

Trabajo de Diploma

Para Optar por el Título de

Ingeniero Mecánico

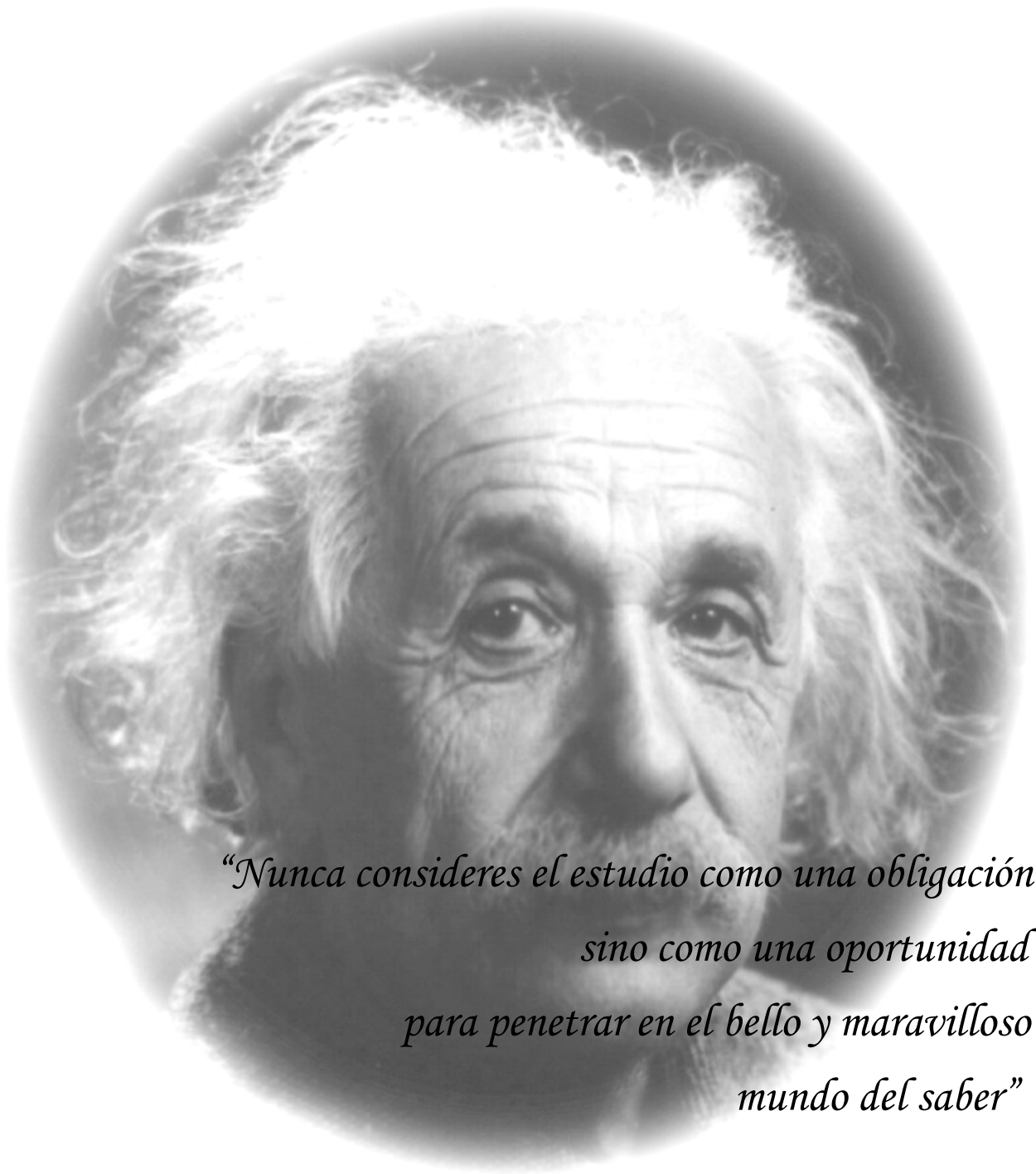
**Diseño de un vagón plano de carga para
alimentación en los rieles para la Empresa
Mecánica del Níquel Comandante Gustavo Machín
Hoed de Beche**

Autor: Yon Lamorú Matos

Tutor (es): Ms. C. Geovany Ruíz Martínez

Dr. C. Isnel Rodríguez González

Moa, 2014



*“Nunca consideres el estudio como una obligación
sino como una oportunidad
para penetrar en el bello y maravilloso
mundo del saber”*

Albert Einstein

Declaración de Autoridad

Yo: Yon Lamorú Matos

Autor de este trabajo de diploma, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez” el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

Yon Lamorú Matos

Ms. C. Geovany Ruíz Martínez

Dr.C. Isnel Rodríguez González

Agradecimientos

- *Agradezco al ISMMM por el aporte de conocimientos brindado durante estos 5 años de la carrera y por la oportunidad de convertirme en ingeniero mecánico.*
- *Agradezco a la Revolución, a Fidel y a Raúl por brindarme la opción de estudiar en una universidad de excelencia.*
- *Agradezco a mis familiares por el apoyo incondicional brindado y la confianza depositada.*
- *Agradezco a mis amigos por la ayuda brindada y por aguantarme durante estos 5 años.*
- *Agradezco a los tutores por el apoyo brindado durante todo el proceso de investigación y desarrollo de la tesis.*

Dedicatoria

- *En primer lugar a mis padres Eleida y Miguel, les debo lo que soy y sé que nunca les podré retribuir.*
- *A mi hermana Eliannis que siempre me apoyó.*
- *A toda mi familia, mis amigos y compañeros de aula.*
- *A mis tutores Dr. C. Isnel Rodríguez y al Ms. C. Geovany Ruíz y Murphis Pompa por facilitar la terminación de este trabajo, al claustro de profesores del departamento de mecánica.*
- *A los que de una forma u otra contribuyeron a la realización de este trabajo.*
- *A todos les quiero dedicar este triunfo.*

Resumen

En el presente trabajo se realizó el diseño de un vagón plano de carga para alimentación en los rieles. A partir del estudio de la literatura existente se definió el estado del arte en la temática abordada, se describen las principales características de los vagones planos de carga. El mismo se realizó con el objetivo de resolver un problema existente en el taller construcciones metálicas de la Empresa Mecánica del Níquel, donde no existe un mecanismo para transportar las piezas que allí se realizan hacia las cámaras de granallado y pintura. En el trabajo se planteó la metodología de cálculo de cada uno de los elementos pertenecientes al vagón, se seleccionó el accionamiento de la máquina. Se identifican como factores de gran influencia en el diseño de componentes. Para la obtención de los resultados se utilizaron los programas MathCAD 13 y COSMOS 7. Se efectuó la valoración de los resultados obtenidos, impacto económico y el impacto ambiental de la propuesta.

Abstract

Presently work was carried out the design of a plane boxcar of load for feeding in the rails. Starting from the study of the existent literature he was defined the state of the art in the thematic one approached, the main characteristics of the plane boxcars of load are described. The same one was carried out with the objective of solving an existent problem in the shop Metallic constructions of the Mechanical Company of the Nickel, where a mechanism doesn't exist to transport the pieces that there are carried out toward the granallado cameras and painting. In the work he thought about the calculation methodology of each one of the elements belonging to the boxcar, the working of the machine was selected. They are identified as factors of great influence in the design of components. For the obtaining of the results the programs MathCAD 13 and COSMOS 7 were used. The valuation of the obtained results was made, I impact economic and the environmental impact of the proposal.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1: MARCO TEORICO DE LA INVESTIGACIÓN	4
1.1 Introducción.....	4
1.2 Hitos históricos en el transporte ferroviario	4
1.3 Generalidades del transporte férreo.....	5
1.3.1 Definición de conceptos básicos ferroviarios	5
1.3.2 Ancho de vía	6
1.3.3 Infraestructura ferroviaria.....	8
1.4 Sistemas de alimentación del accionamiento	9
1.5 Desvíos y aparatos de dilatación.....	10
1.6 Alimentación por tercer riel	10
1.6.1 Comparación con otros sistemas	11
1.7 Tecnología férrea innorail	12
1.8 Tipos de vagones de carga	13
1.9 Componentes de material rodante	15
1.9.1 Funciones principales del órgano de rodadura y terminología	16
1.10 Accionamientos electromecánicos para diferentes máquinas.....	17
1.10.1 Motor primario	18
1.10.2 Transmisión de fuerza	18
1.10.3 Máquina receptora	18
1.11 Descripción del sistema de accionamiento del vagón plano de carga	19
1.11.1 Clasificación de las transmisiones mecánicas	20
1.11.2 Principales ventajas de los engranajes	21
1.11.3 Principales desventajas de los engranajes	21
1.12 Método de elementos finitos para resolver problemas de ingeniería	22
1.12.1 Estado tensional y deformacional.....	22
1.12.2 Solicitaciones mecánicas.....	24
1.13 Conclusiones del Capítulo 1	25

