. Dado los costes y parámetros limitantes, se puede mostrar a estos sistemas de la siguiente manera:

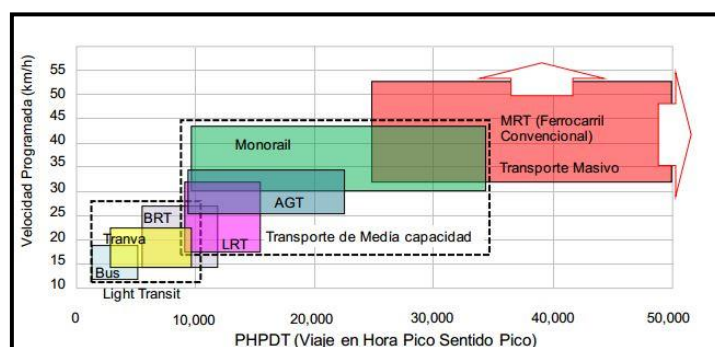


Ilustración 20 Capacidad de transporte vs. Velocidad programada de diferentes sistemas de transportes
Fuente: (Agencia de Cooperación Internacional del Japón, 2013)

Si bien es cierto (Manrique Velazco, 2016) determina que dadas las condiciones en la ciudad de Arequipa, luego de hacer una evaluación se determina al MTR como sistema de transportes óptimo, no toma en cuenta en sus estudios al monorriel eléctrico. Por otro lado, el estudio (Cardenas Pinto, 2018), luego de hacer las comparaciones correspondientes, determina que para la ciudad de Arequipa el sistema más conveniente es el sistema monorriel eléctrico.

3.1.2.2 Sistema de Transporte Urbano por Monorriel:

Monorriel es un término general, aplicado a transporte de pasajeros y de carga que viajan sobre una pista o una viga. Ya que la discusión actual es concerniente a transporte urbano, esta definición puede ser limitada a ese contexto. Entonces, el monorriel de transporte urbano es un vehículo que discurre sobre un riel o una viga, utilizado para la movilidad de pasajeros (Brackett & Lucy, 1982). Tratar y describir este tipo de vehículos detalladamente conllevaría una amplia dedicación de tiempos y recursos; es por eso que hay que aclarar que la información dispuesta para este trabajo es una apreciación general del tópic.

Según la información analizada, este sistema de transporte urbano se sobrepone a diferentes tipos de transporte como son: Heavy Rail (Subway) y Light Rail en aspectos estéticos, de facilidad de construcción, eficiencia, seguridad y mantenimiento(Bakhit Mabrok, 2015).

Otros criterios de comparación optados, además del de funcionalidad y ambiental, fueron: criterio económico y criterio de tiempos de construcción. Como se nota en el siguiente cuadro de comparación, respecto a transporte en rieles, el monorriel sigue dominando en cuestión de beneficios.




System (Capacity)	Image	Cost (10km length, 10 stations, 10,000pphd)	Delivery
MRT (underground) (6,000-60,000 pphpd)		300%	45 month
LRT/AGT (2,000-12,000 pphpd)		130%	38 month
MONORAIL (2,500-48,000 pphpd)		100%	28 month

Ilustración 21 Comparación de costos y tiempo de construcción entre sistemas de transporte Fuente: (Hitachi Rail Systems, 2013)

Según The Monorail Society, los monorrieles se clasifican en:

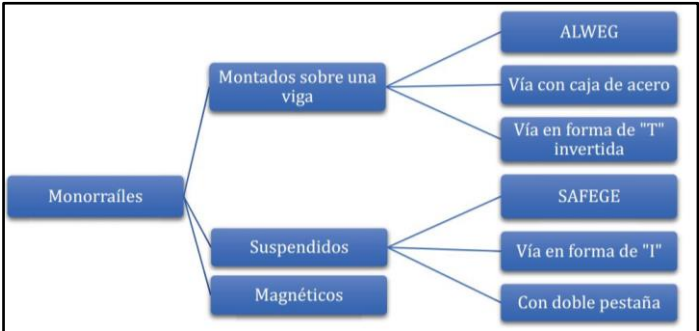


Ilustración 22 Esquema general de los modelos existentes de monorriel. Fuente: (Yunta Ramírez, 2015)

- 3.1.2.2.1 Straddle (Montado sobre viga): La característica de este tipo de monorriel es que los carros están montados sobre una viga de concreto. Esta viga puede estar por debajo, al nivel o por encima del suelo; esto depende del espacio disponible para la construcción de la superestructura. Dentro de esta categoría se encuentran los monorrieles tipo: Alweg, Steel Box Beam, Inverted T.
- 3.1.2.2.2 Suspendidos: En este caso los carros están suspendidos, sujetos a la viga. Para este caso la viga tiene que estar muy por encima del nivel del suelo. Dentro de esta categoría se encuentran los monorrieles tipo: Safege, I Beam, Cable Car Monorail, Personal Rapid Transit, Double Flanged
- 3.1.2.2.3 Maglev (Magnéticos) Este monorriel de levitación magnética sigue una vía como monorrieles montados, pero la potencia propulsora y que además suspende el vehículo en el aire es debida a las fuerzas electromagnéticas que generan unos imanes.

Alrededor del mundo se encuentran empresas especializadas en el diseño integral del sistema de transporte, incluidos los estudios previos y obras civiles. Dentro de las más importantes se encuentran: ALWEG, SAFEGE, HITACHI, BYD, SKYTRAIN, BOMBARDIER y MITSUBISHI.

El uso de esta modalidad de transporte no es ni nuevo, ni menospreciable, como se puede ver en la siguiente tabla:

Tabla 4 Monorrieles representativos como transporte en la historia

Año	Nombre	Descripción
1825	Cheshunt Railway	El primer monorriel para pasajeros. Tuvo un Motor de 1 HP
1876	Philadelphia Centennial	El vehículo contaba con un motor de vapor que accionaba la rueda trasera
1901	Wuppertal Schwebebahn (Alemania)	De tipo suspendido ha operado exitosamente a lo largo del río Wupper por casi 100 años
1911	William H. Boyes Monorail	Los rieles fueron hechos de madera, el costo por milla fue de 3000 dólares.
1929	The Bennie Railplane	Contaba con 2 motores eléctricos de 240HP, alcanzando una velocidad de 160kph
1971	Walt Disney World Monorail System(Florida)	Con una extensión de más de 23 km. De tipo Montado
1998	Window of the World (Shenzen)	Tiene una extensión de menos de 2 km
1998	Happy Line(Shenzen)	Tiene una extensión de menos de 4 km

2004	Moscow Monorail	Con una extensión de 4.7 km
2004	Las Vegas Monorail (Las Vegas)	6.3 km de extensión Con 7 estaciones
2011	Line 3 (Chongqing Rail Transit)	39.1 km de extensión
2014	Line 15 (Sao Paulo Metro)	12.8 km de extensión, con 27 km en plan.
2016	Ashgabat Monorail (Indonesia)	5.2 km de extensión con una velocidad máxima de 80 km/h

Fuente: (Brackett & Lucy, 1982)

Alrededor de 70 sistemas de transporte urbano por monorriel fueron construidos alrededor del mundo desde el primero en 1825, omitiendo varios otros hallados en literatura remota como (Bakhit Mabrok, 2015).

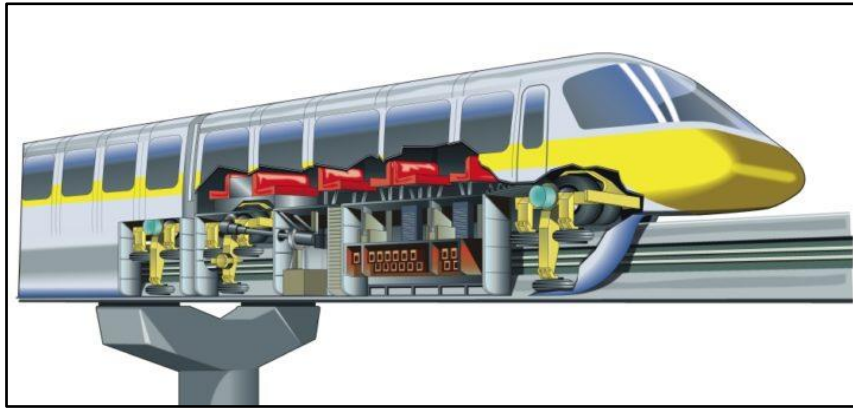
En la actualidad se tienen 9 sistemas monorriel en construcción en Eurasia (China, Italia, Irán, Arabia Saudita, Tailandia y Malasia), 1 en Sudamérica (Brasil) y uno en África (Nigeria); además se tienen más de 60 proyectos propuestos o en etapa de evaluación alrededor del mundo. (Wikipedia, 2022).

Por otro lado, como medio de transporte urbano y desde hace décadas los móviles que sirven de vehículos son accionados por energía eléctrica, ya sean ferrocarriles, metro, metro ligero, tranvías, monorrieles, trolebuses o buses guiados.

3.1.2.3 Ventajas del Sistema de Transporte Urbano de Monorriel

Según el estudio (Agencia de Cooperación Internacional del Japón, 2013), este sistema presenta las siguientes características:

- Alta flexibilidad en la condición de alineamiento de rutas: Debido al uso de neumáticos, puede hacer frente a grandes pendientes y radios de curvatura pequeños (hasta 40m de radio de giro), lo que permite flexibilidad (6%-10% de pendiente) mayor a los 3.5% del ferrocarril convencional.
- Ambiente amigable: Debido al uso de neumáticos, el ruido y la vibración causados son mucho menores que lo producido por rieles-rueda de metal. A diferencia del AGT afecta mucho menos al paisaje de la ciudad. Puede ser de suministro eléctrico sostenible, con capacidad de regeneración.
- Amplia capacidad de transporte: Amplio rango de capacidades debido a la flexibilidad de composiciones, y Schedule ajustable.
- Corto tiempo de construcción: Debido a la usabilidad de elementos prefabricados, trasladados y colocados in situ. El tiempo de construcción es menor que otros sistemas de transporte sobre rieles.
- Característica del Monorriel: La configuración y forma le permite un rendimiento elevado, no solo en tramos rectos, sino también en curvas. Elevado grado de confort. No hay posibilidad de descarrilamiento.



*Ilustración 23 Características constructivas del Monorriel
Fuente: www.howitworksdaily.com*

3.1.3 Objetivos y Mejoras del Planteamiento:

El objetivo principal del presente trabajo es el diseño preliminar de un monorriel eléctrico para las condiciones especificadas según referencias, que sirva de complemento para un análisis y evaluación en otro estudio integral más completo.

Uno de los criterios determinantes desde un inicio es el ambiental: el vehículo al momento de implementarse, además de asumir y mejorar gran parte del tráfico vehicular actual, deberá asumir esta carga de contaminación y tratar de reducirla al máximo. Por esto se propone en primera instancia que la fuente energética sea renovable y sostenible, ampliamente disponible en el departamento de Arequipa. Otro objetivo es el análisis de los costos de operación en función de la fuente del suministro energético.

Es también una iniciativa para el análisis de capacidad de desarrollo de tecnología e ingeniería, que usualmente importamos. Fomentar el desarrollo de tecnologías es fundamental para una economía sustentable, más independiente de potencias ajenas.

Un objetivo inherente para el desarrollo del diseño es determinar y desarrollar una metodología de diseño en ingeniería idónea, debido a su bastedad y su complejidad.

3.2 DISEÑO CONCEPTUAL

3.2.1 Metodología de Diseño

Si bien es cierto, al inicio del estudio se intentó optar por un método que se ajuste apropiadamente al proyecto, en el transcurso se hicieron uso de recursos muy variados de otros métodos. Esto permitió utilizar la amplia gama de opciones para construir un método particular y propio, que permita optimizar el diseño y reducir imprecisiones.

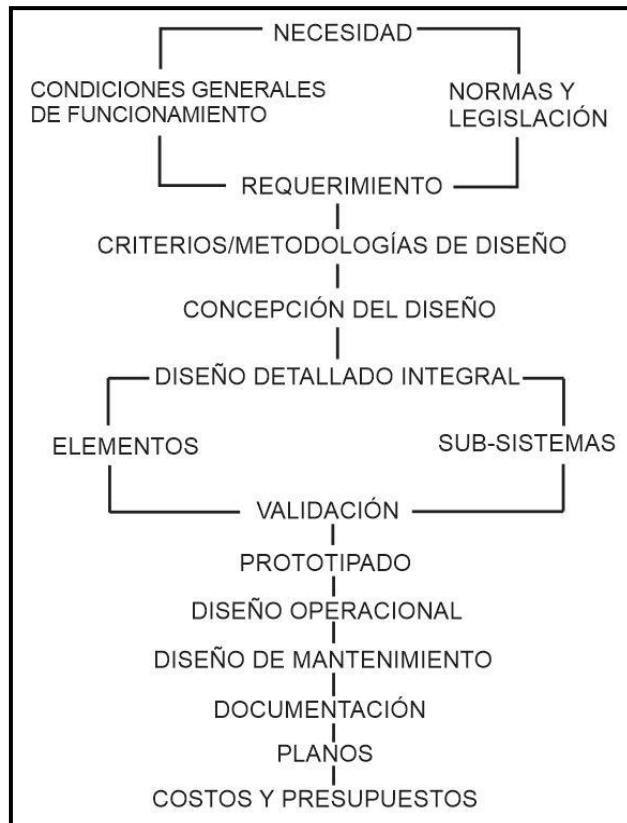


Ilustración 24 Metodología de Diseño Integral
Fuente: Elaboración Propia

Durante el diseño, se realizaron constantes tareas iterativas e interdependientes, no descriptibles debido a su complejidad. Sin embargo, se puede representar el proceso y las dependencias consecuentes de cada elemento en la siguiente matriz:

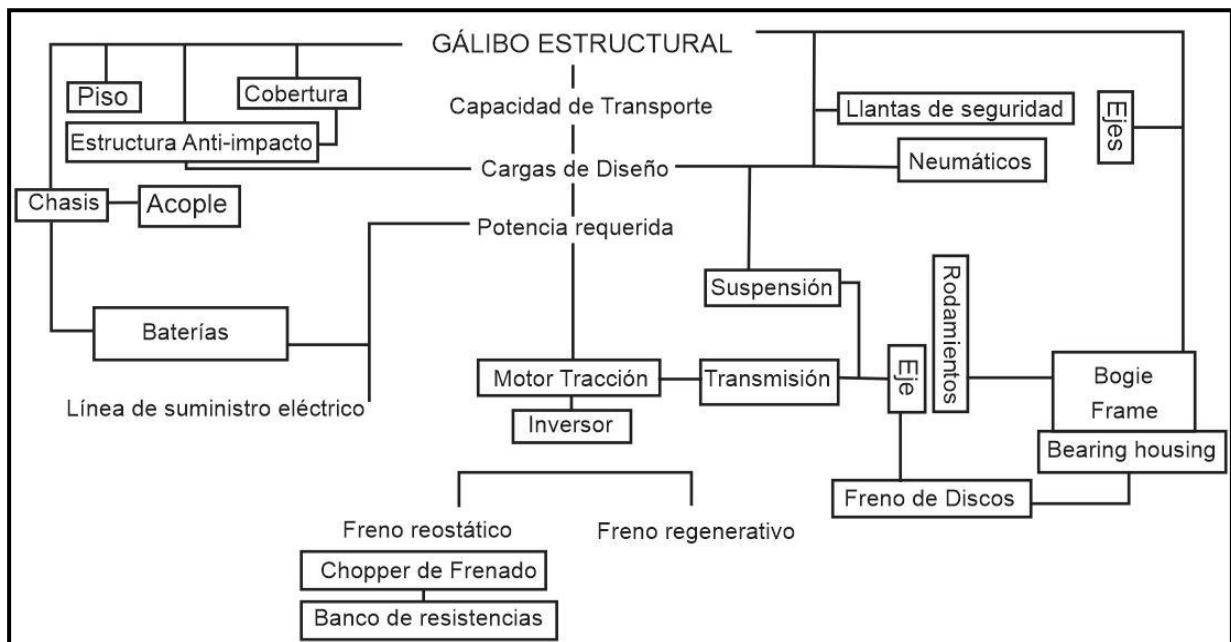


Ilustración 25 Matriz de Diseño por Elementos
Fuente: Elaboración Propia

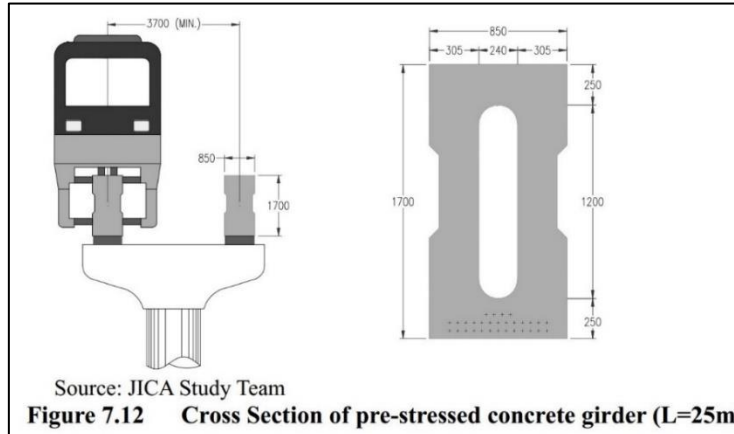
3.2.2 Identificación de requerimientos y exigencias

Los requerimientos tienen el objetivo de hacer el diseño funcional, al mismo tiempo la definición de estos estará enmarcados dentro del marco de los pilares de la sostenibilidad, como se muestra en la siguiente imagen:



Ilustración 26 Diagrama de Sostenibilidad Fuente: Implementación de Planos de Movilidad Sostenible (Federación Española de Municipios y Provincias, 2011)

Luego, las prioridades y características de este proyecto son las que en general se le atribuye a un sistema de transporte urbano; además se limitan algunos requerimientos (funcionales, geométricos, de potencia) a valores de referencia de funcionamiento de este tipo de máquinas. De acuerdo a la tipificación del monorriel, una referencia importante para enmarcar el diseño son las dimensiones de la viga. Esta será una viga pretensada de concreto, para monorrieles estándar (Japan International Cooperation Agency, 2014) con las siguientes dimensiones:



Source: JICA Study Team
Figure 7.12 Cross Section of pre-stressed concrete girder (L=25m)

Ilustración 27 Sección transversal de la viga pretensada de concreto
Fuente: (Japan International Cooperation Agency, 2014)

Debido a que es un diseño en etapa fundamental, se dieron durante el diseño varias modificaciones en algunos requerimientos, en función de otros más importantes a tener en cuenta, identificados durante el proceso.

Requerimientos Funcionales:

- Velocidad máxima de operación: 60-90 km/h
- Velocidad máxima en curvatura (40-60m): 25m/s-30m/s
- Capacidad Media de transporte: 100 pasajeros por carro
- Elevada Confiabilidad
- Autonomía

- Alta Flexibilidad
- Estética Media
- Seguridad del Usuario Alta
- Seguridad Operacional Alta
- Eficiencia energética Alta
- Aspectos Medioambientales

Requerimientos Geométricos de Forma:

- Longitud: 15 m
- Distancia máxima entre pivotes: 10 m
- Altura máxima desde plataforma: 3.8 m
- Ancho máximo de plataforma: 2.9 m
- Altura máxima de bogie: 1.5 m
- Ancho máximo de bogie: 2 m
- Ancho de viga pretensada: 850 mm
- Altura de viga pretensada: 1700 mm
- Diámetro máximo de ruedas de impulsión: 1200 mm
- Diámetro máximo de ruedas auxiliares: 650 mm
- Radio de curvatura de giro: 45-60 m

Requerimientos de Fuerza/Potencia

- Tensión eléctrica de alimentación: menor o igual a 1500 V DC
- Potencia aproximada por motor: 120 kW
- Gradiente máxima: 6%-10%
- Aceleración media: menor igual a 0.7 m/s²
- Aceleración máxima: 1.1 m/s²
- Frenado en operación: 1.0 m/s²
- Deceleración de emergencia: 1.1 m/s²
- Masa tara máxima: 12 000 kg por carro

Requerimiento de Material

- Funcional
- Liviano

Requerimiento de Mantenimiento y Fabricación

- Viable técnicamente

Requerimientos Ergonómicos-Confort

- Conducción suave
- Cómodo y silencioso

Requerimientos Relativos de Costo

- Costos de Operación Promedio: Bajo
- Costos de Inversión: Alcanzables

3.2.3 ESTRUCTURA DE FUNCIONES-ABSTRCCIÓN

3.2.3.1 Caja negra/Caja de Cristal:

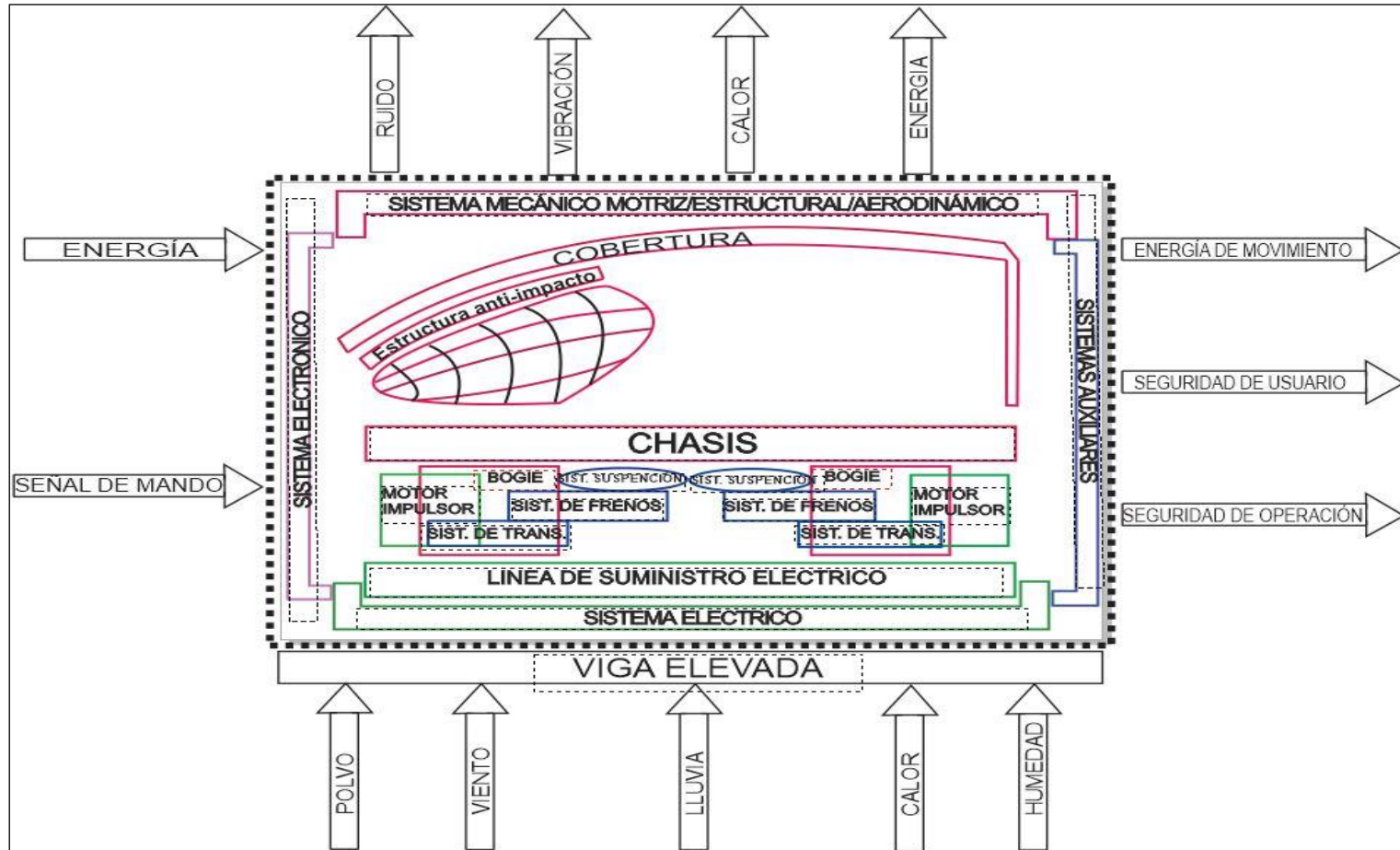


Ilustración 28 Caja Negra/Caja de Cristal Monorraíl Eléctrico
Fuente: Elaboración Propia

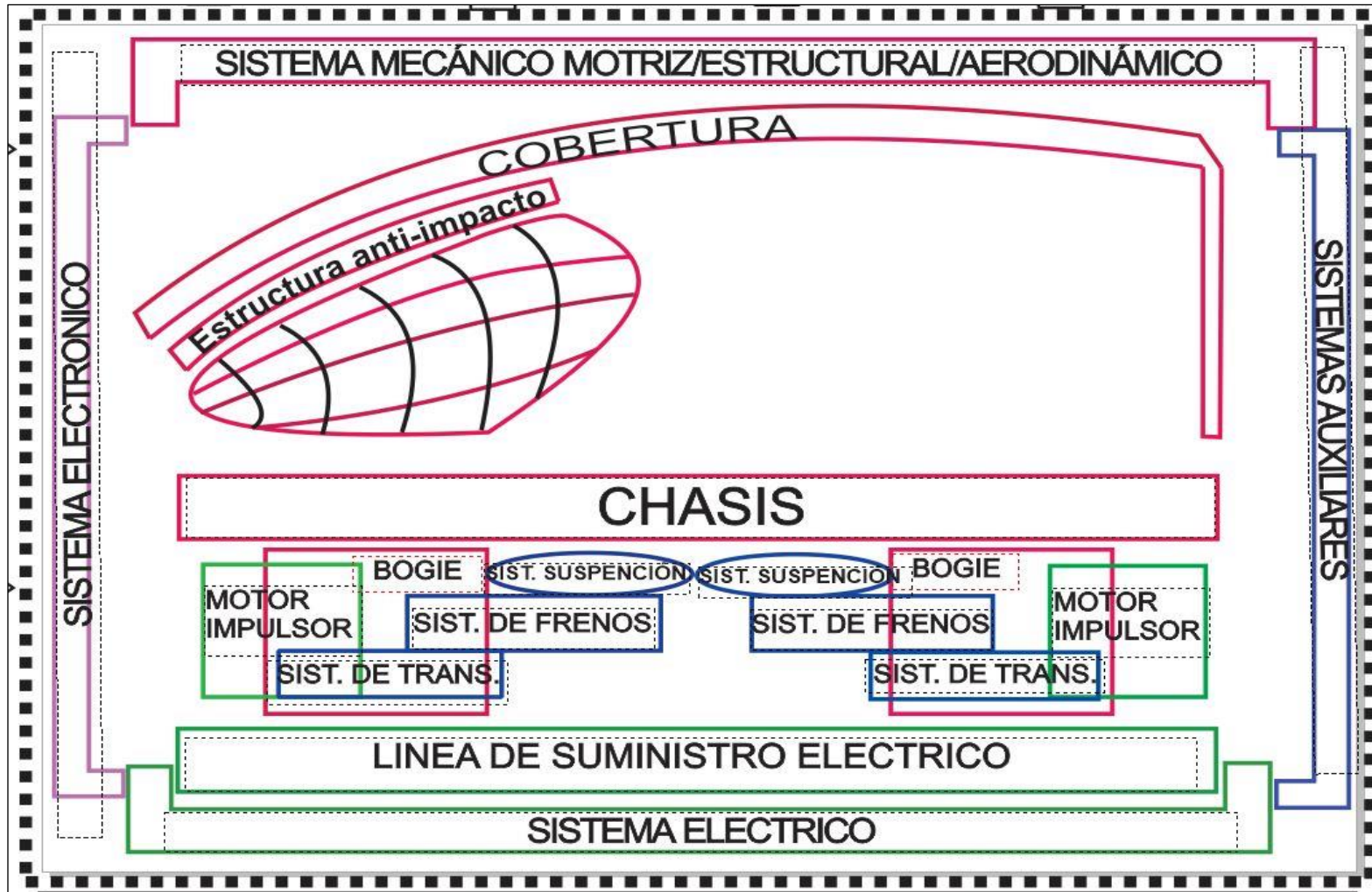


Ilustración 29 Caja de Cristal-Monorriel Eléctrico
Fuente: Elaboración Propia

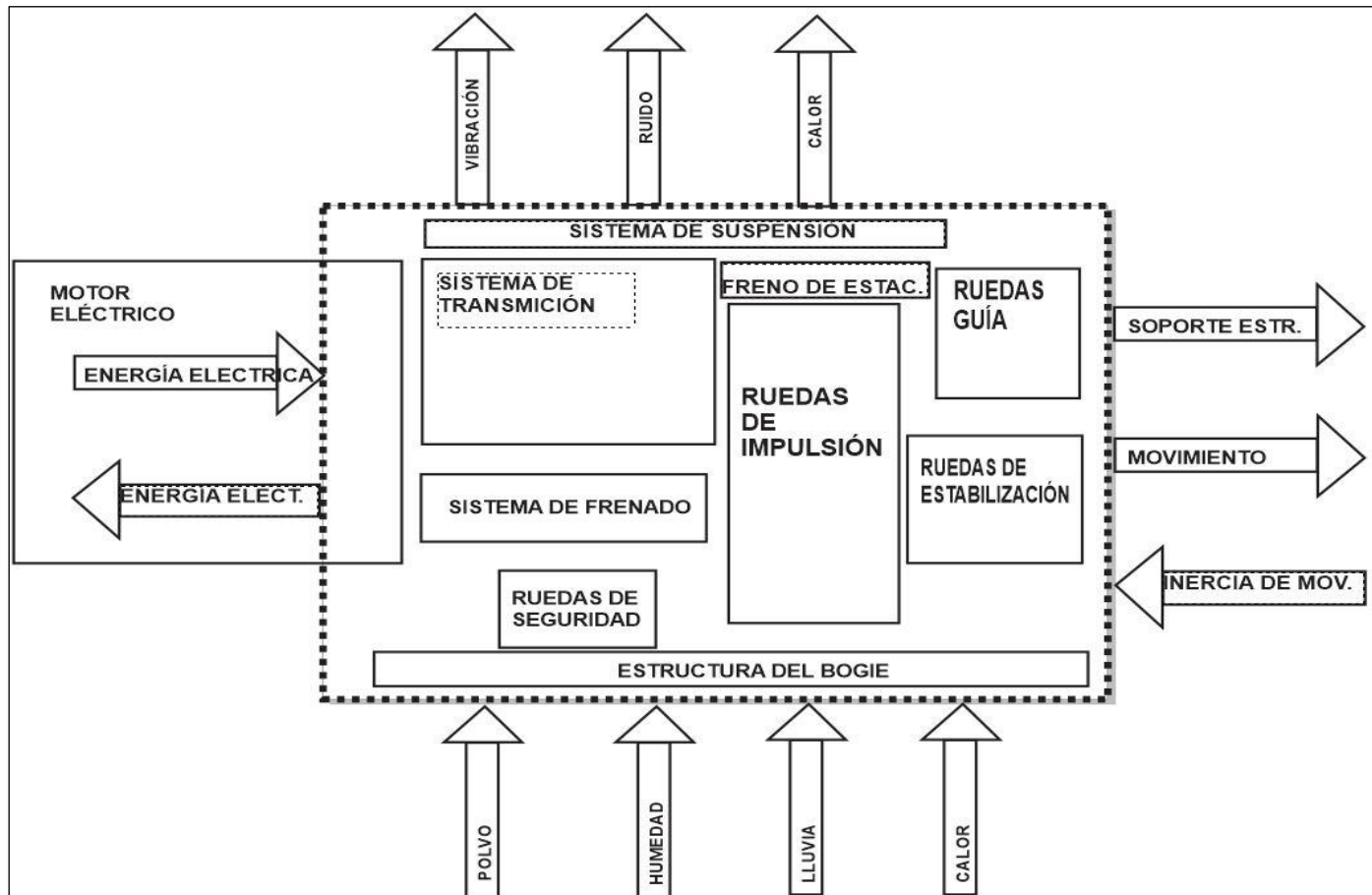


Ilustración 30 Caja de Cristal-Monorraiel Eléctrico- Bogie
 Fuente: Elaboración Propia

3.2.3.2 Funciones técnicas

- i. COBERTURA
 - a. Baja Resistencia Aerodinámica: Este componente tiene como objetivo reducir en lo posible la resistencia del viento cuando el vehículo está en movimiento.
 - b. Protección a los usuarios y a otros elementos: Tiene también la función de proteger a los usuarios y los equipos internos de la intemperie, ráfagas de viento, radiación solar, ruido, etc.
 - c. Estética: Otra función de este elemento es la de brindar un buen aspecto al monorraíl, de manera que cause un impacto visual positivo en los usuarios.
- ii. ESTRUCTURA PORTANTE
 - a. Seguridad: La principal tarea de esta estructura es la de brindar seguridad a los usuarios que se encuentran en el interior del vehículo en caso se produzcan fuertes impactos o leves choques contra el vehículo.
 - b. Soporte: También es el elemento portante más importante del cuerpo del vehículo.
- iii. BASTIDOR
 - a. Soporte: Tendrá como tarea brindar el soporte a la cobertura, el equipo interior y los usuarios. Servirá como conexión entre la cobertura y los bogies del monorraíl.
 - b. Estabilidad: También deberá cumplir con el objetivo de dar estabilidad al vehículo, ya que aportará a que el centro de masa este a niveles inferiores.
- iv. BASTIDOR DE BOGIE
 - a. Soporte Estructural: Este elemento se encargará de brindar el soporte y la estabilidad a todo el vehículo en todas las condiciones de funcionamiento previstas. Servirá de conexión entre la viga de concreto y el carro, mediante el bastidor del monorraíl.
 - b. Alojamiento de Sistemas auxiliares: Este elemento servirá como alojamiento de diferentes sistemas auxiliares como el de frenado de operación, frenado de estacionamiento, suspensión, sistema de tracción, etc.
- v. TRANSMISIÓN
 - a. Transmisión de Potencia: Este mecanismo se encarga de transmitir la potencia del motor eléctrico, velocidad y torque, hacia el eje de potencia de las ruedas de impulsión.
 - b. Regulador de velocidad: En conjunto con el sistema de regulación de velocidad de frecuencia variable, este mecanismo se hará cargo de la variación de la velocidad del vehículo; de manera que se procure mantener siempre una alta eficiencia en el sistema de tracción.
- vi. RUEDAS DE TRACCIÓN
 - a. Transformación de movimiento: Estos componentes se harán cargo de transformar la potencia de rotación del eje de tracción en movimiento lineal del monorraíl.
 - b. Confort/Suspensión: Este elemento también asumirá en ligera proporción la tarea de suspensión neumática debido a su naturaleza.
 - c. Absorción de energía: Tendrá la tarea de hacer efectivo el frenado desde el sistema de frenado para todo el vehículo, mediante la fricción propia del material con la superficie de rodado.
- vii. SUSPENSIÓN
 - a. Confort/Suspensión: Estos componentes alojados entre el bastidor del bogie y el bastidor del vehículo se harán cargo de absorber las variaciones de carga e irregularidades propias del movimiento de este tipo de vehículos, manteniendo el confort y las buenas condiciones de operación del vehículo.
- viii. FRENOS DE SERVICIO, ESTACIONAMIENTO Y EMERGENCIA

- a. Confort: Este sistema deberá de asegurar una reducción de velocidad proporcional, para que las llegadas a destino o detenciones no sean molestas y bruscas.
 - b. Seguridad: Este sistema tendrá a cargo la tarea de reducir la velocidad y/o detener el vehículo en cualquier caso que signifique una amenaza a la seguridad de los usuarios y/o objetos de valor. En el caso de freno de estacionamiento o emergencia, este sistema de frenos asegura que el vehículo reduzca su velocidad lo más rápido posible, o no se desplace, para el ascenso o descenso de usuarios, mantenimiento o cualquier evento que lo amerite.
- ix. **RUEDAS GUÍA**
 - a. Trazado y Guiado: Estas ruedas se encargarán de que el vehículo mantenga la adherencia a la viga de concreto en determinados ejes.
 - b. Seguridad y Confort: En menor medida, harán las veces de amortiguadores (para casos de cargas laterales).
- x. **RUEDAS DE ESTABILIZACIÓN**
 - a. Estabilización: Estas ruedas ubicadas por debajo del nivel de las ruedas guía tendrán como principal función la estabilización del vehículo frente a cargas laterales (fuerzas de viento, fuerzas centrífugas debidas al giro, desbalances locales, momentos torsores debidos a excentricidades, etc).
 - b. Seguridad y Confort: En menor medida, al igual que las ruedas guía cumplirán las tareas de amortiguadores, sosteniendo de esta manera la seguridad y el confort de los usuarios.
- xi. **RUEDAS DE SEGURIDAD**
 - a. Seguridad: Estas ruedas de seguridad de material diferente a las ruedas de impulsión, de guía y de estabilización, tendrán la capacidad y la función de asumir las cargas críticas en el caso de que algunas de las anteriores pierdan funcionalidad en casos no previstos.
- xii. **LÍNEA DE SUMINISTRO ENERGÉTICO**
 - a. Fuente de Alimentación: Cumple la función de conducir la energía eléctrica desde el punto de disposición (sub estación eléctrica) en determinadas condiciones hasta los límites del vehículo motor.
- xiii. **INVERSOR VVVF y TRANSFORMADOR**
 - a. Acondicionador y Regulador de energía: Se encargarán de caracterizar la energía eléctrica como requiere el motor eléctrico motriz, las baterías y el resto de componentes que lo requieran.
- xiv. **MOTOR ELÉCTRICO**
 - a. Transformación de Energía: La función de este importante elemento será la de transformar la energía eléctrica de determinadas características a energía de rotación (potencia, velocidad angular y torque). Y cuando se requiera, transformar la energía de inercia del vehículo en energía manejable y/o almacenable.
 - b. Frenado y Regeneración: En combinación con la función de generador eléctrico, se hará cargo de llevar a cabo la tarea de regulación de la velocidad en condiciones normales, en suma con el frenado mecánico, para de esa manera hacer el vehículo más energéticamente eficiente.
- xv. **BATERÍAS**
 - a. Almacenamiento: Este conjunto de componentes tendrá la tarea de almacenar la energía eléctrica requerida para una autonomía determinada que garantice el funcionamiento del vehículo sin fuente externa de suministro.
- xvi. **UNIDAD CENTRAL DE CONTROL (UCE)**

- a. Automatización y Control: Este sistema complejo de electrónica tendrá como función el seguro, correcto y buen funcionamiento de los sistemas que se relacionen con él.
- xvii. UNIDAD DE CONTROL DE FRENADO (EBUC)
 - a. Este sistema de control electrónico se encargará de gobernar constantemente el sistema de frenado.

3.2.4 Matriz morfológica

Dadas las variedades de solución particulares en cada elemento y/o sistema, se construye la siguiente matriz morfológica de soluciones, que nos servirá de delimitador fundamental entre las opciones generales de solución:









		1	2	3	4	5
Sistema Electrónico	Unidad de Control	Si	No			
Sistema Eléctrico	Suministro Eléctrico	CORRIENTE ALTERNA			CORRIENTE CONTINUA	
		MONOFÁSICO	TRIFÁSICO			
	Motor de impulsión	ASÍNCRONO DE INDUCCIÓN AC	SÍNCRONO DE IMANES PERMANENTES AC	SÍNCRONO DE RELUCTANCIA CONMUTADA AC	SIN ESCOBILLAS DE IMANES PERMANENTES DC	UNIVERSAL Puede haber variaciones
	Inversor/ Rectificador	SI	NO			
	Transformador	SI	NO			
	Baterías	Plomo-ácido	Níquel-cadmio	Níquel-Hidruro Metálico	Ion Litio	Polímeros De Litio
Sistema Mecánico Estructural	Cobertura (forma)	 0.04	 0.09	 0.82	 0.47	 0.80
	Estructura Anti-impacto	Reticular	Auto-portante			
Bogie	Nro. de Ejes De Impulsión	1	2	3	Se p	
	Transmisión	Ruedas Dentadas	Fajas	Cadena	Hidráulica	
AA	Sistema de Suspensión	Neumática	Hidráulica	Mecánica Rígida	Adoptar más de una opción	
	Sistema de Frenado	Dinámico Regenerativo Reostático	Disco	Tambor	Llanta	Adoptar más de una opción
	Accionamiento	Neumático	Mecánico	Hidráulico	Eléctrico	
	Sistema de freno estacionamiento	Si	No			
	Mecanismo Eje-rueda				(Se puede iterar)	
	Ruedas de Seguridad	SÍ	NO			
	Chasis	SEPARADO	MONOCASCO			

Ilustración 31 Matriz Morfológica de Diseño-Delimitación de soluciones
Fuente: Elaboración propia

3.2.5 Conceptos de solución

Se realizó una delimitación sustancial entre soluciones en la matriz morfológica, para que estas difieran fundamentalmente, es decir, en gran proporción uno del otro; esto para reducir sobre posiciones que reducirían la amplitud de opciones de solución. Esto se hace necesario para abarcar más soluciones conceptualmente, porque el diseño a detalle de cada solución requeriría de posibles iteraciones con las demás opciones de solución particular; lo que acerca los fundamentos conceptuales a otra opción de diseño, y la aleja de otra.

Para este caso se presentan 3 opciones de diseño:

- Opción 1
Unidad de Control-Corriente alterna monofásica-motor síncrono de imanes permanentes-inversor-rectificador- -baterías níquel hidruro metálico- cobertura de forma 2-estructura portante reticular-bogie clase 1, 1 eje de impulsión-transmisión por fajas-sistema de suspensión hidráulica-sistema de frenos de disco-accionamiento eléctrico-frenos de estacionamiento-forma 2 de mecanismo eje de rueda-ruedas de seguridad- bastidor monocasco
- Opción 2
Unidad de control-corriente alterna trifásica-motor asíncrono de inducción-inversor/rectificador-transformador-baterías ion-litio-forma de cobertura 2-estructura portante reticular-bogie de 2 ejes de impulsión-transmisión por ruedas dentadas-sistema de suspensión mixto-sistema de frenado mixto- accionamiento neumático-sistema de freno de estacionamiento- Forma 1 de mecanismo eje rueda-con ruedas de seguridad-bastidor separado.
- Opción 3
Unidad de control-corriente continua-motor Brushless de imanes permanentes-sin inversor-sin rectificador-transformador-baterías ion litio-forma de cobertura 3-estructura portante reticular-bogie de 1 ejes de impulsión-transmisión hidráulica-sistema de suspensión neumático-sistema de frenado por discos-accionamiento hidráulico-freno de estacionamiento-forma 3 de mecanismo eje rueda-con ruedas de seguridad-bastidor monocasco.

3.2.6 Evaluación de los conceptos de solución

Es necesario mencionar que un criterio dominante junto con la funcionalidad, es el criterio de seguridad. Es por eso que en las tres opciones se optan por los siguientes elementos: Unidad de Control, frenos de estacionamiento independiente y ruedas de seguridad.

Como se mencionó anteriormente, cada opción tiene un buen grado de flexibilidad; necesaria para las iteraciones posteriores que determinarán el diseño óptimo no limitado por la matriz morfológica.

- a) Evaluación de la Opción 1: En esta primera opción se opta por un sistema de suministro eléctrico de corriente alterna para la impulsión. El criterio de elección de este diseño, además de la funcionalidad, fue el de economía, ya que es un sistema casi sin holgura en sus funciones, sin mucho grado de confiabilidad ya que se optaron por elementos sin respaldo (bogie de 1 eje, sistema de suspensión y freno únicos).
- b) Evaluación de la Opción 2: Al igual que la opción 1, la corriente de impulsión de este diseño es de naturaleza alterna. Luego, se opta por un motor de corriente alterna VVVF (variable voltaje-variable frecuencia); estos motores proporcionan mayor control que los motores de corriente continua. En esta opción se fortalece la seguridad del usuario, como la seguridad de operación. Como se puede notar, los sistemas no son componentes únicos; estos tienen un respaldo adicional que garantiza incluso un relevo de elementos en caso de fallas graves.

- c) Evaluación de la Opción 3: El objetivo de esta opción es generar un contraste considerable con las otras 2 opciones, ya que la energía eléctrica predominante de diseño es de corriente continua, como se observa, la naturaleza de la energía a utilizar aparentemente simplifica considerablemente el diseño. Esto se traduciría en menor costo de fabricación, facilidad de operación y mantenimiento, y por otro lado, poca fiabilidad. Se nota además el elevado coeficiente de arrastre correspondiente a la forma de cobertura (0.82), lo que se traduciría en mayores requerimientos de potencia de tracción. A la vez sería una ventaja ya que el aspecto constructivo no es complejo.

3.2.7 Determinación del concepto óptimo

Para la determinación del concepto óptimo se prioriza funcionalidad antes que cualquier característica, luego seguridad, economía y estética (en ese orden). Los demás criterios pueden ser manejables en modificaciones futuras o proyectos consecuentes de este estudio. Luego, tomando en cuenta las características del terreno, ambiente y método de transporte de lo que la gente percibe como más adecuado, y la amplia literatura disponible, se ha elaborado la siguiente tabla que muestra las fortalezas y debilidades de los diseños preliminares. Los criterios utilizados en detalles y sus valoraciones se dan a continuación:

- **Funcionalidad:** Que cumpla con la función general principal: movilizar a un determinado número de pasajeros desde un punto hasta otro, sin contratiempos.
- **Seguridad:** Se refiere a la seguridad del usuario. Debe cumplir la función de movilización urbana sin poner en riesgo la vida de los pasajeros y de los conductores.
- **Factibilidad:** Contempla la posibilidad de que el concepto pueda ser desarrollado e implementado en el medio geográfico y social previsto. Para ello, ya que es la primera etapa de un diseño integral del sistema de transporte, los componentes tienen que ser, en sus generalidades, las más sencillas; sin descuidar la efectividad.
- **Confort y Comodidad:** El vehículo tiene que contar con los sistemas auxiliares y/o componentes que permitan que el usuario perciba la movilidad adecuada en espacio, tiempo, disposición y intensidad; asegurando de esta manera un elevado nivel de satisfacción.
- **Facilidad de Producción, ensamblaje e instalación:** Se refiere principalmente a que el nivel técnico que ha de requerir para su instalación y su puesta en operación no tiene que ser exhaustivamente especializado.
- **Sencillez:** Es un factor relativamente menos importante ya que el objetivo de este trabajo es la implementación tecnológica gradual a la sociedad.
- **Mantenibilidad:** Se busca que el mantenimiento pueda ser lo más sencillo posible, en este criterio se incluyen los periodos de mantenimiento de cada equipo, sistema y componente que lo requieran, el nivel de especialización de procedimientos, la frecuencia con que se deba de hacer.
- **Perturbación del ambiente externo:** Este aspecto se dirige principalmente a 2 objetivos: el peatón que circula cerca del vehículo y el medio ambiente. Para ello se evalúan conceptualmente el nivel de perturbación que pueda provocar el vehículo.
- **Eficiencia energética:** Se refiere a la capacidad del vehículo, sistemas, componentes y partes, de transformar la energía cedida desde la fuente, con las menores pérdidas posibles, traducida a un servicio de transporte satisfactorio (de bajo impacto ambiental).
- **Estimación de costos:** Se valora por último el costo aproximado del concepto de diseño; siendo el menor costo el más adecuado; a pesar de ser una etapa preliminar.

Tabla 5 Valoración de Conceptos de Solución preliminares

Valoración de 1 a 5 (1=malo, 5=muy bueno)				ACUMULADO		
Característica/ Factor de Relevancia	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3	OP 1	OP 2	OP 3
Funcionalidad 1.0	4	5	4	4	5	3
Seguridad 0.9	3	5	2	2.7	4.5	1.8
Factibilidad 0.9	4	3	4	3.6	2.7	3.6
Confort y comodidad 0.8	3	5	3	2.4	4	2.4
Facilidad de Producción 0.8	4	3	5	3.2	2.4	4
Sencillez 0.6	4	3	5	2.4	1.8	3
Mantenimiento 0.7	4	3	4	2.8	2.1	2.8
Perturbación del Ambiente Externo 0.7	4	4	4	2.8	2.8	2.8
Eficiencia Energética 0.5	3	4	5	1.5	2	2.5
Estimación de Costos 0.5	4	3	4	2	1.5	2
TOTAL	37	38	39	27.4	28.8	27.9

Fuente: Elaboración propia

Del cuadro anterior se observa que en primera instancia el diseño dominante es la opción 3. Luego, se reubica debido a la afectación de los factores de relevancia de los criterios. Con estos pesos ponderados adquieren valor de acuerdo a la relevancia e importancia de cada característica.

Es necesario observar que el diseño óptimo resulto con mayor ponderación debido a su dominio en criterios importantes: funcionalidad y seguridad; prescindiendo de ventajas en aspectos poco importantes para su desarrollo teórico, como son: costos, sencillez, mantenibilidad y facilidad de producción. Criterios que pueden y deben de perfeccionarse de menor manera, si es que este diseño preliminar conduce a la viabilidad y factibilidad, con especialistas en cada área.

3.2.8 Definición de componentes y consideraciones de diseño

- a) Unidad de Control Electrónico: Es inconcebible diseñar un vehículo y no contemplar una unidad central electrónica para el control. Esto por relegar los complejos procesos al operador y a otros sistemas, como por ejemplo en conducción, frenado, activación de sistemas auxiliares y de seguridad. Además, simplifica algunos sistemas como lo hace en los motores de combustión interna. También se contempla para una posterior reingeniería; aumentando así la flexibilidad para cambiar y/o implementar otros sistemas que adquieran importancia durante el desarrollo del proyecto. Este componente será para adquisición, o en el mejor escenario sería diseñado específicamente para este vehículo. En este proyecto no se prevé la implementación de sistemas ATP/ATO (Automatic Train Protection/Automatic Train Operation), debido a que se necesita de mucho mayor cantidad de recursos.
- b) Corriente Alterna Trifásica: La subestación receptora recibe la potencia eléctrica en corriente alterna trifásica de una compañía de suministro de energía eléctrica y la transforma a corriente directa a 750 V, posteriormente suministra a la línea de contacto lineal, también llamado tercer riel, que servirá de suministro para los

vehículos circulantes, que luego convertirán la corriente a alterna nuevamente, para su utilización en motores de tracción. El sistema de alimentación tiene que ser ubicado en paralelo, para mantener el sistema de la caída de tensión y aumentar la eficiencia del sistema de regeneración.

- c) Sistema de Contacto Lineal (Tercer Riel): Se debe colocar en ambos lados de la viga del viaducto. La línea de contacto se compone de caballetes de aluminio y del hilo de contacto de cobre, ya que el aluminio y el cobre son resistentes a la intemperie y excelentes conductores eléctricos.
- d) Side Slide Pantograph: De acuerdo a la teoría disponible, casi en la totalidad de Sistemas Monorriel, se dispone de una corriente de alimentación continua en líneas de transmisión de parte de las sub estaciones; esta al ingresar al vehículo es adecuada por el Sistema VDF para su utilización en los motores motrices, con valores nominales entre 750 y 1500 VC. Este elemento cumple la función de contacto entre el sistema de alimentación externo y el vehículo. Usualmente es adquirido junto con las líneas de suministro, debido a su forma de funcionamiento y compatibilidad.
- e) Rectificador: Deberá ser capaz de asumir la alimentación de parte de los motores cuando se active el freno regenerativo, y rectificarla a las condiciones necesarias para el almacenamiento en las baterías.
- f) Inversor: Tendrá la capacidad de modificar la naturaleza de la corriente continua, en el caso de la disposición desde las sub estaciones y desde las baterías para la autonomía del vehículo, a corriente alterna; a condiciones que el motor seleccionado lo requiera.
- g) Transformador: Este equipo debe de trabajar en conjunto con los demás dispositivos eléctricos, de tal manera que facilite el flujo de energía en condiciones adecuadas y necesarias para el correcto funcionamiento.
- h) Sistema de almacenamiento: Dada la elección del sistema regenerativo, y además contemplando una autonomía mínima, se realiza la selección de unidades en conjunto para el sistema de almacenamiento. Este sistema acumulara la energía disponible en cualquier modo de funcionamiento; ya sea por parte del sistema de suministro externo, o por parte del sistema regenerativo de los motores.
- i) Motor Asíncrono de Inducción: Los motores eléctricos para vehículos tienen que soportar condiciones adversas casi el total de su vida útil debido a las características de operación en transporte. Las condiciones atmosféricas de humedad, calor, aire con contenido de residuos del sistema de freno, polvo, y otros escenarios son parte del ambiente de desempeño como máquina de tracción. Por lo tanto, las consideraciones que se deben de tomar en cuenta son: durante el arranque o ascensión por pendientes, durante la velocidad crucero, durante máxima aceleración, durante frenado regenerativo. Existen diversas consideraciones especializadas que por el nivel de estudio no se toman en cuenta, como, por ejemplo: fuerzas dinámicas resultantes de las interrupciones entre el material conductor y el pantógrafo.

Importante para el control de velocidad óptimo, generación de gran torque a bajas velocidades y permitir la posibilidad de frenado dinámico y regenerativo, principalmente. Como parte del sistema de tracción deberá ser adecuado y operado mediante el sistema VVVF con una ratio elevada de potencia/peso. El voltaje requerido será de 750 VDC y será suministrado por el riel de suministro mediante las zapatas colectoras (Side slide Pantograph). Mediante el inversor se ajustarán los parámetros de tensión y frecuencia para la correcta operación en tracción del motor. Transmisión por Ruedas

Dentadas: Ya que la variación será gobernada por un variador de frecuencia, se considera una transmisión y no un sistema de variador de velocidades mecánico. Se espera que esta transmisión sea de engranajes cónicos helicoidales de ejes perpendiculares, por la configuración geométrica y condiciones requeridas.

- j) Cobertura de Forma 2: Esta definición inicial no limita las variaciones de forma para la optimización aerodinámica del vehículo. Sin embargo, elimina las opciones de formas geométricas básicas. Luego, se espera una iteración de formas aerodinámicas efectivas factibles para su construcción, considerando la facilidad de fabricación.
- k) Estructura Portante Reticular: Dada la literatura consultada, se eligió esta configuración por la factibilidad, facilidad y economía. La principal característica de este componente es la capacidad de absorción de energía de impacto en caso de choques.
- l) Bogie de 1 eje de impulsión: Esta estructura tiene que tener una resistencia suficiente para asumir la carga estática y dinámica del coche monorraíl y transmitirla mediante neumáticos al riel de concreto característico. También deberá de ser geoméricamente dispuesto de manera que permita el alojamiento de otros elementos. Los neumáticos de carga serán de tipo Metro. Estos estarán contenidos de Nitrógeno y tendrán la capacidad de seguir operando incluso estando pinchados. Tienen un diámetro sin carga de un aproximado de entre 900-1200 mm nuevos
- m) Sistema de Suspensión Mixto
 - a. Suspensión Mecánica: El sistema primario de suspensión será mecánico y tendrá como tarea mantener en contacto permanente el tren, mediante el bogie, con la viga de concreto.
 - b. Suspensión Neumática: El sistema neumático será dispuesto como sistema secundario de suspensión, y será usado principalmente para la atenuación de vibraciones, mejorando las condiciones de funcionamiento de otros sistemas y el confort de los usuarios.
- n) Sistema de Frenado Múltiple (Dinámico-reostático, regenerativo y mecánico): El sistema de frenado consta de frenos reostáticos, regenerativos y los frenos mecánicos. Accionados mediante un sistema eléctrico. Los trenes deberán contar con mecanismos anti-falla en caso se presenten inconvenientes en el sistema eléctrico de accionamiento. Estos elementos o sistemas adicionales son controlados por la Unidad de Control de Frenado (EBUC) y la Unidad de Control Electrónico (ECU). Estas unidades de control deberán contemplar los Sistemas de Frenado Ordinario (SBC sensotronic Brake Control), Sistemas de recuperación de energía KERS (Kinetic Energy Recover System), Sistemas antibloqueo ABS, Control de estabilidad ESP, Sistema de distribución de fuerzas de frenado electrónico EBD (complemento al sistema ABS), y el sistema de asistencia de frenado de emergencia BAS (en combinación con sensores ABS)
 - a. Freno dinámico reostático: La energía recuperada en los terminales de la máquina de inducción es rectificada mediante el rectificador, y se disipa en un banco de resistencias, mediante el chopper.

- b. Freno Regenerativo: El inversor enviará una corriente continua durante el tiempo de operación de frenado regenerativo, hacia el sistema de almacenamiento de energía o la devolverá a la red para su disposición. En condiciones normales el freno de servicio se da en primera instancia mediante el freno regenerativo, y de esa manera se evita el desgaste de pastillas y discos de freno. Sin embargo, si por las condiciones este no es suficiente se utilizará el freno de fricción para garantizar la deceleración en esos momentos requerida por el comando de freno. Cuando la velocidad del vehículo desciende hasta el valor mínimo requerido, el freno pasa a ser únicamente por fricción.
- c. Freno Mecánico o de fricción: Se controla mediante el microprocesador de la unidad de freno. Este sistema de frenado se acciona por un sistema electromagnético, por medio del cilindro de freno y de las pastillas de las pinzas de freno para detener el disco por presión. Este sistema se controla continuamente por la EBUC.

Modos de freno:

- Freno de servicio: Se utiliza en situaciones normales. El conductor ejecuta el control mediante un tablero y este es proporcional a la posición del mando de frenado. Como ya se ha descrito, el freno predominante en condiciones normales es el freno dinámico regenerativo, en tanto sea suficiente.
 - Freno de emergencia: Opera cuando las condiciones no son las óptimas y se desea un elevado gradiente de deceleración. Este freno utiliza únicamente el freno por fricción, y se controla directamente mediante el circuito de seguridad del sistema de frenado de emergencia. Una vez aplicado, se mantiene hasta que el tren se detenga completamente.
 - Freno de estacionamiento: Es el modo de frenado que se ejecuta para mantener al tren estático dado el requerimiento. Ese se da mediante pinzas de freno que accionan el freno por fricción. Una llave de freno de estacionamiento lo activa (SAPB Switch Application Parking Brake) lo activa. El freno de estacionamiento puede prevenir el deslizamiento del tren en condiciones de carga máxima AW5 y una rampa de de 4% o 2° sexagesimales. (Reglamento Nacional Ferroviario).
- o) Forma 1 de Mecanismo Eje Rueda: Esta extensión del cuerpo del bogie tiene la función principal de brindar apoyo, resistencia y plasticidad resiliente para las ruedas de estabilización. Es un diseño básico cuyo comportamiento es comparable con otras opciones para la verificación y/o cambio de forma.
 - p) Ruedas de seguridad: Estas ruedas de dimensiones relativamente de mucha menor dimensión geométrica, serán utilizadas casi a la par de todas las ruedas: impulsión, estabilización y guiado. Para ello tiene que tener una resistencia y un comportamiento de acuerdo a cada función en cada caso. De ser el caso, estas ruedas serán uniformes, para aumentar flexibilidad de recambio y mantenimiento.
 - q) Bastidor Separado: Se optó por esta elección para facilitar el montaje y desmontaje al momento del mantenimiento y/o recambio de elementos. Esto da mayor grado de manejo del carro.

3.2.9 Dimensionamiento General de diseño

3.2.9.1 Geométrico Espacial y Mecanismos de Guiado

El diseño deberá de cumplir con los parámetros de peso y longitud establecidos en el sistema de cargas empleado para el diseño de la vía (DS N°032-2005-MTC, 2006).

De acuerdo a las dimensiones de diferentes fabricantes de vehículos monorraíl de una capacidad específica para transporte dentro de las capacidades estándar, se tiene una definición geométrica de gálibo estructural del material rodante como se nota:

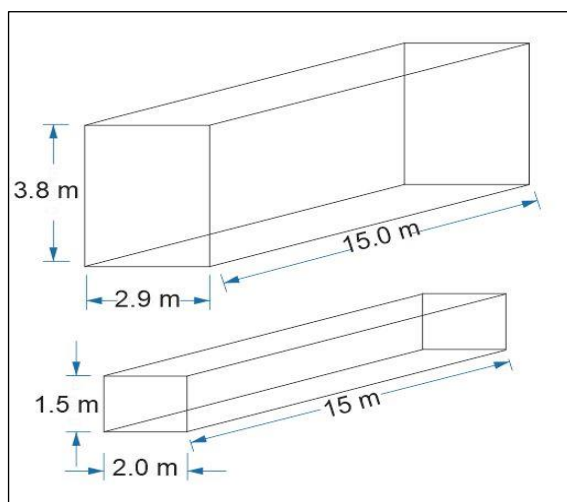


Ilustración 32 Gálibo estructural básico de Diseño
Fuente: Elaboración Propia

Considerando el mecanismo de guiado, un parámetro importante para el diseño del material rodante del vehículo y para el trazado (footprint) del railway, es el máximo ángulo de giro del set de neumáticos. Este ángulo relativo es el arco entre el cuerpo del carro y el par de ruedas del tren de rodaje o bogie. Este ángulo es importante al momento de tomar en cuenta la capacidad de guiado del tren de rodaje.

Según el reglamento nacional ferroviario (DS N°032-2005-MTC, 2006), las dimensiones y el radio de giro mínimo de los vehículos deberán ser compatibles con las características geométricas de la vía.

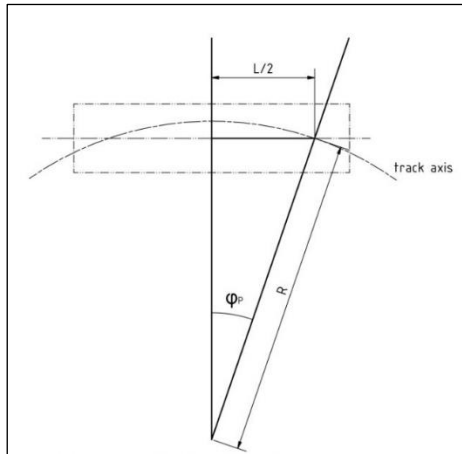


Ilustración 33 Cálculo del máximo ángulo de giro de carro-bogie
Fuente: Railway Technical Handbook

- Roll angle Rotación sobre el eje x
- Pitch angle Rotación sobre el z elevación de nariz
- Yaw angle Rotación sobre el eje y desviación

Relaciones de geometría simple son suficientes para aproximar el ángulo de giro sobre el eje “y” del cuerpo, tomando en cuenta referencia de coordenadas convencional:

$$\varphi_p = \sin^{-1} \frac{L/2}{R}$$

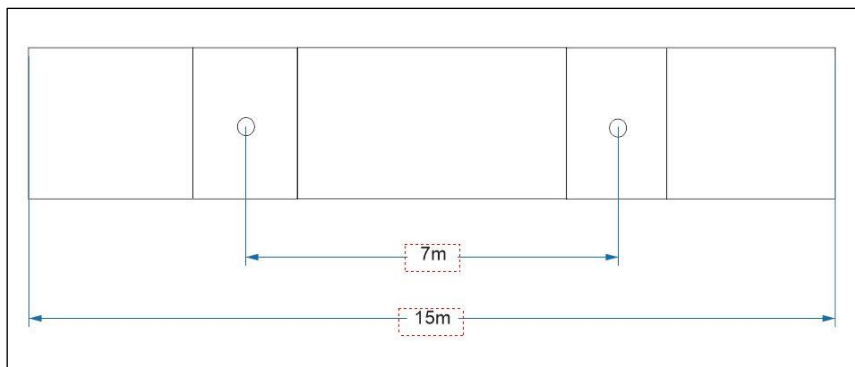


Ilustración 34 Disposición espacial de trenes de rodaje o bogies en carro monorraíl
Fuente: Elaboración Propia

Con L/2 de 3.5 metros constante, para dos radios de giro en vía definidos, se tiene:

Tabla 6 Radios de giro de carro para radios de vía definidos

RADIO DE GIRO (m)	YAW ANGLE
45	4.46°
60	3.34°

Fuente: Elaboración Propia

3.2.9.2 Determinación de capacidad de transporte

Uno de los requisitos funcionales de geometría, es que el vehículo tiene que tener las dimensiones según la figura anterior, para estas dimensiones y de acuerdo a recomendación para vehículos de transporte público de tipo monorraíl (Kuwabara et al., 2003), se tiene un ratio de 0.3 m²/pasajero: y un largo reducido a 12 m, considerando una cabina de conducción de 3 metros, se tiene una superficie de:

$$A_{sup} = (Base * Largo)_{sup}$$

$$A_{sup} = 2.9m * 12.0m$$

$$A_{sup} = 34.8m^2$$

Dadas las dimensiones del diseño, este se clasificaría como un estándar Type. Se obtiene una cantidad de pasajeros máxima de:

$$\frac{N_{m\acute{a}x}}{coche} = \frac{34.8m^2}{0.3m^2} = 116 \frac{pasajeros}{coche}$$

Se tomará este valor para un cálculo inicial, sin considerar asientos, con el fin de ser conservadores en el dimensionamiento de la potencia requerida. Además, de acuerdo a las características físicas de la población en el Perú, un peso promedio por persona de 70 kg. Luego, se tiene una carga total por pasajeros de:

$$\frac{W_{pasajeros}}{coche} = 116 \text{ pasajeros} * \frac{70kg}{pasajero} = \frac{8\ 120kg}{coche}$$

Para un vehículo monorriel de características similares se tiene un peso tara de 12 toneladas. Lo que resulta en una carga total, para cálculos de:

$$M_v = 20\ 120\ kg$$

La configuración básica será similar al tren Scomi Rail de tipo ALWEG diseñado para Malasia, de dos coches de extremo acoplados, por su facilidad de operación en ida y retorno; con una capacidad total de 232 pasajeros por viaje.

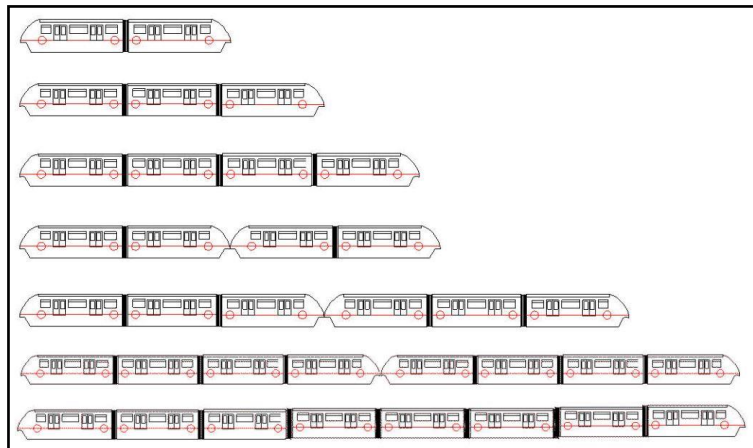


Ilustración 35 Configuraciones de diseño y flexibilidad
Fuente: (Cárdenas, n.d.)

3.2.9.3 Estimación de potencia de impulsión

Dadas las condiciones y los escenarios de funcionamiento de un sistema de transporte de monorriel podemos caracterizar la potencia necesaria para que el vehículo complete su recorrido sin problemas. Según antecedentes se espera una potencia de aproximadamente de entre 100 kW y 200 kW por bogie, que garantizarán su funcionamiento; sin embargo, es necesario identificar las situaciones en las que nuestro vehículo irá más holgado o hará el máximo esfuerzo; determinando así también las condiciones de operación para el mejor desenvolvimiento del sistema de transporte. Se analizarán

los casos por carro, de aceleración en tramo llano con 116 ocupantes, tramo con pendiente máxima a velocidad constante con 116 ocupantes, y tramo con pendiente máxima y aceleración con 116 ocupantes.

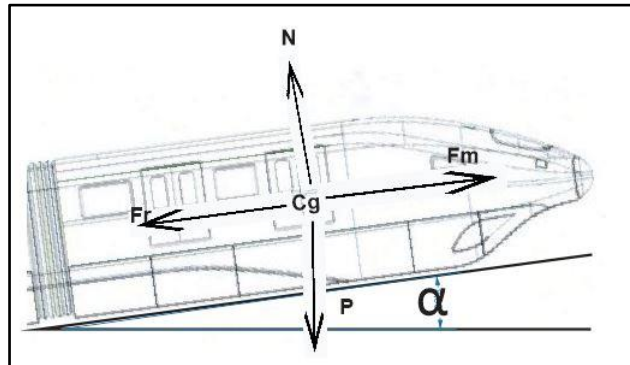


Ilustración 36 Diagrama de fuerzas
Fuente: Elaboración propia

Donde:

F_r : Fuerza resistente al movimiento

N: Fuerza Normal

P: Peso

F_m : Fuerza motriz

Para estos casos se realizan las necesarias definiciones de:

- Resistencia a la Rodadura: Esta fuerza está presente debido al peso del vehículo, el tipo de neumáticos, la presión de inflado, y el perfil (Capellan, 2017). El componente que más afecta es el neumático y sus características, debido a los repetidos ciclos de deformación y recuperación, estos disipan la energía en forma de calor. Para este caso, el tipo de neumáticos a utilizar sería uno de capas radiales, debido al rendimiento durante los virajes y bajo desgaste en comparación con los neumáticos de capas sesgadas.

$$F_R = m_v * g * C_u$$

Donde:

C_u : Coeficiente de resistencia a la rodadura

m_v : Masa del vehículo

Para este caso, el coeficiente de rodadura en función del tipo de superficie (concreto), se encuentra entre los valores de 0.01 y 0.02. Para apoyar esta decisión en caso de neumáticos sobre hormigón o asfalto se toma en cuenta el valor seleccionado por (Cantorin Benitez, 2018), el cual es 0.015.

- Resistencia Aerodinámica: Esta fuerza de resistencia es el resultado de la acción de un fluido sobre el vehículo debido al movimiento relativo. Depende principalmente de las dimensiones y la forma del vehículo, y de la velocidad relativa entre el fluido y el cuerpo:

$$F_A = \frac{1}{2} * C_D * A * \rho * V^2$$

Donde:

C_D : Coeficiente de resistencia aerodinámica

A: Superficie frontal del vehículo

ρ : Densidad del Aire

V: Velocidad de circulación

- Resistencia debido a la pendiente: Cualquier cuerpo sobre una superficie inclinada genera una reacción perpendicular a la superficie, esta tiene una componente en dirección descendente de la pendiente. Por Diagrama de cuerpo libre la fuerza de resistencia debida a la pendiente es:

$$F_p = m_v * g * \text{sen}\alpha$$

- Aceleración: La aceleración que requiere el vehículo también se toma como una carga, ya que la potencia requerida del motor depende de la fuerza de aceleración que se necesite en determinadas condiciones. Se calcula como:

$$F_a = m_v * a$$

Realizando un balance debido a parámetros mencionados, la fuerza total será:

$$F_T = F_A + F_R + F_p + F_a$$

$$F_T = \left(\frac{1}{2} * C_D * A * \rho * V^2\right) + (m_v * g * C_u) + (m_v * g * \text{sen}\alpha) + (m_v * a)$$

Esta ecuación no toma en cuenta el deslizamiento longitudinal entre el neumático y el suelo. La diferencia entre la velocidad tangencial del neumático y la velocidad del vehículo tiene un valor típico de alrededor del 2% por lo que no se considera.

Luego, es necesario introducir algunos valores establecidos en los requerimientos de cálculo, como son:

Tabla 7 Valores de parámetros requeridos para el cálculo

PARÁMETRO	VALOR
m_v (Masa Total de vehículo ocupado)	20 120 kg
Altura	3.8 m
Ancho	2.9 m
Área Frontal	11.02 m ²
C_u (Coef. De Rodadura)	0.015
C_D (Coef. Aerodinámico)	0.3
α (Pendiente Máxima)	10% = 5.71°
V (Velocidad Máxima):	90 km/h-25 m/s
a (Aceleración)	1 m/s ² en llano*
ρ (Densidad del aire a condición estándar)	1.225 kg/m ³
Aceleración	9.81 m/s ²

Fuente: Elaboración Propia

*Las aceleraciones medias máximas positivas o negativas no deben pasar de 2 m/s², según NTC 001(RENFE,DSC,BCCM, 2008)

Otro parámetro de referencia será la distancia entre la plaza de Characato y el aeropuerto Internacional de Arequipa, con una dimensión en línea recta de 16.42 km; y 25.2 km por la ruta más corta, transitable en 1h 4 min según Google Maps.

3.2.9.3.1 Caso I Aceleración en tramo llano:

Dada la condición de pendiente nula, y una velocidad máxima de 90 km/h, la ecuación queda:

$$F_T = \left(\frac{1}{2} * C_D * A * \rho * V^2\right) + (m_v * g * C_u) + (m_v * a)$$

$$F_T = \left(\frac{1}{2} * 0.2 * 11.02 * 1.225 * 25^2\right) + (20\ 120 * 9.81 * 0.015) + (20\ 120 * 1)$$

$$F_T = (1\ 265.6) + (2\ 960.7) + (20\ 120)$$

$$F_T = 24\ 346.3\ N$$

A una velocidad media de 40 km/h=11.11 m/s

$$P_T = F_T * V_{media}$$

$$P_T = 24.346\ kN * 11.1\ m/s$$

$$P_T = 270.243\ kW$$

Se dispone la bipartición de la potencia para su distribución entre los dos bogies por carro. Luego, la potencia por motor/bogie sería de 133 kW.

3.2.9.3.2 Caso II Tramo en pendiente máxima a velocidad constante

En este caso se toma el valor de pendiente máxima (10% = 5.71°), se reduce el valor de la aceleración a 0 m/s², y se reduce la velocidad a 60 km/h, ya que se busca reducir el gran aumento de la carga; queda:

$$F_T = F_A + F_R + F_P$$

$$F_T = \left(\frac{1}{2} * C_D * A * \rho * V^2\right) + (m_v * g * C_u) + (m_v * g * \text{sen}\alpha)$$

$$F_T = \left(\frac{1}{2} * 0.2 * 11.02 * 1.23 * 16.67^2\right) + (20120 * g * 0.015) + (20120 * g * \text{sen}5.71^\circ)$$

$$F_T = (374.99) + (2\ 960.66) + (19\ 637.7)$$

$$F_T = 23\ 447.36\ N$$

A una velocidad media de 40 km/h=11.11 m/s

$$P_T = F_T * V_{media}$$

$$P_T = 23.447\ kN * 11.11\ m/s$$

$$P_T = 260.5\ kW$$

Se nota que la potencia requerida se reduce en un 2%, en este caso se realiza un proceso inverso, para determinar la velocidad media a la que viajaría el monorriel si cuenta con los 265 kW de potencia:

$$V_{media} = \frac{P_T}{F_T}$$

$$V_{media} = \frac{265\ kW}{23.45\ kN}$$

$$V_{media} = 11.3 \frac{m}{s} = 40.68 \frac{km}{h}$$

Esta velocidad representa muy bien la velocidad requerida en un inicio, por lo que se deja de lado la mayor y se opta por una velocidad media de 40 km/h para pendiente pronunciada.

3.2.9.3.3 Caso III Tramo en pendiente máxima y aceleración

Dada la condición topográfica de la ciudad de Arequipa, la evaluación de este caso es imperativa. Luego, la ecuación queda de la siguiente manera:

$$F_T = F_A + F_R + F_P + F_a$$

$$F_T = \left(\frac{1}{2} * C_D * A * \rho * V^2\right) + (m_v * g * C_u) + (m_v * g * \text{sen}\alpha) + (m_v * a)$$

$$F_T = \left(\frac{1}{2} * 0.2 * 11.02 * 1.23 * 25^2\right) + (20120 * g * 0.015) + (20120 * g * \text{sen}5.7^\circ) + 20120 * 0.5$$

$$F_T = (847.2) + (2\ 960.658) + (19\ 637.7) + (10\ 060)$$

$$F_T = 33.5\ kN$$

A una velocidad media de 40 km/h=11.11 m/s

$$P_T = F_T * V_{media}$$

$$P_T = 33.5\ kN * 11.11\ m/s$$

$$P_T = 372.25\ kW$$

*Se nota que la potencia requerida aumenta considerablemente (26% adicional), en este caso se realiza un proceso inverso, para determinar la velocidad media a la que viajaría el monorriel si cuenta solo con los 300 kW de potencia:

$$V_{media} = P_T / F_T$$

$$V_{media} = 300\ kW / 23.45\ kN$$

$$V_{media} = 12.79\ \frac{m}{s} = 46.06\ \frac{km}{h}$$

3.2.9.4 Cálculo de Suministro eléctrico (línea de suministro desde sub estación):

El cálculo de potencia eléctrica demandada a la subestación de potencia, se realiza con cálculos resultantes a lo largo del proceso de diseño; sin embargo, por no ser un elemento perteneciente al material rodante es que se presenta como dimensionamiento general de diseño.

En la bibliografía se presentan diversos métodos de cálculo de potencia requerida; pero estos no se utilizan debido al nivel de especificación de requerimientos (trazado específico del footprint, curvas características de operación del vehículo, características de elementos y coeficientes y/o constantes de los mismos, etc.). En tanto, se utilizarán los requerimientos de diversos parámetros calculados durante el proceso de diseño:

REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	VALOR
Corriente Nominal de Operación/motor	230 A
Corriente Nominal de Operación/carro	460 A
Voltaje de Operación Nominal	750 V
Potencia por Motor	150 kW
Potencia por Carro	300 kW

Para estos requerimientos se seleccionan los rieles de potencia de la empresa especializada en la industria CONDUCTIX WAMPFLER, (ver anexos), que incluyen los colectores o zapatos del bogie.

Este producto esta descrito como Single Power Line-Program 0813, de alta confiabilidad en condiciones adversas, seguro para máquinas y personas debido a su aislamiento individual, de configuración simple, con los siguientes valores característicos:

<	VALOR
Rango de corriente nominal	500 A
Voltaje nominal	690 V-1000 V
Longitud de riel	5000 mm
Dimensiones de sección transversal	32x42 mm
Área de uso	Interior y exterior
Diseño de riel	Preferiblemente derecho (los segmentos arco son posibles)

3.3 DISEÑO DE DETALLE

3.3.1 Cálculo, dimensionamiento y diseño de Cuerpo del carro

Las consideraciones de diseño para este apartado son las siguientes:

- El cuerpo del carro consta de la cobertura, en conjunto con la estructura portante y el bastidor, básicamente. Además del coupler y el buffer.
- Se asignarán enteramente cargas verticales al bastidor del vehículo, y se obviarán condiciones adicionales como: velocidades, altas, articulación de carros y consideraciones de análisis modal y fatiga derivadas de vibraciones.
- Se considerarán 3 puertas de un lado para el ingreso de los usuarios, con un ancho de 1.3 m y una altura de 1.9 m.

3.3.1.1 *Cobertura:* Para este caso se opta por que solo la estructura reticular asuma las cargas de diseño. Este elemento solo es modelado para el acondicionamiento aerodinámico y los datos requeridos: peso, forma y dimensiones.

Cada coche tendrá por lo menos 3 puertas de acceso, por un lado, de tipo corredizo, con una dimensión mínima de 1.30 m de ancho*1.90 m de alto, según el Art. 41 del reglamento nacional del sistema eléctrico de transporte de pasajeros en vías férreas. Los materiales asignados serán de tipo compuesto: aluminio y composites.

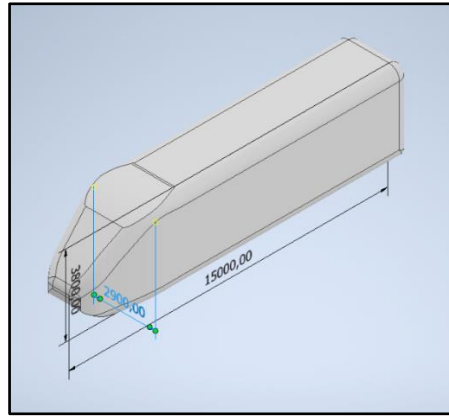


Ilustración 37 Cobertura de carro Monorriel
Fuente: Elaboración propia

3.3.1.2 Estructura portante-Bastidor o Underframe:

- ANÁLISIS DE ESTRUCTURA AUTODESK INVENTOR: Para probar la integridad de la estructura en condiciones excepcionales el cuerpo se prueba con una carga vertical según DIN EN-12663:

$$F_z = 1.3 * (m_1 + m_3 + m_4) * g$$

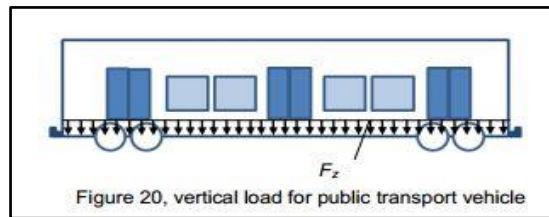


Figure 20, vertical load for public transport vehicle
Ilustración 38 Carga Vertical para Vehículo de Transporte Público
Fuente:(Wennberg, n.d.)

Tabla 8 Cuadro de Cargas Verticales DIN 1663 Fuente: (Wennberg, n.d.)