CAPÍTULO 2: MATERIALES Y MÉTODOS.....	26
2.1 Introducción.....	26
2.2 Diseño gráfico de los elementos componentes del vagón	26
2.3 Diseño de vagón de carga.....	27
2.3.1 Selección del material.....	27
2.3.2 Cálculo de resistencia mecánica de los elementos del vagón	27
2.3.3 Elementos de rodadura	39
2.3.4 Selección de las ruedas.....	41
2.3.5 Cálculo de las transmisiones presentes en el accionamiento	41
2.3.6 Selección del sistema de frenos.....	47
2.4 Modelación y simulación por el método de elementos finitos.....	48
2.4.1 Simulación por el método de elementos finitos.....	48
2.4.2 Condiciones y parámetros establecidos.....	48
2.4.3 Algoritmo para la simulación	48
2.4.4 Elementos que se analizaran	49
2.4.5 Bastidor	49
2.4.6 Descripción del cálculo	50
2.4.7 Mallado.....	50
2.4.8 Ruedas.....	51
2.5 Conclusiones parciales del capítulo II	52
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	53
3.1 Introducción.....	53
3.2 Análisis de los cálculos de la resistencia mecánica de los elementos estructurales del vagón.....	53
3.2.1 Determinación del estado tensional monoaxial.....	53
3.2.2 Determinación tención máxima para flexión oblicua.....	54
3.2.3 Determinación de la resistencia a la estabilidad por compresión.....	55
3.2.4 Determinación de la carga crítica	55
3.2.5 Determinación de la tensión crítica	56
3.2.6 Determinación de la condición de estabilidad.....	56

3.2.7	Determinación de la resistencia de uniones soldadas.....	57
3.2.8	Determinación de las uniones roscadas	59
3.2.9	Determinación del diseño de los ejes de apoyo	60
3.2.10	Selección del motor y transmisión del accionamiento	62
3.2.11	Determinación de la potencia reducida en el accionamiento	64
3.2.12	Determinación del cálculo del engranaje cilíndrico de dientes oblicuos presente en el accionamiento	64
3.2.13	Análisis del sistema de frenos	66
3.2.14	Análisis de la modelación y simulación por el Método de Elementos Finitos	68
3.3	Análisis del efecto económico	72
3.4	Impacto medioambiental.....	72
3.5	Conclusiones Capítulo III	73
CONCLUSIONES GENERALES.....		74
RECOMENDACIONES.....		75
BIBLIOGRAFÍA.....		76

INTRODUCCIÓN

La industria niquelífera constituye, uno de los pilares fundamentales en el creciente aumento de la economía del país, este sector aporta anualmente un elevado porcentaje de los ingresos financieros que entran a la nación. En las condiciones contemporáneas, la producción de máquinas, destinadas a la mecanización compleja de los procesos productivos y demás actividades de interés social, se realiza cada vez más en forma de sistemas de máquinas conformadas por conjuntos independientes. La Empresa Mecánica del Níquel Comandante Gustavo Machín Hoed de Beche (EMNI) no se encuentra exenta de esto, debido a que en ella se realizan la mayoría de las obras de mantenimiento que están relacionadas con la industria niquelífera. En esta empresa se realizan obras de construcción de estructuras y procesos de manufactura, entre otras tareas. Producto a la demanda de estas fabricaciones por parte de las empresas productoras y terceros, en el taller “Construcciones Metálicas” se realizan tareas relacionadas con la construcción de estructuras, las cuales pasan por una serie de áreas antes de obtener el producto final, cada una de estas, cuentan con una variedad de máquinas. En esta entidad se está planteando la necesidad de crear un mecanismo capaz de darle solución a un problema que está aumentando con facilidad. El departamento de Ingeniería y Diseño se ha dado a la tarea de desarrollar el proyecto para cumplir con esta tarea, la misma será realizada bajo la norma cubana en cada apéndice del proyecto. En éste trabajo de diploma se desarrollará la parte del diseño de la carretilla de carga. Debido al fuerte desarrollo que está experimentando el transporte ferroviario, hace que el estudio e investigación de las diversas aplicaciones en el diseño de componentes adquieran una gran importancia dentro del mundo de la industria y de la automoción. Esta carretilla constará con un sistema de alimentación en los rieles. El carro plano será alimentado por la baja tensión de los ferrocarriles. La fuente de energía será corriente alterna de 440 V, se transforma en corriente alterna de 36 V dos fases y son respectivamente conectados a los dos carriles. La alimentación por tercer raíl es un método para proveer de electricidad a un tren a través de un riel rígido continuo situado en uno de los lados de las vías férreas o entre ellas. Es un método de alimentación eléctrica basado en un frotador o captador que roza con el carril para realizar el

contacto eléctrico, variante que se considera más trabajosa que la de alimentación por ambos rieles de la carretilla.

Situación Problemática

En la Unidad Empresarial de Base (UEB) Construcciones Metálicas de la Empresa Mecánica del Níquel Comandante Gustavo Machín Hoed de Beche para dar cumplimiento a su objeto social, se desarrollan una serie de piezas y estructuras que requieren un determinado tipo de Sandblasting y Pintura, para esto se utilizan las cámaras de granallado y pintura respectivamente, las cuales están ubicadas en la parte trasera de dicha UEB. En ambos casos es complicado el traslado de las piezas y estructuras hacia ambas cámaras, principalmente por la posición en la que se encuentran ubicadas. Esto se debe a que no existe un mecanismo mediante el cual las piezas puedan ser trasladadas hacia estas cámaras y dificulta considerablemente el flujo productivo del taller.

Problema

No existe un vagón para transportar carga (hasta 20 ton) desde la parte trasera del Taller Construcciones Metálicas hasta las cámaras de granallado y pintura a través de líneas férreas eléctricas.

Hipótesis

Con el diseño de un vagón plano que cumpla con las exigencias tecnológicas requeridas para su funcionamiento, se facilitará el traslado de las piezas desde el taller hacia las cámaras de Sandblasting y Pintura.

Objeto

Vagón plano de carga.

Campo de acción

Diseño de vagones para redes de rieles eléctricos.

Objetivo general

Diseñar un vagón plano móvil con alimentación en los rieles, que cumpla con las normas establecidas y garantice su funcionamiento en las condiciones de explotación.

Objetivos específicos

1. Caracterizar el material de los elementos del vagón.
2. Seleccionar el accionamiento para el vagón plano de carga.

Tareas de la investigación

1. Realización de una búsqueda bibliográfica en relación con el objeto de estudio, así como el establecimiento del estado del arte y sistematización de los conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio.
2. Realización de los cálculos de resistencia mecánica de los elementos que se emplearán en la construcción del vagón plano de carga.
3. Diseño de los componentes pertenecientes al vagón plano de carga.
4. Comprobación del diseño mediante la simulación de los elementos de soportes principales.
5. Análisis del efecto económico e impacto ambiental de la propuesta.

CAPÍTULO 1: MARCO TEORICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 Introducción

Las vías férreas son el elemento esencial de la infraestructura ferroviaria y constan, básicamente, de carriles apoyados sobre traviesas que se disponen dentro de una capa de balasto. En su construcción es necesario realizar movimiento de suelos y obras de fábrica (puentes, alcantarillas, muros de contención, drenajes, etcétera). Esta infraestructura básica se completa con sistemas de señalización y, en el caso de líneas electrificadas, con el tendido eléctrico que provee de energía a las locomotoras. En el siglo XVIII, los trabajadores de diversas zonas mineras de Europa descubrieron que las vagonetas cargadas se desplazaban con más facilidad si las ruedas giraban guiadas por un carril hecho con planchas de metal, de esa forma se reducía el rozamiento. Los carriles para las vagonetas sólo servían para trasladar los productos hasta la vía fluvial más cercana, que por entonces era la principal forma de transporte de grandes volúmenes. La Revolución Industrial, en la Europa de principios del siglo XIX, exigió formas más eficaces de llevar las materias primas hasta las nuevas fábricas y trasladar desde éstas los productos terminados.

Objetivo del capítulo:

Mostrar los elementos teóricos fundamentales acerca del transporte férreo, partiendo del estado del arte sobre el tema, basados en el análisis de los trabajos precedentes y una revisión crítica de la bibliografía, descripción de la metodología seguida para su ejecución así como la base teórica que sustenta la investigación y una caracterización integral del estado actual del objeto de estudio

1.2 Hitos históricos en el transporte ferroviario

Según (ADIF Administración de Estructuras Ferroviarias. 2004) en 1804 se inauguró en Inglaterra el primer ferrocarril de servicios públicos. Unía Wands, Worth, Croydon y Carshalton y sus trenes eran remolcados por tiros de caballos. Diez años más tarde se inició un movimiento revolucionario con la introducción de la máquina de vapor George Stephenson. El ferrocarril no es fruto de una idea surgida espontáneamente, sino del resultado de un proceso prolongado iniciado a mediados del siglo XVII para el

transporte de carbón en las minas de Inglaterra y Alemania. En aquellos entonces, la vía estaba construida de unos largueros de madera apoyados y clavados sobre una traviesa, también de madera. Más tarde, para evitar del desgaste de la madera, se forraron las caras superiores de los largueros con chapas; al propio tiempo se conseguía el guiado de las ruedas añadiendo a estas una pestaña en la parte interna. Posteriormente su forma tronco-cónica permitió mayores velocidades al facilitar la inscripción de los carruajes en las curvas. Se puede considerar como fecha de la historia de los caminos de hierro la del 27 de septiembre de 1825 cuando se inauguró la línea Stockton-Darlington, en Inglaterra. La aprobación de la ley de los ferrocarriles desencadenó la fiebre de las construcciones ferroviarias, la aparición de las primeras empresas ferroviarias. Entre estas compañías se pueden mencionar la MZA (Madrid a Zaragoza y Alicante) en 1856; la compañía caminos de Hierro del norte de España en 1858; la Compañía Ferrocarriles Andalúz entre otras.

1.3 Generalidades del transporte férreo

Según (ADIF Administración de Estructuras Ferroviarias 2004) el transporte ferroviario es un sistema de transporte terrestre de personas y mercancías guiado sobre carriles o rieles. Aunque normalmente se entiende que los raíles son de acero o hierro, que hacen el camino o vía férrea sobre la cual circulan los trenes, dentro de esta clasificación se incluyen medios de transporte que emplean otros tipos de guiado, tales como los trenes de levitación magnética. Se trata de un transporte con ventajas comparativas en ciertos aspectos, tales como el consumo de combustible por tonelada/kilómetro transportada, la entidad del impacto ambiental que causa o la posibilidad de realizar transportes masivos, que hacen relevante su uso en el mundo moderno.

1.3.1 Definición de conceptos básicos ferroviarios

El transporte por ferrocarril se fundamenta en los siguientes conceptos propios de la vía y el material rodante (Amelín 2004), el estudio de su dimensionamiento será la tarea fundamental que nos ocupará; ellos son:

- Apoyo: los esfuerzos de la gravedad y el viento están compensados por reacciones entre sólidos. En el caso del ferrocarril la función de soporte o apoyo se encomienda

directamente al riel y por su intermedio a los durmientes, balasto y plataforma de la vía.

- Guiado, encausado o trazado: en los sistemas de transporte que adoptan el agua, el aire o la carretera, la marcha se produce con dos o más grados de libertad.
- En el caso del ferrocarril, los rieles o carriles guían el material rodante, coaccionando su movimiento u obligándolo a inscribir su marcha dentro de la geometría que se ha establecido previamente, por lo que el vehículo y la vía habrán de poseer unas características resistentes que respondan a las condiciones que en cada momento se deriven del proceso de guiado.
- Circulación unidireccional: al quedar incorporado al ferrocarril el concepto de guiado, se obliga al vehículo a seguir su marcha por el eje geométrico del camino de rodadura; esta circunstancia le lleva a aceptar el carácter unidireccional en el sentido longitudinal indicado. Este aspecto afecta de modo fundamental a la explotación al presentar los problemas de cruces, adelantos, entre otros.
- Adherencia: este concepto de carácter general no se manifiesta en los sistemas de transporte por agua o aire, pero sí en el terrestre, ya sea por carretera o ferrocarril. La adherencia entre la rueda y el riel impone un límite teórico y práctico a las gradientes.
- Ancho de la vía: el ancho de la vía, o trocha, es la separación que hay entre los dos rieles de una vía. Es el parámetro que más fuertemente caracteriza el camino de hierro.

1.3.2 Ancho de vía

Según (El Mundo de los Trenes - Ediciones del Prado S.A. - Madrid – España. 2000) el ancho de vía de un ferrocarril es la distancia existente entre las caras internas de los raíles en un tramo recto. En las curvas se suele añadir unos milímetros más para facilitar el paso de las ruedas. Las vías anchas son mejores y más baratas para el tráfico pesado, pero la construcción de las estrechas es más económica. A pesar de que cuanto mayor sea el ancho de vía mayor es la estabilidad de los trenes, el diseño es otro factor importante. Además, los trenes de vía estrecha no son forzosamente más

angostos que los de vía ancha; generalmente sí lo son, pero la anchura de un tren no está determinada sólo por la de las vías, sino también por la elección del gálibo. La estandarización del ancho de vía es deseable en cualquier parte, porque así todas las unidades pueden acceder a todas las estaciones de la red ferroviaria. Las desventajas comerciales de la diversidad de anchos de vía ha quedado patente en muchos países, que están teniendo que reformar gran parte de sus líneas. Sin embargo, son muchos los países, incluida España, en los que coexisten de forma razonable diferentes anchos de vía. En la mayoría de los casos, el normal es el utilizado en casi toda la red, en tanto que subsisten unos cuantos ferrocarriles de vía estrecha -de un metro o menos- para determinados propósitos y zonas. El ancho de vía normal de la British Rail, 1 435 mm, está en proceso de desaparición, ya que cuanto más se ajuste la rueda al raíl mayor será la estabilidad. Actualmente, el ancho utilizado en las vías principales es un poco menor, 1 425 mm. Un recorte similar de unos pocos milímetros se llevó a cabo en la antigua URSS.

El ancho de vía normal en la mayor parte de Europa y de Norteamérica es de 1 435 mm; en Rusia y Finlandia es de 1 520 mm; en Irlanda es de 1 600 mm, y en España y Portugal es de 1 676 mm. El ancho de vía métrico es el habitual en África Oriental y en gran parte del sureste de Asia. Los anchos de vía múltiples existen también en países como India y Australia. Posteriormente se han aprobado también líneas (aunque no redes) de 762 mm y las de 609 mm. Esto se explica, en parte, porque las líneas de vía estrecha son más fáciles de tender en zonas montañosas. No obstante, el sistema de múltiples anchos de vía se ha convertido en un importante obstáculo, y algunas líneas de ancho métrico han sido reconvertidas al de 1 676 mm (El Mundo de los Trenes - Ediciones del Prado S.A. - Madrid – España).

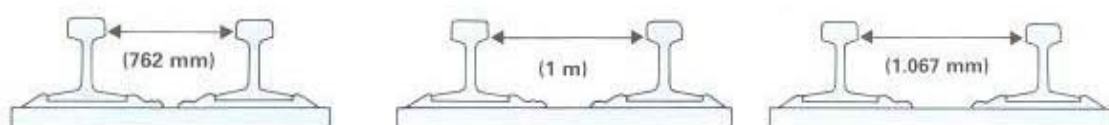


Figura 1.1. Formas de ubicación de los rieles.

En Japón se optó por el ancho de vía de 1 435 mm para las nuevas líneas de alta velocidad, en lugar de su estándar habitual de 1 067 mm. Esta innovación parece

dictada, fundamentalmente, por la búsqueda de mayor estabilidad, así como por la decisión de sus planificadores de que las nuevas líneas, diseñadas para trenes de pasajeros de alta velocidad, no sean utilizadas jamás por trenes ordinarios (El Mundo de los Trenes - Ediciones del Prado S.A. - Madrid – España. 2000).

Los Ferrocarriles de Cuba utilizan una trocha de 1 435 mm (ancho de vía normal) que se extiende desde Guane (provincia de Pinar del Río), en la parte más occidental de la isla, hasta la bahía de Guantánamo en la parte oriental (García, 1987).