M1	11450 kg	Masa de diseño, vehículo equipado por completo (sin bogies)
M1°	2338 kg	Masa de Bastidor sin carga
M2	3163 kg	Masa de diseño del tren de tracción o bogie
M3	8120 kg	Masa útil normal de diseño
M4	2000 kg	Masa útil excepcional

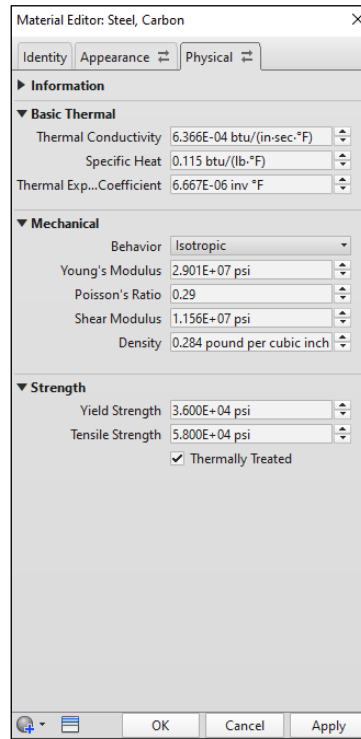
Considerando los valores correspondientes, se tiene:

$$F_z = 1.3 * (21\ 570) * g = 275.082 \frac{kN}{12\ metros}$$

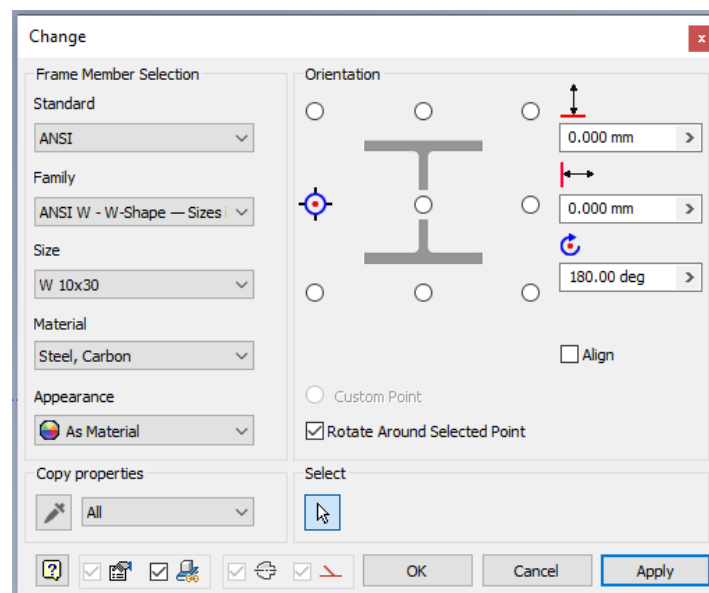
Luego, según el programa, el área que asumirá la carga (sobrecargado en el centro) es de 5.48 m², de manera que se tiene una presión de asignación de:

$$P_z = \frac{275.082kN}{5.48m^2} = 50.19\ kPa$$

Se modela el bastidor de acero al carbono viga 10"x30lb/ft, las condiciones de contorno: gravedad 9.81 m/s². Restricciones: fijo en travesaño, y sin fricción en 3 travesaños. Carga: presión de 50.19kPa para el área a analizar. La viga es de acero AISI A-36 (Esfuerzo de fluencia 36 ksi, esfuerzo a la rotura 58 ksi)



Se selecciona, mediante la biblioteca de perfiles estructurales, una viga de las siguientes características:



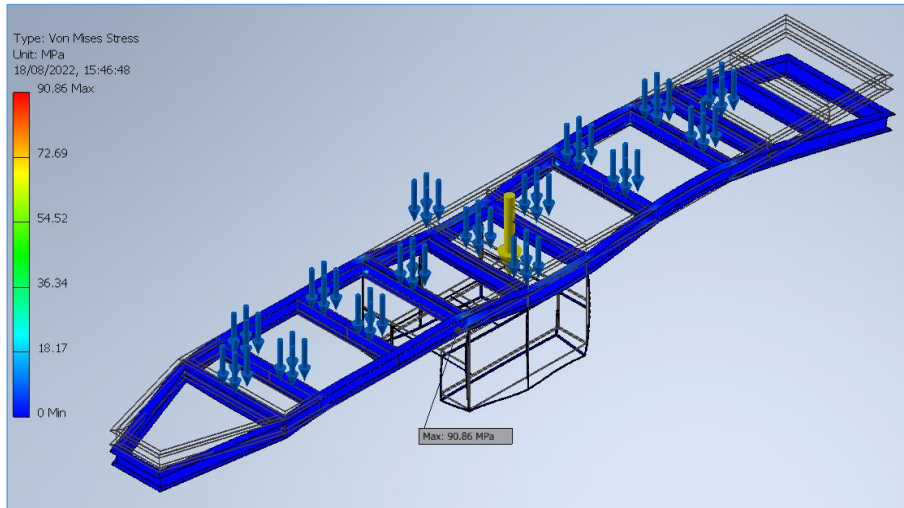


Ilustración 39 Criterio de Fallo Máxima energía de distorsión-.Autodesk Inventor
 Fuente: Elaboración Propia

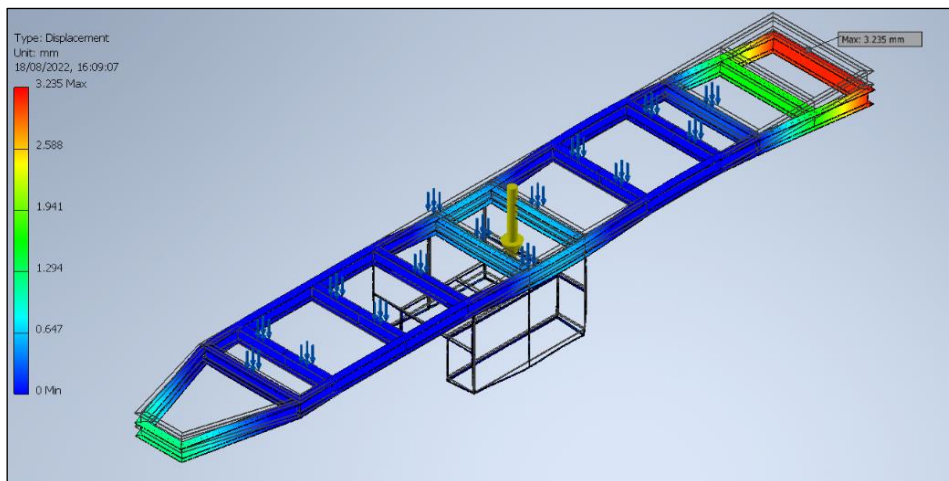


Ilustración 380 Desplazamientos.Autodesk inventor
 Fuente Elaboración propia

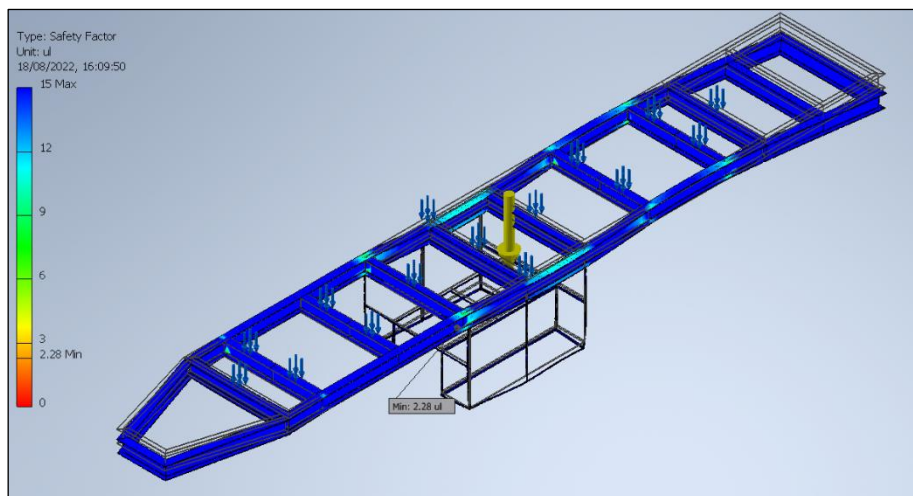


Ilustración 41 Factor de Seguridad .Autodesk inventor
 Fuente Elaboración propia

- ANÁLISIS ESTRUCTURAL SAP2000: De acuerdo al método LRFD se debe satisfacer que la resistencia requerida sea menor que el producto de factores de carga por la resistencia nominal (Manual of Steel Construction, 2011).

$$R_u \leq \phi R_n$$

Donde:

R_u: Resistencia requerida

R_n: Resistencia nominal

Φ: Factor de Resistencia

φR_n: Resistencia de diseño; siendo φ = 0,90 (LRFD) para miembros a flexión

Considerando la metodología de diseño LRFD (RNE E-020, 2013) se tiene que:

1. U=1.4D
2. U=1.2D + 1.6L + 0.5(Lr o S o R)
3. U=1.2D + 1.6(Lr o S o R) + (0.5L* o 0.8W)
4. U=1.2D + 1.3W + 0.5L* + 0.5(Lr o S o R)
5. U=1.2D + 1.0E + 0.5L* + 0.2S
6. U=0.9D + 1.3W
7. U=0.9D + 1.0E

Se selecciona para diseño la combinación de cargas:

- U=1.2D + 1.6L + 0.8W

En donde:

D: Carga Muerta

L: Carga Viva

Lr: Carga Viva de Techo

S: Carga de Nieve

R: Carga de Precipitación Pluvial

W: Carga de Viento

E: Carga de Sísmica (Norma E0.30)

- CARGA MUERTA (D): Peso de cada elemento de la estructura; de acuerdo al software utilizado, para la estructura de bastidor compuesta por perfiles W10x30 y perfiles angulares de 1"x1/8", se tiene un peso total de: $D = 2338 * 9.81 = 22.93 \text{ kN}$
- CARGA VIVA (L): Capacidad de carga para transporte; en función de los equipos y el número de pasajeros que estarán a bordo del bastidor; aplicando cargas o restricciones directas.

Del cuadro de cargas, se consideran las que estén en relación directa con la estructura bastidor:

Tabla 10 Cuadro de Cargas de equipos en Bastidor

BASTIDOR			
Elemento	Cantidad	Peso Unitario	Peso Total
Bastidor	1	2338	2338
Baterías	1	1300	1300
Inversor-Transformador	1	780	780
Pasajeros	116	70	8120
Equipos auxiliares	1	1100	1100
Banco de reostatos	1	150	150
SUB-TOTAL (KG)			13788

Fuente: Elaboración Propia

$$L = 11450 * 9.81 = 112.32kN$$

- **CARGA VIVA DE VIENTO:** Es la carga debida a los efectos de vientos horizontales, actuando sobre el bastidor a través del casco del tren. Se tiene RNE E-020, la carga del viento se calcula como sigue (h=10m):

$$Vh = V(h/10)^{0.22}$$

$$Ph = 0.005CVh^2$$

Donde:

C= 1.0

Vh=V=85 km/hr

Ph=36.125 kg/m²

Ph: Presión de succión del viento a una altura H en

Para el área considerada de:

$$A = 3.8 * 12 = 45.6 m^2$$

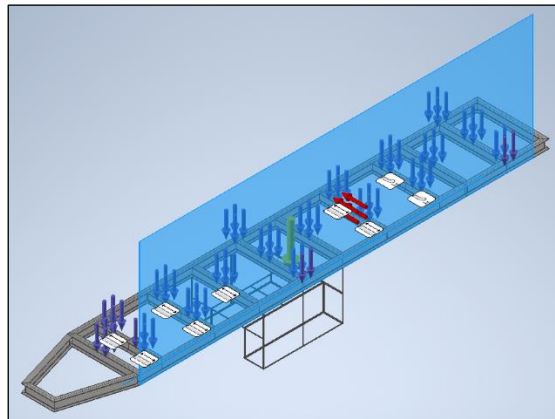


Ilustración 42 Aplicación de Cargas para diseño LRFD.
Fuente: Elaboración Propia

Se tiene una carga de viento de:

$$W = Ph * A = 36.125 * 45.6 * 9.81 = 16.16 kN$$

DISTRIBUCIÓN DE CARGAS: Para la distribución de cargas, se considera una carga uniforme de 2.06 kPa, y una carga distribuida adicional de 2.41 kPa en 40% del área total, ubicado en el centro; haciendo un total en carga viva de 112.32 kN. Esto porque la configuración de cargas real estará acentuada en el centro del bastidor.

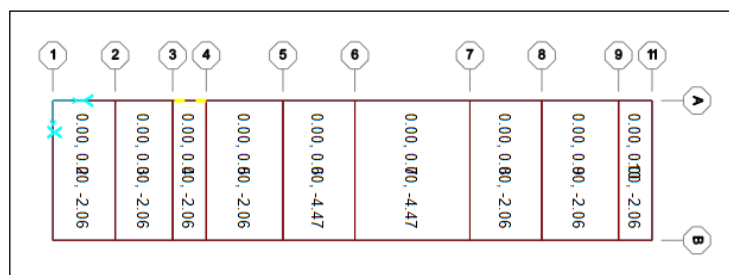


Ilustración 43 Distribución de Cargas para diseño LRFD. -SAP2000
Fuente: Elaboración Propia

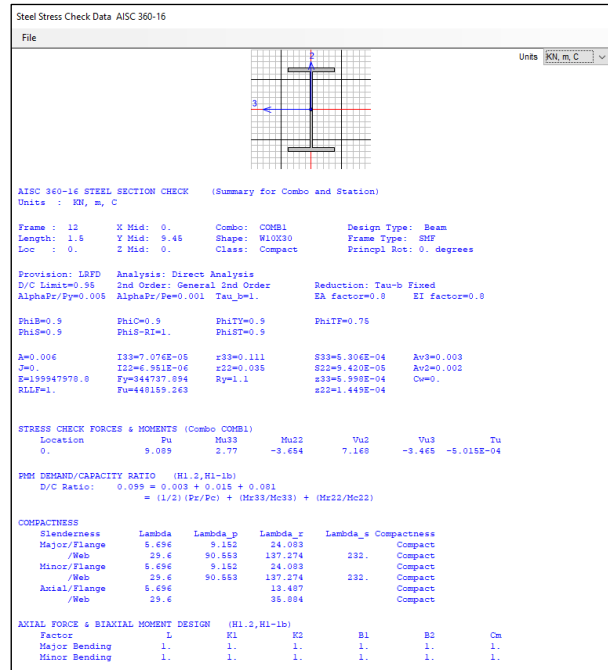


Ilustración 46 Resultados de diseño AISC 360-14;SAP2000
 Fuente: Elaboración Propia

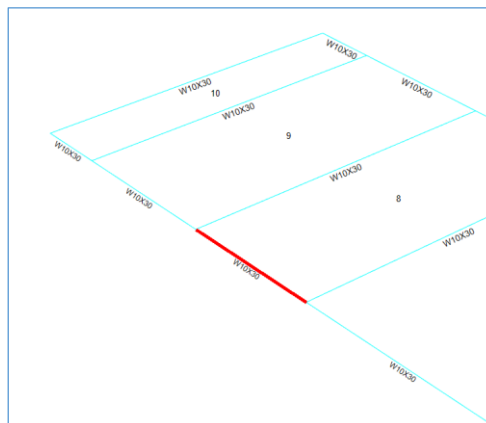


Ilustración 47 Sección crítica para carga factorizada-SAP2000
 Fuente: Elaboración Propia

Según el software de diseño (SAP 2000), se nota que la parte crítica respecto a cargas factorizadas es la primera porción de la viga lateral

La carga factorizada es:

$$P_u = 9.089 \text{ kN}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 2.77 \text{ kPa}$$

VERIFICACIÓN DE ELEMENTO CRÍTICO EN CARGA AXIAL

El área requerida por fluencia es:

$$A_{req} = \frac{P_u}{\phi F_y}; \text{ para acero A36}$$

$$A_{req} = \frac{9.089 \text{ kN}}{0.9 * 250000} = 40.395 \text{ mm}^2$$

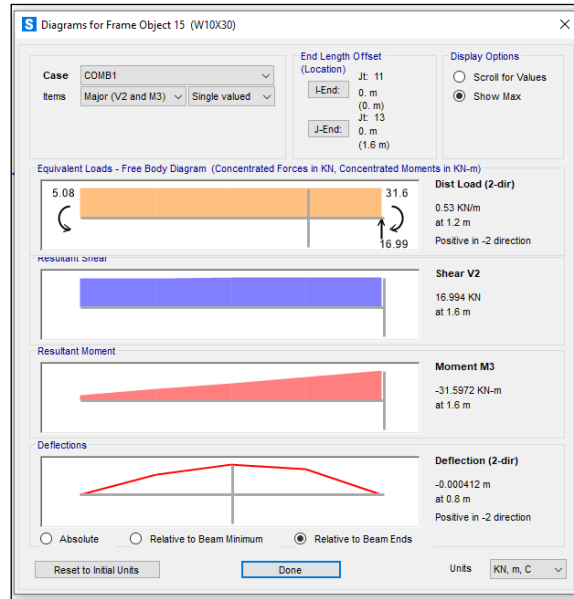


Ilustración 49 Diagrama de sección crítica en viga lateral-SAP2000
Fuente: Elaboración Propia

La resistencia de diseño a flexión de vigas, determinada por el estado límite de fluencia es ϕM_p :

$$\phi = 0.90$$

De análisis estático se tiene:

$$M_{m\acute{a}x} = 31.60 \text{ kN.m}$$

$$P_u = 2.041$$

Para el perfil W10x30, se tiene $Z_x = 5.98 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{M}{S}$$

VERIFICACIÓN POR FLUENCIA

La falla ocurre cuando el esfuerzo máximo de tensión de un elemento alcanza el punto de fluencia:

$$F_y = \frac{M_p}{Z_x}$$

F_y : tensión de fluencia mínima especificada del tipo de acero utilizado (MPa)

Z_x : Módulo de sección plástico en torno al eje x (mm³)

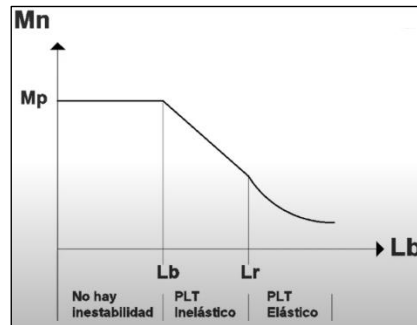
$$M_p = F_y Z_x = 250000 * 5.98 \times 10^{-4} = 149.5 \text{ kN.m}$$

$$\phi M_p = 0.9(149.5) = 134.55$$

$$\phi M_p > M_{m\acute{a}x}$$

$$134.55 > 31.60 \text{ (CUMPLE)}$$

VERIFICACIÓN DE PANDEO LATERAL TORSIONAL



a) Cuando $L_b \leq L_p$, el estado límite de pandeo lateral – torsional no aplica

$$L_p = 1.76r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

b) Cuando $L_p < L_b \leq L_r$

$$M_p = C_b \left[M_p - (M_p - 0.7F_y S_x) \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right]$$

c) Cuando $L_r < L_b$

$$L_r = 1.95r_{ts} \frac{E}{0.7F_y} \sqrt{\frac{J_c}{S_x h_0} \sqrt{\left(\frac{J_c}{S_x h_0}\right)^2 + 6.76 \left(\frac{0.7F_y}{E}\right)^2}}$$

$$M_n = F_{cr} S_x \leq M_p$$

L_p : Longitud entre puntos que están o arriostrados contra desplazamientos laterales de compresión de ala o arriostrado contra giro de sección

E : Módulo de elasticidad del acero (200 000MPa)

Para el elemento crítico se tiene un $L_b=1.6m$

$$L_p = 1.76r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 1.76(0.035) \sqrt{\frac{20000}{250}} = 1.792m$$

$$L_b \leq L_p: 1.6 \leq 1.79; (NO APLICA)$$

3.3.1.3 *Coupler*: En este caso bastan las dimensiones y condiciones de operación del monorraíl, para acercarnos a una definición definitiva. Según los cálculos y dimensiones obtenidos durante el diseño, se selecciona:

- Coupler Type 10-mainline trains to high speed
- Propiedades: Alta Resistencia-Alto Rango de juego de unión horizontal y vertical
- Cumple con estándares UIC para trenes multi carro sobre riel en líneas principales.



Ilustración 39 Coupler Type 10
Fuente: Rail Product Overview VOITH

3.3.1.4 *Buffer*: De la misma manera, en este caso es suficiente definir el tipo de carro en el que se va a utilizar el buffer.

- VSSM-110-170 para carros de pasajeros



Ilustración 40 Buffer para carros de pasajeros
Fuente: Rail Product Overview VOITH

3.3.2 Cálculo, dimensionamiento y selección de Motor eléctrico de tracción:

De acuerdo a datos de mercado y datos bibliográficos, se confecciona una tabla comparativa y procede con una evaluación por factores (0 = muy malo, 10 = muy bueno), para la selección del motor eléctrico como elemento de tracción y frenado en el monorraíl eléctrico:

Tabla 11 Evaluación por factores-Selección de Motor de tracción/frenado Fuente: Elaboración propia

	Coste	Fiabilidad	Seguridad	Densidad de Potencia	Mantenimiento	Par	Total
Peso Relativo	25%	20%	25%	10%	10%	10%	100%
AC inducción	9	9	9	8	8	9	8.8
AC imanes permanentes	5	9	9	8	5	9	7.5
AC reluctancia conmutada	5	5	7	8	8	9	6.5
DC Brushless	3	5	5	4	5	5	4.4

Se induce del análisis de la tabla que el motor con mejores características para las condiciones de funcionamiento del monorriel es el motor de corriente alterna asíncrono de inducción. Para el correcto funcionamiento del motor se toman las siguientes consideraciones generales:

- Las dimensiones geométricas no deben de estar muy por encima de la configuración geométrica del bogie o carretilla de impulsión.
- Los motores de inducción deberán de ser de frecuencia y tensión variable, además de autoventilados.
- Se preverá la conexión de los motores de un carro en paralelo, conformando así los grupos eléctricos de tracción.
- Estos motores deberán poder ser utilizados tanto en tracción como en frenado, ya sea dinámico o regenerativo.
- Los motores deberán de cumplir las normas técnicas correspondientes.
- Luego, se tienen los siguientes requerimientos:
 - Velocidad máxima de operación del carro: 90 km/h
 - Diámetro de ruedas de tracción: 1000 mm
 - Desarrollo de ruedas de tracción: 3141.6 mm
 - Eficiencia de transmisión mínima: 0.92
 - Potencia estimada: 130 kW
- Se utilizará el método de velocidades para el cálculo de potencia del motor

Considerar que el motor asíncrono de tracción trabaja dentro de la siguiente curva característica, dividida en 2 regiones:

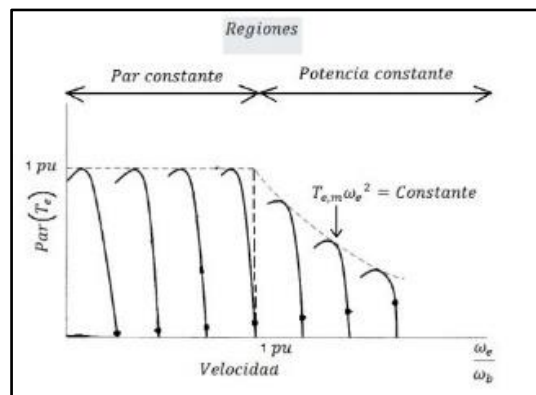


Ilustración 41 Curva de Par-Velocidad
Fuente:(Flores Moreno & Martinez, 2013)

Este método de cálculo se basa en el hecho de que, en todos los motores, cuando se utilizan para la impulsión de un vehículo, lo que determina su dominio de regulación son 2 curvas características principales, definidas por AB y BC:

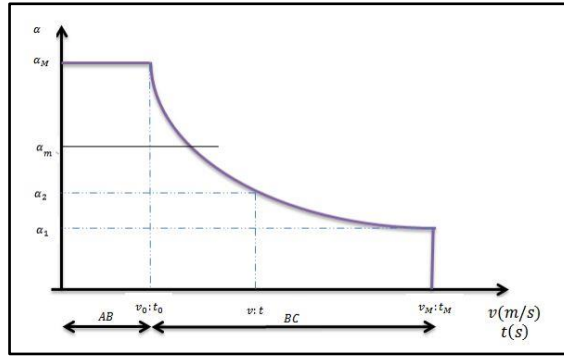


Ilustración 42 Regímenes de operación de los motores eléctricos de tracción
Fuente:(Flores Moreno & Martínez Romero, 2013)

Se definen las variables como:

- α_M : Aceleración máxima. t_2
- M_t : Masa del tren.
- $v_M; \omega_M$: Velocidad lineal y angular máxima que alcanza el tren y el motor respectivamente.
- t_M : Tiempo requerido para poder alcanzar la velocidad máxima.
- $v_0; \omega_0$ Velocidad lineal y angular mayor en la región de par constante que alcanza el tren y el motor respectivamente.
- α_m : Aceleración media, a la que se alcanzaría la velocidad máxima siendo constante en el tiempo requerido t_M

Luego se tiene las ecuaciones de dominio:

Para régimen de aceleración constante; intervalo $0 \leq v \leq v_0$:

$$\begin{aligned} v_0 &= \alpha_M * t_0 \\ v_M &= \alpha_m * t_M \\ s &= 0.5\alpha_M * t^2 \end{aligned}$$

Para régimen de aceleración variable; intervalo $v_0 \leq v \leq v_M$: (potencia constante)

$$\begin{aligned} F_{tractiva} * v &= F_{tractiva} v_0 = F_{tractiva} v_M = k' \\ F_{tractiva} &= M_t * \alpha \end{aligned}$$

Además, se tiene que:

$$k = \frac{k'}{M_t}$$

$$k = \alpha_M * v_0 = \alpha_1 * v_M$$

Se establece la relación:

$$\lambda = \frac{v_0}{v_M}$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación:

$$0 = 1 + \lambda^2 - \frac{2\alpha_M * \lambda}{\alpha_m}$$

Se establecen los siguientes parámetros para el cálculo:

REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	VALOR
Velocidad máxima de operación	90 km/h
Tiempo para alcanzar velocidad máxima	38 segundos
Aceleración media	0.8 m/s ²
Aceleración máxima	1.1 m/s ²

$$0 = 1 + \lambda^2 - \lambda \frac{2 * 1.1 \text{ m/s}^2}{0.8 \text{ m/s}^2} = \lambda^2 - 2.74\lambda + 1$$

$$\lambda_{1,2} = \frac{2.74 \pm \sqrt{(-2.74)^2 - 4(1 * 1)}}{2 * 1}$$

$$\lambda_1 = 2.3$$

$$\lambda_2 = 0.43$$

Se toma el valor de $\lambda_2 = 0.43$ para la condición de $v_0 < v_m$ y se obtiene la siguiente ecuación

$$v_0 = \lambda * v_M$$

$$v_0 = 0.43 * 90 \text{ km/hr} = 10.75 \text{ m/s}$$

Sustituyendo los valores en la siguiente ecuación:

$$k = a_M * v_0$$

$$k = 1.1 \text{ m/s}^2 * 10.75 \text{ m/s} = 11.825 \text{ m}^2/\text{s}^3$$

A partir de la solución de la ecuación cuadrática de la relación de velocidades, es implícito el valor de la velocidad base, por lo tanto, k y consiguientemente el valor de la potencia del tren:

$$P_{m\acute{a}x} = k(M_t)$$

$$P_{m\acute{a}x} = \alpha_M * v_0(M_t)$$

Luego, la potencia máxima a calcular es como sigue:

a.- Para 4/4 de carga (afluencia), considerando una eficiencia de neta en transmisión de 0.92:

$$P_{m\acute{a}x \text{ neta}} = k(M_t)/(ef. tr)$$

$$P_{m\acute{a}x} = 11.825 \text{ m}^2/\text{s}^3 * (20 \ 120 \text{ kg}) = 237.92 \text{ kW}$$

$$P_{m\acute{a}x \text{ neta}} = 258.61 \text{ kW}$$

$$P_{m\acute{a}x \text{ neta}/bogie} = 129.30 \text{ kW}$$

b.- Para carga nominal (3/4) se tiene, considerando una eficiencia de transmisión de 0.92:

$$P_{nom} = 193.96 \text{ kW}$$

$$P_{nom/bogie} = 96.98 \text{ kW}$$

Cálculo del torque:

$$F_{tractiva} = M_t * a$$

$$F_{tractiva} = 20\,120 * 1.1 \text{ m/s}^2$$

$$T_{tractivo} = F_{tractiva} * r = 22\,132 * 0.500$$

$$T_{tractivo} = 11\,066 \text{ Nm}$$

$$T_e = \frac{T_{tractivo}}{\eta_{RT}} * \frac{1}{R.T.} = 2\,147.9 \text{ Nm}$$

Con un valor de R.T. =5.6

Considerando 2 módulos de tracción por carro se requiere un torque de arranque de:

$$T_{motor} = 1073.95 \text{ Nm}$$

La velocidad en km/h que el elemento alcanzará con los motores seleccionados a su velocidad nominal está dada por la siguiente ecuación.

$$v = \frac{N}{R.T.} * D_R * \pi * 60 * 10^{-3}$$

Donde:

N: Velocidad nominal del motor de tracción (RPM)

RT: Relación de transmisión

Dr: Diámetro de la Rueda (mm)

$$v = \frac{1785}{5.6} * 1000 * \pi * 60 * 10^{-6}$$

$$v_{nom.motor} = 60.1 \text{ km/h}$$

Esta velocidad recién calculada corresponde a la máxima velocidad en afluencia (torque máximo). Una de las características principales de los motores de inducción de CA es que este puede alcanzar velocidades mayores a la nominal a costa de la disminución del torque nominal, manteniendo la potencia constante.

Potencia		Par Nominal	Par de Arranque	Par máximo	Peso	Nivel de Ruido	RPM	Corriente Nominal	Voltaje Nominal
HP	kW	Tn (Nm)	Ta/Tn	Tm/Tn	(kg)	(dB-A)		In(A)	Vn(V)
200	150	787	2.3	2.5	950	73	1785	230	650

Según el catálogo proporcionado por WEG, se selecciona un motor trifásico autoventilado de 4 polos tipo jaula de ardilla, con 460 V y una corriente nominal de 230 A, de 150 kW, y 950 kg de peso.

Con factor de par de arranque de 2.3, el par de arranque del motor supera el par necesario para operación.

3.3.3 Cálculo, dimensionamiento y selección de Inversor de Corriente y Transformador

El sistema de tracción puede ser descrito como un “Controlador de 3 fases” con control VVVF. La onda de salida del inversor es de tipo PWM utilizando transistores bipolares de compuerta aislada. La tensión de 750 VC de la barra guía es recibida por la caja del inversor VVVF.

Con los parámetros calculados anteriormente se selecciona un inversor de la industria POWEREX, modelo PP450D120, de las siguientes características:

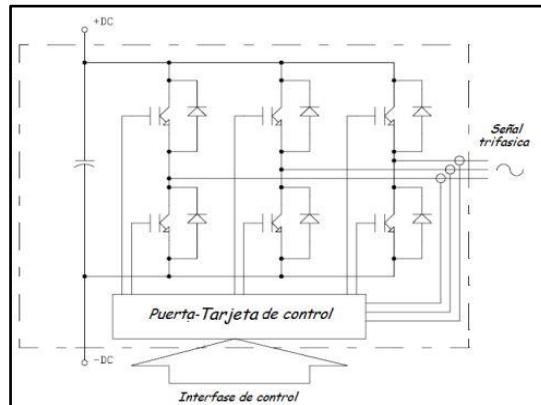


Ilustración 54 Diagrama del convertidor CC-CA a base de IGBT's
Fuente:(Hernández Peñaloza, 2010)

La tensión máxima en las terminales de CA para los motores será de 650V. Al alimentarlos con esta tensión, la corriente para el grupo de tracción (230A por motor) es de 460A. De acuerdo a las especificaciones (Corriente del colector), el inversor cumple con los requerimientos.

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES	VALOR
Tensión aplicada a las terminales DC	800 V
Tensión de aislamiento, AC a 1 min, 60 Hz	2500 V
Temperatura de Operación	25°C a 85°C
Inversor IGBT	
Corriente del colector (25°C)	460 A
Corriente pico del colector	900 A
Corriente del emisor	460 A
Corriente pico del emisor	900 A
Frecuencia de Salida	0 Hz-140Hz

Este equipo inversor completo, viene integrado con otros elementos para su óptimo funcionamiento: filtros, sensores, resistencias, relevadores, e interruptores.

Para la selección del transformador trifásico se tiene:

$$POTENCIA_{req} = 2 * 200HP = 400 HP$$

$$POTENCIA_{req} = 400 * 746 = 298,4 kW$$

$$S = \frac{P_{req}}{\cos \phi} = \frac{298.4}{0.85} = 351.0588 KVA$$

Usualmente se aplica un factor de sobredimensionamiento en la selección de transformadores, pero no se considera potencia adicional, ya que este transformador es de dedicación exclusiva para sistema eléctrico de tracción.

Se selecciona un transformador trifásico seco Salicru Serie IT Modelo T de 350 kVA, con tensiones máximas en primario y secundario de entre 100V y 750V (Ver Anexos)



MODELO	TIPO	POTENCIA (kVA / kW)	TENSIÓN	PRESENTACIÓN
IT-T	Transformador	1 ÷ 100	Monofásico / Monofásico	Trascuadro
IT-T	Transformador	1 ÷ 100	Monofásico / Monofásico	Caja
IT-T	Transformador	1 ÷ 350	Trifásico / Trifásico	Trascuadro
IT-T	Transformador	1 ÷ 350	Trifásico / Trifásico	Caja
IT-ATR	Autotransformador	1 ÷ 350	Trifásico / Trifásico	Trascuadro
IT-ATR	Autotransformador	1 ÷ 350	Trifásico / Trifásico	Caja

Para otras potencias y/o presentaciones, consultar.

Ilustración 55 Ficha técnica de transformador trifásico
Fuente: SALICRU CATALOG

De manera que los componentes mas importantes del sistema eléctrico de tracción quedan distribuidos de la siguiente manera:

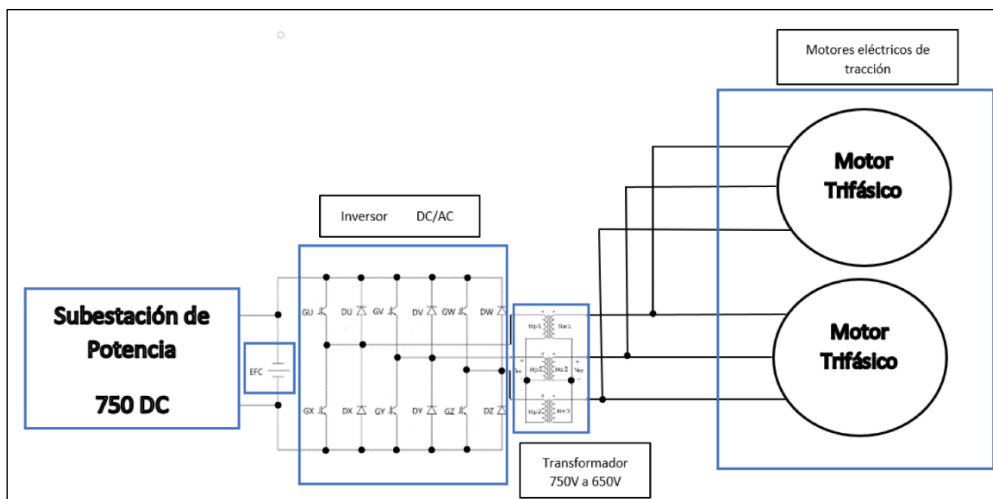


Ilustración 56 Diagrama eléctrico simplificado de tracción
Fuente: Elaboración Propia

3.3.4 Cálculo, dimensionamiento y selección de Chopper de Frenado:

El sistema de frenos múltiple consta de 3 tipos de freno:

1. Regenerativo, que suministra la energía regenerada durante el frenado del elemento a los equipos operativos o de almacenamiento que lo requieran.
2. Dinámico-reostático, que limita la tensión del bus de corriente al dirigir la energía del frenado hacia un banco de resistencia a través del chopper de frenado.
3. Mecánico de Discos, que tendrá más amplia descripción en otro apartado, por ser un sistema mecánico.

El chopper de frenado es un conmutador que conecta la tensión del bus de CC a un banco de resistencias que disipan la energía en forma de calor. Se activa automáticamente cuando la tensión CC supera un nivel determinado de acuerdo a la tensión nominal del inversor.

Para el caso, la resistencia de frenado deberá ser capaz de disipar la energía generada desde una velocidad de 90 km/h hasta 17 km/h (de 25 a 4.72 m/s). El requerimiento será calculado a partir de la ecuación de energía cinética, para una velocidad máxima:

$$E_v = \frac{1}{2} M_t * v_{m\acute{a}x}^2$$

$$E_v = \frac{1}{2} * 20\ 120\text{kg} * \left(25 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

$$E_v = 6\ 287\ 500\ \text{Joules}$$

Con una eficiencia de transmisión y una eficiencia de máquina eléctrica del 92% y 95.8% respectivamente:

$$E_{cin\acute{e}tica\ 1} = \frac{E_v}{n_{R.T}} * \frac{1}{n_{ME}} = 7\ 133\ 861.3\ \text{J}$$

Si $1\ \text{W} \cdot \text{h} = 3600\ \text{J}$; entonces se tiene:

$$E_{cin\acute{e}tica\ 1} = 1\ 981.63\ \text{W} \cdot \text{h}$$

$$E_{cin\acute{e}tica\ 1} = 7\ 130\ 268\ \text{W} \cdot \text{s}$$

Se tiene un tiempo de frenado en operación de:

$$t = \frac{v_{final} * v_{inicial}}{-a} = \frac{0 - 25}{-1} = 25\ \text{segundos}$$

Entonces se requiere de una disipación de potencia de:

$$P_{resistencia} = \frac{E_{cin\acute{e}tica-bogie}}{t} = \frac{7\ 130\ 268\ \text{W}}{25\ \text{seg}} = 285.2\ \text{kW}$$

Para una potencia nominal comercial de 300 kW, el valor de la resistencia por cada coche motriz, será:

$$R_d = \frac{V_d^2}{P_{resistencia}} = \frac{(750\text{V})^2}{300\ 000\ \text{W}} = 1.875\ \Omega$$

A través de la resistencia circulará una corriente de:

$$I_d = \frac{V_d}{R_d} = \frac{750\ \text{V}}{1.875\ \Omega} = 400\ \text{A}$$

Dados estos requerimientos se selecciona un chopper de frenado de la marca POWEREX, modelo PM450 DV1A120 con las características siguientes:

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES	ÍTEM	VALOR
Tensión de colector a emisor VD=15V;VCIN=15V	VCES	1200 V
Corriente de colector (25°C)	IC	450 A
Corriente pico de colector (Pulso)	CRM	900 A
Corriente de emisor (TC=25°C)	IE	450 A
Corriente pico de emisor	IERM	900 A
Tensión de saturación entre emisor y colector	Vce(sat)	1.65 V
Temperatura de Operación de la unión del dispositivos	Tj	(-20 a 150)°C
Características Térmicas		
Resistencia térmica de la unión del encapsulado	Rth-cs	0.056°C/W
Resistencia térmica de contacto	Rth-jc	0.018°C/W

3.3.5 Cálculo, dimensionamiento y selección de Disipador de Calor

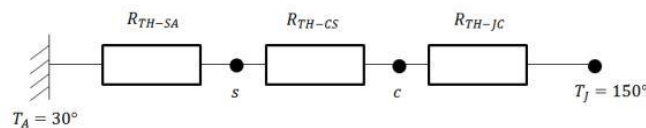
El chopper de frenado no cuenta con un sistema de enfriamiento propio, por lo que es necesario seleccionar un disipador de calor para mantener operando el chopper en buenas condiciones.

Dado que no hay un método estándar internacional establecido para el cálculo y selección de disipadores adecuado, se dispone del método de cálculo de la hoja Fisher Electronik, como sigue:

a) Calcular la potencia de disipación del chopper:

$$P_{ch} = V_{ce} * IE = 1.65V * 450A = 742.5 W$$

b) Analizar el circuito resistivo térmico equivalente para el cálculo:



T_j : Temperatura máxima de unión en °C del dispositivo indicado por el fabricante- Para mas seguridad deberá ser reducido entre 20 y 30 °C

T_a : Temperatura del ambiente en °C. El incremento causado por la radiación de calor del disipador debe ser incrementado en un margen de 10-30 °C

R_{TH-CS} : Resistencia térmica de contacto

R_{TH-SA} : Resistencia térmica del disipador de calor

R_{TH-JC} : Resistencia térmica de la unión del encapsulado

c) Determinar la diferencia de temperatura de unión de trabajo del dispositivo y la temperatura ambiente e igualarla a la potencia de disipación del chopper por la suma de resistencias equivalente.

$$T_j - T_A = P_{ch}(R_{TH-JC} + R_{TH-CS} + R_{TH-SA})$$

d) Finalmente; se selecciona un disipador adecuado de acuerdo al valor de su resistencia térmica, luego de despejar:

$$R_{TH-SA} = \frac{T_j - T_A}{P_{ch}} - (R_{TH-JC} + R_{TH-CS})$$

$$R_{TH-SA} = \frac{150^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}}{742.5 \text{ W}} - (0.056^{\circ}\frac{\text{C}}{\text{W}} + 0.018^{\circ}\frac{\text{C}}{\text{W}})$$

$$R_{TH-SA} = 0.088^{\circ}\frac{\text{C}}{\text{W}}$$

El disipador a seleccionar pertenece a la línea de producción de Fischer Electronik. El disipador a seleccionar será el art. No. LA7, el cual cumple con la resistencia térmica calculada.

3.3.6 Cálculo, dimensionamiento y selección de Banco de Reóstatos

De la misma manera:

$$P_{resistencia} = \frac{E_{cinética-bogie}}{t} = \frac{2\ 130\ 268 \text{ W}}{25 \text{ seg}} = 285.2 \text{ kW}$$

Para una potencia nominal comercial de 300 kW, el valor de la resistencia por cada coche motriz, será:

$$R_d = \frac{V_d^2}{P_{resistencia}} = \frac{(750\text{V})^2}{300\ 000 \text{ W}} = 1.875 \ \Omega$$

A través de la resistencia circulará una corriente de:

$$I_d = \frac{V_d}{R_d} = \frac{750 \text{ V}}{1.875 \ \Omega} = 400 \text{ A}$$

Se selecciona un banco de resistencia compuesto por 4 baterías de reóstatos de frenado LAGC-LV IP23 de un ancho de 0.8 metros cada uno, cuyas características, cumplen con los requerimientos.

3.3.7 Dimensionamiento y selección de componentes de almacenamiento:

Existen una gran variedad de almacenadores de energía actualmente. Sin embargo, luego de recurrir lecturas se opta por la selección de las baterías convencionales, por encima de otros tipos de almacenadores como supercondensadores u otros. Dentro de este tipo de almacenadores de energía, se pueden encontrar sub clasificaciones por su composición o principio de funcionamiento. A

continuación, se detalla una evaluación por puntajes de los mismos, para la selección del elemento apropiado, donde 1, 3, 5 y 7 representan malo, regular, bueno y muy bueno, de manera correlativa.

Tabla 12 Evaluación por factores-Baterías

Pesos Relativos/Tipo de batería	A. (Wh/kg) 0.25	B. (Wh/litro) 0.15	C. (W/kg) 0.25	D. Número de ciclos 0.15	E. Eficiencia energética % 0.2	Total 1.0
1 (NaNiCl)	3	7	5	3	5	4.5
2 (Pol-Li)	5	7	7	3	5	5.5
3 (Ion-Li)	3	5	5	3	5	4.2
4 (NiMH)	3	7	3	5	1	3.5
5 (NiCd)	1	3	1	5	1	1.9
6 (Pb-Ac.)	1	1	1	1	3	1.4

Fuente: Elaboración propia

Se desprende del gráfico que, según la jerarquización de características, los tipos de baterías más adecuadas son de polímero de litio, seguidas de las baterías zebra y las baterías de Ion Litio.