1.3.3 Infraestructura ferroviaria

Según (ADIF Administración de Infraestructuras Ferroviarias, 2004) la infraestructura es el terreno base sobre el que se asienta la vía; también se denomina explanación o plataforma. La componen aparte de numerosas obras de defensa (muros de contención y sostenimiento, drenajes, saneamientos, entre otros), las denominadas obras de fábrica (túneles, puentes, viaductos, pasos a nivel, entre otros), un elemento de vital importancia en este tipo de transporte son los rieles.

Características de los rieles

Los rieles son el elemento principal de la superestructura de la vía férrea (Alcaide, 1999). Entre sus principales funciones está; recibir las cargas de las ruedas del material rodante y transmitir las a las traviesas; direccionar el movimiento del tren y servir de conductor eléctrico.

La forma del riel, su largo y composición química definen el peso de la vía, su potencia y principales características técnico económicas de ésta. Para su estudio, los rieles son considerados como una viga con apoyos múltiples (Alcaide, 1999).

La forma y composición química: El perfil del riel asemeja una doble T, forma que mejor trabaja al esfuerzo de flexión. La parte superior del riel se somete a la flexión y al desgaste, lo que obliga a aumentar ahí más cantidad de metal que en la inferior, dando origen a la forma del riel moderno, llamado riel de Vignola, el cual consta de tres partes fundamentales:

- La parte superior, llamada cabeza ó patente con ancho, altura y superficie de rodadura suficiente para transmitir las cargas desde las ruedas a su parte central.

- La parte central llamada alma ó garganta, es alargada y estrecha, de forma recta en Francia, Bélgica, República Checa y curvilínea en Rusia, USA. Debe poseer el grueso necesario para transmitir las cargas a la parte inferior y soportar la corrosión.
- La parte inferior llamada pié ó patín, debe ser suficientemente ancha para garantizar la rigidez del carril en el plano horizontal y su estabilidad al vuelco.

1.4 Sistemas de alimentación del accionamiento

El sistema de alimentación del accionamiento es por el suelo, el mismo consiste en el uso de un tercer raíl situado entre los dos raíles principales y en la utilización de patines de contacto eléctrico en los coches. El tercer raíl está segmentado en tramos cortos que se alimentan independientemente, de modo que sólo disponen de corriente eléctrica los tramos situados bajo el tranvía, para evitar cualquier riesgo de electrocución de los viandantes. Desde finales del siglo XIX los ingenieros se interesaron por la alimentación de tranvías directamente por el suelo. Ya en esta época, los ayuntamientos eran reticentes a la utilización de tendidos aéreos en barrios históricos. La primera experiencia se desarrolló en Lyon en 1894 (en la línea Pont Lafayette - Parc de la Tête d'Or) con balizas de carga eléctrica situadas en el eje de la vía. En 1896 se equipa la línea París - Romainville. Este sistema, que permitía prescindir del tendido aéreo o del transporte de baterías a bordo de los vehículos, tenía sus límites. De hecho, por razones de seguridad evidentes, las balizas no debían entrar en tensión más que durante el paso de los tranvías. Esto requería soluciones técnicas difíciles que, en aquella época, eran casi imposibles de alcanzar. Por entonces se utilizaron diferentes sistemas de contacto superficial por balizas eléctricas, como por ejemplo los sistemas Claret-Vuilleumier, Vedovelli, Diatto y Dolter. Todos los sistemas tenían los mismos problemas recurrentes: la imposibilidad de obtener la entrada en tensión al paso del tranvía y sobre todo el corte de la alimentación tras el paso del tranvía. Estos sistemas acabaron siendo un gran riesgo para peatones y caballerías. Estos sistemas desaparecieron de Francia en 1910 y fueron reemplazados por instalaciones con rieles enterrados en los que el vehículo tomaba la corriente gracias a una pértiga introducida en una ranura en cuyo fondo había dos pequeños raíles de alimentación (Henderson, 1986).

1.5 Desvíos y aparatos de dilatación

(Alcaide 1999) plantea que desde el punto de vista de la explotación de la vía se necesita que los desvíos, o aparatos de vía especiales que permiten el paso de una vía a otra, permitan circular a 350 km/h por la vía directa y alcanzar la máxima velocidad posible por la vía desviada, que en el caso de la nueva línea de alta velocidad será de 230 km/h. La máxima velocidad por vía desviada depende, afirma Javier Puebla, director del Área de Obra Civil del GIF, del espacio que se estime necesario para la implantación de cada desvío, de las posibilidades de transporte del cambio del desvío montado en fábrica, la aceleración centrífuga aceptable por los viajeros tomando en consideración que los desvíos no permiten utilizar el sistema de peralte aplicado en las curvas, la servidumbre de mantenimiento y el precio. La aceleración máxima sin compensar al pasar por la vía desviada será de 0,5 metros por cada segundo al cuadrado. El carril tendrá en los desvíos la misma inclinación que en el resto de la vía 1/20. La longitud máxima de los escapes será de 420 metros.

Los desvíos que permiten cambiar la circulación de los trenes de una a otra vía de la línea general de vía doble serán instalados en los puestos de adelantamiento y estacionamiento de trenes que exigen la banalización de la línea y la necesidad de apartar trenes para asegurar el adelantamiento por otros en una línea de alta velocidad que será utilizada por gran número y tipología de trenes, desde los trenes de viajeros de alta velocidad a 350 km/h a los de mercancías pesadas de 80 km/h. No es posible diseñar en la actualidad líneas de alta velocidad sin utilizar aparatos de dilatación, pues así lo requiere la concepción y construcción de los viaductos debido a las desmesuradas acciones causadas por la circulación de los trenes en los puentes. Los aparatos de dilatación actuales permiten careras de más de 1 000 mm, aunque hace muy pocos años se pensaba que no se podían superar los 300 mm (Alcaide, R. 1999).

1.6 Alimentación por tercer riel

Según (Henderson 1986), la alimentación por tercer riel es un método para proveer de electricidad a un tren a través de un riel rígido continuo situado en uno de los lados de las vías férreas o entre las vías. Es un método de alimentación eléctrica alternativo al de

situar una catenaria sobre el tren. Los trenes que lo utilizan disponen de un frotador o captador que roza con el carril para realizar el contacto eléctrico.

El conductor suele ser un perfil de acero laminado paralelo a la vía, colocado sobre apoyos aislados que reposan en las traviesas de la vía y en cuyos extremos se sujetan. El polo positivo de la instalación es el tercer carril, y el negativo los carriles de la vía férrea por los que circula el tren, existiendo una diferencia de potencial entre el tercer riel y los de circulación. Este tercer riel no debe ser confundido con los tres carriles de circulación que utilizan algunas vías de ancho mixto. Este sistema de alimentación, muy desarrollado a principios de siglo, ha caído en desuso debido a sus graves inconvenientes. No obstante, sigue siendo todavía empleado en ciertos casos, como en los metros, ya que dichas inconveniencias pueden ser subsanadas en su caso particular. Se utiliza típicamente en los metros o transporte de tránsito rápido, que tienen plataformas reservadas o corredores, que se encuentran totalmente o casi separados de cualquier otro tipo de transporte. En un principio el riel era del mismo tipo que los de circulación, pero con el tiempo ha ido evolucionando hacia secciones más especializadas.

1.6.1 Comparación con otros sistemas

Las ventajas de este sistema de alimentación por tercer riel con respecto al sistema de catenaria son:

- Rigidez: gracias a la rigidez, no experimenta deformaciones sensibles, ni por su propio peso, ni por el paso de los elementos de toma de corriente, al contrario de lo que sucede en la solución flexible de conductores aéreos, como la catenaria,
- Economía: la sección del tercer carril en acero equivale aproximadamente a 900 mm de cobre, lo que es el doble de la sección útil de una catenaria usual,
- Gálibo: se reduce considerablemente respecto al necesario en el caso de empleo de catenaria,

Inconvenientes:

- Riesgo de electrocución de personas y animales, al poder pisar simultáneamente el riel electrificado y los de circulación, conduciendo la electricidad entre ellos. Lo mismo ocurre si se pisa el riel electrificado y el suelo, que también es conductor.
- Estorbo en las playas de vías en las estaciones. Si bien reduce el gálibo, aumenta considerablemente su ocupación espacial horizontal.
- Necesidad de interrumpirlo en los pasos a nivel y aparatos de vía. Esto, si bien se evita dotando al vehículo de varios brazos frotadores, no impide que existan lagunas de longitud superior a la distancia entre brazos, con lo que hay que recurrir a soluciones complicadas.
- No hay posibilidad de empleo en electrificación con corriente alterna.
- Además, en corriente continua es limitada la tensión de servicio. La poca altura a la que está del suelo, del orden de 30 cm, limita la tensión a valores entre los 500 y los 800 V, a pesar de que haya casos en los que se alcancen los 1,500 V, como sucedía en el metro de Barcelona. La menor tensión obliga a distanciar mucho menos las subestaciones de tracción.