Ahora, según las características por cada sistema complejo, para una potencia de 300 kW, y una autonomía de 1 hora (300 kW.h), se tiene:

Tabla 13 Evaluación por factores-Baterías

Capacidad	Kg/300 kW.h	Litro/300 kW.h	Kg/300 kW
----- Tipo de batería			
Polímeros de Litio	1 300	1 000	100
Zebra	2 400	1 000	200
Ion Litio	2 400	1 111.11	166.67

Fuente: Elaboración propia

Como se esperaba el sistema más conveniente a nivel técnico es el de polímero de litio, pero se consideraron los 2 siguientes tipos para realizar una comparación entre los sistemas completos requeridos, según la disponibilidad de espacio y carga para el vehículo, además de otros factores como los de disponibilidad en el mercado. Un criterio definitorio fue el de seguridad; motivo por el cuál, a pesar de la gran eficiencia energética, se dejan de lado a las baterías zebra (temperaturas de operación elevadas).

Se considera una cantidad de 1300 kg de baterías de polímeros de litio para una autonomía de 1 hora a plena carga del monorriel.

3.3.8 Dimensionamiento y selección de Reductor de velocidad

De los cálculos anteriores se obtuvo:

$$Potencia\ motriz = 150\ kW$$

$$T_{requerido} = T_{arranque} = 1810.1\ Nm$$

$$v_{nom} = 60\ km/h$$

Además:

$$P_1 * \eta = P_2 = Potencia\ de\ salida$$

$$n_1 = Velocidad\ de\ entrada$$

$n_2 = \text{Velocidad de salida}$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \text{Ratio de transmisión}$$

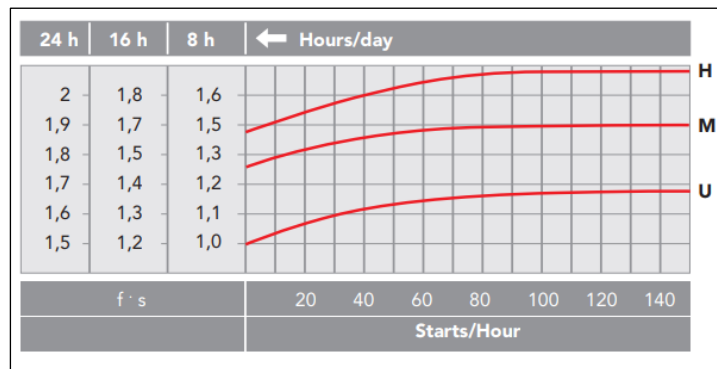
$$T_2 = \frac{P_1 * \eta}{n_2} = \text{Torque de salida}$$

$$T_{2n} \leq T_2 * f_s$$

$f_s = \text{factor de servicio}$

Luego, se obtiene:

$$P_2 = P_1 * \eta = 150kW * 0.92 = 138kW$$



Considerando un servicio moderado (transporte urbano) con un máximo de 20 arranques por hora, y un tiempo de servicio máximo de 16 horas diarias, se obtiene un torque mínimo:

$$T_{2n} \leq T_2 * f_s = 1810 Nm * 1.5 = 2,715.2 Nm$$

De igual manera, para las velocidades se tiene una velocidad nominal de vehículo:

$$v_{nom} = 60 \frac{km}{h} = 16.7m/s$$

Para el eje de tracción esta velocidad se da:

$$n_{eje} = ((16.7m/s) / 0.5m) * \left(\frac{60}{2\pi}\right) = 319.11RPM = n_2$$

Se requiere una relación de transmisión de:


$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1785 RPM}{319.011 RPM} = 5.59$$

Y una potencia de salida de:

$$P_2 = P_1 * \eta = 150kW * 0.92 = 138 kW$$

Para estos parámetros, se optó por la selección de un reductor VST469 series TRAMCAR GEAR BOX, del fabricante especialista en medios de transporte urbano NGC, ya que cuenta con todas las consideraciones de funcionamiento y diseño adecuadas para este diseño.

Tabla 94 Valores característicos de Reductor NGCGears
Fuente: <http://www.ngcgears.com/en/gdjt-detail/5>

Reductor	Tipo	Distancia entre centros	Relación de Transmisión	Velocidad de Diseño	Torque de tracción	Torque de Corto Circuito	Eficiencia
VST469 series Tramcar	 Ejes Perpendiculares	-----	5.6	90 km/h	2954 Nm	4939 Nm	0.92

No se profundizan en otros cálculos, debido a la especialidad de las especificaciones técnicas con las que estos productos son diseñados.

Las características principales del reductor, según el fabricante, son:

- Las ruedas dentadas están hechas de acero de bajo carbón ISO 1328 Grado 6
- La tecnología de diseño mejoró ampliamente la capacidad de carga de los rodamientos internos bajo cargas variables y fuertes vibraciones
- Rodamientos y ruedas dentadas están perfectamente lubricadas incluso cuando la caja reductora esta inclinada durante la operación.
- El sistema de sellado permite una ventilación adecuada, además de evitar el derrame de lubricantes fuera de la caja. Al mismo tiempo asegura que contaminación externa o agua no tenga la capacidad de entrar.

3.3.9 Cálculo, dimensionamiento y selección de Frenos de Fricción

En este apartado se requieren tomar en cuenta las siguientes consideraciones generales:

- Usualmente se tienen variaciones de carga distribuida debidas a la dinámica vehicular, y consecuentemente en los bogies, estas distribuciones pueden estar entre el 60% y 40% del peso total (Reibenschuh, Oder, & Potrp, 2009); sin embargo para este caso de estudio estas variaciones se omiten.
- Se considera una velocidad máxima en operación de $v_{m\acute{a}x} = 90 \text{ km/h}$

Además, deberá ser capaz de disipar la energía generada a una velocidad de 90 km/h hasta 0 km/h (de 25 a 0 m/s). El requerimiento será calculado a partir de la ecuación de energía cinética:

$$E_v = \frac{1}{2} M_t * v^2$$

$$E_v = \frac{1}{2} * 20\,120 \text{ kg} * \left(25 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 6\,287.5 \text{ KJ}$$

Los tipos de freno que han entrado en discusión se han evaluado principalmente por 3 criterios, cada uno con su respectivo peso ponderado:

Tabla 105 Evaluación por Factores de Tipos de Frenos en Vehículos Ferroviarios Fuente: Elaboración Propia

CRITERIO	FACTOR	DISCO	DYNAMIC	EDDY CURRENT	TRACK
Simplicidad	0.4	3	3	2	2
Confiabilidad	0.4	4	3	3	2
Mantenimiento	0.2	2	4	4	2
Total	1.0	3.4	3.2	2.8	1.0

Para sistemas de frenado dependientes de la adhesión con el camino (Günay, Erdi, & Özmen, 2020), la máxima fuerza aplicada se restringe a:

$$F_{b,m\acute{a}x} = F_a = \mu_a * F_v$$

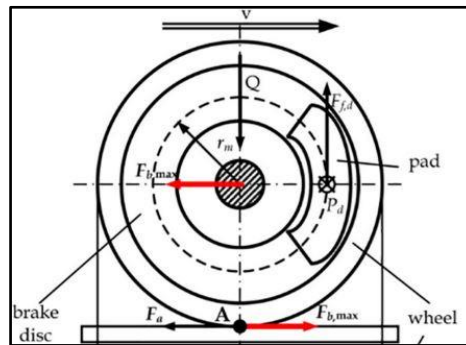


Ilustración 57 Diagrama de Fuerzas de Frenado Por Pastillas
Fuente: (Günay et al., 2020)

Aquí F_v es el producto de la masa del vehículo con la gravedad, y μ_a el coeficiente de adhesión entre el neumático y el riel de concreto, F_a es la fuerza antagónica a la fuerza de frenado máxima $F_{b,m\acute{a}x}$.

Luego, de las relaciones geométricas desprendidas de la imagen se obtiene:

$$F_{f,d} = F_{b,m\acute{a}x} \frac{r_w}{r_d}$$

Para una Masa de 20 120 kg, un coeficiente de adhesión de 0.2 (neumático/concreto) y una relación de radios de 0.528, la fuerza máxima de frenado está limitada por 74 764 N por carro, y 37 382 N por bogie.

Para los siguientes parámetros:

Tabla 16 Parámetros previos de cálculo de carga en freno de disco

PARÁMETROS PREVIOS	VALOR
Masa total del carro M (kg)	20 120 kg
Máxima carga por eje (kg)	10 060 kg
Número de ejes por vehículo	2 unidades
Numero de discos por eje	2 unidades
Velocidad máxima Vo (m/s)	25 m/s ó 90km/h
Velocidad máxima del eje (RPM)	478 RPM
Deceleración a(m/s ²)	1.1 m/s ²
Tiempo de frenado de emergencia ts (segundos)	22.7 segundos
Radio efectivo de disco r_{disc}	264 mm (75% r_{wheel})
Radio de rueda r_{wheel}	500 mm
Coeficiente de fricción disco/pad μ	0.4 (Reibenschuh et al., 2009)

Fuente: Elaboración Propia

El cálculo de la fuerza de frenado total en función de la energía cinética, asumiendo una deceleración constante, y una distribución cinemática ideal (Reibenschuh et al., 2009):

$$F_{disc} = \frac{\frac{1}{2} * M * v_0^2}{2 * \frac{r_{disc}}{r_{wheel}} * (v_0 * t_s - \frac{1}{2} * a * t_s^2)}$$

$$F_{disc} = \frac{\frac{1}{2} * 20\,120 * 25^2}{2 * \frac{0.264}{0.5} * (25 * 18 - \frac{1}{2} * 1.1 * 18^2)} = 20\,958\,N$$

A este cálculo se le adiciona las consideraciones previas al cálculo de freno con una pendiente del 10%

$$F_{disc,m\acute{a}x} = F_{disc} + M \sin(\tan^{-1}(10/100)) = 22\,960\,N$$

Para calcular el torque de frenado, se tiene:

$$T_{brake} = F_{disc,m\acute{a}x} * r_{disc} = 22\,960 * 0.264 = 6\,061.44\,Nm$$

Este torque de frenado neto, es la suma de los torques independientes de cada elemento de frenado. Para 2 elementos de frenado por carro, se tiene

$$T_{brake/elemento} = T_{brake}/2 = 3\,030.72\,Nm$$

El flujo térmico total a disipar viene dado por la función lineal (Reibenschuh et al., 2009):

$$\dot{Q}(t) = F_{disc,m\acute{a}x} * V_{disc}(t) = F_{disc,m\acute{a}x} \frac{r_{disc}}{r_{wheel}} (V_0 - a * t); [W]$$

$$\dot{Q}(t) = 303\,072 - 13\,335.169t$$

Con los requerimientos calculados se selecciona un freno Vulcan, de Disco de actuador magnético 3C de características:

Tabla 17 Características técnicas de freno de disco seleccionado

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES	VALOR
Freno	de Disco de Actuador Electromagnético 3C
Tipo de Disco	Ventilado de 42 mm de espesor
Diámetro de disco	705 mm
Torque de Frenado	3065 Nm
Fuerza de Frenado	10 300 N a 1300 RPM
Peso Total	187 kg

3.3.10 Cálculo, dimensionamiento y selección del Sistema de Suspensión

Dados cálculos previos, se deben de tomar algunas consideraciones generales:

Radio de Giro (m)	Yaw Angle	Velocidad Máxima
45	4.46°	22.5 km/h
60	3.34°	27.61 km/h

El sistema de suspensión tiene la función principal de aislar el cuerpo del carro de mayores vibraciones e impactos verticales y de reducir desgastes de la rueda y del riel en ambos lados del track. El confort y la seguridad son el resultado de un sistema desarrollado por más de 2 siglos (Kahnert, 2015).

El sistema de suspensión primaria conecta el tren rodante con el cuerpo del carro, por lo tanto, para asegurar el continuo contacto de la rueda con el riel. Estos sistemas suelen combinarse entre resortes y dampers. El sistema de suspensión secundaria es principalmente responsable de mejorar el confort. Como se ve en el siguiente cuadro de comparación la suspensión neumática nota ligeras ventajas sobre el resto.

En primer lugar, se determinará el diseño integral de la suspensión, y si optar por los sistemas mencionados anteriormente son óptimos para el diseño:

Tabla 18 Evaluación por factores de suspensión

	Factor	Sin suspensión	Primaria	Secundaria
Seguridad contra descarrilamiento	0.5	0	4	3
Complejidad	0.15	4	3	3
Confort	0.35	0	3	4
Total	1.0	0.6	3.5	3.35

Dados los puntajes se determina por la concepción de sistemas suspensión primaria y secundaria, enfocándonos en la seguridad en la suspensión primaria y el confort en la suspensión secundaria. Por la configuración geométrica transversal determinada convencionalmente suspensión secundaria sobre suspensión primaria), se proponen los siguientes conceptos de diseño:

- Concepto 1: Se ubican elementos de suspensión a ambos lados de cada neumático
- Concepto 2: Se opta por la utilización de 2 elementos en suspensión primaria, ubicados en el lado externo de cada neumático.
- Concepto 3: Se utilizan 2 elementos de suspensión, pero esta vez se ubican entre los neumáticos

Para este caso también se utiliza evaluación por factores con pesos ponderados:

Tabla 19 Evaluación por factores de suspensión

Concepto de sistema de suspensión	Factor	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3
Utilización de mínimo espacio	0.5	2	4	3
Seguridad contra descarrilamiento	0.2	4	3	3
Simplicidad/Mantenimiento	0.3	2	4	4
TOTAL	1.0	2.4	3.8	3.3

3.3.10.1 Dimensionamiento y selección de Suspensión Primaria

Se determina el desarrollo del concepto 2 y la selección del tipo de suspensión, como sigue:

Tabla 20 Evaluación por factores de suspensión primaria

Suspensión Primaria	Factor	Leaf Muelle	Bobina Resorte/cilindro	Neumática	Elastómero
Consecuencias de falla	0.4	2	4	2	4
Confort	0.2	4	4	4	4
Mantenimiento	0.2	4	3	0	2
Complejidad	0.2	4	3	2	4
TOTAL	1.0	3.8	3.6	2.5	3.8

Para la suspensión primaria se opta por sistemas de elastómeros/muelle.



Ilustración 58 Muelle composite para 7.5 Ton
Fuente: <https://mbha.com/en/products/>

Dada la disposición geométrica, estos muelles tendrán que asumir una carga como sigue:

$$Carga_{acturador} = \frac{Masa_{servicio} * g}{\# \text{ de muelles}} = \frac{20\ 120 * 9.81}{4} = 49.3\ kN$$

Luego de hacer una revisión de tecnología disponible, se opta por la suspensión de muelles de material compuesto determinado por las siguientes características:

Tabla 21 Características técnicas generales de suspensión seleccionada

Característica	Valor	Unidad
Peso	12	kg
Longitud	1 300	mm
Espesor	80	mm
Altura	60-90	mm

3.3.10.2 Dimensionamiento y selección de Suspensión Secundaria

Tabla 22 Evaluación por factores de suspensión secundaria

Suspensión Secundaria	Factor	Bobina Resorte/ cilindro	Hidroneumática	Neumática	Elastómero
Consecuencias de falla	0.300	3	2	2	3
Confort	0.450	2	4	4	2
Mantenimiento	0.125	4	2	3	3
Complejidad	0.125	4	1	2	4
TOTAL	1.000	2.8	2.8	3.0	2.7

Dada la disposición de 2 actuadores de aire por muelle, 4 por bogie, 8 por carro; entonces la carga se distribuye:

$$Carga_{acturador} = \frac{Masa_{servicio} * g}{\# \text{ de actuadores de aires}} = \frac{20\ 120 * 9.81}{8} = 24.67\ kN$$

Para esta carga, se corresponde una presión de operación de 4 bar a 145 mm (recomendación para aislamiento efectivo de vibraciones)

Para la suspensión secundaria se selecciona un sistema neumático CONTINENTAL FS 530-11 Cl.

3.3.11 Cálculo, dimensionamiento y selección de Neumáticos

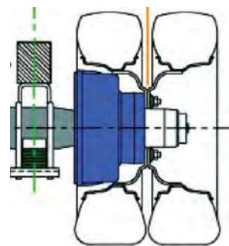
Los monorrieles montados sobre viga "I" tienen un diseño particular, en donde generalmente se aprecian de 2 bogies por carro; de uno o de 2 ejes según el diseño. Cada bogie contiene ruedas de

tracción (carga), de dirección (guía) y ruedas estabilizadoras; para mantener el coche firmemente fijado en la viga, incrementando así su seguridad y estabilidad.

3.3.11.1 *Cubo*: Un elemento inherente en la composición de grupos de tracción neumáticos es el cubo.

Dada la importancia de este elemento se sobredimensionarán los valores de carga estática, y se considerara una capacidad vertical de carga total de 25 toneladas: lo que nos determina un factor de seguridad adicional al de diseño de:

$$f.s. = \frac{25 \text{ ton}}{20.12 \text{ ton}} = 1.24$$



Para las sollicitaciones de espacio y carga se selecciona un cubo Heavy Duty 10 Studs on 8-3/4" HUB, con una capacidad total, entre los 2 wheelsets, de 25 ton.

3.3.11.2 *Neumáticos de tracción* La carga total estática sobre los trenes de rodaje o bogies en un carro, estarán distribuida en proporciones iguales en cada neumático. Por lo que la carga de servicio por neumático de tracción es de:

$$Carga_{neumático} = \frac{M_V}{\# \text{ de neumáticos de tracción}} = \frac{20\ 120 \text{ kg}}{4} = 5\ 030 \text{ Kg}$$

Estas ruedas de tracción o "load tires", serán 2 neumáticos de caucho por bogie 205/70R22.5 XZA TL MICHELLIN METRO TIRE, alineados en un mismo eje, de la Línea Metro de Michellin, especializada en neumáticos para material rodante en vehículos de esta naturaleza. Las especificaciones son muy similares a las de los neumáticos anchos para camiones. Con las características siguientes:

Tabla 23 Características técnicas generales de neumáticos de tracción

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES	INDICATIVO	VALOR
Peso	Indicativo Kg	51
Tipo	Rueda	8.25x22.5
Carga	Nominal kg	6800
Presión	Nominal bar	11.5
Ancho	Corona mm	219
Radio	Libre mm	500
	Aplastado mm	450
Diámetro	Libre mm	1000
Circunferencia	Desarrollada mm	3127

Este tipo de neumáticos especial, dentro de sus comparables, tiene excelente capacidad de carga, volumen reducido y buen agarre en superficies húmedas.

Cuenta con un factor de seguridad adicional de:

$$f.s. = \frac{6800 \text{ kg}}{5030 \text{ kg}} = 1.35$$

Según el Reglamento Nacional Ferroviario los coches podrán ser sometidos a una fuerza de aceleración máxima de 0.1g, equivalente a 0.981m/s². Esta carga será distribuida entre los neumáticos ubicados a los laterales del carro, trabajando solamente un lateral por giro, que para este caso lo componen 6 neumáticos, de los 12; la carga en kg fuerza sería:

$$Carga_{\text{neumático}} = \frac{M_v * 0.1}{\# \text{ de neumáticos laterales}} = \frac{2012}{6} = 335.3 \text{ kg}$$

3.3.11.3 Neumáticos de guía

En este caso, en operación, estos neumáticos se ajustan con una precarga, que determina la consiguiente sobrecarga en condiciones especiales de trabajo. Esta sobrecarga no está técnicamente determinada a nivel general, por lo que se le asume en el factor de seguridad. Los neumáticos guía o “steering tires”, de menor diámetro, mantiene al tren centrado en una posición estable específica durante todo el trayecto del vehículo.

Se seleccionan los neumáticos de Tipo 6.00 R9 XPMC TL MICHELLIN METRO TIRE, de buena forma de desgaste y buena resistencia a ambientes agresivos, y características:

Tabla 24 Características técnicas generales de neumáticos de guiado

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES	INDICATIVO	VALOR
Peso	Indicativo Kg	11
Tipo	Rueda	9-4.00 E
Carga	Nominal kg	1300
Presión	Nominal bar	10
Ancho	Corona mm	129
Radio	Libre mm	268.5
	Aplastado mm	247
Diámetro	Libre mm	537
Circunferencia	Desarrollada mm	1642

El factor de seguridad en este caso, mucho mayor al de carga:

$$f.s. = \frac{1300 \text{ kg}}{335 \text{ kg}} = 3.88$$

3.3.11.4 Neumáticos de estabilización

Estos neumáticos adicionales, también de menor diámetro, se adicionan para condicionar el comportamiento de la suspensión, y a la vez ayudan a la estabilización del carro. Se seleccionan los neumáticos de tipo 150/75 R8 XGM TL MICHELLIN METRO TIRE, de muy buena capacidad de carga para sus reducidas dimensiones, de características:

Tabla 25 Características técnicas generales de neumáticos de estabilización

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES	INDICATIVO	VALOR
Peso	Indicativo Kg	6
Tipo	Rueda	8-4.00 J
Carga	Nominal kg	1150
Presión	Nominal bar	11.5
Ancho	Corona mm	125
Radio	Libre mm	213
	Aplastado mm	193
Diámetro	Libre mm	426
Circunferencia	Desarrollada mm	1311

El factor de seguridad, de la misma manera:

$$f.s. = \frac{1150 \text{ kg}}{335 \text{ kg}} = 3.43$$

Los neumáticos laterales (guía y estabilizadores), se seleccionan con valores que por mucho sobrepasan las cargas laterales. Por tanto, podrán asumir sin problemas las precargas determinadas en operación.

Además se desprende de la restricción de velocidad máxima en giro del Reglamento Nacional Ferroviario (DS N°032-2005-MTC, 2006):

$$V_{m\acute{a}x,giro}^2 = 0.981 \frac{m}{s^2} * r_{giro}$$

Que el vehículo puede circular a 6.26 m/s (22.55km/h) en radios de giro de 40 m y 7.67

RADIO DE GIRO	VELOCIDAD MÁXIMA
40 m	22.55 km/h – 6.26 m/s
60 m	27.61 km/h – 7.67 m/s

3.3.12 Cálculo, dimensionamiento y selección de rodamientos

En general, el eje es sostenido por rodamientos flotantes y un rodamiento fijo, en orden de evitar el estrés en el eje. Por ejemplo, la expansión térmica y fuerza axiales. Por lo tanto, la carga radial del eje aplica en ambos rodamientos con diferente intensidad

La disposición de los rodamientos, tiene que estar definida de manera que sea esta la opción más conveniente con el diseño integral del wheelset en los aspectos convenientes. Esta disposición podría ser de diferentes modos y ampliamente debatible; por tanto, se realiza una valuación de 2 modos generalizados de posición.

- **Concepto 1:** Se opta por la utilización de 3 elementos de rodadura: 2 ubicados en los lados externos del bogie y 1 entre los neumáticos.

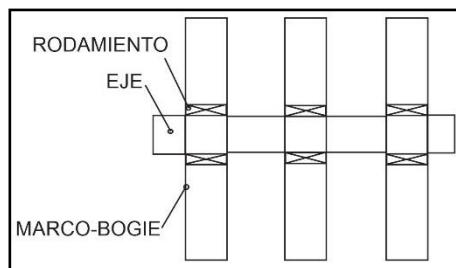


Ilustración 59 Concepto de Rodamiento 1 Fuente: Elaboración Propia

La concepción más simple de los rodamientos los asigna 1 al interior de ambas ruedas y en las chumaceras ubicadas en el marco exterior del bogie. Este concepto es ventajoso, en tanto que el peso hacia las ruedas portadoras fracciona y se mantienen a una distancia menor, consecuentemente reducen los esfuerzos en el eje. Además, al ubicar un rodamiento en el eje, entre los neumáticos, conlleva a la ubicación de un soporte estructural adicional que reduciría las deflexiones y los momentos flexionantes elevados en el centro del eje. El inconveniente es que al optar con esta disposición se requiere de un espacio adicional, ensanchando aún más el marco del bogie.

- **Concepto 2:** Se ubican los rodamientos en ambos lados del marco del bogie o carretilla.

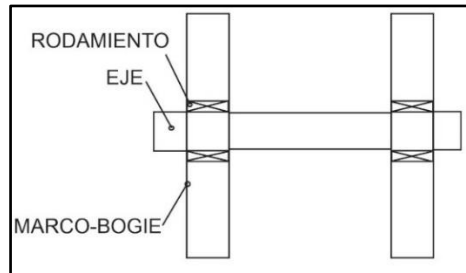


Ilustración 60 Concepto de Rodamientos 2 Fuente: Elaboración Propia

Para evitar el ensanchamiento del bogie, los rodamientos pueden tomar lugar a exteriores de la rueda portadora. Sin embargo, los altos momentos de los asientos de cojinete se elevarán; adicionalmente el eje, los rodamientos y las chumaceras tendrán que ser más robustos, disminuyendo el volumen continuo del marco del bogie.

Luego de sopesar los conceptos, se optan por la disposición de rodamientos expuesta por el concepto 2, debido al objetivo de encontrar coherencia junto con los demás elementos de importancia. Además, se considera que los ejes serán sostenidos por rodamientos flotantes y rodamientos fijos, para evitar el estrés mayor en el eje. Por lo tanto, la carga radial del eje aplicará en ambos rodamientos con diferente intensidad.

De acuerdo a DIN ISO 281, el valor nominal de vida (en 10^6 revoluciones) L_{10} es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

L_{10} : Vida nominal esperada a un 90% de probabilidad de sobrevivencia (10^6 rev)

$\left(\frac{C}{P}\right)^p$: (Carga dinámica característica/Carga dinámica equivalente); p=exponente

Y puede ser transpuesta en forma de millones de kilómetros:

$$L_{10s} = \frac{2\pi * r_W}{1\ 000} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

L_{10s} : Vida nominal esperada a un 90% de probabilidad de sobrevivencia ($10^6 km$)

r_W : Radio de rueda (m)

Debe mencionarse que C es una propiedad del rodamiento. El exponente, de acuerdo a ISO 281, es igual a 3 para rodamientos de bolas o 10/3 para rodamientos de rodillos. Se seleccionan rodamientos de rodillos

Typical basic life and C/P values and mean wheel diameters			
Vehicle type	Basic rating life, million km	C/P value	Mean wheel diameter D_w [m]
Freight cars ¹⁾	0,8	6,8 ⁴⁾	0,9
Mass transit vehicles like suburban trains, underground and metro vehicles, light rail and tramway vehicles	1,5	7,1÷7,7	0,7
Passenger coaches ²⁾	3 ³⁾	7,2÷8,8	0,9
Multiple units	3÷4	7,8÷9,1	1,0
Locomotives	3÷5	6,6÷8,6	1,2

¹⁾ According to UIC International Union of Railways / Union Internationale des Chemins de fer codex, under continuously acting maximum axleload
²⁾ According to UIC codex
³⁾ Some operators require up to 5 million km
⁴⁾ Tapered roller bearing units for AAR Association of American Railroads applications can have, in some specific cases, a lower C/P value down to 5

Ilustración 43 Ratios de vida, C/P y diámetro de ruda para unidades de transporte sobre carril
Fuente: (SKF, 2012)

Los rodamientos de un vehículo sobre rieles deben durar 10 millones de kilómetros (Kahnert, 2015). Asumiendo un kilometraje anual de 1 millón de km, el rodamiento debería cambiarse cada 10 años con una confiabilidad del 90%. La proporción de la demanda de carga dinámica puede ser calculada por una transposición de la ecuación arriba detallada como:

$$C = \sqrt[p]{\frac{1\,000 * L_{10s}}{2\pi * r_w}} * P$$

La proporción de la carga dinámica equivalente puede ser solo estimada en la fase de diseño como:

$$P \approx \frac{K_r}{2} + K_a$$

Con una carga radial:

$$K_r = f_0 * f_{rd} * f_{tr} * G$$

Y una carga axial:

$$K_a = f_0 * f_{ad} * G$$

G : Maximun static axlebox load (kN)

f_0 : Payload factor usado para variaciones de carga estática del vehículo como pasajeros, carga, etc.

f_{rd} : Dynamic radial factor

f_{tr} : Dynamic traction factor, usado para tomar en cuenta carga radial adicional causada por el sistema de conducción

f_{ad} : Dynamic axial factor, usado para considerar variaciones dinámicas de carga axial

Donde los valores de $f_0, f_{rd}, f_{tr}, f_{ad}$ son factores según condiciones específicas (SKF, 2012). Sus valores son $f_0 = 1$ (locomotive), $f_{rd} = 1.25$, $f_{tr} = 1.05$ y $f_{ad} = 0.12$; $G = \frac{20.12 \text{ t} * 9.81 \text{ kN/t}}{2} = 98.69 \text{ kN}$ es el peso de la mitad del vehículo (carga por bogie). La carga radial dividida por 2, y cada bogie con por lo menos 2 rodamientos. El resultado es:

$$P \approx 1 * 1.25 * 1.05 \frac{98.69 \text{ kN}}{2} + 1 * 0.12 * 98.69 \text{ kN} = 76.6 \text{ kN}$$

Luego, considerando que la vida del rodamiento es superior a la del neumático, un radio de 450 mm:

$$C \geq \sqrt[p]{\frac{1\,000 * L_{10s}}{2\pi * r_W}} * P = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{1\,000 * 10}{2\pi * 0.45}} * 76.6 \text{ kN} = 888.81 \text{ kN}$$

Es necesario aclarar que el cálculo previo se da asumiendo que la carga axial la asumen los dos rodamientos. Para el caso de que solamente el rodamiento fijado transmita carga axial, y el flotante, carga radial, se tiene:

$$P \approx 1 * 1.25 * 1.05 * 98.69 \text{ kN} + 1 * 0.12 * 98.69 \text{ kN} = 141.37 \text{ kN}$$

$$C \geq \sqrt[p]{\frac{1\,000 * L_{10s}}{2\pi * r_W}} * P = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{1\,000 * 10}{2\pi * 0.45}} * 141.37 \text{ kN} = 1\,640.4 \text{ kN}$$

Adicionalmente a las cargas, la velocidad rotacional máxima de los rodamientos debe exceder la máxima velocidad rotacional de la rueda. Para un diámetro máximo de 1000, y un mínimo de 900 (desgastado o aplastado), se tienen las velocidades:

$$(\omega_{bearing,m\acute{a}x} \geq \omega_{wheel,m\acute{a}x}); f(r_{wheel})$$

Tabla 26 Velocidades de operación en rodamientos

Diámetro (m)	Velocidad	Velocidad Rotacional
900	90 km/h	530 rpm
900	110 km/h	648 rpm
1 000	90 km/h	477 rpm
1 000	110 km/h	583 rpm

De la tabla anterior, los rodamientos deberán de tener una velocidad nominal de operación como mínimo de 648 RPM.

Para los parámetros definidos anteriormente se seleccionan los rodamientos:

- FAG NJ2326VH.C3 Cd=1 100kN

Rodamiento de carga radial Rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera

- FAG 23332A.MA.T41A Cd=1 660 kN

Rodamiento Oscilante de rodillos con agujero cilindro y cónico, manguito de montaje y desmontaje

La carga dinámica evaluada es considerablemente menor a la capacidad mínima entre los 2 rodamientos.

$$S = \frac{C}{C_{max}}$$

Este factor de seguridad, que es mayor a 1 en ambos casos, no se refiere al límite de falla, es decir que si el valor alcanzado sea S veces C el rodamiento colapsará, más bien representa un aumento en la expectativa de vida.

Adicionalmente, se consideran cajas de grasa o manguetas, de acuerdo a las medidas de los rodamientos.

3.3.13 Cálculo, dimensionamiento y diseño de ejes portantes de neumáticos

3.3.13.1 Eje de tracción

Dada la poca disponibilidad de documentación disponible para tratar el eje de manera especial (eje de tracción en vehículo monorriel), se considerará únicamente, para el tema del cálculo y análisis del eje, el estudio previo sobre ejes ferroviarios de (Quiroga Mogollón, 2015), en donde se consideran las siguientes normas:

- N.T.C. MA 001 Prescripciones Técnicas del Material Rodante Convencional RENFE/DSC/BCCM, Norma Técnica 2004
- UNE-EN 13103:2010+A1 Aplicaciones Ferroviarias. Ejes Montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño. AENOR, Norma Española 2011:
 - Identificación de las fuerzas y cálculo de los momentos en diversas secciones.
 - Selección de los diámetros para el cuerpo y las manguetas. El resto se dimensionan a partir de estos.
 - Comparación entre tensión calculada y tensión máxima admisible, función del acero y del tipo de eje. (macizo o hueco).

Tabla 11 Propiedades mecánicas de diferentes grados de acero para ejes ferroviarios Fuente:(Bracciali, 2016)

Steel grade	Applicable standard	Type	R _{eH} [MPa]	R _m [MPa]	A%
EA1N	EN 13261	0.35 %C	>320	550-650	22%
EA1T	EN 13261	0.35 %C	>350	550-700	24%
EA4T	EN 13261	25CrMoV	>420	650-800	18%
30NiCrMoV12	UNI 6787-71	High-strength Alloyed	>834	932-1079	15%
ICE 3 driving <160 mm	EN 10083-1	34CrNiMo6 Alloyed	>700	900-1100	12%
ICE 3 driving >160 mm	EN 10083-1	34CrNiMo6 Alloyed	>600	800-950	13%

- UNE-EN 13260:2010+A1 Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes montados. Requisitos de producto. AENOR. Norma española 2011

Según NTC. (RENFE/DSC/BCCM, 2008):

- El valor máximo de la masa por eje para vehículos con velocidades menores a 250 km/h es de 22.5 toneladas
- Las aceleraciones medias máximas positivas o negativas no deben pasar de 2 m/s²
- Los cuerpos de eje cumplen con las especificaciones UNE EN 13103,13104 y UIC 515 3
- El material del eje se clasifica como acero de grado EA1T (AISI 1050) para eje de tracción

Para determinar la configuración geométrica del eje sólido, se deben de tomar en cuenta las dimensiones de otros elementos como los neumáticos, los rodamientos, el diámetro del disco de freno, diámetro para el acople con caja reductora, la longitud total entre caja reductora y frenos de disco, la disposición de los brazos estructurales de soporte; además del gálibo estructural descrito en la primera parte. Para este caso, se considera una geometría dada como la siguiente, así como el material más usual en ejes de tracción en industria ferroviaria (EA1T):

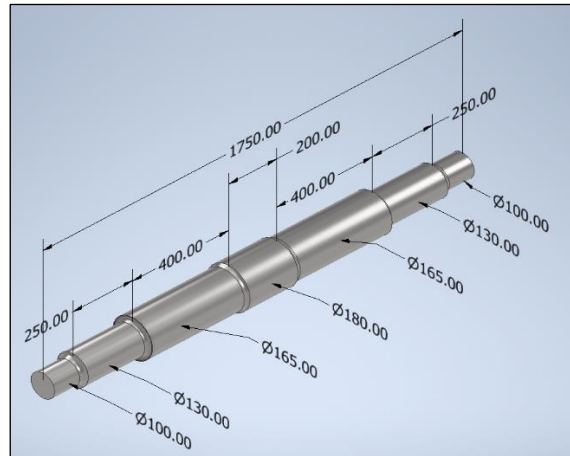


Ilustración 44 Dimensionado de Eje de tracción

Además, no se considerará el pretensado y las restricciones serán simples, debido a que requieren de un alto nivel detallado de la geometría del eje y de todos los elementos que intervienen. El eje será un eje macizo, de diámetro variable en función de elementos con relación directa. Según la norma la carga máxima por eje para este tipo de vehículo es de 22.5 Toneladas:

$$Carga\ máxima\ por\ eje = 22500kg * \frac{9.8m}{s^2} = 220.5kN$$

$$Carga\ máxima\ por\ mangueta = \frac{220.5kN}{2} = 110.25kN$$

Tabla 27 Datos previos de diseño de eje

TIPO	Eje sólido de tracción	
TREN	Monorriel (ruedas neumáticas)	
MATERIAL	EA1T	Acero AISI 1050, ESTIRADO EN FRÍO, templado y revenido @1200°F Sty=580 Mpa; 84.12 kpsi Stu=690 Mpa: 100kpsi E=200.1 GPa μ=0.29 elongación en 2"= 10%
MASA TOTAL DEL CARRO		20.12 TON=197.8kN
MASA MÁXIMA POR EJE		22.5 TON=220.5kN
Masa W		
	F1=Ruedas (51 kg/unid.)	102 kg
	F2=Eje (ρ= 7860 kg/m ³)	242 kg
Total m2=W		
Masa máxima por mangueta		11.25 TON=110.25kN

PROCESO GENERAL DE CÁLCULO

FASE DE DEFINICIÓN DE FUERZAS Y MOMENTOS A TENER EN CUENTA: En esta fase del diseño es necesario definir y describir las fuerzas que actúan sobre el eje. Para esto se utiliza un gráfico esquemático representando los puntos de aplicación, dirección y magnitud de cada fuerza (Cerezo Toledo, 2015)

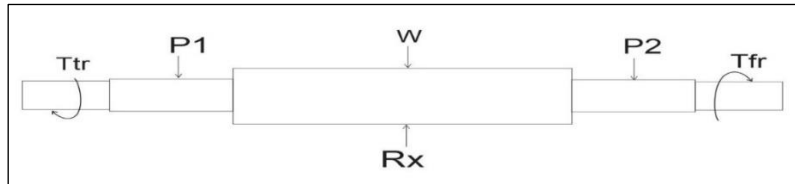


Ilustración 72 Asignación de cargas y reacciones de eje.

DEBIDO A MASAS EN MOVIMIENTO: Estas fuerzas son de naturaleza gravitatoria ($P1$, $P2$, W), asociadas a los elementos cargados en el eje. Por tanto, el plano sobre el que se desarrollan es el plano vertical de simetría (y,z) genera momentos flectores perpendiculares.

Fuerza transmitida por mangueta: 110.25 kN

DEBIDO AL SISTEMA DE FRENADO El sistema de frenado actúa sobre el eje con un conjunto de fuerzas y momentos en el instante en el que se aplica (Tfr). Estas fuerzas se determinaron en el apartado de Cálculo de Sistema de Frenos.

Torque de frenos de Disco: 3065 Nm

DEBIDO SISTEMA DE TRACCIÓN: Las fuerzas generadas en el eje debido a la transmisión del par motor (Ttr) bajo condiciones de adherencia constante es normalmente despreciable. Esto es porque de acuerdo a cálculos y empíricamente los momentos generados son menores a los generados por frenado, además estos no ocurren simultáneamente.

Torque máximo de motor eléctrico: 1967.5 Nm

En operación, las fuerzas de frenado y las masas en movimiento no actúan por separado, ya que las fuerzas debidas al frenado dependen de las masas en movimiento. El análisis para el caso en el que solo actúan las masas en movimiento corresponde a la circulación del carro sin fuerzas de tracción o frenado. Sin embargo, se debe de analizar el efecto de las fuerzas de frenado en conjunto con las masas en movimiento por ser de valores críticos (Cerezo Toledo, 2015).

ANÁLISIS DE EJE CON MASAS EN MOVIMIENTO Y FRENADO, POR CRITERIO DE FALLA ESTÁTICO: Para este análisis, se somete al diseño geométrico del eje dado, a las fuerzas detalladas anteriormente en los puntos de contacto especificados en el modelo, además de las restricciones adecuadas. El criterio de falla usado por el software es el Criterio de Máxima energía de distorsión. Experimentalmente, este es el criterio óptimo para materiales dúctiles como los aceros.

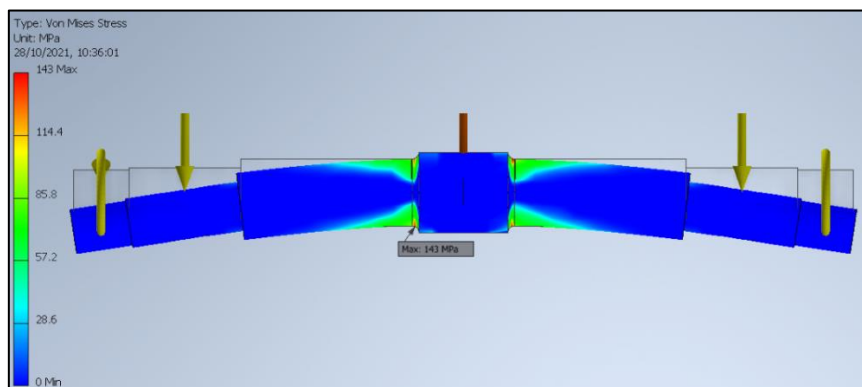


Ilustración 45 Criterio de Falla de Eje- Máxima energía de distorsión Autodesk Inventor.
Fuente: Elaboración Propia

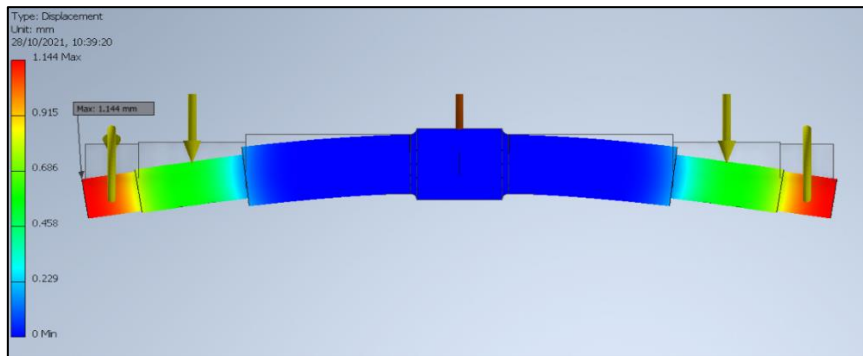


Ilustración 46 Desplazamientos de eje motriz
Fuente: Elaboración Propia

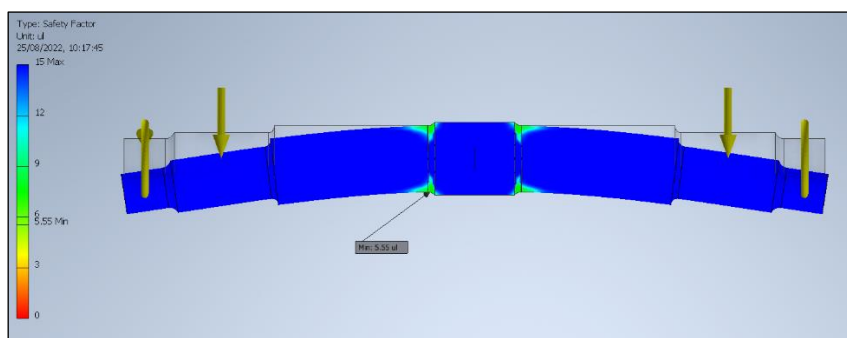


Ilustración 47 Factor de Seguridad
Fuente: Elaboración propia

ANÁLISIS DE EJE CON MASAS EN MOVIMIENTO Y FRENADO, POR FATIGA:

Este análisis se realiza desde cero, debido a que será enteramente teórico. Primero se determina el cálculo estático para determinar el estado de esfuerzos en la sección crítica. A continuación, se prosigue con la aplicación del método óptimo para cargas variables combinadas. Luego se aplica y se verifica por diferentes criterios de falla a la fatiga (*Budynas&Nisbett, 2010*).