1.7 Tecnología férrea innorail

Según (Henderson 1986), el APS es un sistema de alimentación eléctrica por un tercer raíl cuya cara superior está enrasada con la calzada y que está centrado entre los otros dos. El raíl está formado por segmentos conductores de una longitud de 8 metros, separados por tramos aislados de 3 metros. Un segmento del raíl está bajo tensión, con corriente continua de fase (750 V) solamente cuando el tranvía lo cubre completamente: la alimentación de corriente está controlada por cajas enterradas cada 22 metros. Conforme avanza, el tranvía activa automáticamente la alimentación eléctrica del tercer raíl, enviando una señal a las cajas de control por medio de una antena inductiva. El coche toma la corriente por medio de dos patines situados bajo los módulos intermedios de la composición y separados más de tres metros, de modo que siempre hay al menos un patín en contacto con el raíl conductor. En los cambios de vía la alimentación se interrumpe para evitar los cortocircuitos entre los patines (con potencial de fase) y los raíles (con potencial neutro). Un disyuntor de puesta a tierra (interruptor diferencial)

asegura la seguridad de las personas si, por fallo, un segmento de raíl sigue alimentado sin estar cubierto por un tranvía. La caja de alimentación de un segmento puede desactivarse en caso de anomalía. Por otra parte, los disyuntores dispuestos en cada salida de subestación puede cortar la alimentación de secciones en caso de fallo. Si alguno o varios tramos se encuentran fuera de servicio, los tranvías pueden recorrer 150 metros a 3 km/h gracias a la energía acumulada en unas baterías auxiliares.

1.8 Tipos de vagones de carga

Según (El Mundo de los Trenes - Ediciones del Prado S.A. - Madrid – España. 2000), existe una variedad de modelos de vagones de carga destinados a cumplir con tareas específicas de carga de manera más eficiente.

Los vagones cerrados son comúnmente utilizados para numerosas mercancías tales como repuestos automóviles, conservas, bolsas de cemento e incluso granos a granel. Algunos vagones cerrados son sometidos a restricciones de cargamento interior (vagones cerrados equipados), y tienen una variedad de tipos y de tamaños de puerta, aislamiento, refrigeración y control de la temperatura, de modo que las mercancías no serán ni sobrecalentadas ni congeladas, y varios niveles de calidad: los vagones de alto de gama son utilizados para productos alimenticios u otros que deben evitar ser contaminados por otras mercancías.

Los vagones tolva con techo abierto se pueden cargar de diferentes maneras y transportar mercancías que no serán dañadas por la exposición a los elementos climáticos tales como áridos, carbón o minerales. Su nombre viene de la tolva en el fondo de los vagones, que son abiertos para descargar su contenido rápida y fácilmente.

Los vagones tolva cerrados transportan mercancías tales como granos, cemento, arena, fertilizantes, harina y azúcar, o materiales químicos o en polvo que pueden ser dañados por la exposición a los elementos climáticos. Algunos vagones tolva cubiertos tienen una función de “asistente a la descarga”, con bordes vibrantes o sistemas de inyección de aire para ayudar a la descarga. Los vagones tolva son a menudo categorizados por tamaño (metros cúbicos/pies), y los más grandes son utilizados para

las mercancías de baja densidad tales como harina y granos; los vagones más pequeños son utilizados para los productos de alta densidad tales como el cemento o la arena.

Los vagones plataforma de bordes bajos tienen un techo abierto pero no tienen tolva en el fondo para la descarga. La mayoría de los vagones plataforma son descargados por una grúa o un volquete pero algunos tienen el piso que se abre, y son frecuentemente descargados por un aparato rotativo de descarga (foto a la izquierda). Los vagones plataformas de bordes altos son utilizados para los áridos, el carbón y otros materiales de densidad relativamente baja, incluyendo el cemento en bolsas de 10 toneladas. Los vagones plataforma de bordes bajos son utilizados para los materiales más pesados como losas de acero, perfilados de acero, maquinaria y otros materiales que pueden tolerar la exposición a los elementos climáticos.

Los vagones planos transportan maquinaria, contrachapado, contenedores, y remolques de transporte carretero. Muchos vagones planos tienen características especiales para ampliar su utilización: por ejemplo, una cremallera le convierte en transporte de automóviles; estacas colocadas en los costados permiten contener canalizaciones y longitudes de madera bruta de aserrar; se pueden añadir separaciones para transportar troncos o madera de sierra. Camiones, cisternas, turbinas y otras mercancías son transportadas en vagones planos o en vagones planos modificados.

Los vagones cisterna transportan líquidos como el petróleo y sus derivados o consumibles como aceites de semillas, leche, cerveza o agua. Algunos vagones cisterna transportan gases en su forma líquida, tales como el gas de petróleo líquido (GPL) o fluidos presurizados en un estado líquido/gaseoso, como el gas natural licuado (GNL). Los vagones cisterna son a menudo especializados para el tipo de mercancía que transportan: por ejemplo los productos químicos, el petróleo y los productos petroleros utilizan un revestimiento de cisterna especial, y la leche y la cerveza pueden ser transportadas en cisternas de acero inoxidable. En muchos países, los vagones cisterna que transportan materiales peligrosos son sometidos a medidas de seguridad, tales como acoples con “estantes” (acoples con extensiones por encima y por debajo, foto a la izquierda) que impiden que los vagones se desacoplen en caso de

descarrilamiento, o escudos de extremidad reforzados que impiden que los acoples perforen la cisterna en caso de descarrilamiento. Además, los vagones cisternas presurizados tienen válvulas de descarga y redes especiales de ventilación.

Estos tipos básicos de vagones de carga tienen numerosas variaciones: muchos ferrocarriles colaboran con los expedidores para adaptar los vagones de carga a las necesidades específicas.

1.9 Componentes de material rodante

Según la Unión de Ferrocarriles de Cuba (UFC), el parque tractivo cubano está formado por una amplia diversidad de locomotoras, mayormente de la primera generación, con diferentes tipos de transmisión y destino. El material rodante de ferrocarriles incluye algunos componentes principales comunes. La mayoría de los coches de pasajeros y de carga reposan en bogies. La mayoría de los bogies tienen sistemas de ejes de dos ruedas, de modo que el material rodante puede maniobrar en las curvas mientras soporta cargas pesadas. Los dos marcos laterales contienen dos sistemas de ejes (cada sistema de ejes se compone de dos ruedas y de un eje sólido montados juntos como una sola pieza). Rodamientos de rodillos son utilizados entre los ejes y los marcos laterales para permitir a los sistemas de ejes girar libremente. Habitualmente, las cajas de los vagones no son fijadas a los bogies, pero reposan en, y pivotan sobre, un soporte central. En general, los bogies del material rodante de pasajeros soportan un sistema de suspensión que los aísla de las ruedas y de la infraestructura. Los bogies soportan también sistemas de frenado. La mayoría de los coches de pasajeros y de carga utilizan frenos de aire bajo presión. Los sistemas de frenado para carga utilizan la presión del aire para presionar las zapatas de freno en cada superficie de rodadura. Algunos sistemas para pasajeros utilizan el mismo tipo de sistema de frenado, pero la mayoría de los trenes de alta velocidad son equipados de frenos de discos fijados directamente en los ejes de los sistemas de ejes, además de los frenos de zapata.

Los acoples son diseñados para permitir una conexión rápida y fácil de los coches y vagones, mientras los dispositivos de tracción proveen el mecanismo para transmitir las fuerzas longitudinales que impulsan el tren a través de la cara del coche hasta el

próximo coche, sin interferir con el funcionamiento de los bogies. Algunos acoples, como los de la foto a la izquierda, tienen extensiones por encima y por debajo (acoples con estantes) para asegurar que los coches se mantengan acoplados aunque uno de los coches se salga de la vía. La fuerza de los dispositivos de tracción y de los acoples determina el peso de seguridad en el cual un tren puede operar en un ferrocarril. Muchos sistemas ferroviarios tienen apoyos de amortiguadores al lado de los mecanismos de acople para reducir el “movimiento de acordeón”, es decir la tendencia de un grupo de vagones a alargarse o a contractarse cuando está en movimiento.