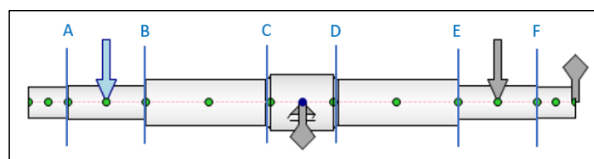


Ilustración 486 Eje Sectorizado. Autodesk Inventor
Fuente: Elaboración propia

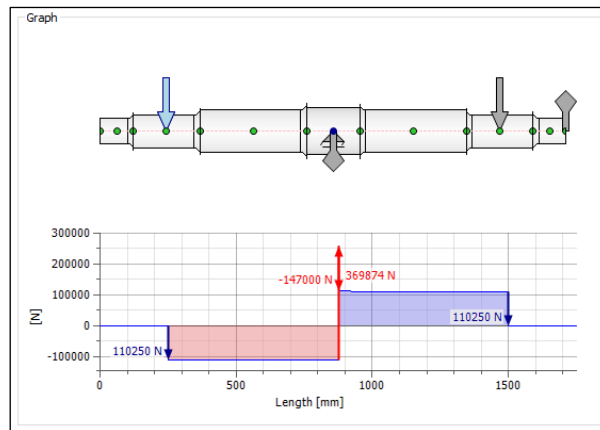


Ilustración 497 Diagrama de Fuerza Cortante V
Fuente: Elaboración propia

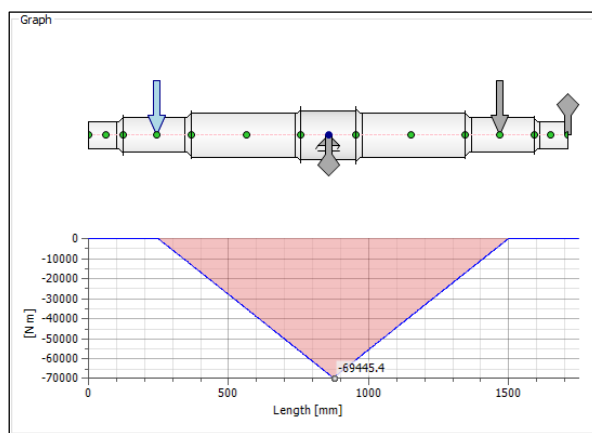


Ilustración 78 Diagrama de Momentos
Fuente: Elaboración propia

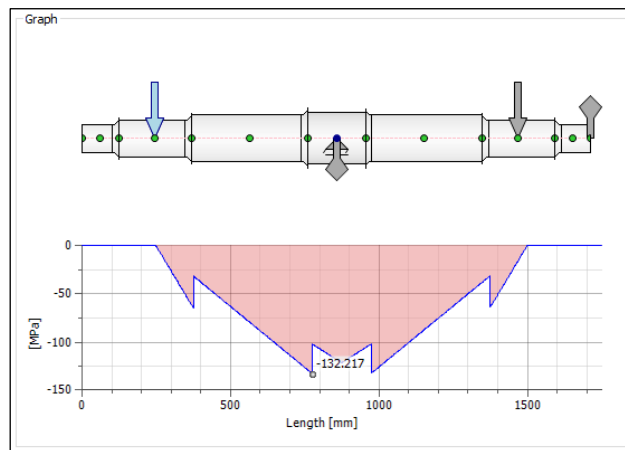


Ilustración 509 Diagrama de Esfuerzos Flectores
Fuente: Elaboración propia

Esfuerzo flector máximo:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Para los diámetros de sección variable, con el momento flector correspondiente, se tiene:

Tabla 28 Momento y esfuerzo flector de eje de tracción

Sección	Diámetro (mm)	Momento flector (Nm)	Esfuerzo Flector (Mpa)
A	100	0	0
B	130	10652	64.65
C	165	58137	132.21
D	165	58137	132.21
E	130	10652	64.65
F	100	0	0

DIAGRAMA DE ESFUERZO TORSOR

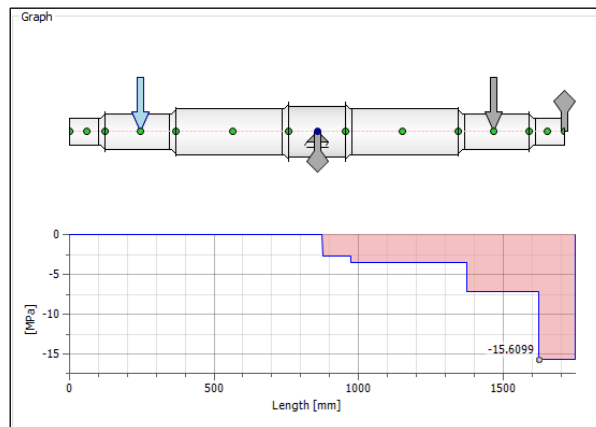


Ilustración 80 Diagrama de Esfuerzo Torsor
Fuente: Elaboración propia

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Td}{2J} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

De la misma manera para los esfuerzos de torsión:

Tabla 28 Momento y esfuerzo torsor de eje de tracción

Sección	Diámetro	Par de Torsión (Nm)	Esfuerzo Torsor (MPa)
A	100	0	0
B	130	0	0
C	165	0	0
D	165	3065	3.47
E	130	3065	7.10
F	100	3065	15.61

Se puede observar en los resultados anteriores, que la sección crítica para el estado de esfuerzos dado, es la sección D.

Este problema de cómo resolver esfuerzos múltiples combinados se resolvió mediante la teoría de falla por energía de distorsión.

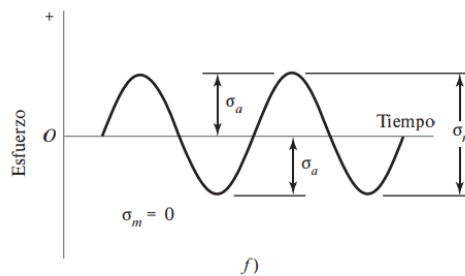
El primero paso para resolver este problema, consiste en generar dos elementos de esfuerzo: uno para esfuerzos alternantes y otro para esfuerzos medios. Se aplican los factores apropiados de concentración del esfuerzo por fatiga para cada uno de los esfuerzos.

Enseguida se calcula el esfuerzo de Von Mises equivalente para cada uno de estos dos elementos de esfuerzo: σ'_a y σ'_m . Considerando que los esfuerzos flectores, torsionales y axiales tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de Von Mises de los dos elementos de esfuerzo pueden escribirse como (Budinas & Nisbet, 2010):

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{0.5}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{0.5}$$

Se consideran efectos nulos de precarga en el eje, por lo que se limita al análisis como esfuerzo alternante completamente reversible:



De la figura se puede observar:

$$\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x} = 132.21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

De la misma manera, para el efecto torsional constante

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = \tau_{m\acute{a}x} = 3.47 \text{ MPa}$$

Por definición, se tiene que:

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo m\acute{a}ximo en la especimen de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo m\acute{a}ximo en especimen sin muesca}}$$

Y la sensibilidad de la muesca, q est\aa definida por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

$$q_{cortante} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

Se puede ver que para $q = 1$, el espec\imen tiene total sensibilidad a la muesca, y para $q = 0$ no tiene ninguna sensibilidad.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}}$$

Primero obtenemos los valores de \sqrt{a} (constante de Neuber)

Para $S_{ut}=690\text{MPa}=100\text{kpsi}$, la constante de Neuber se tiene:

$$\text{Flexión o axial: } \sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3$$

$$\text{Flexión o axial: } \sqrt{a} = 0.0623\sqrt{pulg}$$

$$\text{Torsión : } \sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3$$

$$\text{Torsión : } \sqrt{a} = 0.0473\sqrt{pulg}$$

Ahora se establecen los valores de K_t y K_{ts} :

$$\frac{r}{D} = \frac{22.5}{165} = 0.136$$

$$\frac{D}{d} = \frac{180}{165} = 1.09$$

Para Flexión:

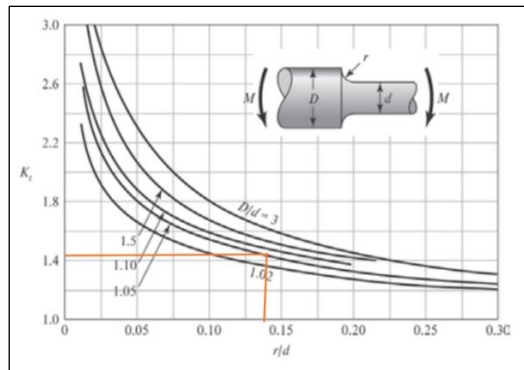


Ilustración 82 Diagrama de Factor de Concentración de esfuerzos K_t para flexión
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

$$K_t = 1.42$$

Para Torsión:

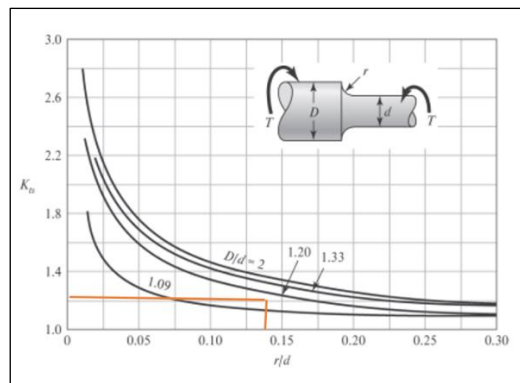


Ilustración 82 Diagrama de Factor de Concentración de esfuerzos K_{ts} para torsión
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

$$K_{ts} = 1.20$$

Reemplazando los valores obtenidos:

$$(K_f)_{flexión} = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}}$$

$$(K_f)_{flexión} = 1 + \frac{1.42 - 1}{1 + \frac{0.0623}{\sqrt{22.5}}} = 1.41$$

$$(K_{fs})_{torsión} = 1 + \frac{K_{ts} - 1}{1 + \sqrt{a/r}}$$

$$(K_{fs})_{torsión} = 1 + \frac{1.23 - 1}{1 + \frac{0.0473}{\sqrt{22.5}}} = 1.22$$

Reemplazando, se tiene:

$$\sigma'_a = \left\{ [1.41(132.21)_{flexión} + 0]^2 + 3[1.22(0)_{torsión}]^2 \right\}^{0.5}$$

$$\sigma'_m = \left\{ [1.41(0)_{flexión} + 0]^2 + 3[1.22(3.47)_{torsión}]^2 \right\}^{0.5}$$

$$\sigma'_a = 185.094 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = 7.332 \text{ MPa}$$

Para la fluencia de primer ciclo localizada, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises $\sigma'_{m\acute{a}x}$ mediante la suma de los esfuerzos alternantes y medios (axial y flector), y $\tau'_{m\acute{a}x}$ mediante la suma de esfuerzos cortantes alternantes y medios.

Luego, se sustituye $\sigma_{m\acute{a}x}$ y $\tau_{m\acute{a}x}$ en la ecuación de Von Mises.

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \left\{ [(K_f)_{flexión}(\sigma_{m\acute{a}x})_{flexión} + (K_f)_{axial}(\sigma_{m\acute{a}x})_{axial}]^2 + 3[(K_{fs})_{torsión}(\tau_{m\acute{a}x})_{torsión}]^2 \right\}^{0.5}$$

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \left\{ [1.41(132.21)_{flexión} + 0]^2 + 3[1.22(3.47)]^2 \right\}^{0.5}$$

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = 186.56 \text{ MPa}$$

Verificación de resistencia a la fluencia localizada de primer ciclo, de acuerdo a la teoría de máxima energía de distorsión:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} \geq 1$$

$$n_y = \frac{580 \text{ MPa}}{186.56 \text{ MPa}} = 3.11$$

Para el límite de esfuerzo a la fatiga se tiene:

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

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad ; S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina en la geometría y condición de uso.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

- k_a : Factor de modificación de la condición superficial.
- k_b : Factor de modificación por el tamaño.
- k_c : Factor de modificación por la carga.
- k_d : Factor de modificación por la temperatura.
- k_e : Factor de confiabilidad.
- k_f : Factor de modificación por efectos varios.

Para un $S_{ut} = 690 \text{ Mpa}$; $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$; se establece:

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 0.5 * 690 = 345 \text{ MPa}$$

Factor de modificación de la condición superficial k_a : Este factor depende de la calidad de acabado superficial de la sección, y la resistencia a la tensión:

Tabla 29 Factor k_a para resistencia reducida Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 4.51 * 690^{-0.265} = 0.82$$

Factor de modificación por el tamaño k_b :

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$k_b = 1.51 * 165^{-0.157} = 0.76$$

Factor de modificación por la carga k_c : En este caso, el factor de carga torsional 0.59 no se debe aplicar, pues ya se tomó en cuenta para calcular el esfuerzo de Von Mises equivalente. Por lo que queda:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

$$k_c = 1$$

Factor de modificación por la temperatura k_d : Este factor es considerado en teoría de falla a la fatiga por que las condiciones térmicas de operación; ya que en operación a temperaturas bajas la posibilidad por fractura frágil aumenta, y en temperaturas altas la resistencia a la fluencia disminuye, además del factor del tiempo de exposición y alternancia a exposición.

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

Donde: $70 \leq T_F \leq 1000^\circ F$

Tabla 30 Factor k_d para resistencia reducida

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

* Fuente: figura 2-9.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

Considerando funcionamiento a 50°C, se tiene que:

$$k_d = 1.01$$

Factor de confiabilidad k_e :

Tabla 31 Factor k_d para resistencia reducida

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

Para una confiabilidad del 90%:

$$k_d = 0.897$$

Factor de modificación por efectos varios k_f :

Este factor considera la reducción de la resistencia a la fatiga por efectos diversos, como: la corrosión, el recubrimiento electrolítico, metalizado por aspersión, la frecuencia cíclica, corrosión por frotamiento y otros.

Para este caso, se considerará:

$$k_f = 1$$

Finalmente se obtiene:

$$S_e = 0.81 * 0.76 * 1 * 1.01 * 0.897 * 1 * 345 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.56 * 345 \text{ MPa} = 193.2 \text{ MPa}$$

Finalmente se selecciona un criterio de falla: Goodman modificado, Gerber, ASME-elíptica o Soderberg.

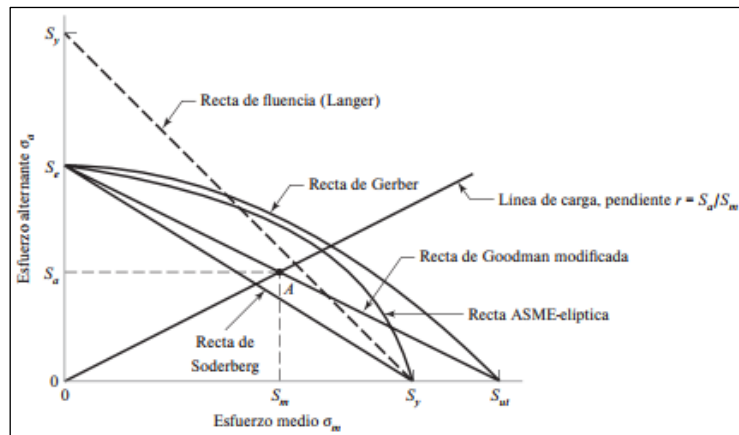


Ilustración 83 Criterios de falla para fatiga
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2010)

- **Soderberg:**

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

Para estado de cargas combinadas:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y}} = \frac{1}{\frac{185.094}{193.2} + \frac{7.212}{580}} = 1.03$$

- **Goodman modificado:**

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

Para estado de cargas combinadas:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{185.094}{193.2} + \frac{7.212}{690}} = 1.03$$

- **Gerber:**

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

Para estado de cargas combinadas

$$\frac{n\sigma'_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma'_m}{S_{ut}}\right)^2 - 1 = \frac{n185.094}{193.2} + \left(\frac{n7.212}{690}\right)^2 - 1 = 0$$

$$1.092479 * 10^{-4}n^2 + 0.95804n - 1 = 0$$

$$n = 1.04$$

- **ASME-elíptica:**

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1$$

$$\left(\frac{n\sigma'_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma'_m}{S_y}\right)^2 - 1 = \left(\frac{n185.094}{193.2}\right)^2 + \left(\frac{n7.212}{580}\right)^2 - 1 = 0$$

$$n = 1.04$$

- **Fluencia estática de Langer:**

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

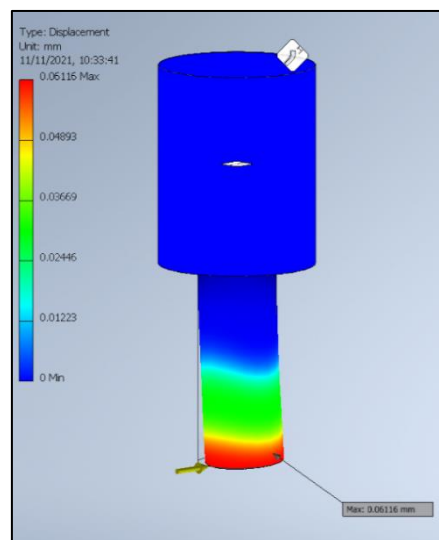
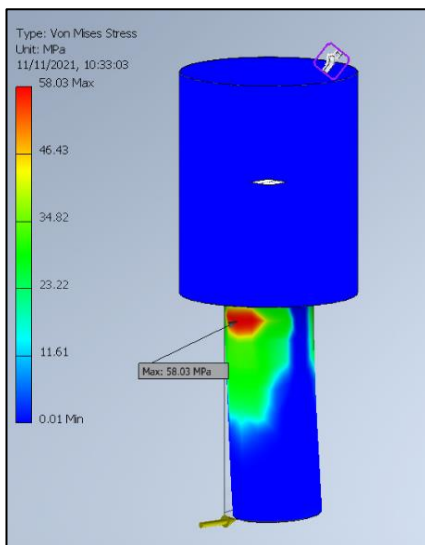
$$n = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{580}{185.094 + 7.212} = 3.016$$

3.3.13.2 Eje de neumáticos guía y de estabilización

En estos casos debido a que estos elementos pertenecen que únicamente sirve para la estabilización y seguridad del vehículo, es decir, no disponen de esfuerzos de tracción y/o torsiones debidas al frenado o el impulso del vehículo, se realizara el análisis básico correspondiente. El material será de clase EA1N, Acero AISI 1040 Templado.

La carga con la que se realizarán los cálculos es la misma que se le asigna a los neumáticos correspondientes, de manera que se tiene:

$$Carga_{neumático} = \frac{M_v * 0.1}{\# \text{ de neumáticos laterales}} = \frac{2012}{6} = 335.3 \text{ kg} = 3289.3 \text{ N}$$



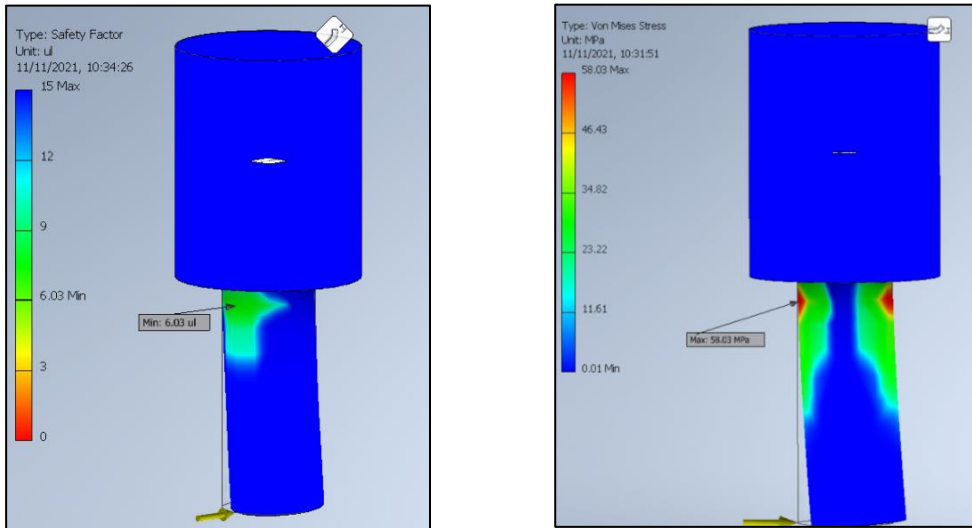


Ilustración84 Eje menor Resultados (Esfuerzo equivalente, Desplazamientos, Factor de Seguridad)
 FEM Von Mises Autodesk Inventor
 Fuente: Elaboración Propia

3.3.14 Cálculo, dimensionamiento y selección de ruedas de seguridad

Se considera la siguiente disposición espacial del conjunto de ruedas de seguridad en el bogie o tren de rodaje.

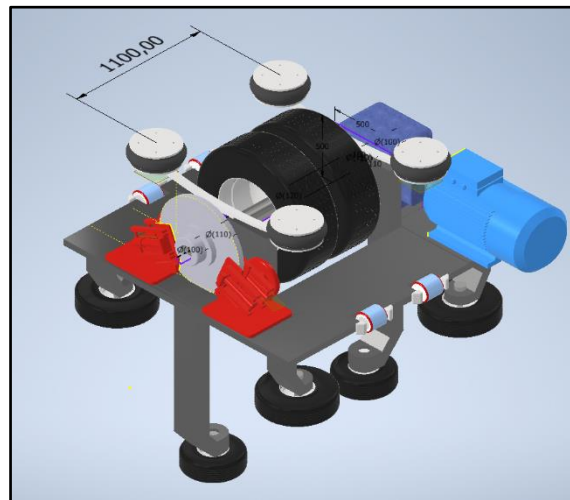


Ilustración 85 Disposición Espacial de Elementos
 Fuente: Elaboración propia

- RUEDAS DE CARGA VERTICAL: Se disponen de las dimensiones del neumático de tracción

Libre 500 mm
 Aplastado 450 mm
 Diámetro libre 1000 mm

$$Carga_{rueda\ tracción} = \frac{M_v \cdot 0.8}{\# \text{ de ruedas de tracción}} = \frac{16\ 096\ kg}{8} = 2\ 012Kg$$

- Brauer Rueda de Poliuretano Tipo H150/150 Maximun Load rating: 2300kg Peso aproximado 7kg

- RUEDAS DE CARGA HORIZONTAL EN GRUPO GUÍA: Se disponen de las dimensiones del neumático guía

Libre 268.5 mm
 Aplastado 247 mm
 Diámetro libre 537mm

$$Carga_{rueda\ guía} = \frac{M_v * 0.1}{\# \text{ de ruedas laterales}} = \frac{2\ 012\ kg}{6} = 335.3\ kg$$

- 90 series extra heavy duty 8000 lbs-3700 kg HD Standard Polyurethane peso 52kg diam. 18"

- RUEDAS DE CARGA HORIZONTAL EN GRUPO DE ESTABILIZACIÓN: Se disponen de las dimensiones del neumático de estabilización, similar al apartado anterior:

Libre 213 mm
 Aplastado 193 mm
 Diámetro libre 426 mm

$$Carga_{rueda\ estabilizadora} = \frac{M_v * 0.1}{\# \text{ de ruedas laterales}} = \frac{2\ 012\ kg}{6} = 335.3\ kg$$

- 90 series extra heavy duty 1450 lbs-640 kg Mold on Rubber peso 48 kg diam. 16"

3.3.15 Cálculo, dimensionamiento y diseño de marco estructural del tren de rodaje-Bogie

Dentro del marco de un gálibo de 2000 mm de ancho con 1500 mm de altura, se tiene el modelo de forma 1 seleccionado en la matriz de funciones; el cuál es la síntesis de constantes iteraciones y trabajos paralelos con múltiples parámetros y características (geometría del cuerpo, capacidades de carga, mecanismos de guiado, sistemas de suspensión, sistema de frenado, tracción, elemento de tracción, estabilización y guiado, etc.). De material: acero AISI 1020 (Sy=36 kpsi 250 Mpa), con un peso de 1 520 kg.

Para el cálculo se toman las cargas de la siguiente manera (DIN EN 13739 Method pf specifying the structural requirements of bogie frames)

Se limita bastidor y sus cargas directamente relacionadas:

Tabla 32 Cuadro de cargas de equipos en BASTIDOR

BASTIDOR			
Elemento	Cantidad	Peso Unitario	Peso Total
Bastidor	1	2338	2338
Baterías	1	1300	1300
Inversor-Transformador	1	780	780
Pasajeros	116	70	8120
Equipos auxiliares	1	1200	1200
Banco de reostatos	1	150	150
SUB-TOTAL (KG)			14188

$$F_y = \frac{1.4 * g * m}{2 * 2} = \frac{1.4 * 9.81 * 14\ 188}{2 * 2} = 48.714\ kN$$

Además, se consideran las cargas de los equipos con carga importante: motor de tracción y frenos de fricción; respectivamente ubicadas:

Tabla 33 Cuadro de cargas de equipos en bogie

BOGIE 1			
Elemento	Cantidad	Peso Unitario	Peso Total B1
Bogie	1	1520	1520
Motor inducción	1	950	950
Freno de Disco	1	180	180
Caja Reductor	1	112	112
Susp. Primaria	2	10	20
Susp. Secundaria	4	5	20
Eje	1	213	213
Neumáticos	1	39	39
Guía	4	12	48
estabilización	2	8	16
SUB-TOTAL (KG)			2968

Cargas horizontales vienen calculadas en los apartados anteriores (ruedas guía y estabilizadoras)

$$F_{xn} = 3.289 \text{ kN}$$

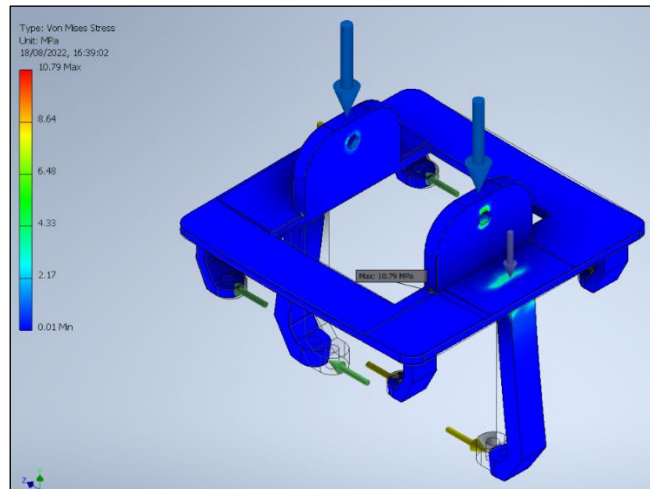


Ilustración 86 Esfuerzo equivalente-Bogie frame
Fuente: Elaboración propia

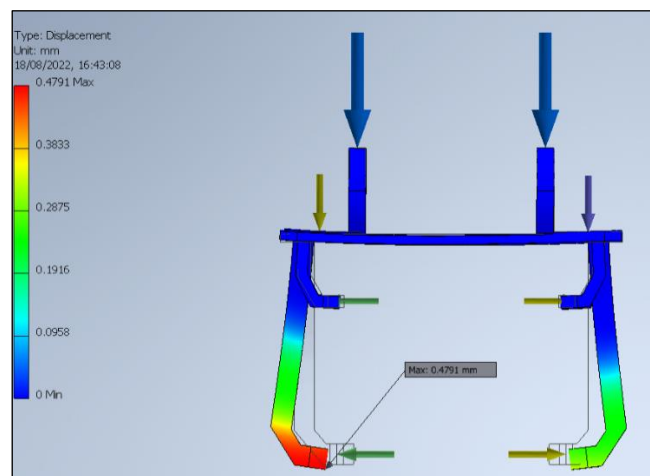


Ilustración 87 Desplazamientos elásticos-Bogie frame
Fuente: Elaboración propia

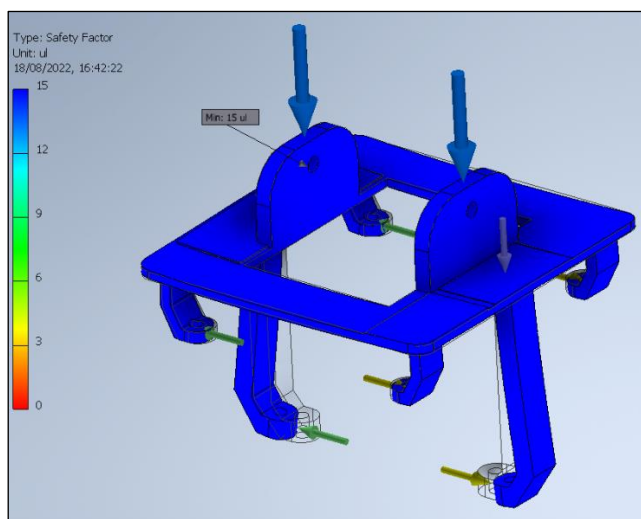


Ilustración 88 Factor de Seguridad-Bogie Frame
Fuente: Elaboración propia

3.4 VALIDACIÓN

Dada la etapa preliminar, se realiza una validación teórica del diseño. Esto se hace conforme el requisito de diseño de la ISO 9001:2015, mediante un cuadro que reúne las características y valores a comparar:

Tabla 34 Cuadro de validación de requerimientos

REQUERIMIENTO	VALOR	CONFORMIDAD	VERIFICACIÓN	VALIDACIÓN
Velocidad máxima	90 km/h	C	90 km/h	validado
Capacidad media de transporte	100 pasajeros/carro	C	116 pasajeros/carro	validado
Confiabilidad	-	C	Sist. De respaldo	validado
Autonomía	-	C	Sist. Baterías	validado
Flexibilidad de trazo	Alta	C	Pendiente/Giro	validado
Estética	Media	C		validado
Seguridad de Usuario	Alta	C	-	validado
Eficiencia energética	Alta	C	Motor asíncrono de inducción	validado
Longitud	15 m	C	15 m	validado
Distancia máxima entre pivotes	10 m	C	7 m	validado
Altura máxima desde plataforma	3.8 m	C	3.8 m	validado
Ancho máximo de plataforma	2.9 m	C	2.9 m	validado
Altura máxima de bogie	1.5m	C	1.5m	validado
Ancho máximo de bogie	2 m	C	2 m	validado
Ancho de viga pretensada	850 mm	C	850 mm	validado

Altura de viga pretensada	1700 mm	C	1700 mm	validado
Diámetro libre máx. de ruedas de impulsión	1200 mm	C	1000 mm	validado
Diámetro de ruedas auxiliares	600 mm	C	537 mm	validado
Diámetro de ruedas auxiliares	450 mm	C	213 mm	validado
Radio mínimo de curvatura	45-60m	C	60 m	validado
Tensión de alimentación	750 V DC	C	750 V DC	validado
Potencia aprox. De motor	120 kW	C	120kW	validado
Gradiente máxima	6%-10%	C	10%	validado
Aceleración media máxima	0.7 m/s ²	C	0.7 m/s ²	validado
Aceleración máxima	1.1 m/s ²	C	1.1 m/s ²	validado
Frenado en operación	1.0 m/s ²	C	1.0 m/s ²	validado
Deceleración máxima.emergencia	1.1 m/s ²	C	1.1 m/s ²	validado
Masa tara máxima	12000 kg	C		validado
Viable	Técnica-económicamente	C	Viable	validado
Conducción suave	-	C	Neumáticos y Sistema de Suspensión compuesto	validado
Costos de Operación Promedio	Bajos	C	Análisis energético	validado
Costos de Inversión	Alcanzables	C	Comparable con SIT	validado

3.5 DISEÑO OPERACIONAL

Para el diseño alcanzado, de acuerdo a información precedente, y en concordancia con los parámetros y las limitantes de diseño, se fijan las siguientes condiciones de operación:

Tensión de operación en línea: 750 DC

Corriente de suministro por carro: 440 A

Potencia por carro: 300kW

Capacidad de transporte estándar: 116 pasajeros por carro

Velocidad máxima de operación: 90 km/h

Velocidad máxima en radios de giro de 40m: 22 km/h

Velocidad máxima en radios de giro de 60m: 28 km/h

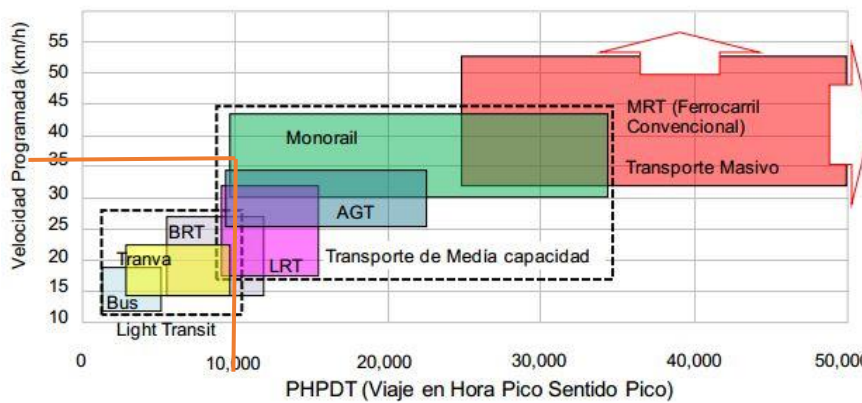
Velocidad promedio programada: 40-60 km/h

Aceleración máxima: $1.1 \frac{m}{s^2}$

Deceleración máxima en condiciones normales: 1 m/s^2

Deceleración de emergencia: 1.2 m/s^2

Es necesario mencionar que el diseño del sistema de transporte integral puede realizar aproximaciones bastante aceptables con los datos ofrecidos, considerando frecuencias de partida y distancia inter-estaciones apropiadas. En este caso se simulará un Sistema de Transporte con las características siguientes:



Dada la estimación global del Sistema Integrado de Transportes de Arequipa, una demanda total neta de 12 203 pasajeros/hora pico en línea troncal es abastecida por una flota requerida de 120 buses, según las bases del SIT de la Municipalidad de Arequipa. Y dada la premisa de que el Sistema Monorriel asumirá con la demanda total de pasajeros en hora pico referente a la línea troncal, que es de 12 203, se puede obtener el número de carros:

$$\# \text{ Carros}_{\text{mínimo}} = \frac{12\,203 \text{ pasajeros}}{116 \text{ pasajeros/carro}} \cong 105 \text{ carros}$$

La cantidad de carros calculada sería el número de carros necesarios para cubrir la demanda durante la hora pico. Sin embargo, debido a que la velocidad programada establecida para el sistema monorriel es incluso mayor al doble de la velocidad programada de un sistema compuesto por buses, se puede decir que dicha cantidad calculada cubre con bastante holgura la demanda requerida.

Luego, establecida una flexibilidad en el diseño para la disposición de los elementos de un tren monorriel, se puede programar de todas las formas enunciadas a continuación:

Minimum Headway		3 min	4 min	5 min	6 min
Number of Trains per Hour		20	15	12	10
Loading Capacity (pphpd)	Small (2-car)	2,680	2,010	1,608	1,340
	Small (4-car)	4,960	3,720	2,976	2,480
	Medium (2-car)	4,920	3,690	2,952	2,460
	Medium (3-car)	7,680	5,760	4,608	3,840
	Medium (4-car)	10,440	7,830	6,264	5,220
	Large (2-car)	5,600	4,200	3,360	2,800
	Large (4-car)	11,960	8,970	7,176	5,980
	Large (8-car)	24,680	18,510	14,808	12,340

3.6 PLANOS

VER ANEXOS

CAPÍTULO IV: ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Para el análisis se obviarán aspectos de fabricación, manufactura, ensamblaje, mantenimiento, o incluso la recuperación de energía por medio del sistema de regeneración; ya que haría mucho más complejo el análisis, más aún con el layout tenue del sistema complejo de transporte; o la naturaleza de la energía suministrada al sistema. En este caso se simplifica a nada más la consideración de la energía bruta requerida y no su fuente. Más adelante se realizan las especificaciones en cada caso.

Se considera de referencia el monto de adquisición de 2.5 millones de dólares americanos, para ser conservadores, en lugar de los 729 200 dólares estimados en este estudio.

El análisis se hará para una potencia máxima en ambos casos de comparación: Sistema Monorriel y Sistema de Buses.

4.1 ANÁLISIS ENERGÉTICO-ECONÓMICO DE OPERACIÓN

Para condiciones del SIT, en función de las bases del proyecto, se deberían de implementar 105 coches de tracción.

Si bien es cierto, los costos de operación en vehículos de transporte se componen de diferentes tipos de costos, un aspecto importante es el costo por energía, ya que determina de manera directa los costos totales de operación.

Considerando los 105 coches de tracción programados en el diseño operacional, se tiene una capacidad de potencia disponible de:

$$Potencia_{disponible} = 105 * 300kW = 31.5 MW$$

Suponiendo que esta potencia opera durante 16 horas (5am a 11 pm), se tendría una energía máxima diaria para transporte disponible de:

$$Energía_{disponible,máx} = 16h * 31.5 MW = 504 MW.h$$

Además, según precios referenciales dados por el OSINERGMING, se pueden comparar los precios más bajos ofertados, por tipo de tecnología:

Tipo de energía	Precio por MWh
Eólica	US\$ 41
Gas Natural	US\$ 47
Carbón	US\$ 57
Hidroeléctrica	US\$ 60
Geotérmica	US\$ 66
Solar	US\$ 29.1

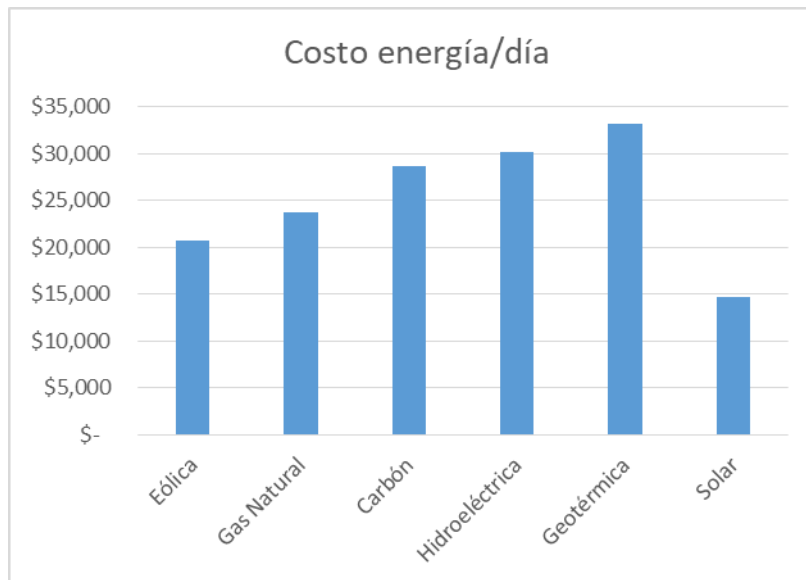
**Para estimar de manera más acertada el consumo energético neto del sistema, es necesario el diseño de la red de transporte en todo el recorrió. No obstante, se puede hacer una comparación bastante aceptable tomando en cuenta los precios MWh disponibles.

El resumen siguiente de los cálculos, hace referencia a los costos máximos por energía que se tendrían en el sistema de transportes debido directamente a la motricidad de los carros:

Tipo de Energía	Costo energía/día	Costo energía/mes	Costo energía/año
Eólica	\$ 20,664	\$ 619,920	\$ 7,439,040
Gas Natural	\$ 23,688	\$ 710,640	\$ 8,527,680
Carbón	\$ 28,728	\$ 861,840	\$ 10,342,080
Hidroeléctrica	\$ 30,240	\$ 907,200	\$ 10,886,400
Geotérmica	\$ 33,264	\$ 997,920	\$ 11,975,040
Solar	\$ 14,666	\$ 439,992	\$ 5,279,904

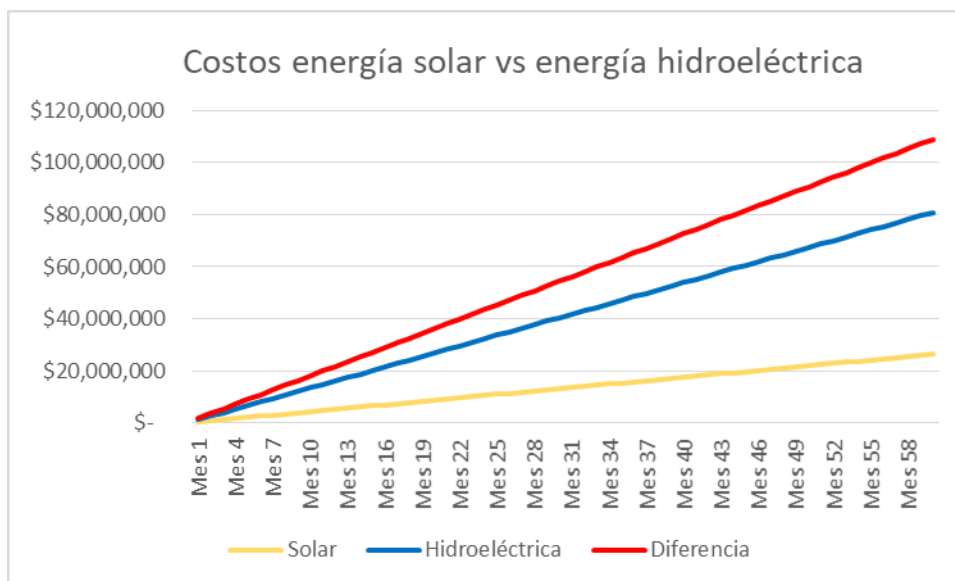
No se consideran los costos de energía convencionales (hidrocarburos), debido a su volatilidad, con un incremento de más del 200% en los últimos 20 años, y su variabilidad debido a la agresividad de sus mercados.

Comparando con los costos de operación reales de un sistema BTR, LTR y Metro de 6.75, 7.2 y 11.79 millones de dólares respectivamente, observamos que los parámetros calculados están dentro del marco referencial. Ya que los cálculos se dieron con capacidades máximas y potenciales a tope, se puede esperar mayores índices de recuperación de la inversión y rentabilidad del sistema de transportes elegido.



** Estos valores representan los costos de operación diarios a potencia máxima durante todo el día, lo que representaría un límite extraordinario, que sirve para una perspectiva bastante conservadora de los costos. Como se mencionó anteriormente debido a las velocidades promedio programadas superiores, se podría reducir algo más si aumentamos estas velocidades. Tomando en cuenta estos aspectos, el consumo energético, se cree que el costo operacional se reduciría alrededor del 50% de este cálculo. Y más aún si se considera la operación del sistema de frenos regenerativo.

A este análisis, se le suma la alta disponibilidad del recurso solar en la ciudad de Arequipa, demostrada por diversos investigadores locales, nacionales e internacionales; además por órganos públicos y privados; en comparación con la energía hidroeléctrica actualmente predominante, descartando energía eólica (por disponibilidad), de hidrocarburos (altos índices de contaminación y volatilidad de precios), geotérmica (2 proyectos en el sur del Perú EDC de 1800 millones de soles para 100 MW en Arequipa y Moquegua, a por lo menos 8 años hasta operación).



Luego, considerando unos ingresos dada una tarifa:

Tabla N° 34. Tarifa de Equilibrio Propuesta (S/.)

Tarifa Básica S/. por Pasaje	1.60
Tarifa Complementaria S/. por Pasaje	1.00
Tarifa Escolares S/. por Pasaje	0.80
Tarifa Universitario S/. por Pasaje	0.80

Fuente: Elaboración propia

Considerando un tipo de cambio a dólar de 3.80 Según estas tarifas los ingresos anuales previstos serían de 40.089 millones de dólares anuales, ingresos que cubrirían muy por encima los costos de operación.

Tarifas		
Adulto	1.60	
Universitario	0.80	
Escolar	0.80	
Días útiles por año	312	
Total de viaje-pasajero por día	336 271 (SIT 2010, TRONCALES)	
Total de viaje-pasajero por año		104 916 552
Distribución de la Población que demanda)SNIP SIT AREQUIPA		DEMANDA ANUAL
Adulto	81.50%	85 506 989.88
Universitario	10.50%	11 016 237.96
Escolar	8.00%	8 393 324.16
Ingresos según tipo de Pasajero		
Adulto	136 811 183.808	
Universitario	8 812 990.368	
Escolar	6 714 656.928	
Total Ingresos en Soles		152'338,831.104
Tipo de Cambio		3.80
Total Ingresos en Dólares		40'089,166.08

No esta demás mencionar las perspectivas de reducción gradual de costes de las tecnologías de suministro energético sostenible y otros, que ampliarían más el margen de rentabilidad.

4.2 ANÁLISIS SOCIAL-ECONÓMICO DE OPERACIÓN

Luego de realizar el análisis económico de la propuesta de diseño operacional, se realiza una evaluación en el ámbito social, debido a que por su tipo y relevancia este generaría una gran cantidad de beneficios sociales, que además de las evaluaciones técnicas, alcanzarían mayor preponderancia en la viabilidad del proyecto integral. En este apartado se consideran los datos referenciales, propone un sistema de transporte de tipo metro para la ciudad de Arequipa.

BENEFICIOS SOCIALES POR AHORRO DE TIEMPO:

Ahorro de tiempo estimado	01 h 45 min	
Total de viaje por día	336 271	
Valor Unitario del Tiempo VST SNIP	4.86	
Ahorro diario		2'941,698.71
Ahorro anual		917'809,996.89
Tipo de cambio	3.80	
Ahorro diario en dólares		774,131.24
Ahorro anual en dólares		241'418,946.6

Se tomará el Valor Social de Tiempo (VST) ANEXO 10-SNIP de 4.86 soles a un tipo de cambio a dólares americanos de 3.80.

Considerando un ahorro de 1 hora y 15 minutos por el nuevo sistema de transportes, y datos de demanda de estudios previos, se contendría un ahorro anual de 241.42 millones de dólares.

Otros beneficios mucho más complejos para considerar, como son: ahorros en costos de operación de vehículos, ahorro en renovación de flota vehicular, ahorro por disminución de accidentalidad, beneficios por disminución de contaminación ambiental, beneficios por incrementos del valor de los predios, etc. elevarían mucho más las expectativas de rentabilidad social del proyecto.

4.3 ANÁLISIS AMBIENTAL DE OPERACIÓN

Suponiendo que la flota desplazada para la misma capacidad (LINEA TRONCAL DEL SIT) son 120 unidades. Asumiendo que la potencia de cada unidad desplazada sea de MCI Diésel, nueva o en buen estado de 180 HP (BENCHMARKING), se desplazaría una potencia total de:

$$Potencia\ desplazada_{hora\ pico} = 120\ unidades * 180\ HP = 21600\ HP =$$

De acuerdo a los valores de niveles de emisión de normas europeas.

Considerando la energía calculada anteriormente, de manera similar se tiene:

$$Energía_{desplazada,máx} = 16h * 118.51\ MW = 1\ 896.6\ MW.h$$

En términos de los parámetros dados por las Normas EURO III, y según el documento citado anteriormente (límites máximos permisibles según legislación peruana), si los vehículos cumplieran las normas EURO III, por operación se estarían desplazando un total de:

CONTAMINANTE (TON)	DIARIO	MENSUAL	ANUAL	QUINQUENAL
CO	3.98	119.46	1433.50	7167.48
HC	1.25	37.54	450.53	2252.64
Nox	9.48	284.42	3413.09	17065.44
PM	0.25	7.40	88.74	443.7

Estos valores de comparación son en realidad no son el mejor ejemplo a la hora de interpretar la situación actual, ya que estos actuales no cumplen muchas de las condiciones mínimas establecidas en normas o legislación pertinente. Se tomó como objeto de comparación un Sistema de transportes que cumpliera los requisitos establecidos, pero lo cierto es que la realidad es mucho menos semejante. Para hacer una comparación más real tendría que considerarse en el estudio parámetros cuantitativos y cualitativos diversos del sistema de transportes actual, con sus defectos y carencias; lo que nos invita a afirmar que el impacto ambiental y económico es por lo menos mayor al que se presenta.

Además de esto, se pueden observar un gran abanico de ventajas como:

- Grandes valores de dióxido de carbono y otros productos de combustión desplazados.
- Fuentes de ruido ya no están multifocalizadas, ya que ya no tendríamos un gran número de vehículos dispersos en toda la ciudad con un nivel aproximado de 90 dB cada uno.
- Se reducen los accidentes de tránsito, que de otra manera serían generados por estos vehículos desplazados. Por lo tanto, los gastos directos e indirectos derivados de estos.
- Se logra un gran impacto ambiental debido al gran número de equipos que se dejan de lado, así como también se puede inferir a primera vista la reducción de los costos totales de operación.
- Se reduce el impacto visual disperso
- Se puede inferir también que habrá una gran disminución del tráfico y del estrés que genera, y por lo tanto, el malestar general de la población y todos los problemas que deriva.

CAPÍTULO V: COSTOS DE ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Tomando como referencia la RMV actual de 1025, se tiene un promedio de 5.22 soles/hora, y un trabajo de 1800 horas, equivalente a 7.5 meses a 48 horas semanales, 4 semanas al mes, se tiene un gasto directo de diseñador junior de aprox. 9396.00 soles:

	Tiempo horas/hombre	Costo (soles/hora hombre)	Total (SOLES)
Trabajo en Equipo 1	700	5.22	3654
Trabajo en Equipo 2	300		1566
Trabajo de campo	800		4176
TOTAL	1800		9396

Los costos energéticos: considerando uso integral de los equipos como se ve en la figura siguiente:

Para dimensionar el consumo energético directo, que no se considerará como fuente de emisiones, se determina el siguiente cuadro resumen:

Dispositivo	Tiempo de Uso (h)	Potencia (W)	Energía Consumida (kWh)	Costo por soles/kWh	Costo de energía neto
Computador personal 1	700	200	140	0.65	91
Computador personal 2	300	250	75	0.65	48.75
Luminaria	1000	14	14	0.65	9.10
TOTAL	-	-	229	-	148.85

CAPÍTULO VI: IMPACTO AMBIENTAL DEL PROYECTO

En este capítulo se hace un estudio simple de impacto ambiental, ya que, a pesar de presentar costos relativamente bajos en el diseño, se debe de considerar también el impacto ambiental que se generó por la realización de este trabajo.

Durante la realización del diseño, no se utilizaron materiales para elaboración de prototipos materiales, ensayos físicos, o cualquier otra evaluación de desempeño físico del diseño integral. Sin embargo, deben de tomarse en cuenta los recursos utilizados directa e indirectamente durante el desarrollo.

Los recursos utilizados directamente serían únicamente papelería, consumo eléctrico, y utilización de equipos tecnológicos (computadora personal 1 y 2, luminaria, espacio de trabajo). Además, se deben de considerar aquellos recursos utilizados indirectamente para tareas complementarias de transporte y coordinación.

Para dimensionar el consumo energético directo, que no se considerará como fuente de emisiones, se determina el siguiente cuadro resumen:

Dispositivo	Tiempo de Uso (h)	Potencia (W)	Energía Consumida (kWh)
Computador personal 1	700	200	140
Computador personal 2	300	250	75
Luminaria	1000	14	14
TOTAL	-	-	229

Para conocer el impacto en términos de emisiones de CO2 derivado del uso de recursos utilizado, se toma en cuenta únicamente el uso de transporte, debido a que la energía utilizada en equipos eléctricos es de naturaleza hidroeléctrica. Durante un tiempo se recurrió al transporte personal en 5 ocasiones, transporte público en 10 ocasiones. Haciendo un recorrido aproximado de 26 y 52 km respectivamente, para una distancia entre origen y destino de 2.6 km.

DISPOSITIVO	DISTANCIA RECORRIDA(km)	FACTOR DE EMISIÓN (kgCO2/km)	Kg CO2
Auto	26	0.158	4.108
Transp. Público	52	No determinado	No determinado

Como se ve en la tabla, se generó por lo menos 4 kg de dióxido de carbono debido al transporte privado, específicamente para el desarrollo de este trabajo, no pudiéndose determinar las emisiones adicionales debido a la complejidad del análisis del factor de emisión por persona en transporte público y otros aspectos, se dejan de lado. Empero sirve para afirmar que el valor obtenido no es el mínimo a tomar en consideración.

CONCLUSIONES

Se considera que el estudio de la información disponible, el cálculo y diseño desarrollado son suficientes para aproximar de forma bastante aceptable los costos de adquisición, fabricación y operación del sistema de transportes para determinada capacidad. Lo que permite sugerir diversas opciones y recomendaciones respecto a un proyecto integral.

Debido a los antecedentes y la comparación con otros sistemas de transportes en este estudio, se concluye que la fabricación del monorraíl, así como del sistema de transporte urbano es técnica y económicamente viable, principalmente por la rentabilidad social.

Se nota que diferentes parámetros de diseño pueden ser fácilmente modificados sin presentar considerables cambios en el diseño, debido a su impacto en los cálculos y al mismo tiempo en los costos de fabricación y/o adquisición, como, por ejemplo: la configuración geométrica integral, que desde un inicio se determinó óptimo, y se nota durante todo el trayecto de diseño que formas más regulares o simples pueden suplir de manera satisfactoria los requerimientos funcionales. Además, también se denota los nexos, directos e indirectos, en parámetros de diseño que se tiene entre los elementos, de acuerdo a la matriz presentada.

Se concluyen y diferencian diferentes unidades de análisis y evaluación para el diseño formal y final de un monorraíl montado sobre viga, así como una diferenciación más clara de las entradas para el diseño.

Es recomendable, en un estudio más detallado, usar más de un método y/o modelo matemático para identificar, evaluar, calcular y/o dimensionar opciones de diseño, ya que frecuentemente existen convergencias.

Fue importante en el proceso de diseño, fomentar y desarrollar un pensamiento heurístico además de crítico, de tal forma que se manifiesten soluciones nuevas e innovadoras.

Claramente el desarrollo científico y tecnológico en cada elemento otorga a los sistemas de transporte masivo un constante crecimiento de la eficiencia en diferentes aspectos, y, por lo tanto, en un diseño cada vez más óptimo. Uno de los principales temas de discusión en tecnología, de acuerdo a su relevancia y mención en la bibliografía revisada, es el incremento de eficiencia energética, incluyendo condicionamiento de calidad de potencia, almacenamiento de energía y reversibilidad energética.

Se puede ver que los requerimientos, o entradas de diseño de un sistema de transporte por monorraíl varían de acuerdo a la normativa que se vaya a utilizar, como, por ejemplo, las velocidades máximas, aceleraciones, pendientes, solicitaciones de carga, ancho de la vía, criterios de falla, análisis estructural del carro, etc.

En cualquier caso, es necesaria una definición de todo el marco del proyecto para poder aplicar más herramientas de maximización de eficiencia energética y de diseño, mediante diferentes métodos particulares en cada área.

Debido a la complejidad que conllevaría el hacer un estudio en minucia detallado es necesario seguir una metodología de trabajo integral, conformada por diversas áreas de estudio (ingeniería concurrente, simultánea o total). Esto se puede lograr ahora debido a la capacidad que se tiene de intercambiar información funcional entre áreas en tiempo real. Mediante el uso de software especializado se puede abordar el diseño por típicos elementos, sistemas, áreas, etc. al mismo tiempo, gracias al concepto de interoperabilidad adosado a el diseño asistido por computadora.

CONCLUSIONES ENERGÉTICAS Y AMBIENTALES

La potencia calculada por carro motriz es relativamente alta comparada con potencias referenciales, dadas las condiciones de funcionamiento que se le dieron. Se espera que un cálculo más exhaustivo con condiciones de funcionamiento mucho más específicas y detalladas reduzca los requerimientos de potencia. En cualquier caso, los cálculos se pueden utilizar para dimensionar en líneas generales el consumo que se tendría en el proyecto integral, en función de las unidades motrices.

A pesar de que el sistema de transportes por metro es la opción más efectiva para grandes demandas, el sistema de transportes por monorriel es una opción bastante más flexible, que puede usarse en ramales, alimentadoras y troncales durante un tiempo holgado para Arequipa.

La disminución del transporte público convencional reduce el impacto ambiental ampliamente a corto y largo plazo. Sin embargo, los costos de inversión son relativamente altos, lo que hace recurrir a la necesidad de subvenciones estatales.

Del capítulo de análisis se puede notar la superioridad del monorriel en muchos sentidos: de utilizar la energía solar, la diferencia de costos con los buses convencionales se nota desde los costos de oferta de energía. Además, se tiene una capacidad más que el doble de efectiva debido a su velocidad programada promedio superior, que también reduce sus costos de operación, a pesar de contar con mayor potencia por viaje-pasajero que un bus.

Se concluye que es ineludible la concepción de un sistema de transporte urbano multimodal efectivo, eficiente y sostenible debido a las necesidades que se tienen y los grandes beneficios sociales que generaría.

Se recomienda la elaboración de un proyecto de generación de energía solar, en localización cercana a la metrópoli arequipeña. Esto para reducir los costos de operación de cualquier tipo de sistema de transportes eléctrico o sectores diferentes.

Dada la revisión bibliográfica, los estudios oficiales y datos de las fuentes confiables estudiadas sugieren una reacción inmediata frente a los niveles de contaminación en la ciudad de Arequipa. Mediante la ejecución de proyectos en diferentes ámbitos de aplicación como cultura social, implementación de sistemas de transportes eficientes, regulación de la industria y minería, arborización, renovación de parque automotor, desarrollo tecnológico energético, etc.

BIBLIOGRAFÍA

- Agencia de Cooperación Internacional del Japón. (2013). *Encuesta de Recolección de Información Básica del Transporte Urbano en el Área Metropolitana de Lima y Callao*. Lima. Retrieved from <https://portal.mtc.gob.pe/estadisticas/files/estudios/01 - El JR13012 Resumen.pdf>
- Aluminium Association European. (2007). *Hacia el Aluminio : Fuerte , ligero y rentable*, p. 12.
- American Institute of Steel (2011). *Manual of Steel Construction*.
- Apaza Cabrera, R. (2018). *Impacto de la Contaminación Ambiental en la Salud de la Población de Arequipa Metropolitana en el Periodo 2013-2017*. Universidad Nacional de San Agustín.
- Ashby, M. F. (1999). *Material Selection in Mechanical Design* (2da edició). Oxford: Pergamon Press.
- Askeland, D. R., Fulay, P. P., & Wright, W. J. (2012). *Ciencia e Ingeniería en los Materiales* (6ta Edició). Mexico DF: Cengage Learnign Editores.
- Bakhit Mabrok, W. A. (2015). *Development of Mathematical Model for Monorail Suspension System under Different Track Conditions*. University Tum Hussein Onn Malaysia.
- Bracciali, A. (2016). Railway Wheelsets : History , Research and Developments. *International Journal of Railway Technology*, 5(1), 23–52. <https://doi.org/10.4203/ijrt.5.1.2>
- Brackett, Q., & Lucy, S. H. (1982). *Monorail Technology Study 11 TASK 1: A Review of*. Texas.
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. (2010). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (10ma ed.). Mexico DF: Mc Graw Hill.
- Cantorin Benitez, R. A. (2018). *Freno regenerativo en la eficiencia energética de vehículos híbridos utilizados en Lima Metropolitana*. Universidad Nacional del Centro del Perú.
- Capellan, G. C. (2017). *Caracterización del tren de potencia de un vehículo eléctrico de categoría L7 tipo Smart Autor*. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona.
- Cárdenas, P. (BYD). (n.d.). Equipamientos de transporte cero emisiones. Colombia.
- Cardenas Pinto, V. H. (2018). *Propuesta Técnica y Económica para un Sistema de Transporte Público en la Ciudad de Arequipa con Energía Solar*. Universidad Nacional de San Agustín.
- Cerezo Toledo, J. (2015). *Diseño de un Eje Motor Ferroviario*. Universidad Carlos III de Madrid.
- Charry, G. T. (2013). Ingeniería del Diseño. In *Diseño de Productos* (1era ed.). Retrieved from <https://es.slideshare.net/torresgiovanni/diseo-de-productos-diseo-en-ingeniera>
- De Caro, L. (2011). *El Monorriel: Una Propuesta Sustentable para la Ciudad de Buenos Aires*. Instituto Tecnológico de Buenos Aires.
- DS N°032-2005-MTC. (2006). Reglamento Nacional de Ferrocarriles. Lima: Diario El Peruano.
- Federación Española de Municipios y Provincias. (2011). *Planes de Movilidad Urbana Sostenible*. Madrid.
- Flores Moreno, J., & Martínez Romero, J. J. (2013). *Propuesta de Mejora del Sistema de Tracción-Frenado para el elemento de tracción-frenado para el elemento MP-68 del STC Metro*. Instituto Politécnico Nacional.
- Fundación de los Ferrocarriles Españoles. (2015). *Investigación e innovación en materiales con aplicación en el ámbito ferroviario*. Madrid.

- González, H. A., & Mesa, D. H. (2004). La importancia del método en la selección de materiales. *Scientis et Technica*, (24), 175–180.
- Günay, M., Erdi, M., & Özmen, R. (2020). An investigation on braking systems used in railway vehicles, (xxxx), 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.01.009>
- Hernández Peñaloza, P. A. (2010). *Conversión de Trenes del STC MP-68R93 a Sistema de Tracción-Frenado VVVF*. Instituto Politécnico Nacional.
- Hernández Sampieri, R., Fernández Collado, C., & Baptista Lucio, M. del P. (2014). *Metodología de la Investigación* (6ta ed.). México D.F.: Mc Graw Hill.
- Hitachi Rail Systems. (2013). Hitachi Monorail Technology Presentation. Tokyo: Hitachi.
- Huaypaya Bautista, A. (2012). *Proyecto de máquinas (Métodos de diseño)* (1era ed.). Lima: Editorial Universidad Nacional de Ingeniería.
- Jack C. McCormac. Diseño de estructuras de Acero-Método LRFD
- Japan International Cooperation Agency. (2014). *The Feasibility Study on Panama City Urban Transportation Line-3 Project*.
- Jawaid, M., & Thariq, M. (2018). *Sustainable Composites for Aerospace Applications*. (E. Science, Ed.). Kuala Lumpur: Woodhead Publishing. Retrieved from https://books.google.com.pe/books?id=_m49DwAAQBAJ&dq=train+crashing+fem&source=gbs_navlinks_s
- Kahnert, P. (2015). *Development and Optimisation of Innovative Running Gear Concepts for an Ultra-High-Speed Train Stockholm / Stuttgart*. KTH Royal Institute of Technology.
- Kuwabara, T., Hiraishi, M., Goda, K., Okamoto, S., Ito, A., & Sugita, Y. (2003). New Solution for Urban Traffic : Small-type Monorail System. *Automated People Movers*, 50(4), 139–143.
- Manrique Velazco, M. A. (2016). *Viabilidad de desarrollar el proyecto de transporte público masivo tipo metro para la ciudad de Arequipa en el marco del plan director de Arequipa Metropolitana 2002-2015 y del plan de desarrollo metropolitano 2016-2025*. Universidad Peruana de Ciencias.
- Ministerio de Transportes y Comunicaciones. (2019). *Reporte Región Arequipa*. Lima.
- Municipalidad Provincial de Arequipa. (2017). Bases para la Tercera Convocatoria de la Licitación Pública Especial para la Concesión de la Operación del Servicio Urbano masivo de pasajeros del Sistema Integrado de Transporte de la Ciudad de Arequipa. Arequipa.
- Quiroga Mogollón, F. (2015). *Análisis M.E.F. de un sistema de rodadura ferroviario, con ejes de diferentes materiales*. Universidad Carlos III de Madrid.
- Reglamento Nacional de Edificaciones. (2013). Norma E 020-CARGAS.
- Reglamento Nacional de Edificaciones. (2013). Norma E 090- ESTRUCTURAS METÁLICAS.
- Reibenschuh, M., Oder, G., & Potrþ, I. (2009). Modelling and Analysis of Thermal and Stress Loads in Train Disc Brakes – Braking from 250 km / h to Standstill, 55, 494–502.
- RENFE/DSC/BCCM. (2008). NTC MA 001: Prescripciones técnicas de material rodante convencional.
- Reyna Motta, D. (2018). *Informe Técnico N°03-Flujo Vehicular por Unidades de Peaje*. Lima.
- Riba, C., & Molina, A. (2006). Ingeniería Concurrente : Una metodología integradora.
- Rojas, E. (2009). *Construir Ciudades: Mejoramiento de barrios y calidad de vida urbana*. Washington

DC: Banco Interamericano de Desarrollo.

Romero, E. B. (2015). *Metodologías para el Diseño de Máquinas adaptadas a comunidades en Desarrollo*. Universidad Politécnica de Catalunya.

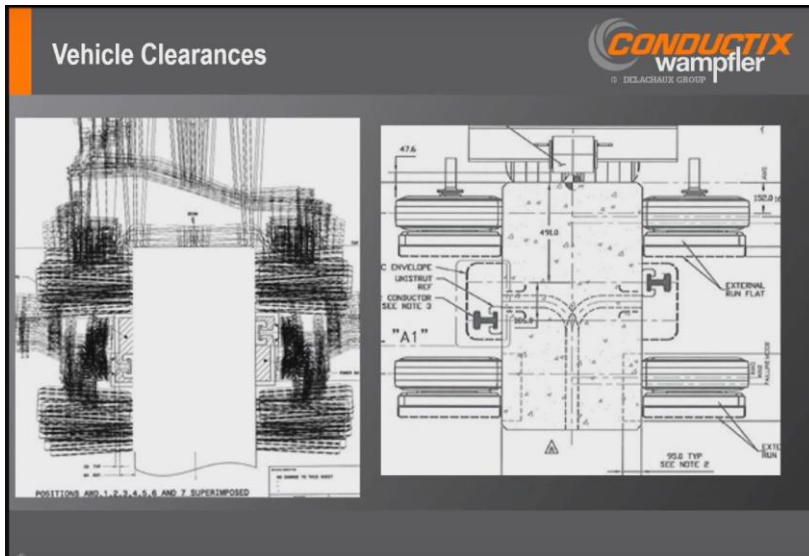
SKF. (2012). *Railway technical handbook*. SKF Group.

Vásquez, P. D. (2015). *PROBLEMÁTICA EN EL SERVICIO DE TRANSPORTE PÚBLICO DE PASAJEROS EN AREQUIPA, CUSCO, CHICLAYO Y TACNA*. Lima.

Wennberg, D. *A Light Weight Car Body for High-Speed Trains*.

Yunta Ramírez, J. (2015). *Análisis técnico de la optimización de los sistemas de tracción-fijación en monorraíles suspendidos*. Universidad Carlos III de Madrid.

ANEXOS



SinglePowerLine



High reliability even in harsh environments due to a robust design, and availability of a variety of conductor materials

Safety for people and machines due to insulation of the individual poles

Simple, precise installation with single-pole and combinable multi-pole hanger clamps (3, 4, and 5 poles)

Main applications:

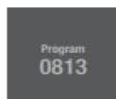
- Heavy-duty crane systems
- Cable-driven STS crane carriage systems
- People movers
- Specialized systems



1:1 scale

Standard application data

Nominal current range (100% ED)	200 A 320 A 500 A 800 A 1000 A 1250 A
Nominal voltage	690 V with insulators up to 1000 V
Rail length	5000 mm
Outer dimensions (pole)	32 x 42 mm
Area of use	Indoor or outdoor area
Rail layout	Preferably straight (arc segments possible)
Installation length	Collector insertion preferably from below



								
		CONVENCIONAL	AGM ABIERTA	AGM	GEL	PLOMO PURO	LIFEPO4	LIFEPO4
RENDIMIENTOS	APLICACIONES	 Para moto/scooter o motocultor estándar	 Compatible con todos los vehículos	 Ideal para vehículos de alta gama, equipados con sistemas electrónicos o para vehículos expuestos a fuertes vibraciones.				
	INTENSIDAD DE ARRANQUE (CCA)	★	★★	★★★★	★★	★★★★★	★★★★	★★★★
RESISTENCIA A LAS VIBRACIONES	★	★★	★★★★	★★★★	★★★★	★★★★	★★★★	
PESO	★	★	★	★	★	★★★★★	★★★★	
RESISTENCIA A TEMPERATURAS	★	★★	★★	★★★★	★★★★	★*	★*	
AUTOESGARGA (AUMENTA CON LA EDAD DE LA BATERÍA)	Fuerte	Moderada	Moderada	Baja	Muy baja	Muy baja	Muy baja	
PREPARACIÓN/ INSTALACIÓN	Rellenar con ácido antes de la instalación	Rellenar con ácido antes de la instalación	Lista para usar	Lista para usar	Lista para usar	No procede	No procede	
PAQUÉ DE ÁCIDO INCLUIDO	Sí	Sí	No procede	No procede	No procede	No procede	No procede	
MANTENIMIENTO REGULAR	Verificar el nivel de ácido y rellenar es necesario	Sin mantenimiento	Sin mantenimiento	Sin mantenimiento	Sin mantenimiento	Sin mantenimiento	Sin mantenimiento	
INCLINACIÓN MÁX.	Sin posibilidad de inclinación	Hasta 45° máx.	Hasta 90° máx.	Todas las posiciones	Todas las posiciones	Todas las posiciones	Todas las posiciones	
SELLADA	No	Sí, hasta una inclinación máxima de 45°	Sí, hasta una inclinación máxima de 90°	100% sellada	100% sellada	100% sellada	100% sellada	
VIDA ÚTIL (CICLOS A 50% DOD)	Hasta 500 ciclos	Hasta 500 ciclos	Hasta 500 ciclos	Hasta 1000 ciclos	Hasta 1500 ciclos	Hasta 2000 ciclos	Hasta 2000 ciclos	
TECNOLOGÍA	Plomo abierto con mantenimiento	Plomo abierto sin mantenimiento	Plomo sellado AGM	GEL	Plomo Puro	LiFePO4 polímero	LiFePO4 cilíndrico	

*En climas muy fríos, para calentar la batería, le aconsejamos que arranque su moto en pulsos pequeños (<2s) en lugar de insistir en un pulso largo.



www.weg.net

Datos Electricos

W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia HP	Carcasa kW	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I/n Letra	Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm ²)	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	460 V						Corriente nominal In (A)																												
							Caliente	Frio			RPM		% de la potencia nominal Rendimiento		Factor de potencia																														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	
0.75	1.1	1.5	2.2	3.0	3.8	0.0014	22	48	16.5	68.0	3480	75.0	79.0	81.5	84.0	84.0	0.70	0.80	0.84	0.80	0.84	1.44	143/5T	2.02	L	8.2	2.8	3.4	0.0014	22	48	16.5	68.0	3480	75.0	79.0	81.5	84.0	0.70	0.80	0.84	0.80	0.84	1.44	
1.5	2.2	3.0	4.0	5.0	6.0	0.0020	21	46	18.5	68.0	3480	81.5	84.0	86.5	88.5	88.5	0.70	0.80	0.84	0.80	0.84	1.96	143/5T	3.02	L	8.9	3.5	3.8	0.0020	21	46	18.5	68.0	3480	81.5	84.0	86.5	88.5	88.5	0.70	0.80	0.84	0.80	0.84	1.96
3	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	0.0026	17	37	23.5	68.0	3475	82.5	86.5	88.5	88.5	88.5	0.75	0.84	0.88	0.86	0.88	2.56	182/4T	4.04	K	8.6	2.5	3.8	0.0026	17	37	23.5	68.0	3475	82.5	86.5	88.5	88.5	0.75	0.84	0.88	0.86	0.88	2.56	
5	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	0.0034	25	55	40.0	69.0	3500	86.5	88.5	88.5	88.5	88.5	0.76	0.85	0.88	0.85	0.88	5.90	182/4T	5.99	J	7.6	2.3	3.5	0.0034	25	55	40.0	69.0	3500	86.5	88.5	88.5	0.76	0.85	0.88	0.85	0.88	5.90		
7.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0	0.0197	27	59	63.0	72.0	3520	87.5	89.5	89.5	89.5	89.5	0.75	0.84	0.88	0.84	0.88	8.76	213/5T	15.0	H	7.2	2.1	3.0	0.0197	27	59	63.0	72.0	3520	87.5	89.5	89.5	0.75	0.84	0.88	0.84	0.88	8.76		
10	7.5	9.0	10.0	11.0	12.0	0.0268	24	53	74.0	72.0	3520	89.5	90.2	90.2	90.2	90.2	0.79	0.87	0.90	0.87	0.90	11.6	213/5T	20.0	H	7.2	2.2	2.9	0.0268	24	53	74.0	72.0	3520	89.5	90.2	90.2	0.79	0.87	0.90	0.87	0.90	11.6		
15	11	13	15	17	19	0.0530	25	55	107	72.0	3530	91.0	91.0	91.0	91.0	91.0	0.77	0.85	0.88	0.85	0.88	17.2	254/6T	29.9	G	6.7	2.2	2.7	0.0530	25	55	107	72.0	3530	91.0	91.0	91.0	0.77	0.85	0.88	0.85	0.88	17.2		
20	15	18	21	24	27	0.0847	21	46	122	72.0	3520	91.0	91.7	91.0	91.0	91.0	0.82	0.87	0.88	0.87	0.88	23.2	254/6T	39.9	G	6.1	2.0	2.4	0.0847	21	46	122	72.0	3520	91.0	91.7	91.0	0.82	0.87	0.88	0.87	0.88	23.2		
25	18.5	22	26	30	34	0.1135	17	37	164	72.0	3535	91.0	91.7	91.7	91.7	91.7	0.82	0.87	0.89	0.87	0.89	28.5	284/6TS	49.7	G	6.3	2.0	2.5	0.1135	17	37	164	72.0	3535	91.0	91.7	91.7	0.82	0.87	0.89	0.87	0.89	28.5		
30	22	27	32	37	42	0.1419	15	33	178	72.0	3535	91.7	91.7	91.7	91.7	91.7	0.82	0.87	0.89	0.87	0.89	33.8	284/6TS	59.6	G	6.3	2.0	2.5	0.1419	15	33	178	72.0	3535	91.7	91.7	91.7	0.82	0.87	0.89	0.87	0.89	33.8		
40	30	37	44	52	60	0.2063	22	48	248	78.0	3555	91.7	92.4	92.4	92.4	92.4	0.82	0.87	0.89	0.89	0.89	45.8	324/6TS	79.0	G	6.3	2.3	2.4	0.2063	22	48	248	78.0	3555	91.7	92.4	92.4	0.82	0.87	0.89	0.89	0.89	45.8		
50	37	45	54	63	72	0.2422	23	51	285	78.0	3550	93.0	93.0	93.0	93.0	93.0	0.83	0.87	0.88	0.87	0.88	56.1	324/6TS	98.9	F	6.2	2.2	2.3	0.2422	23	51	285	78.0	3550	93.0	93.0	93.0	0.83	0.87	0.88	0.87	0.88	56.1		
60	45	54	63	72	81	0.4485	14	31	374	79.0	3560	91.7	93.0	93.6	93.6	93.6	0.81	0.88	0.90	0.88	0.90	67.0	364/5TS	118	G	6.6	2.0	2.6	0.4485	14	31	374	79.0	3560	91.7	93.0	93.6	0.81	0.88	0.90	0.88	0.90	67.0		
75	55	65	75	85	95	0.5023	10	22	384	79.0	3555	92.4	93.6	93.6	93.6	93.6	0.83	0.88	0.90	0.88	0.90	81.9	364/5TS	148	G	6.7	2.0	2.6	0.5023	10	22	384	79.0	3555	92.4	93.6	93.6	0.83	0.88	0.90	0.88	0.90	81.9		
100	75	90	108	126	144	0.5561	14	31	474	79.0	3545	93.0	94.1	94.1	94.1	94.1	0.85	0.90	0.91	0.89	0.91	110	404/5TS	198	G	6.5	2.0	2.4	0.5561	14	31	474	79.0	3545	93.0	94.1	94.1	0.85	0.90	0.91	0.89	0.91	110		
125	90	110	130	150	170	1.41	29	64	725	81.0	3570	93.6	94.5	95.0	95.0	95.0	0.82	0.87	0.89	0.87	0.89	134	444/5TS	246	G	6.6	2.0	2.5	1.41	29	64	725	81.0	3570	93.6	94.5	95.0	0.82	0.87	0.89	0.87	0.89	134		
150	110	130	150	170	190	1.85	22	48	775	81.0	3570	94.1	95.0	95.0	95.0	95.0	0.83	0.88	0.89	0.88	0.89	163	444/5TS	295	G	6.5	1.8	2.4	1.85	22	48	775	81.0	3570	94.1	95.0	95.0	0.83	0.88	0.89	0.88	0.89	163		
200	150	185	220	260	300	2.12	18	40	979	81.0	3570	95.0	95.4	95.4	95.4	95.4	0.86	0.89	0.90	0.89	0.90	219	445/7TS	394	G	6.5	2.1	2.3	2.12	18	40	979	81.0	3570	95.0	95.4	95.4	0.86	0.89	0.90	0.89	0.90	219		
250	185	220	260	300	350	2.12	18	40	979	81.0	3565	95.4	95.8	95.8	95.8	95.8	0.87	0.90	0.91	0.89	0.91	266	447/9TS	493	F	6.5	2.0	2.2	2.12	18	40	979	81.0	3565	95.4	95.8	95.8	0.87	0.90	0.91	0.89	0.91	266		
300	220	260	300	350	400	2.45	14	31	1154	81.0	3570	95.4	95.8	95.8	95.8	95.8	0.86	0.89	0.90	0.89	0.90	320	447/9TS	590	G	6.8	2.1	2.4	2.45	14	31	1154	81.0	3570	95.4	95.8	95.8	0.86	0.89	0.90	0.89	0.90	320		
350	260	300	350	400	450	5.75	28	62	1642	84.0	3580	95.4	96.2	96.2	96.2	96.2	0.86	0.90	0.91	0.89	0.91	373	588/7TS	687	G	6.6	1.6	2.3	5.75	28	62	1642	84.0	3580	95.4	96.2	96.2	0.86	0.90	0.91	0.89	0.91	373		
400	300	350	400	450	500	5.15	48	106	1700	84.0	3580	95.8	96.2	96.2	96.2	96.2	0.88	0.90	0.91	0.89	0.91	430	588/7TS	785	G	6.8	1.8	2.2	5.15	48	106	1700	84.0	3580	95.8	96.2	96.2	0.88	0.90	0.91	0.89	0.91	430		
450	330	380	430	480	530	5.58	34	75	1777	84.0	3580	95.8	96.2	96.2	96.2	96.2	0.88	0.90	0.91	0.89	0.91	473	588/7TS	883	F	6.6	2.0	2.3	5.58	34	75	1777	84.0	3580	95.8	96.2	96.2	0.88	0.90	0.91	0.89	0.91	473		
500	370	420	470	520	570	6.01	39	86	1833	84.0	3580	95.8	96.2	96.2	96.2	96.2	0.88	0.90	0.91	0.89	0.91	530	588/7TS	981	G	6.8	2.2	2.4	6.01	39	86	1833	84.0	3580	95.8	96.2	96.2	0.88	0.90	0.91	0.89	0.91	530		
550	400	450	500	550	600	6.54	33	73	2000	89.0	3585	96.0	96.5	96.5	96.5	96.5	0.84	0.89	0.90	0.89	0.90	578	588/9TS	1078	G	7.4	2.3	2.7	6.54	33	73	2000	89.0	3585	96.0	96.5	96.5	0.84	0.89	0.90	0.89	0.90	578		
600	440	490	540	590	640	7.40	56	123	2102	89.0	3585	96.1	96.6	96.6	96.6	96.6	0.86	0.90	0.91	0.89	0.91	650	588/9TS	1274	G	7.1	2.0	2.4	7.40	56	123	2102	89.0	3585	96.1	96.6	96.6	0.86	0.90	0.91	0.89	0.91	650		
650	480	530	580	630	680	7.22	34	75	2179	89.0	3585	96.2	96.6	96.6	96.6	96.6	0.86	0.90	0.91	0.89	0.91	736	588/9TS*	1371	G	7.2	2.3	2.5	7.22	34	75	2179	89.0	3585	96.2	96.6	96.6	0.86	0.90	0.91	0.89	0.91	736		
700	515.2	565.2	615.2	665.2	715.2																																								

Motores con elevación de temperatura T_r ΔT 105 K.

Gama

MODELO	TIPO	POTENCIA (kVA / kW)	TENSIÓN	PRESENTACIÓN
IT-T	Transformador	1 ÷ 100	Monofásico / Monofásico	Trascuadro
IT-T	Transformador	1 ÷ 100	Monofásico / Monofásico	Caja
IT-T	Transformador	1 ÷ 350	Trifásico / Trifásico	Trascuadro
IT-T	Transformador	1 ÷ 350	Trifásico / Trifásico	Caja
IT-ATR	Autotransformador	1 ÷ 350	Trifásico / Trifásico	Trascuadro
IT-ATR	Autotransformador	1 ÷ 350	Trifásico / Trifásico	Caja

Para otras potencias y/o presentaciones, consultar.