1.9.1 Funciones principales del órgano de rodadura y terminología

Según (Hernández 2000) la diferencia principal entre un vehículo ferroviario y otros tipos de transporte rodado es la orientación proporcionada por la vía. La superficie de los carriles no solo soportan las ruedas, sino también las guían en dirección lateral. Los carriles y los cruces cambian la dirección de rodadura de las ruedas y entonces determinan la dirección del viaje para los vehículos ferroviarios.

El órgano de rodadura es el sistema que proporciona un movimiento seguro del vehículo a lo largo de la vía. Incluye componentes tales como ejes montados con cajas de grasa, la suspensión elástica, los frenos, órganos de tracción, y los dispositivos para la transmisión de las fuerzas de tracción y frenado al cuerpo del vehículo. Sus funciones principales son:

- Transmisión e igualación de la carga vertical desde las ruedas del vehículo a las vías,
- Guía del vehículo a lo largo de la vía,
- Control de las fuerzas dinámicas debido al movimiento sobre las irregularidades de la vía, en curvas, cruces y después de cruces entre coches,
- Amortiguamiento eficiente de las oscilaciones,
- Aplicación de las fuerzas de tracción y frenado.

En vehículos sin bogies la suspensión, frenos, y equipamiento de tracción se montan en la estructura del cuerpo del vehículo. Las fuerzas de tracción y frenado son transmitidas a través de barras de tracción o cajas de grasa guía. Vehículos convencionales de dos

ejes generarán mayores fuerzas en curvas cerradas que el vehículo equivalente con bogies, estando por tanto su longitud limitada.

El órgano de rodadura montado en una estructura independiente que puede girar en relativo al cuerpo del vehículo se conoce como bogie. El número de ejes montados que unen clasifica los bogies. El tipo más común es el bogie de dos ejes, pero bogies de tres y cuatro ejes se encuentran también, a menudo en locomotoras.

En el pasado, los bogies simplemente permitían al órgano de rodadura girar en un plano horizontal relativo al cuerpo del vehículo permitiendo de esta manera a los ejes montados tener pequeños ángulos de ataque en curvas. En los bogies modernos, la estructura del bogie transmite todas las fuerzas, longitudinal, lateral, y vertical entre el cuerpo del coche y los ejes montados. La estructura también soporta el equipamiento de frenado, los órganos de tracción, suspensión y amortiguación. También puede alojar los dispositivos de inclinación, dispositivos de lubricación para el contacto rueda-carril y mecanismos para controlar el posicionamiento radial de ejes montados en curvas. Los vehículos de bogies son normalmente más pesados que los vehículos de dos ejes. Sin embargo, el diseño de vehículos ferroviarios con bogies es a menudo más simple que los vehículos de dos ejes, proporcionando éstos mayor fiabilidad y un mantenimiento mejor (Rojas, 2005.).

1.10 Accionamientos electromecánicos para diferentes máquinas

En trabajos publicados, López (2007) y Quintero (2008), definen los accionamientos como un conjunto interactuante constituido por una carga, un motor impulsor, elementos de acoplo y equipo de comando, todo inmerso dentro del ámbito general que es el sistema de suministro de energía. Plantean que todo accionamiento por sencillo o complejo que sea, está estructurado invariablemente por tres elementos básicos: el convertidor eléctrico, el motor primario y la transmisión de fuerza (ver figura 1.2- a).

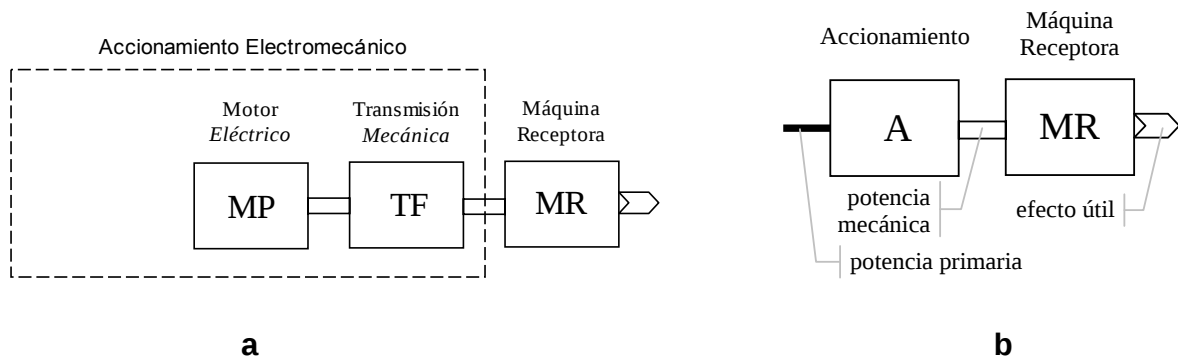


Figura 1.2. Accionamiento electromecánico, a- estructuración, b- mecánica del accionamiento.

Los accionamientos electromecánicos se encuentran estructurados por:

1.10.1 Motor primario

- El motor primario genera la *potencia mecánica*, que le transmite el movimiento a todo el equipo.
- El motor primario obtiene la potencia mecánica como resultado de un proceso de conversión de otras formas de energía.
- Los accionamientos electromecánicos utilizan el motor primario *eléctrico*.
- Este motor recibe potencia de la red eléctrica local o del convertidor primario y la convierte en potencia mecánica.

1.10.2 Transmisión de fuerza

- La transmisión de fuerza hace *compatibles* al motor primario y la máquina receptora.
- Para lograrlo, la transmisión *transforma* y *conduce* la potencia mecánica que fluye entre motor primario y máquina receptora (ver figura 1.2- b).

1.10.3 Máquina receptora

- La máquina receptora realiza la *función básica* para la cual ha sido construida.
- Por ejemplo, en una estera transportadora, la máquina receptora consta de la banda, las dos tamboras, los bolillos y el bastidor.

Los reductores para el accionamiento de máquinas son mecanismos que sirven para reducir las velocidades angulares y elevar el momento de torsión; se ejecutan como conjuntos sueltos. Tiene numerosos usos, sobre todo, en la construcción de máquinas elevadoras y transportadoras, construcción de maquinarias para la metalurgia, para la industria química y construcción naval (Reshetov, 1985).

1.11 Descripción del sistema de accionamiento del vagón plano de carga

El accionamiento es el encargado de proveer el movimiento de giro a las ruedas del vagón. El accionamiento está integrado por los elementos: motor transmisión de engranajes cilíndricos de dientes oblicuos.

Las transmisiones por engranajes son el grupo de transmisiones mecánicas más difundido e importante desde los inicios de la Revolución Industrial hasta nuestros días. Estos mecanismos pueden ser empleados en los más diversos campos y condiciones de trabajo: desde relojes y equipos de precisión hasta máquinas de grandes dimensiones.

Según una encuesta realizada en 1996 por los editores de la revista norteamericana Gear Technology, se afirma que: la rueda dentada más pequeña en uso fue producida en Albuquerque (EUA) para un micromotor de silicón y tiene un diámetro de cresta de 0,05 mm, en cambio la mayor rueda dentada en explotación está instalada en el accionamiento final de un agitador en Toronto (Australia) y presenta un diámetro de referencia de 93 m.

Lo anterior brinda una medida del amplio uso que en la actualidad tienen las transmisiones por engranajes, las cuales son capaces de soportar fuerzas circunferenciales comprendidas entre 0,001 N y miles de kN, con posibilidad de transmitir momentos torsores de hasta miles de kNm o potencias de hasta decenas de miles de kW en las transmisiones mayores.

Algunas de las características generales de las transmisiones por engranajes son:

- Gran capacidad de carga.
- Compactos.

- Transmisión de fuerza sin deslizamiento (relación de transmisión constante e independiente de las cargas).
- Alta eficiencia.
- Distancias entre centros pequeñas y medias.
- Seguridad de funcionamiento y gran duración.
- Sencillez en el mantenimiento.
- Caras y complejas de fabricar.
- Producen ruidos

1.11.1 Clasificación de las transmisiones mecánicas

La principal clasificación de los engranajes se efectúa según la disposición de sus ejes de rotación y según los tipos de dentado, según Faires (1955). Una transmisión por engranaje es un mecanismo, que con ayuda del engranaje transmite o convierte el movimiento cambiando las velocidades angulares y los momentos (Reshetov, 1985).