Características técnicas

MODELO		IT	
ELÉCTRICAS	Entrada/Salida	Monofásica	Trifásica
	Rango de potencia	1 ÷ 100 kVA	1 ÷ 350 kVA
	Factor de potencia	1	
	Grupo de conexión	II0	Dyn11 ⁽¹⁾
ENTRADA	Tensión nominal	100 ÷ 750 V	3 × 190 ÷ 750 V
	Frecuencia nominal	50 / 60 Hz	
	Corriente de magnetización	< 6 In	
SALIDA	Tensión nominal	100 ÷ 750 V	3 × 190 ÷ 750 V
	Caída de tensión (100% carga)	< 4%	< 5%
	Frecuencia	50 / 60 Hz	
	Rendimiento	> 95%	
	Tensión de cortocircuito	< 2,6%	< 3,1%
FABRICACIÓN	Aislantes	Clase térmica F (155°C)	
	Bobinados	Clase térmica H (180°C)	
	Material devanados	Aluminio	
	Impregnación	Barniz sintético y polimerizado - horno a 130°C	
	Ventilación	ANAN	
GENERALES	Temperatura de trabajo	-25°C ÷ +40°C (clase climática C2)	
	Temperatura de almacenaje	-25°C ÷ +75°C	
	Humedad relativa	Hasta 95% sin condensar	
	Altitud máxima de trabajo	2400 m.s.n.m.	
	Presentación	Trascuadro o caja metálica	
	Color (Formato caja)	RAL 7035	
	Cáncamos para elevación	Sí, en equipos con peso superior a 15 Kg	
	Grado de protección	IP00, en formato trascuadro - IP23, en formato caja	
	Pérdidas caloríficas 100% carga	< 4,5%	< 5%
	Pérdidas caloríficas vacío	< 1,5%	
	Tensión de aislamiento	3.000 V entrada/salida durante 1 minuto	
Tipo de terminales	Bornes tornillos		
OPCIONALES	Factor K	K-4 / K-13 / K-20	
	Material devanados	Cobre	
	Ruedas	Para equipos en formato caja	
	Aislamiento	Clase 2 (Doble aislamiento)	
NORMATIVA	Seguridad	EN 61558-2-4 / EN 60076-11	
	Gestión de Calidad y Ambiental	ISO 9001 & ISO 14001	

Datos sujetos a variación sin previo aviso.

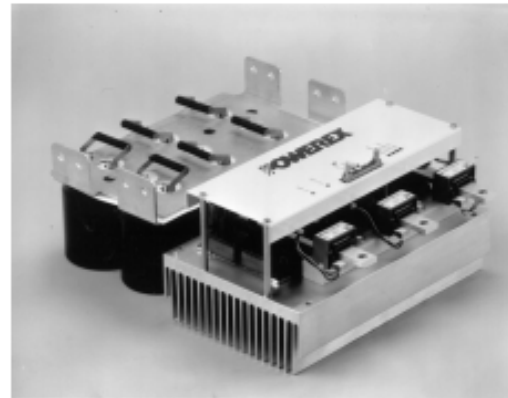
(1) Otras bajo demanda

Description:

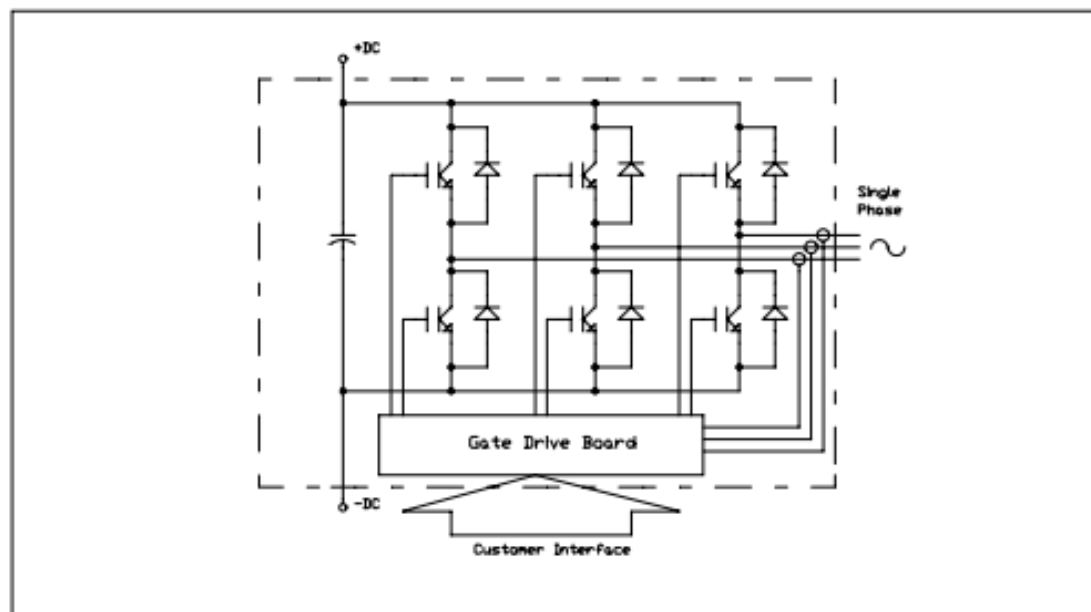
The Powerex POW-R-PAK™ is a configurable IGBT based power assembly that may be used as a converter, chopper, half or full bridge, or three phase inverter for motor control, power supply, UPS or other power conversion applications.

The power assembly is mounted on a forced air-cooled heatsink and features state-of-the-art Powerex F-series trench gate IGBTs with low conduction and switching losses for high efficiency operation. The POW-R-PAK™ includes a low inductance laminated bus structure, optically isolated gate drive interfaces, isolated gate drive power supplies, and a DC-link capacitor bank. The control board provides a simple user interface along with built-in protection features including overvoltage, undervoltage lockout, overcurrent, overtemperature, and short circuit detection.

Depending on application characteristics the POW-R-PAK™ is suitable for operation with DC bus voltages up to 800VDC and switching frequencies above 20kHz.

Schematic**Features:**

- High performance IGBT inverter bridge
- Integrated gate drive with fault monitoring & protection
- System status / troubleshooting LEDs to verify or monitor proper operation
- Isolated gate drive power supplies
- Low inductance laminated bus
- Output current measurement & feedback
- Superior short circuit detection & shoot through prevention



Absolute Maximum Ratings, $T_j = 25^\circ\text{C}$ unless otherwise specified

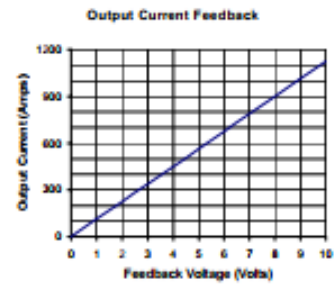
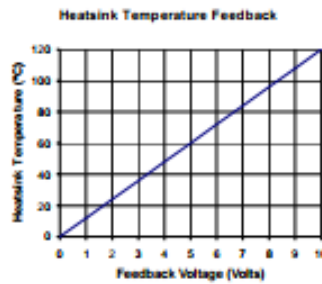
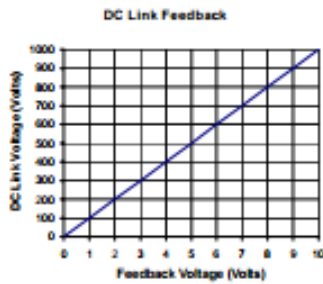
General	Symbol		Units
IGBT Junction Temperature	T_j	-40 to +150	$^\circ\text{C}$
Storage Temperature	T_{stg}	-40 to +125	$^\circ\text{C}$
Operating Temperature	T_{op}	-25 to +85	$^\circ\text{C}$
Voltage Applied to DC terminals	V_{DC}	800	Volts
Isolation Voltage, AC 1 minute, 60Hz sinusoidal	V_{iso}	2500	Volts
IGBT Inverter			
Collector Current ($T_c = 25^\circ\text{C}$)	I_c	450	Amperes
Peak Collector Current ($T_j < 150^\circ\text{C}$)	I_{CM}	900	Amperes
Emitter Current	I_e	450	Amperes
Peak Emitter Current	I_{EM}	900	Amperes
Maximum Collector Dissipation ($T_j < 150^\circ\text{C}$)	P_c	1560	Watts
Gate Drive Board			
Unregulated +24V Power Supply		30	Volts
Regulated +15V Power Supply		18	Volts
PWM Signal Input Voltage		20	Volts
Fault Output Supply Voltage		30	Volts
Fault Output Current		50	mA

IGBT Inverter Electrical Characteristics, $T_j = 25^\circ\text{C}$ unless otherwise specified

Characteristics	Symbol	Test Conditions	Min	Typ	Max	Units
Collector Cutoff Current	I_{CES}	$V_{CE} = V_{CES}, V_{GE} = 0V$	-	-	1	mA
Collector – Emitter Saturation Voltage	$V_{CE(sat)}$	$I_c = 450A, T_j = 25^\circ\text{C}$	-	1.8	2.4	Volts
		$I_c = 450A, T_j = 125^\circ\text{C}$	-	1.9	-	Volts
Emitter – Collector Voltage	V_{EC}	$I_e = 450A$	-	-	3.2	Volts
			$t_{d(on)}$	-	-	150
Inductive Load Switching Times	t_r	$V_{CC} = 600V$ $I_c = 450A$ $V_{GE} = 15V$ $R_G = 2.1\Omega$	-	-	80	ns
	$t_{d(off)}$		-	-	450	ns
	t_f		-	-	300	ns
	t_r		-	-	150	ns
Diode Reverse Recovery Time	t_{rr}		-	-	150	ns
Diode Reverse Recovery Charge	Q_{rr}		-	6.0	-	μC
DC Link Capacitance				3300		μF

Gate Drive Board Electrical Characteristics

Characteristics	Min	Typ	Max	Units
Unregulated +24V Power Supply	20	24	30	Volts
Regulated +15V Power Supply	14.4	15	18	Volts
PWM Input On Threshold	12	15		Volts
PWM Input Off Threshold		0	2	Volts
Output Overcurrent Trip		675		Amperes
Overtemperature Trip	96	98	100	°C
Overvoltage Trip		920		Volts
DC Link Voltage Feedback	See Figure Below			Volts
Heatsink Temperature Feedback	See Figure Below			Volts
Output Current Feedback	See Figure Below			Volts



Thermal and Mechanical Characteristics

Characteristics	Symbol	Test Conditions	Min	Typ	Max	Units
IGBT Thermal Resistance, Junction to Case	$R_{th(j-c)}$	Per IGBT ½ module	-	0.11	0.21	°C/W
FWD Thermal Resistance, Junction to Case	$R_{th(j-d)}$	Per FWD ½ module			0.24	°C/W
Contact Thermal Resistance	$R_{th(c-f)}$		-	0.020	-	°C/W
Heatsink Thermal Resistance	$R_{th(s-a)}$	1000 LFM airflow		0.040		°C/W
Mounting Torque, AC terminals				75	90	In-lb
Mounting Torque, DC terminals				130	150	In-lb
Mounting Torque, Mounting plate				130	150	In-lb
Weight				21		lb

Gate Drive Board Interface Signal Definitions

Pin	Signal Name	Description
1	Shield	Connected to circuit ground
2	PWM -	0-15 V signal controlling the duty cycle of - IGBT
3	Phase Error ¹	Open collector output, external pull-up resistor required LOW = No Error; Floating = Phase overcurrent or short circuit
4	PWM +	0-15 V signal controlling the duty cycle of + IGBT
5	Overtemp ¹	Open collector output, external pull-up resistor required LOW = No Error; Floating = heatsink overtemp
6	24 VDC Input power ²	20 – 30 VDC Input voltage range
7	24 VDC Input power ²	20 – 30 VDC Input voltage range
8	15 VDC Input power ²	14.4 – 18 VDC Input voltage range
9	15 VDC Input power ²	14.4 – 18 VDC Input voltage range
10	GND	Ground reference for 15 and 24 VDC Inputs
11	GND	Ground reference for 15 and 24 VDC Inputs
12	Heatsink Temperature	Analog voltage representation of heatsink temperature
13	GND ³	Ground reference for analog signals
14	I _{out}	Analog voltage representation of output current
15 ⁴	GND ³	Ground reference for analog signals
16 ⁴	DC Link Voltage	Analog voltage representation of DC link voltage

Notes:

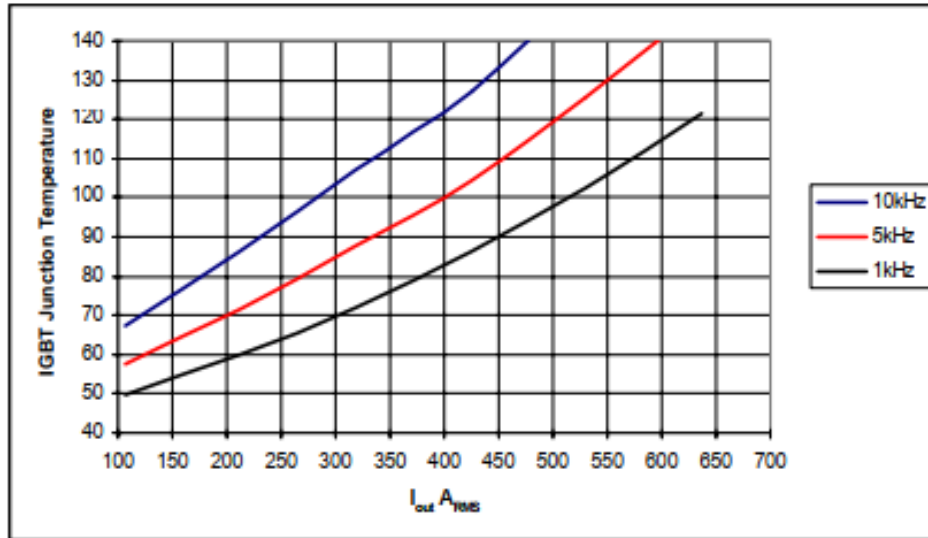
1. Open collectors can be pulled up to 30 V max and sink 50mA continuous.
2. Do not connect a 15 VDC and 24 VDC source to the unit at the same time, use one or the other.
3. GND signals to be used for analog feedback signals, i.e. twisted pair with I_{out}
4. Optional outputs for DC link voltage feedback

Gate Drive Board Interface Connector

Description	Symbol	Type	Manufacturer
With DC Link Voltage Feedback Option			
Gate Drive Board Interface Header	J1	0.100" x 0.100" latching header, 16 pin	3M# 3408-6002 or equivalent
Recommended Mating Socket	-	0.100" x 0.100" IDC socket, 16 pin	3M# 3452-7600 or equivalent
Recommended Strain Relief	-	Plastic strain relief	3M# 3448-3014 or equivalent
Without DC Link Voltage Feedback Option			
Gate Drive Board Interface Header	J1	0.100" x 0.100" latching header, 14 pin	3M# 3314-6002 or equivalent
Recommended Mating Socket	-	0.100" x 0.100" IDC socket, 14 pin	3M# 3385-7600 or equivalent
Recommended Strain Relief	-	Plastic strain relief	3M# 3448-3014 or equivalent

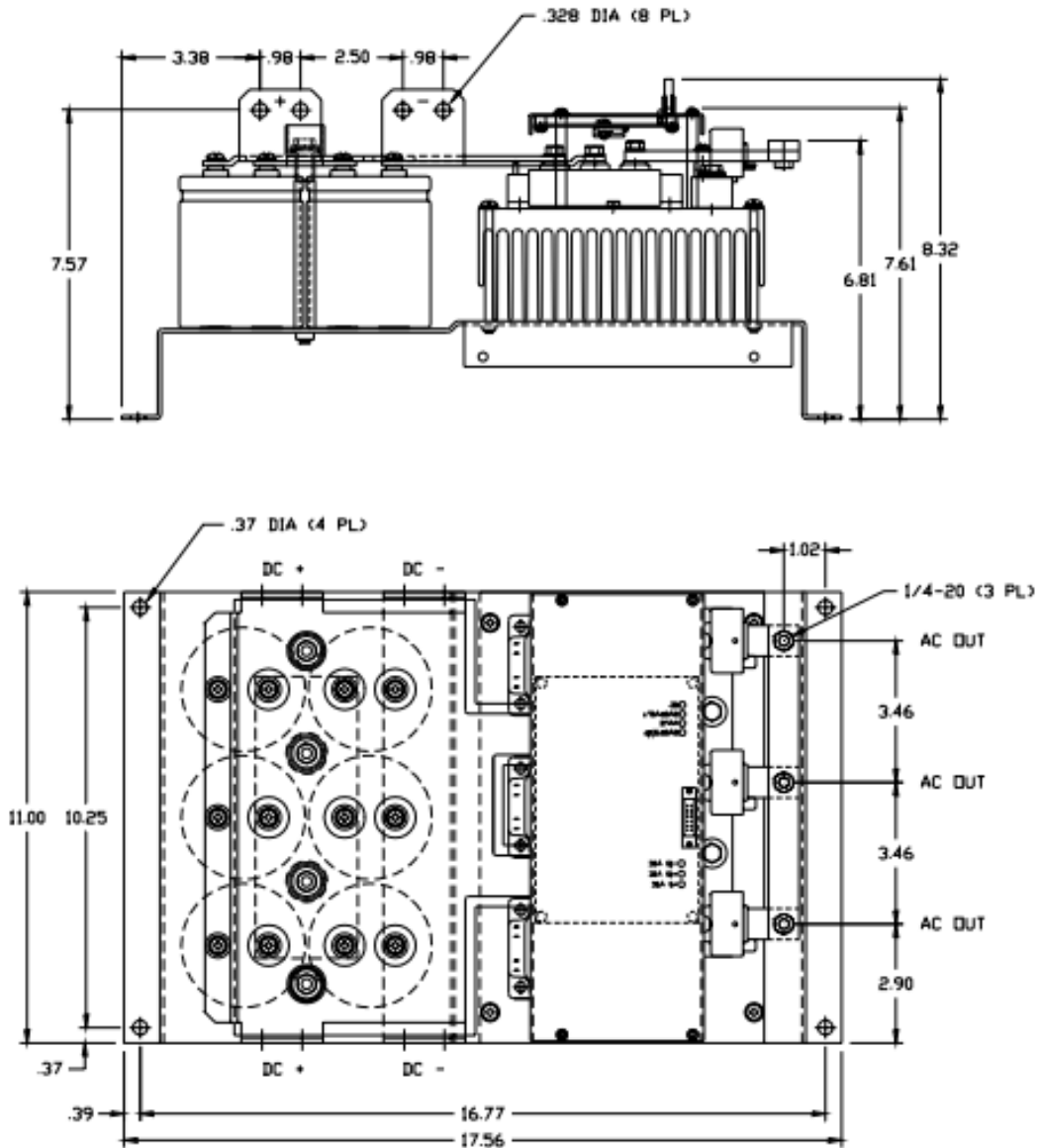
Performance Curves

Effective Output Current vs. Carrier Frequency (Typical)



Condition	Symbol	Value	Units
Ambient Temperature	T_A	40	°C
DC Bus Voltage	V_{DC}	600	Volts
Load Power Factor	$\cos \phi$	0.8	
IGBT Saturation Voltage	$V_{CE(sat)}$	Typical @ $T_J = 125^\circ\text{C}$	Volts
IGBT Switching Loss	E_{SW}	Typical @ $T_J = 125^\circ\text{C}$	mJ
Airflow	-	1000	LFM
Switching Conditions	3 phase PWM, 60Hz sinusoidal output		

Mechanical Drawing



A

Cooling aggregates with axial fan


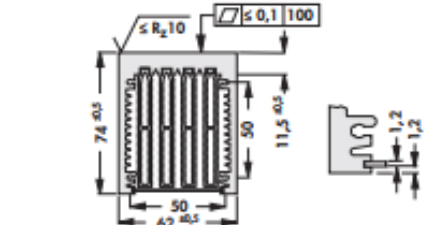
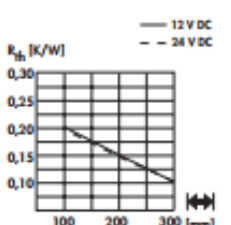

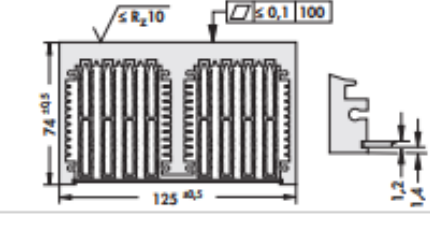
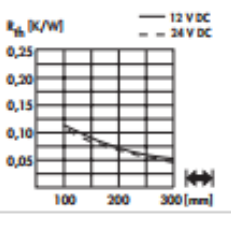

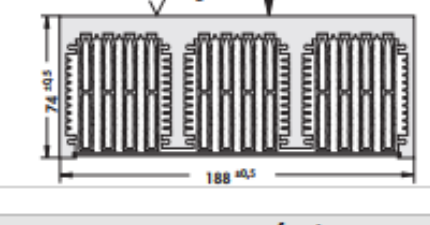
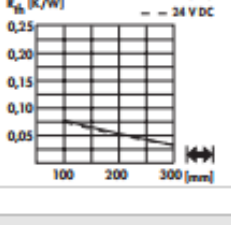

B

Hollow-fin cooling aggregates

- geometry of hollow fin optimising the air flow
- particularly effective heat dissipation
- compact construction
- milled flat semiconductor mounting surface
- other fan types and fan voltages on request

C

D

art. no.			
LA 6 ...	without air flow chamber		
art. no.			
LA 7 ...	without air flow chamber		
art. no.			
LA 8 ...	without air flow chamber		
please indicate:	...  100 150 200 250 300 mm	... fan type 12 = 12 V DC 24 = 24 V DC	

I

Technical data of the fans

	... 12	... 24
type	ebmpapst, ball bearing	ebmpapst, ball bearing
dimensions	60x60x25 mm	60x60x25 mm
tension	12 V DC	24 V DC
power inout	2.9 W	2.9 W
max. air volume	56 m ³ /h	56 m ³ /h
temperature range	-20°C... +70°C	-20°C... +70°C
noise level	41 dB(A)	41 dB(A)
speed	6,800 min ⁻¹	6,850 min ⁻¹
weight	66 g	66 g
failure rate (L ₁₀)	L ₁₀ < 60,000 h (40°C)	L ₁₀ < 60,000 h (40°C)

M

N

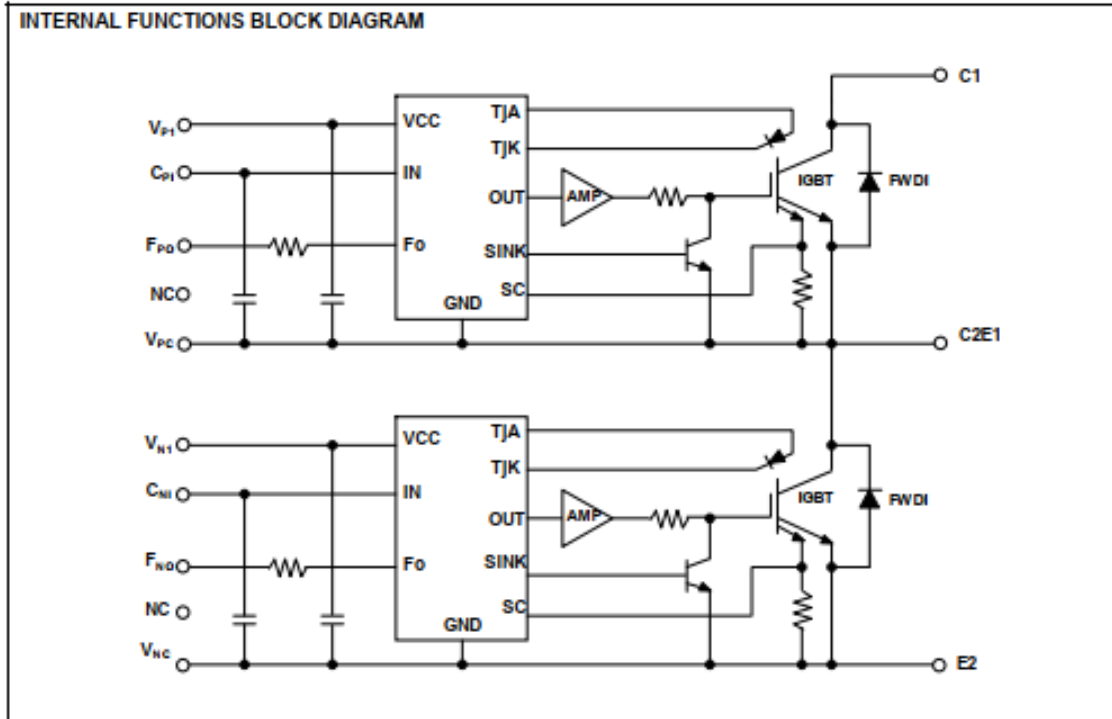
D 15

Miniature cooling aggregates → D 9 - 11
 Protection grid for axial fans → D 36
 Drilling pattern for Solid State Relays → A 12
 High capacity heatsinks → A 57 - 58

Special heatsink design → A 137 - 138
 Heatsinks with hollow fin profile → D 30
 Thermal conductive material → E 2 - 24
 Technical introduction → A 2 - 8

PM450DV1A120

FLAT-BASE TYPE
INSULATED PACKAGE



MAXIMUM RATINGS ($T_j = 25^\circ\text{C}$, unless otherwise noted)

INVERTER PART

Symbol	Parameter	Conditions	Ratings	Unit
V_{CES}	Collector-Emitter Voltage	$V_D=15\text{V}$, $V_{GN}=15\text{V}$	1200	V
I_C	Collector Current	$T_C=25^\circ\text{C}$	450	A
I_{CRM}		Pulse	900	
P_{tot}	Total Power Dissipation	$T_C=25^\circ\text{C}$	2232	W
I_E	Emitter Current	$T_C=25^\circ\text{C}$	450	A
I_{EDM}		(Free wheeling Diode Forward current)	Pulse	
T_j	Junction Temperature		-20 ~ +150	$^\circ\text{C}$

*: T_c measurement point is just under the chip.

CONTROL PART

Symbol	Parameter	Conditions	Ratings	Unit
V_D	Supply Voltage	Applied between : $V_{P1}-V_{PC}$, $V_{N1}-V_{NC}$	20	V
V_{GN}	Input Voltage	Applied between : $C_{P1}-V_{PC}$, $C_{N1}-V_{NC}$	20	V
V_{FO}	Fault Output Supply Voltage	Applied between : $F_{P1}-V_{PC}$, $F_{N1}-V_{NC}$	20	V
I_{FO}	Fault Output Current	Sink current at F_{P1} , F_{N1} terminals	20	mA

PM450DV1A120

FLAT-BASE TYPE
INSULATED PACKAGE

TOTAL SYSTEM

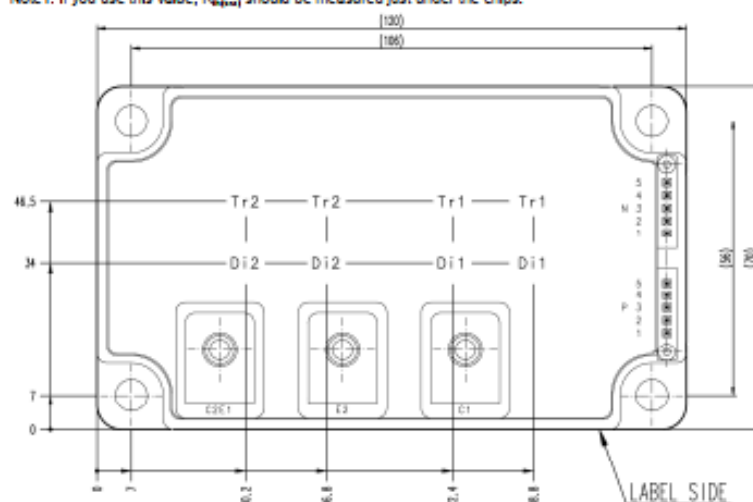
Symbol	Parameter	Conditions	Ratings	Unit
$V_{CC(Prot)}$	Supply Voltage Protected by SC	$V_D = 13.5V \sim 16.5V$ Inverter Part, $T_J = +125^\circ C$ Start	800	V
$V_{CC(Surge)}$	Supply Voltage (Surge)	Applied between : C1-E2, Surge value	1000	V
T_c	Module case operating temperature		-20 ~ +100	$^\circ C$
T_{stg}	Storage Temperature		-40 ~ +125	$^\circ C$
V_{isol}	Isolation Voltage	60Hz, Sinusoidal, Charged part to Base plate, AC 1min, RMS	2500	V

*: T_c measurement point is just under the chip.

THERMAL RESISTANCE

Symbol	Parameter	Conditions	Limits			Unit	
			Min.	Typ.	Max.		
$R_{th(j-c)}$	Thermal Resistance	Junction to case, IGBT (per 1 element)	(Note.1)	-	-	0.056	K/W
$R_{th(f-c)}$		Junction to case, FWDI (per 1 element)	(Note.1)	-	-	0.079	
$R_{th(c-s)}$	Contact Thermal Resistance	Case to heat sink, (per 1 module) Thermal grease applied	(Note.1)	-	0.018	-	

Note1: If you use this value, $R_{th(c-s)}$ should be measured just under the chips.



ELECTRICAL CHARACTERISTICS ($T_J = 25^\circ C$, unless otherwise noted)

INVERTER PART

Symbol	Parameter	Conditions	Limits			Unit	
			Min.	Typ.	Max.		
$V_{CE(sat)}$	Collector-Emitter Saturation Voltage	$V_D = 15V, I_C = 450A$ $V_{CN} = 0V$, Pulsed (Fig. 1)	$T_J = 25^\circ C$	-	1.65	2.15	V
$T_J = 125^\circ C$			-	1.85	2.35		
V_{EC}	Emitter-Collector Voltage	$I_C = 450A, V_D = 15V, V_{CN} = 15V$ (Fig. 2)	-	2.3	3.3	V	
t_{on}	Switching Time	$V_D = 15V, V_{CN} = 0V \rightarrow 15V$ $V_{CC} = 600V, I_C = 450A$ $T_J = 125^\circ C$ Inductive Load (Fig. 3.4)	-	0.3	0.8	2.0	μs
t_r			-	0.3	0.8		
t_{off}			-	0.4	1.0		
t_{stg}			-	2.4	3.3		
t_{on}			-	0.4	1.2		
I_{CES}	Collector-Emitter Cut-off Current	$V_{CE} = V_{CCS}, V_D = 15V, V_{CN} = 15V$ (Fig. 5)	$T_J = 25^\circ C$	-	-	1	mA
			$T_J = 125^\circ C$	-	-	10	

PM450DV1A120

FLAT-BASE TYPE
INSULATED PACKAGE

PM450DV1A120



FEATURE

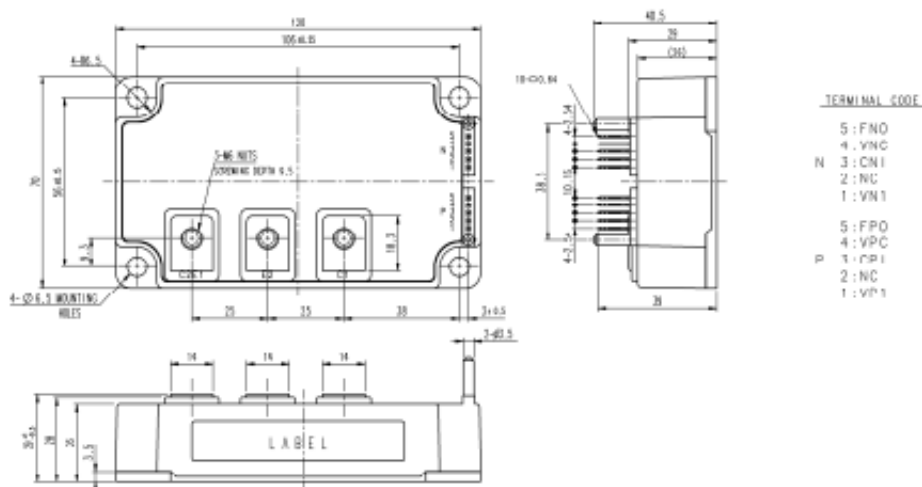
- a) Adopting new 5th generation Full-Gate CSTBT™ chip
 - b) The over-temperature protection which detects the chip surface temperature of CSTBT™ is adopted.
 - c) Error output signal is possible from all each protection upper and lower arm of IPM.
 - d) Compatible V-series package.
- Monolithic gate drive & protection logic
 - Detection, protection & status indication circuits for, short-circuit, over-temperature & under-voltage.

APPLICATION

General purpose inverter, servo drives and other motor controls

PACKAGE OUTLINES

Dimensions in mm



Design

Metal grid brake resistors comply of several plates, fitted on steel rods, separated by ceramic rings. The plates are welded together for electrical connection. Depending on the ohm value and or the topology, cross connections between different plate groups can be made. The resistor block is then fitted into either a rack or fitted to mounting brackets. Different steel materials and alloys with different electrical properties can be chosen from to match customers demands. Thermal low drift alloys outperform stainless steel types. Electrical connections depend on the current rating. Standard values are 40A/ 54A/ 125A / 200A / 320A / 500A / 800A thick coated steel, on request AISI 304. Performance versus cost is an important topic.

Enclosures: protection class and materials

Brake resistors are offered as resistor blocks (IP00) and with an enclosure. The standard enclosures are IP10/13/20/23 and designed according IEC60529. IP23 rating is suitable for indoor and outdoor use as it allows sufficient cooling and provides more than adequate protection unless the environmental conditions are extreme (to prevent the ingress of foreign bodies greater than 12mm, and rain falling at any angle up to 60° from the vertical). Standard enclosures are manufactured from unpainted galvanized sheet steel. Enclosures in stainless steel, like AISI 304 and AISI 316, or mild steel painted in any specific color are on request. If required, other enclosure materials and special finishes can be arranged to comply with users specifications.

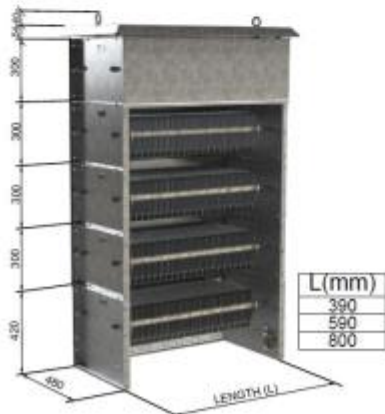
Main parameters

For selecting a brake resistor the following parameters are necessary:

- Resistance value
- Working voltage level / Insulation voltage level
- Brake load pattern (power, duty time and cycle time and shape)
- Protection class



Cut Grid cabinet (CGC-LV), up to 4 levels



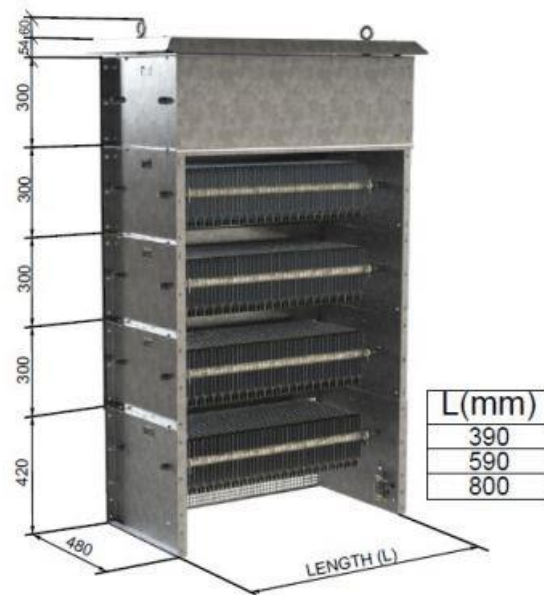
LAGC-LV IP23



IP20

Laser Grid Cabinet (LAGC-LV), up to 5 levels

GENERAL DATA		
Reference	CGC-LV	LAGC-LV
working voltage	1000VAC / 1200VDC	
dielectric test	3kV 50Hz, 1 min.	
Power (kW)	3kW - 29kW	5kW - 55kW
Grid size	275 x 105 x 1 mm	350 x 190 x 1mm
Thermal coefficient (1/°C)		
AISI 304	0.0011	
Cr-AL	0.00025	
Length (mm)	400/500/600/700/800/850/900	390/590/800
Width (mm)	480	480
Height (mm)	300 - 870	420 - 1620
No. Floors	4	5
Standards reference	IEC 60071-1 Insulation co-ordination	
	IEC 60529. IP Protection degree	
Cooling method	Self cooling	
De-rating at altitude	According IEE Std 32	
Resistor tolerance	± 10 % as standard, other on request	
Resistor active part materials	AISI-304 / AISI-310 / Cr-Al / AISI-430	
Enclisure materials	Galvanized steel as standard, other on request	
Ingress Protection IEC 60529	00 / 10 / 13 / 20 / 23	
Connections	40A/ 54A/ 125A / 200A / 320A / 500A / 800A	

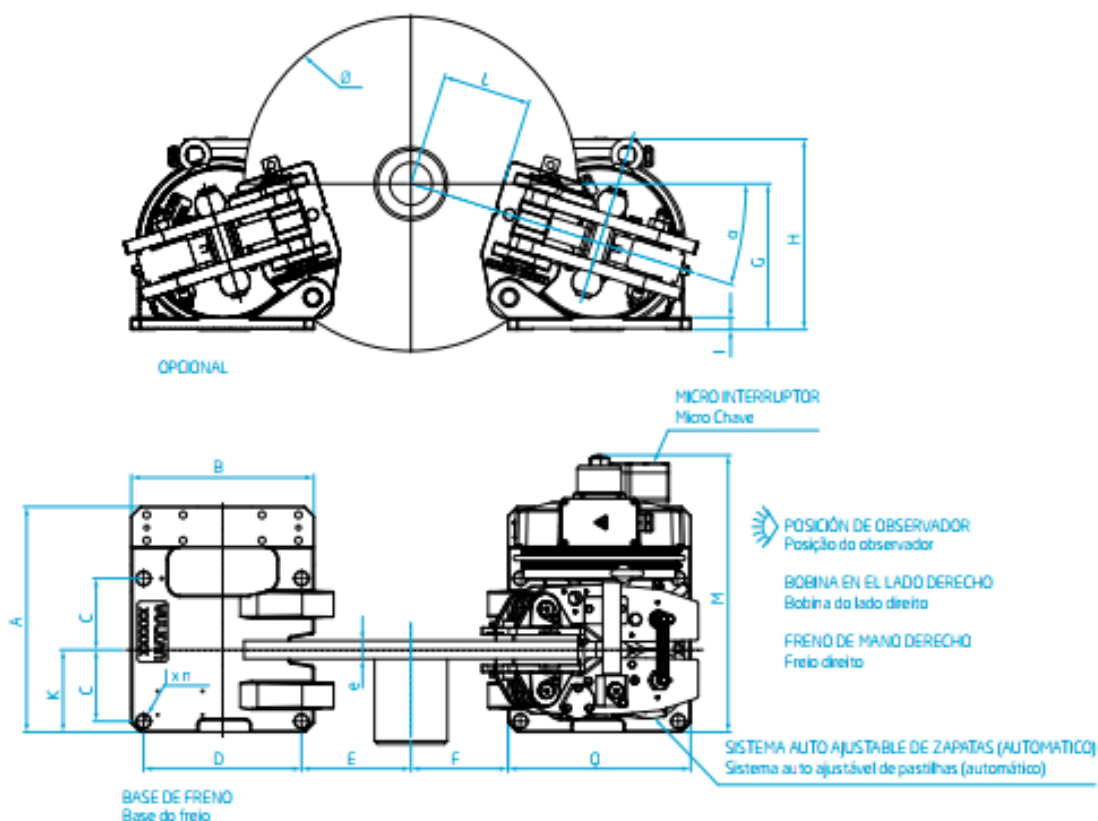


LAGC-LV IP23

FRENO DE DISCO ELECTROMAGNÉTICO

LÍNEA / LINHA C
4C / 3C

FREIO ELETROMAGNÉTICO A DISCO



4C LISTA DE DATOS TÉCNICOS LISTA DE DADOS TÉCNICOS

Disco Disco	Valores Permitidos Valores Admissíveis			Dimensiones Dimensões																
	4C		N_{max}	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J x n	K	L	M	N	e	Q	α
[mm]	[Nm]	[N]	[rpm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]
445	1.035	6.180	2.100	371	301	117,5	260	130	110	225	314	18	Ø22 (x4)	135	90	455	450	30	301	17° 30'
495	1.190	6.180	1.900	371	301	117,5	260	160	140	235	314	18	Ø22 (x4)	135	115	455	450	30	301	17° 30'
550	1.360	6.180	1.800	371	301	117,5	260	180	160	240	314	18	Ø22 (x4)	135	145	455	450	30	301	17° 30'
625	1.590	6.180	1.500	371	301	117,5	260	215	195	250	314	18	Ø22 (x4)	135	180	455	450	30	301	17° 30'
705	1.840	6.180	1.300	371	301	117,5	260	255	235	260	314	18	Ø22 (x4)	135	225	455	450	30	301	17° 30'
795	2.115	6.180	1.200	371	301	117,5	260	295	275	275	314	18	Ø22 (x4)	135	265	455	450	30	301	17° 30'

CARACTERÍSTICAS CARACTERÍSTICAS

Tipo de Activación Tipo de Atuação	Muelle Mola
Tempo de Activación Tempo de Atuação	<0,2 s
Tipo de Liberación Tipo de Liberação	Electromagnético Electromagnético
Voltaje de la Bobina Tensão da Bobina	50/10 VDC o / ou 230/40 VDC
Ajuste del Rango de Torque Nominal Ajuste de Faixa de Torque Nominal	- 30 % a + 20 %
Sistema de Compensación de Desgaste Sistema de Compensação de Desgaste	Automático
Ancho de Zapata 4C Largura da Pastilha	108 mm
Área de Zapata 4C Área da Pastilha	137,43 cm ²
Peso 4C	103 kg
Ancho de Zapata 3C Largura da Pastilha	108 mm
Área de Zapata 3C Área da Pastilha	2610 mm ²
Peso 3C	187 kg

CARACTERÍSTICAS OPCIONALES CARACTERÍSTICAS OPCIONAIS

- Microinterruptor de estado abierto-cerrado estándar
Micro chave padrão para status de freio aberto-fechado
- Control y detección de desgaste de zapatas estándar
Controle e detecção de desgaste de pastilhas padrão
- Control y detección de desgaste de zapatas especiales
Controle e detecção de desgaste de pastilhas especiais
- Palanca de liberación de mano Alavanca de liberação manual
- Desbloqueo hidráulico Desbloqueio hidráulico
- Pintura especial Pintura especial
- Zapata de freno orgánica con cables flexibles para monitoreo de desgaste
Pastilhas de freios orgânicas com cabos flexíveis para monitoramento do desgaste
- Zapata de freno sinterizado* Pastilha de freio sinterizada*
- Zapata sinterizada con cables flexibles para el monitoreo de desgaste*
Pastilha sinterizada com cabos flexíveis para monitoramento de desgaste*
- Zapata de freno especial Pastilha de freio especial
- Zapata de freno no metálicas Pastilha de freio não metálica

* La elección de zapata sinterizada debe ser aprobada pela ingeniería.