Los engranajes se emplean para transmitir el movimiento de rotación entre árboles paralelos, árboles que se cortan y árboles que se cruzan, así como para transformar el movimiento de rotación en movimiento de avance y viceversa (Reshetov, 1985), y los mismos se clasifican en:

- Cremallera recta: un engranaje recto que tiene dientes rectos los cuales forman ángulos rectos con la dirección del movimiento.
- Engranajes helicoidales: un engranaje helicoidal de forma cilíndrica y dientes helicoidales. Los engranajes helicoidales paralelos operan sobre ejes paralelos y, cuando ambos son externos, las hélices tienen sentido contrario.
- Engranajes con dientes helicoidales angulares: cada uno de ellos tienen dientes helicoidales con hélice hacia la derecha y hacia la izquierda, y operan sobre ejes paralelos. Estos engranajes también se conocen como de espinas de pescado.
- Engranajes con hélices cruzadas: estos engranajes operan sobre ejes cruzados y pueden tener dientes con el mismo sentido o con sentido opuesto.

- Engranajes de tornillo sinfín: es el engranaje que se acopla a un tornillo sinfín. Se dice que un engranaje de un tornillo sinfín que se acopla a un tornillo de este tipo cilíndrico es de una sola envolvente.
- Engranajes con tornillo sinfín cilíndrico: es una forma de engranaje helicoidal que se acopla a un engranaje de tornillo sinfín.
- Engranajes de tornillo sinfín de doble envolvente: este comprende tornillos albardillados sinfín, acoplado a un engranaje de tornillos sinfín.
- Engranajes cónicos: tienen forma cónica y operan sobre ejes que se interceptan y forman por lo común ángulos rectos.
- Engranajes cónicos rectos: estos engranajes tienen elementos rectos de los dientes los cuales si se prolongaran, pasarían por el punto de intersección de los ejes.
- Engranajes cónico helicoidales: tienen dientes curvos y oblicuos.
- Engranajes hipoides: semejantes, en su forma general, a los engranajes cónicos; los engranajes hipoides operan sobre ejes que no se interceptan.

1.11.2 Principales ventajas de los engranajes

Poseen un elevado grado de rendimiento, gran duración y fiabilidad de funcionamiento, así como la elevada constancia de la relación de transmisión por ausencia de patinaje respecto a la transmisión por poleas. Además de la posibilidad de emplearlos dentro de un espectro ancho de momentos, velocidades y relaciones de transmisión (Castaño y Moreno, 2004).

1.11.3 Principales desventajas de los engranajes

La mayor desventaja que presentan las transmisiones por engranaje es que son muy ruidosas durante su funcionamiento a grandes velocidades de operación, desgaste elevado en presencia de defectos de fabricación y tolerancias pequeñas en distancia entre centros (Lobaina, 2010).

1.12 Método de elementos finitos para resolver problemas de ingeniería

El método de elementos finitos es una herramienta general para la solución de problemas de contorno gobernados por ecuaciones diferenciales ordinarias o parciales. En esencia se trata de una técnica que sustituye el problema diferencial por otro algebraico, aproximadamente equivalente, para el cual se conocen técnicas generales de resolución. Para ello hace uso de la "discretización" o subdivisión de una región sobre la cual están definidas las ecuaciones en formas geométricas simples denominadas elementos finitos. Las propiedades materiales y relaciones gobernantes en estos elementos se expresan en función de los valores desconocidos en las "esquinas" de los elementos o nodos. (Ingham y Moreland, 1993).

Una de las ventajas de este método es su facilidad de implementación en un programa computacional, que a su vez es una condición básica para su utilización ya que para el tratamiento de un problema en particular debe efectuarse un número muy elevado de operaciones para resolver sistemas algebraicos del orden de cientos o miles de ecuaciones. No obstante, esta cantidad no es una limitación con las computadoras estándar de hoy. (Ingham y Moreland, 1993).

Las ideas básicas de este método se originaron en avances en el análisis estructural de la industria aeronáutica en la década del '50. En la década del '60 el método fue generalizado para la solución aproximada de problemas de análisis de tensión, flujo de fluidos y transferencia de calor. El primer libro sobre elementos finitos fue publicado en 1967 por Zienkiewicz y Cheung (Cortínez 2006). En la década del '70 el método fue extendido al análisis de problemas no lineales de la mecánica del continuo (Girón 2006). Hoy el método permite resolver prácticamente cualquier situación física que pueda formularse mediante un sistema de ecuaciones diferenciales.

1.12.1 Estado tensional y deformacional

Caraballo (2006) plantea que las tensiones son resultado de la interacción de las partículas del cuerpo, la cual aparece durante su carga con fuerzas exteriores, tales fuerzas tratan de cambiar la posición de las partículas del cuerpo o provocar su desplazamiento, fenómeno que es contrarrestado por las tensiones que surgen en dicho

cuerpo. Estas tensiones en un mismo punto serán, por regla general, diferentes en las distintas direcciones, y solamente en algunos casos de carga pueden ser iguales.

Analizando la tensión de un punto A de un cuerpo cargado, referidos a los planos pequeños perteneciente a dos partes diferentes del cuerpo dividido por la sección I-I que pasa por el punto tenemos que si bajo la acción de las cargas exteriores:

1. Los planos tratan de separarse uno del otro o acercarse, entre ellos surgen correspondientemente las tensiones normales σ de tracción o compresión.
2. Los planos tratan de desplazarse uno con respecto al otro, en ellos surgen las tensiones tangenciales τ .
3. Uno de los planos trata de alejarse del otro, manteniéndose paralelo a éste en cualquier dirección arbitraria, en tal plano surgen simultáneamente tanto las tensiones normales σ como tangenciales τ , y su resultante será la tensión p , cuyo vector coincide con esta dirección.

Podemos definir al estado tensional de un punto ETP a todos los valores de tensiones normales y tangenciales que corresponden a los diferentes planos que pueden pasar por dicho punto.

Separando un volumen elemental del material en el contorno del punto analizado en el cuerpo sometido a carga, en los planos que delimita a dicho elemento surgen tanto tensiones normales como tangenciales:

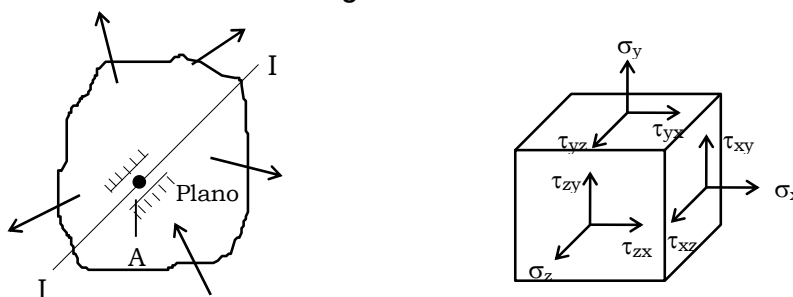


Figura 1.3. Esquema de tensiones en un plano y en un cuerpo.

1.12.2 Solicitaciones mecánicas

Torsión:

Las tensiones son resultado de la interacción de las partículas del cuerpo, la cual aparece durante su carga con fuerzas exteriores, tales fuerzas tratan de cambiar la posición de las partículas del cuerpo o provocar su desplazamiento, fenómeno que es contrarrestado por las tensiones que surgen en dicho cuerpo. Estas tensiones en un mismo punto serán, por regla general, diferentes en las distintas direcciones, y solamente en algunos casos de carga pueden ser iguales (Caraballo 2006).

El estado tensional de la torsión es caracterizado por la presencia en la sección transversal de la barra, del momento torsional $M_z = M_{tor}$ como único esfuerzo interno; es decir, es el momento que actúa en el plano de la sección transversal de la barra (las demás componentes de las fuerzas interiores son nulas). Una barra está sometida a torsión, si en sus secciones transversales surgen momentos torsores, es decir, momentos que se encuentran en el plano de la sección. La barra que trabaja a torsión se llama árbol. Generalmente estos momentos torsores interiores son consecuencia de momentos exteriores que se transmiten al árbol en lugares donde se colocan poleas, ruedas dentadas, entre otros. (Ver Figura), (Caraballo 2006).