* A escolha de pastilha sinterizada precisa da aprovação da engenharia.

3C LISTA DE DATOS TÉCNICOS LISTA DE DADOS TÉCNICOS

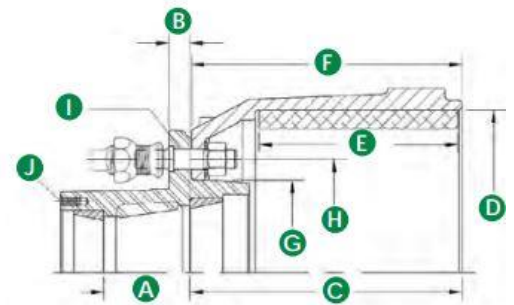
Disco Disco	Valores Permitidos Valores Admissíveis			Dimensiones Dimensões																		
	B	3C		N _{max}	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J x n	K	L	M	N	e	Q	α	
[mm]	[Nm]	[N]	[rpm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]
445	1.725	10.300	2.100	392	402	117,5	360	100	80	265	405	25	Ø22 (x4)	137	90	493	500	30	313,5	19° 30'		
495	1.985	10.300	1.900	392	402	117,5	360	120	100	295	405	25	Ø22 (x4)	137	115	493	500	30	313,5	19° 30'		
550	2.265	10.300	1.800	392	402	117,5	360	150	130	305	405	25	Ø22 (x4)	137	145	493	500	30	313,5	19° 30'		
625	2.650	10.300	1.500	392	402	117,5	360	185	165	315	405	25	Ø22 (x4)	137	180	493	500	30	313,5	19° 30'		
705	3.065	10.300	1.300	392	402	117,5	360	225	205	330	405	25	Ø22 (x4)	137	225	493	500	30	313,5	19° 30'		
795	3.530	10.300	1.200	392	402	117,5	360	265	245	345	405	25	Ø22 (x4)	137	265	493	500	30	313,5	19° 30'		

•For use with 15" or 17.5" ball seat mounted Steel Disc Wheels

22.5K - 27.5K HEAVY DUTY 10 STUDS ON 8-3/4" HUB WITH INBOARD DRUM FOR 12-1/4" X 7-1/2" AIR BRAKE ASSEMBLY				
REF NO.	ITEM NO.	ID NO.	DESCRIPTION	BOLT CIRCLE
1	9000139	006-047-00	3/4"-16 LOCKNUT	
2	7030108	005-102-00	WASHER FLAT 3/4"	
3	7650006	009-040-01	12-1/4" X 7-1/2" DRUM	10 ON 8.75
4	7800074	HM218210	INNER RACE (PREINSTALLED IN HUBS)	
	7800031	HM218248	INNER BEARING	
5	7650183	008-277-04	LEFT HAND HUB 10 STUDS ON 8.75 BOLT CIRCLE	10 ON 8.75
	7650184	008-277-05	RIGHT HAND HUB 10 STUDS ON 8.75 BOLT CIRCLE	10 ON 8.75
	7650500	008-277-23	LEFT HAND HUB 10 STUDS ON 8.75 BOLT CIRCLE ABS	10 ON 8.75
	7650501	008-277-22	RIGHT HAND HUB 10 STUDS ON 8.75 BOLT CIRCLE ABS	10 ON 8.75
6	7700149	025-056-02	LEFT HAND SHOULDER STUD	
	7700148	025-056-01	RIGHT HAND SHOULDER STUD	
7	7700046	006-069-02	LEFT HAND 3/4"-16 X 1-1/8"-16 INNER DUAL WHEEL NUT	
	7700047	006-069-01	RIGHT HAND 3/4"-16 X 1-1/8"-16 INNER DUAL WHEEL NUT	
8	7700041	006-070-02	LEFT HAND 1-1/8"-16 OUTER DUAL WHEEL NUT	
	7700042	006-070-01	RIGHT HAND 1-1/8"-16 OUTER DUAL WHEEL NUT	
9	7800075	HM212011	OUTER RACE (PREINSTALLED IN HUBS)	
	7800030	HM212049	OUTER BEARING	
10	7700035	071-124-00	OIL CAP GASKET	
11	7700178	021-038-02	OIL CAP	
12	7700177	005-100-00	OIL CAP LOCK WASHER 5/16"	
13	7700146	007-157-00	OIL CAP HEX SCREW 5/16"-18 X 0.75	
		024-200-01	ABS TONE RING	

NOTE: Available as 3-Spoke Cast Wheel & Drum Assembly for use with 15" or 17.5" Demountable Rims.

HUB & DRUM DIMENSIONAL INFORMATION		
REF NO.	DIMENSION	DESCRIPTION
A	3.34"	CUP TO CUP
B	0.81"	CUP TO MOUNTING FACE
C	10.57"	CUP TO END OF DRUM
D	12.25"	BRAKE DIAMETER
E	7.50"	SHOE BRAKE WIDTH
F	10.50"	DRUM OVERALL WIDTH
G	7.12"	PILOT DIAMETER
H	8.75"	BOLT CIRCLE
I	0.75"	BOLT DIAMETER
J	0.313"	HUB CAP HOLE MOUNTING 6 HOLES 5.50 BC
	1.575"	INNER BEARING CUP AND CONE OVERALL STACK THICKNESS



***For Brakes see Section B.

Items Available in a Kit. See Page C-38.

Purchase order data

Type	Order No.
Rubber bellows only	60381
with crimped plates, G1/4 air inlet A = 79.4 mm excentrical	61359
with crimped plates, G3/4 air inlet A = 79.4 mm excentrical	63205
with crimped plates, G1 air inlet A = 79.4 mm excentrical	2681075000
with stainless steel crimped plates, G3/4 air inlet A = 79.4 mm excentrical	69427

Additional types on request



Service instructions
 M8: max. 25 Nm
 G1/4: max. 25 Nm
 G1: max. 50 Nm
 G3/4: max. 50 Nm

Technical data

Min. pressure	0 bar
Return force to min height	≤ 300 N
Overall weight	5.9 kg

Vibration isolation - dynamic characteristic values

Design height H: recommended 145mm, minimum 110mm

Pressure p [bar]	3	4	5	6	7	8	Vol. V [l]
Force (Load) [kN]	15.2	20.1	26.5	31.6	36.9	42.2	
Spring rate [N/mm]	397	500	608	710	813	915	
Natural frequency [Hz]	2.6	2.5	2.4	2.4	2.3	2.3	

Pneumatic application - static characteristic values

Force F [kN]

Pressure p [bar]	3	4	5	6	7	8	Vol. V [l]	
Height H [mm]	150	14.3	19	25	30	35		10
	130	17.8	23.7	30.5	36.3	42.7		9.4
	110	20.6	27.4	34.8	41.6	49		8.4
	90	22.8	30	38.1	46	53.9		7.1
	70	24.3	32	41.2	48.8	57.4	5.3	

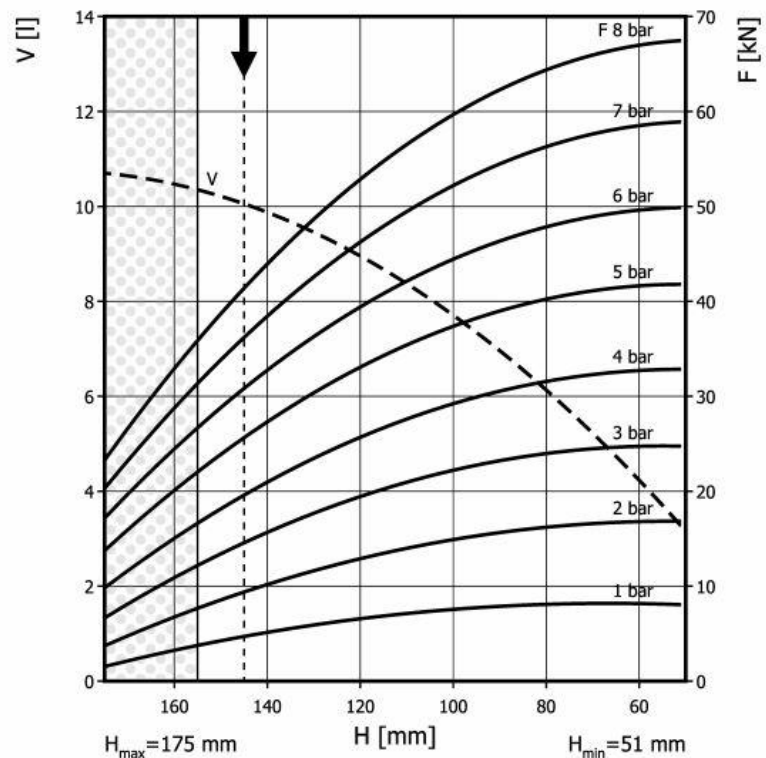
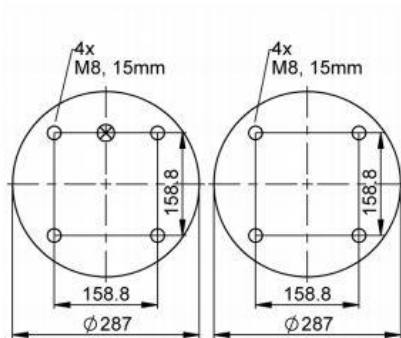
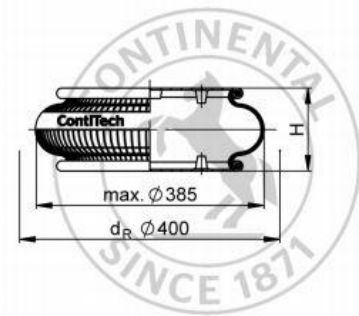
Measuring procedure: Room temperature / Force-height-data quasistatic / Dynamic data at 1 Hz



ContiTech

FS 530-11 CI

Single Convolution Air Actuator



Use in dotted range >155 mm only after consultation with ContiTech

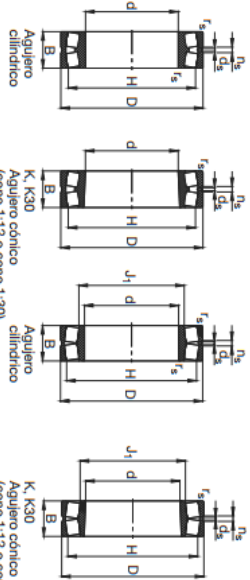
Recommended height for vibration isolation: 145 mm

		Center Distance	Ratio	Design Speed	Traction Torque	Short Circuit Torque
PSM365 series single-stage intercity train gearbox		365 mm	5.9	100 km/h	2,108 Nm	10,540 Nm
PSM370 series single-stage intercity train gearbox		370 mm	4.1	160 km/h	2,072 Nm	9,500 Nm
			4.7	160 km/h	2,078 Nm	11,304 Nm
			6.3	90 km/h	1,550 Nm	10,000 Nm
PSM380 series single-stage intercity train gearbox		380 mm	5.7	176 km/h	2,300 Nm	15,500 Nm
PDM437 series double-stage intercity train gearbox		437 mm	4.2	160 km/h	1,710 Nm	9,500 Nm
PDM460 series double-stage intercity train gearbox		460 mm	5.3	132 km/h	1,750 Nm	11,300 Nm
VDT230 series tramcar gearbox		230 mm	7.9	80 km/h	884 Nm	3,000 Nm
VDT635.5 series tramcar gearbox		235 mm	6.0	80 km/h	962 Nm	3,400 Nm
VST469 series tramcar gearbox		–	5.6	90 km/h	2,954 Nm	4,939 Nm
VDMS300 series monorail gearbox		300 mm	6.6	90 km/h	2,074 Nm	3,000 Nm
PSH370 high speed gearbox		370 mm	3.6	250 km/h	2650 Nm	11,500 Nm

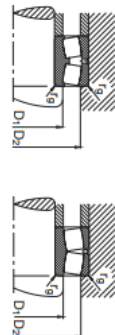
Rodamientos FAG oscilantes de rodillos

con agujero cilíndrico y cónico

Diseño E



Diseño E



Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si C_p/P_{28k} , ver Pág. 411.

Eje	Dimensiones		Peso		Capacidad de carga - Factor		Velocidad		Denominación		Medidas auxiliares		
d	D	B	f_s	H	J_1	n_s	d_s	límite	límite	abreviada	D_1	D_2	f_s
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm

160	290	104	3	249.3	15	8	28.8	1220	0.34	2	2.98	4.44	1900	1.96	2303EAS.M	174	276	2.5
160	290	104	3	249.3	15	8	28.8	1220	0.34	2	2.98	4.44	1900	1.96	2303EAS.K.M	174	276	2.5
160	290	104	3	249.3	15	8	28.8	1220	0.34	2	2.98	4.44	1900	1.96	2303EAS.TVPB	174	276	2.5
160	290	104	3	249.3	15	8	28.8	1220	0.34	2	2.98	4.44	1900	1.96	2303EAS.K.TVPB	174	276	2.5
160	340	114	4	288.3	17.7	9.5	52.4	1430	0.37	1.8	2.69	4.14	1900	1.76	22332MB	177	323	3
160	340	114	4	288.3	17.7	9.5	52.4	1430	0.37	1.8	2.69	4.14	1900	1.76	22332MA.141A	177	323	3
160	340	114	4	288.3	17.7	9.5	50.1	1430	0.37	1.8	2.69	4.14	1900	1.76	22332K.MB	177	323	3
160	340	136	4	281.6	17.7	9.5	61.3	1660	0.44	1.54	2.3	230	1.51	23032MA.141A	177	323	3	

170	260	67	2.1	237.2	12.2	6.3	12.6	735	0.23	2.98	4.44	1200	2.92	2303EAS.M	180.2	249.8	2.1
170	260	67	2.1	237.2	12.2	6.3	12.6	735	0.23	2.98	4.44	1200	2.92	2303EAS.K.M	180.2	249.8	2.1
170	260	67	2.1	237.2	12.2	6.3	12.6	735	0.23	2.98	4.44	1200	2.92	2303EAS.TVPB	180.2	249.8	2.1
170	260	67	2.1	237.2	12.2	6.3	12.6	735	0.23	2.98	4.44	1200	2.92	2303EAS.K.TVPB	180.2	249.8	2.1
170	260	90	2.1	228.8	9.5	4.8	17.6	850	0.34	2	2.97	1560	1.95	24034BS.MB	180.2	249.8	2.1
170	260	90	2.1	228.8	9.5	4.8	17.6	850	0.34	2	2.97	1560	1.95	24034BS.K.MB	180.2	249.8	2.1
170	280	88	2.1	248.1	15	8	22.1	1020	0.28	2.37	3.53	1660	2.32	23134EAS.M	182	268	2.1
170	280	88	2.1	248.1	15	8	22.1	1020	0.28	2.37	3.53	1660	2.32	23134EAS.K.M	182	268	2.1
170	280	88	2.1	248.1	15	8	22.1	1020	0.28	2.37	3.53	1660	2.32	23134EAS.TVPB	182	268	2.1
170	280	88	2.1	248.1	15	8	22.1	1020	0.28	2.37	3.53	1660	2.32	23134EAS.K.TVPB	182	268	2.1
170	280	109	2.1	239.6	9.5	4.8	26.5	1060	0.39	1.73	2.58	1830	1.69	24134BS	182	268	2.1
170	280	109	2.1	239.6	9.5	4.8	26.5	1060	0.39	1.73	2.58	1830	1.69	24134BS.K30	182	268	2.1
170	310	86	4	275.4	199.8	17.7	27.8	1100	0.28	2.6	3.87	1530	2.54	22234E	187	293	3
170	310	86	4	275.4	199.8	17.7	27.8	1100	0.28	2.6	3.87	1530	2.54	22234E.K	187	293	3
170	310	110	4	267.4	15	8	36.5	1370	0.33	2.03	3.02	2120	1.98	23234EAS.M	187	293	3
170	310	110	4	267.4	15	8	36.5	1370	0.33	2.03	3.02	2120	1.98	23234EAS.K.M	187	293	3
170	310	110	4	267.4	15	8	36.5	1370	0.33	2.03	3.02	2120	1.98	23234EAS.TVPB	187	293	3
170	310	110	4	267.4	15	8	36.5	1370	0.33	2.03	3.02	2120	1.98	23234EAS.K.TVPB	187	293	3
170	360	120	4	304.1	17.7	9.5	59.5	1600	0.37	1.83	2.72	2120	1.79	22334MB	187	343	3
170	360	120	4	304.1	17.7	9.5	59.5	1600	0.37	1.83	2.72	2120	1.79	22334MA.141A	187	343	3
170	360	120	4	304.1	17.7	9.5	56.9	1600	0.37	1.83	2.72	2120	1.79	22334K.MB	187	343	3

180	250	52	2	230.9	9.5	4.8	7.96	440	0.2	3.42	5.09	850	3.34	23936S.MB	188.8	241.2	2
180	250	52	2	230.9	9.5	4.8	7.96	440	0.2	3.42	5.09	850	3.34	23936S.K.MB	188.8	241.2	2
180	280	74	2.1	254.3	15	8	17	665	0.23	2.9	4.31	1430	2.83	23036EAS.M	190.2	269.8	2.1
180	280	74	2.1	254.3	15	8	16	665	0.23	2.9	4.31	1430	2.83	23036EAS.K.M	190.2	269.8	2.1
180	280	74	2.1	254.3	15	8	16	665	0.23	2.9	4.31	1430	2.83	23036EAS.TVPB	190.2	269.8	2.1
180	280	74	2.1	254.3	15	8	16	665	0.23	2.9	4.31	1430	2.83	23036EAS.K.TVPB	190.2	269.8	2.1

PRESENTATION OF METRO RANGE

GUIDE TIRES RANGE

Guide tires

BRAND NAME	WEIGHT (kg)	CAR-CITY	TYPE	LOAD (kg)	PRESSURE (Bar)	WIDTH (mm)	DEPTH (mm)	SECTION (mm)	RADIUS (mm)	DIAM-TER (mm)	CIRCUM-FERENCE (mm)	
150/75 R 8 XGM TL	6	4	8-400 J	1190	11,5	135	2,8	145	193	213	193	1311
6.00 R 9 XPMC TL	11	20	9-400 E	1390	14,0	139	6,5	145	183	268,5	247	1642
6.00 R 9 TYPE P TL	8,5	18	400 E 9	1200	14,0	114	3,5	155	174	270	247	1652
200 R 15 X METRO TL	16,8	38	15-630	2000	14,0	138	5,7	194	197	365	339	2250

Supporting tires

BRAND NAME	INDIC-ATIVE (kg)	CAR-CITY	TYPE	LOAD (kg)	PRES-SURE (Bar)	WIDTH (mm)	DEPTH (mm)	SECTION (mm)	RADIUS (mm)	DIAM-TER (mm)	CIRCUM-FERENCE (mm)	
35S45 R 16 X METRO TL	58,5	150	16-900 V	5600	11,5	218	8,9	322	382	503	458	3094
39U/75 R 16 X METRO TL	64,4	183	86-1120 V	6370	11,5	291	8,3	380	418	502	458	3094
39S/75 R 20 X METRO TL	49	112	85,5 X 20	5100	11,5	217	6,8	300	327	465	444	2992
39S/75 R 20 X METRO CONFORT TL	49	112	85,5 X 20	5100	11,5	217	6,8	300	327	465	444	2992
319/70 R 20 DPMO TL	58	169	85,5 X 20	4150	10,5	260	15,5	307	327	473	436	2901
39S/70 R 22 2PMA TL	45	113	85,5 X 22	5600	11,5	220	8,9	292	322	503	460	3088
10 R 22,5 X METRO TL	49	91	22,5-6,75	3400	8,5	183	15,0	238	281	505	466	3101
39S/70 R 22,5 X METRO HD TL	51	107	8,25 X 22,5	6800	11,5	219	9,0	287	315	500	460	3127
39S/65 R 22,5 X METRO HD TL	75	177	22,5 X 17,5	7500	14,0	300	11,0	380	420	531	475	3300
44S/65 R 22,5 X2A TL METRO	90	251	14,00 X 22,5	6700	10,0	324	15,4	451	482	577	520,5	3530



150/75 R 8 XGM TL

Specially designed for rolling on electric rail. Compact size. Excellent mileage and very good form of wear.



6.00 R 9 XPMC TL

Good wear form and excellent resistance to aggressions. Polyvalence of usage for all types of trains.



6.00 R 9 X TYPE P TL

The reference guide tire designed to be used on electric rails. Excellent mileage and even wear.



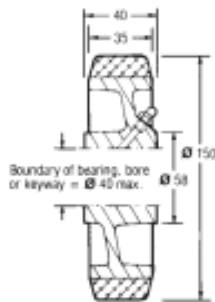
200 R 15 X METRO TL

New guide tire solution with high load capacity.



WHEEL TYPE:
H150/35
See table for full part number

Maximum load rating:
600Kg
See page 22 for load factors
Approximate weight: **2Kg**

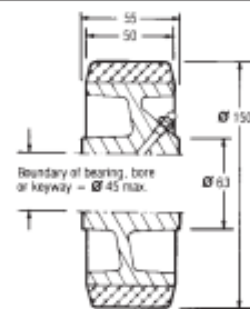


FULL PART NUMBER FOR ORDERING

Axle Ø	Plain Bore	Plain Bore Keywayed	Ball Bearing	Taper Roller Bearing
METRIC AXLE Ø				
20	H150/35/PBM 20	H150/35/KM 20	H150/35/BJM 20	
25	H150/35/PBM 25	H150/35/KM 25	H150/35/BJM 25	
30	H150/35/PBM 30	H150/35/KM 30		

WHEEL TYPE:
H150/50
See table for full part number

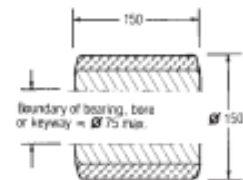
Maximum load rating:
900Kg
See page 22 for load factors
Approximate weight: **3Kg**



METRIC AXLE Ø				
25	H150/50/PBM 25	H150/50/KM 25	H150/50/BJM 25	H150/50/TBM 25
30	H150/50/PBM 30	H150/50/KM 30		
35	H150/50/PBM 35	H150/50/KM 35		

WHEEL TYPE:
H150/150
See table for full part number

Maximum load rating:
2300Kg
See page 22 for load factors
Approximate weight: **7Kg**



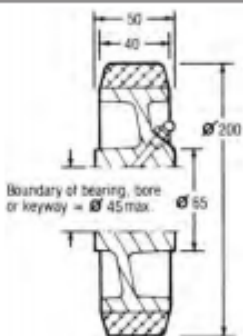
METRIC AXLE Ø				
25	N/A		H150/150/BJM 25	H150/150/TBM 25
30	N/A		H150/150/BJM 30	H150/150/TBM 30
35	N/A	H150/150/KM 35	H150/150/BJM 35	H150/150/TBM 35

LOAD LIMITED BY BEARINGS TO: (1) 1140kg (2) 2040kg

Wheels fitted with ball journals are pre-lubricated, double shielded

WHEEL TYPE:
H200/40
See table for full part number

Maximum load rating:
900Kg
See page 22 for load factors
Approximate weight: **4Kg**



METRIC AXLE Ø				
25	H200/40/PBM 25	H200/40/KM 25	H200/40/BJM 25	H200/40/TBM 25
30	H200/40/PBM 30	H200/40/KM 30	H200/40/BJM 30	
35	H200/40/PBM 35	H200/40/KM 35		
40	H200/40/PBM 40	H200/40/KM 40		

90 SERIES EXTRA HEAVY DUTY

8,000 lb maximum capacity

FOR SEVERE DUTY



Item Shown: 90-14301-65-1

FEATURES

Swivel Section: Constructed of hot forged C-1045 steel with a 7" diameter machined load raceway featuring 5/8" diameter ball bearings with 1-1/4" tapered thrust bearing.

Legs: 1/2" x 4" legs formed and continuously welded both inside and outside for greater strength.

Kingpin: 1-1/4" integrally forged kingpin with slotted adjusting nut.

Axle: 1-1/4", Grade 5.

Lubrication: Pre-lubricated before shipping.

Wheels: 6" to 18" diameter wheels, 3" to 5" widths.

Finish: Gold dichromatic plating.

BENEFITS

The 90 Series bearing raceways are precision machined and then through hardened to eliminate brinelling of the surface when the caster is subjected to shock loads. A 1-1/4" tapered thrust bearing completes the precision fit of the raceway. This caster provides high load capacity at a good value.

Sealed Swivel: SSW

Sealed Wheels: SW

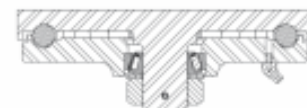
Toe Guard: TG

**For wheels with diameter >6*

DUAL WHEEL DESIGN AVAILABLE

Top Plate Size	Bolt Hole Spacing	Bolt Diameter
Std: 8.5 x 8.5	7.0 x 7.0	.875

90 Series Cross Sectional View



OPTIONS

Brakes:

Poly Lock: P*

Wrap Around: W*

Face Contact: F

Swivel Locks:

Factory Installed: L

Heavy Duty: HDL

Demountable: DL

Heavy Duty Demountable: DHDL

APPLICATIONS

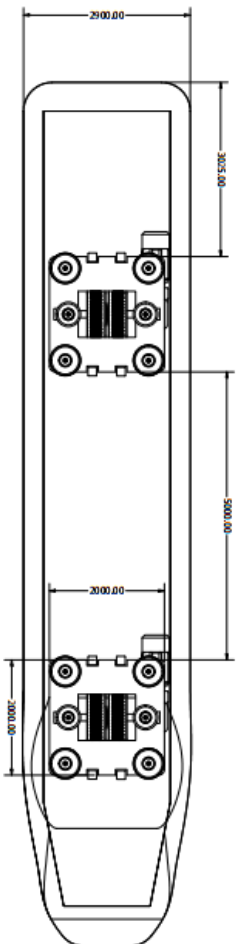
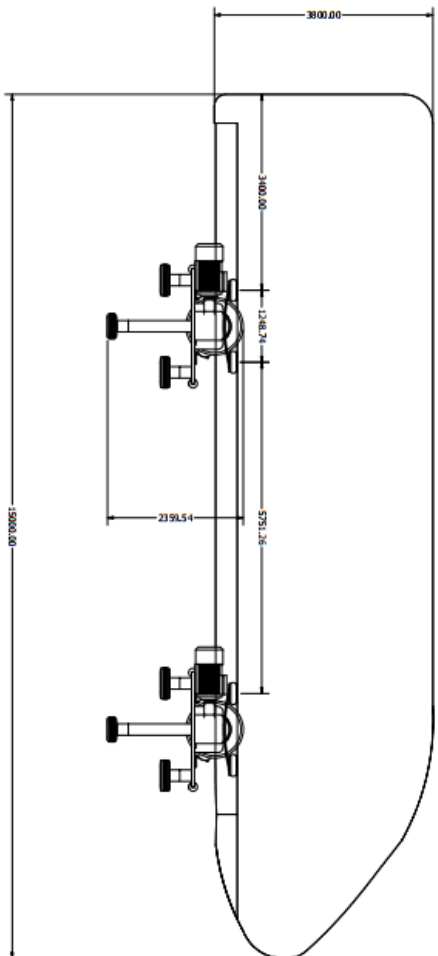
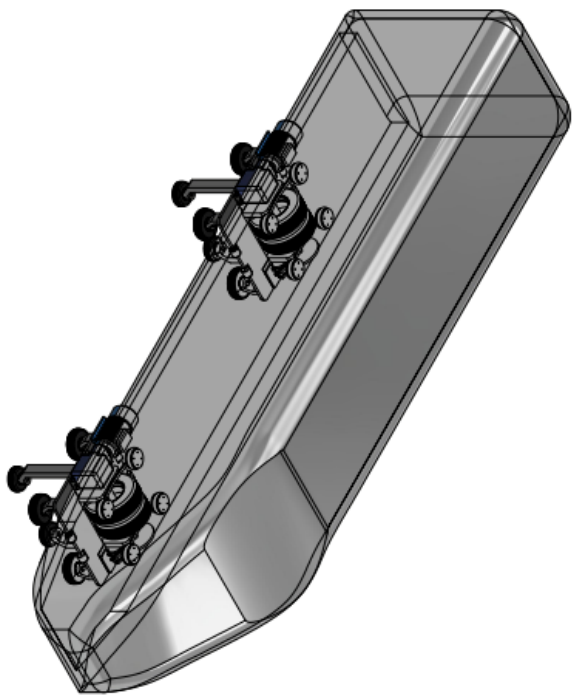
The 90 Series are used for power drawn equipment, stamping racks, trash gondolas, material delivery trailers, and towed trailers. These casters are also widely used on aircraft ground support equipment, in automotive plants and within steel mills.

WHEEL			CAPACITY				PART NUMBER			
Dia.	Width	Material	Roller Bearing	Tapered	OAH	Swivel Lead	Straight Roller	Precision Tapered	Swivel Radius	Wt.
6	3.00	Forged Steel	5,500	8,000	9.00	2.25	90-06301-20-1	90-06309-20-1	5.46	60.00
6	3.00	H.D. Forged Steel		8,000	9.00	2.25		90-06309-21-1	5.46	60.00
6	3.00	Standard Polyurethane		2,500	9.00	2.25		90-06309-60-1	5.46	50.00
6	4.00	H.D. Standard Polyurethane	3,000	3,000	9.00	2.25	90-06401-65-1	90-06409-65-1	5.61	50.00
8	3.00	Polyurethane		2,500	11.00	2.25		90-08309-60-1	6.43	50.00
8	3.00	H.D. Cast Iron	4,500	4,500	11.00	2.25	90-08301-11-1	90-08309-11-1	6.43	65.00
8	4.00	Forged Steel	8,000	8,000	11.00	2.25	90-08401-20-1	90-08409-20-1	6.56	73.00
8	4.00	H.D. Forged Steel		8,000	11.00	2.25		90-08409-21-1	6.56	73.00
8	4.00	Standard Polyurethane	3,800	3,800	11.00	2.25	90-08401-60-1	90-08409-60-1	6.56	63.00
10	3.00	H.D. Forged Steel	6,000	6,500	13.00	2.50	90-10301-21-1	90-10309-21-1	7.65	62.00
10	3.00	Cast Iron	4,000	4,000	13.00	2.50	90-10301-11-1	90-10309-11-1	7.65	61.00
10	3.00	H.D. Standard Polyurethane		3,700	13.00	2.50		90-10309-65-1	7.65	51.00
10	4.00	Forged Steel	8,000	8,000	13.00	2.50	90-10401-20-1	90-10409-20-1	7.76	83.00
10	4.00	H.D. Forged Steel		8,000	13.00	2.50		90-10409-21-1	7.76	83.00
10	4.00	Standard Polyurethane	4,200	4,200	13.00	2.50	90-10401-60-1	90-10409-60-1	7.76	59.00
10	4.00	H.D. Polyurethane	5,000	5,000	13.00	2.50	90-10401-65-1	90-10409-65-1	7.76	68.00
10	4.00	Mold On Rubber	1,500	1,500	13.00	2.50	90-10401-70-1	90-10409-70-1	7.76	66.00
10	5.00	H.D. Standard Polyurethane	6,000	6,000	13.00	2.50	90-10501-65-1	90-10509-65-1	7.91	68.00
10	5.00	H.D. Hard Polyurethane (70D)	7,200	7,200	13.00	2.50	90-10501-67-1	90-10509-67-1	7.91	68.00
12	3.00	H.D. Standard Polyurethane	3,850	3,850	15.50	2.50	90-12301-65-1	90-12309-65-1	8.83	57.00
12	3.50	Phenolic Resin	4,000	4,000	15.50	2.50	90-12351-30-1	90-12359-30-1	8.88	60.00
12	3.50	Mold On Rubber	1,350	1,350	15.50	2.50	90-12351-70-1	90-12359-70-1	8.88	63.00
12	4.00	H.D. Standard Polyurethane	5,500	5,500	15.50	2.50	90-12401-65-1	90-12409-65-1	8.73	75.00
12	4.00	H.D. T/R Polyurethane	3,800	3,800	15.50	2.50	90-12401-66-1	90-12409-66-1	8.73	75.00
12	4.00	H.D. Hard Polyurethane (70D)	6,600	6,600	15.50	2.50	90-12401-67-1	90-12409-67-1	8.73	75.00
12	4.00	Mold On Rubber	1,600	1,600	15.50	2.50	90-12401-70-1	90-12409-70-1	8.73	71.00
12	4.00	Ductile Iron	7,500	7,500	15.50	2.50	90-12401-12-1	90-12409-12-1	8.73	90.00
12	5.00	H.D. Standard Polyurethane	6,250	6,250	15.50	2.50	90-12501-65-1	90-12509-65-1	8.86	90.00
12	5.00	H.D. Hard Polyurethane (70D)	7,500	7,500	15.50	2.50	90-12501-67-1	90-12509-67-1	8.86	90.00
12	5.00	Mold On Rubber	1,850	1,850	15.50	2.50	90-12501-70-1	90-12509-70-1	8.86	88.00
12	5.00	Ductile Iron	8,000	8,000	15.50	2.50	90-12501-12-1	90-12509-12-1	8.86	120.00
16	4.00	Laminated Phenolic	8,000	8,000	19.00	3.00	90-16401-35-1	90-16409-35-1	11.18	80.00
16	4.00	Cast Iron	7,500	7,500	19.00	3.00	90-16401-10-1	90-16409-10-1	11.18	105.00
16	4.00	H.D. Standard Polyurethane	6,000	6,000	19.00	3.00	90-16401-65-1	90-16409-65-1	11.18	109.00
16	4.00	Mold On Rubber	1,450	1,450	19.00	3.00	90-16401-70-1	90-16409-70-1	11.18	106.00
16	5.00	H.D. Standard Polyurethane	8,000	8,000	19.00	3.00	90-16501-65-1	90-16509-65-1	11.28	115.00
16	5.00	H.D. Hard Polyurethane (70D)	8,000	8,000	19.00	3.00	90-16501-67-1	90-16509-67-1	11.28	115.00
18	5.00	H.D. Standard Polyurethane	8,000	8,000	21.00	4.00	90-18501-65-1	90-18509-65-1	13.24	115.00
18	5.00	H.D. Hard Polyurethane (70D)	8,000	8,000	21.00	4.00	90-18501-67-1	90-18509-67-1	13.24	115.00

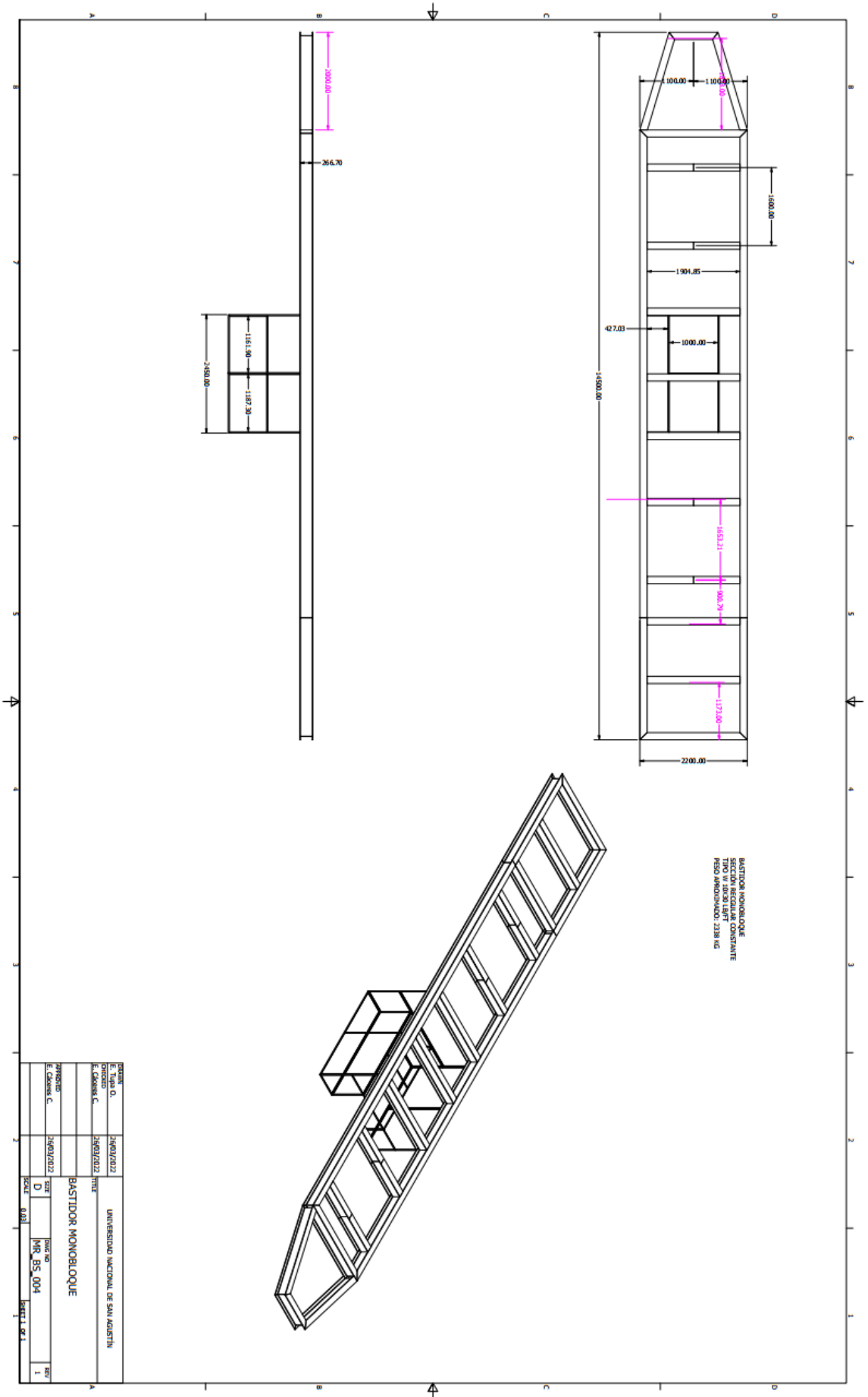
ANÁLISIS UNITARIO DE ELEMENTOS

BASTIDOR					
Elemento	Cantidad	Peso Unitario (KG)	Peso Total (KG)	PRECIO U.APROX. \$	PRECIO TOTAL APROX. \$
Bastidor	1	2338	2338	150000	\$ 150,000.00
Baterías	1	1300	1300	15000	\$ 15,000.00
Inversor-Transformador	1	780	780	8000	\$ 8,000.00
Pasajeros	116	70	8120	-	-
Equipos auxiliares	1	1100	1100	500000	\$ 500,000.00
Banco de reostatos	1	150	150	6000	\$ 6,000.00
SUB-TOTAL			13788		\$ 679,000.00
BOGIE 1					
Elemento	Cantidad	Peso Unitario	Peso Total B1	PRECIO U.APROX. \$	PRECIO TOTAL APROX. \$
Bogie	1	1520	1520	4500	\$ 4,500.00
Motor inducción	1	950	950	7000	\$ 7,000.00
Freno de Disco	1	180	180	5000	\$ 5,000.00
Caja Reductor	1	112	112	8500	\$ 8,500.00
Susp. Primaria	2	12	24	1200	\$ 2,400.00
Susp. Secundaria	4	5	20	800	\$ 3,200.00
Eje	1	242	242	9000	\$ 9,000.00
Neumáticos	1	51	51	5000	\$ 5,000.00
Guia	4	12	48	1000	\$ 4,000.00
Estabilización	2	8	16	800	\$ 1,600.00
SUB-TOTAL			3163		\$ 50,200.00
BOGIE 2					
Elemento	Cantidad	Peso Unitario	Peso Total B1	PRECIO U.APROX. \$	PRECIO TOTAL APROX. \$
Bogie	1	1520	1520	4500	\$ 4,500.00
Motor inducción	1	950	950	7000	\$ 7,000.00
Freno de Disco	1	180	180	5000	\$ 5,000.00
Caja Reductor	1	112	112	8500	\$ 8,500.00
Susp. Primaria	2	12	24	1200	\$ 2,400.00
Susp. Secundaria	4	5	20	800	\$ 3,200.00
Eje	1	242	242	9000	\$ 9,000.00
Neumáticos	1	51	51	5000	\$ 5,000.00
Guia	4	12	48	1000	\$ 4,000.00
Estabilización	2	8	16	800	\$ 1,600.00
SUB-TOTAL			3163		\$ 50,200.00
TOTAL			20114		\$ 729,200.00

VEHICULO MONORRIE,
 ENSAMBLE COMPLETO
 PESO APROXIMADO 14 TON



PROYECTO	UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN AGUSTIN
E. TITULO O.:	26/03/2022
E. DISEÑO C.:	26/03/2022
VEHICULO MONORRIE	
PROYECTANTE	ING. ERIC
E. DISEÑO C.:	26/03/2022
PROYECTANTE	ING. ERIC
E. DISEÑO C.:	MR. OP1_001
ESCALA	1:1
FECHA	2022



BASTIDOR MONOBLOQUE
 SECCION REGULAR CONSTANTE
 TIPO IV (RISA LIBRE)
 PESO PROMEDIADO: 238 KG

PROYECTO	UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN AGUSTIN
ESTUDIO	26/01/2012
ELABORADO	26/01/2012
REVISADO	
APROBADO	
E. CARRERA C.	
PROYECTO	BASTIDOR MONOBLOQUE
E. CARRERA C.	
ESCALA	0.001
FECHA	1 de 1