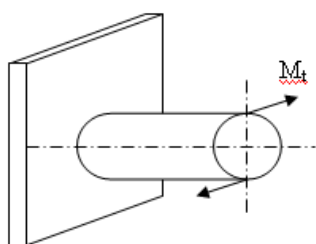


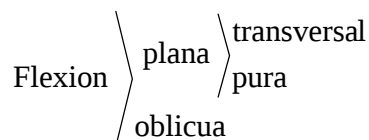
Figura 1.4. Esquema de cuerpo cilíndrico sometido a torsión.

Flexión:

Muy a menudo la barra se somete a la acción de una carga transversal o a la de pares exteriores, cuyo plano de acción pasa por el eje de la barra (como por ejemplo la viga mostrada en la figura 1.4). En sus secciones transversales aparecen momentos flectores, es decir momentos interiores que actúan en un plano perpendicular al de la sección

transversal de la barra. Cuando actúa este tipo de carga el eje de la barra se encorva. Este tipo de sollicitación se denomina **flexión**.

Esta a su vez se clasifica en:



Las barras que trabajan principalmente a flexión se denominan comúnmente vigas.

La flexión plana se denomina pura, si el momento flector es el único esfuerzo interno que surge en la sección transversal de la barra.

Con mayor frecuencia, en las secciones transversales de la barra simultáneamente al momento flector, aparecen también fuerzas cortantes, en este caso se denomina flexión plana transversal.

El diseño de una viga consiste esencialmente en seleccionar la sección transversal que proporcione la resistencia más efectiva a la cizalladura y a la flexión producida por las cargas aplicadas.

1.13 Conclusiones del Capítulo 1

- Se realizó una búsqueda de información exhaustiva fundamentando las propiedades y características del material, se explicó el funcionamiento de cada elemento que lo integra.
- Se plantearon los problemas fundamentales que ocasiona la falta de un mecanismo para transportar las piezas que se realizan en el taller.
- Se expuso un resumen de las principales características del Método de Elementos Finitos (MEF) para resolver problemas de ingeniería.

CAPÍTULO 2: MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 Introducción

Para el diseño de cualquier elemento mecánico es necesario conocer una serie de datos, normas y parámetros, los cuales le faciliten el trabajo al diseñador, para ello se realizan una serie de estudios de cálculos para obtener el más adecuado, de esta manera se crea una metodología de cálculo a utilizar. En este capítulo se realizarán los cálculos más significativos de la resistencia así como los cálculos del diseño del vagón plano, también se realizará el cálculo también por el Método de Elementos Finitos (MEF) el cuál arrojará los resultados más exactos.

Objetivo del capítulo:

Establecer la metodología de cálculo de resistencia mecánica así como la metodología de diseño del vagón plano en estudio y realizaremos las comprobaciones por el MEF.

2.2 Diseño gráfico de los elementos componentes del vagón

Para el diseño de los elementos del vagón, lo principal fue desarrollar soluciones tecnológicas a las necesidades industriales y económicas. Para ello lo principal es identificar y comprender los obstáculos más importantes para poder realizar un buen diseño. Algunos de las dificultades son los recursos disponibles, las limitaciones físicas o técnicas, la flexibilidad para futuras modificaciones y adiciones y otros factores como el costo, la posibilidad de llevarlo a cabo, las prestaciones y las consideraciones estéticas y comerciales. Mediante la comprensión de los obstáculos, se puede deducir cuáles son las mejores soluciones para afrontar las limitaciones encontradas cuando se tiene que producir y utilizar un objeto o sistema.

Los diseños de los elementos componentes del vagón se realizaron utilizando los programas de diseño asistido por ordenador más conocido por CAD, Computer-Aided Design, específicamente el AutoCAD 2013, con estos software se puede obtener más información sobre sus diseños. El ordenador puede traducir automáticamente algunos modelos en instrucciones aptas para fabricar un diseño.

2.3 Diseño de vagón de carga

Para el diseño del vagón plano hay que localizar un transformador teniendo en cuenta la potencia del motor y calcularlo según la tensión instalada en EMNI, con nivel tensión 440/36 V. Se debe definir si la velocidad de la carretilla es regulable.

La propuesta de diseño está basado en la alimentación por tercer raíl el cual es un método para proveer de electricidad a un tren a través de un riel rígido continuo situado en uno de los lados de las vías férreas o entre las vías. Es un método de alimentación eléctrica basado en un frotador o captador que roza con el carril para realizar el contacto eléctrico.

2.3.1 Selección del material

En los procesos de diseño y construcción de objetos técnicos, se elegirá entre varios materiales. Para elegir un material debemos considerar cuatro aspectos:

1. Sus propiedades (dureza, densidad, conductividad, módulo de elasticidad y coeficiente de Poisson) y sus cualidades estéticas (color y textura) deben de ser adecuadas para la función que ha de desempeñar.
2. Debemos disponer de los conocimientos técnicos y de las herramientas necesarias para su manipulación.
3. El material debe de estar disponible y a un precio razonable.
4. El impacto medioambiental durante la fabricación uso y desecho; durante el proceso de diseño debemos considerar como afectará nuestro objeto al medio ambiente, durante la construcción, la utilización y el desecho. El abuso de materiales no reciclables puede acabar con los recursos y convertir nuestro entorno en un vertedero. Es por ello que debemos plantearnos reciclar materiales disponibles para nuestros diseños, siempre que sea posible.

2.3.2 Cálculo de resistencia mecánica de los elementos del vagón

Según (Stiopin 1985) para garantizar la resistencia de una viga, es necesario que durante la flexión, las tensiones máximas de tracción y compresión en la sección

peligrosa, es decir, en la sección donde M_{flec} tiene el valor máximo, no rebasen las correspondientes tensiones admisibles.

2.3.2.1 Cálculo a flexión de los elementos estructurales

En la flexión plana pura, en las secciones transversales de la viga ocurren solamente momento flector que es la resultante de las fuerzas normales interiores, distribuidas en la sección.

Estado tensional monoaxial:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.1)$$

donde:

ε : deformación unitaria; (adimensional).

E : Módulo de elasticidad, (MPa).

Y : la flecha producida por las cargas actuantes; (mm).

ρ : distancia entre el eje neutro y la superficie del elemento; (mm)

Las tensiones máximas tendrán lugar en los bordes superior e inferior de la sección.

$$M_f = \frac{E}{\rho} I_x \quad (2.2)$$

donde:

$$\frac{1}{\rho} = K : \text{es la curvatura de la capa neutra de la viga; (mm}^{-1}\text{)}.$$

Condición de resistencia:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_x} \leq [\sigma] \quad (2.3)$$

W_x : es el momento axial de resistencia o módulo de resistencia en flexión. Es una característica geométrica de la sección transversal de la viga que determina su resistencia a la flexión.

Para una sección rectangular

$$W_X = \frac{a \cdot b^2}{6} \quad (2.4)$$

donde:

a: es lado mayor del rectángulo; (mm)

b: es el lado menor del rectángulo; (mm)

Para una sección circular

Flexión oblicua

$$\sigma_{\max} = \frac{M_X}{I_X} \cdot y_{\max} + \frac{M_Y}{I_Y} \cdot x_{\max} \quad (2.5)$$

donde:

M_X : momento flector respecto al eje de inercia Y; (N*mm)

M_Y : momento flector respecto al eje de inercia X; (N*mm)

I_Y : momento de inercia en el eje Y; (mm⁴)

$x_{\max}$: flecha máxima en el eje de inercia X; (mm)

$y_{\max}$: flecha máxima en el eje de inercia Y; (mm)

El momento flector resultante será la raíz cuadra de la suma de los cuadrados de los momentos en los ejes principales de inercia.

$$M_F = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (2.6)$$

donde.

M_F : momento flector resultante; (N.mm)

2.3.2.2 Cálculo de la resistencia a la estabilidad por compresión

El pandeo o fenómeno de la pérdida de estabilidad se analizará en las columnas, y su objetivo es determinar la estabilidad y resistencia de la misma, a partir de las condiciones de frontera, en las que entran a desempeñar un papel importante las cargas actuantes del sistema como resultado directo del peso específico de las estructuras. Para definir las cargas actuantes se tuvieron en cuenta la relación entre el coeficiente de reducción de la longitud del elemento y el radio de giro mínimo, para su determinación se seguirá la metodología propuesta por (Fernández-Levy, 1988). Se designa como λ , se denomina esbeltez de la columna y se determina:

$$\lambda = \frac{\gamma \cdot l}{i_{\min}} \quad (2.7)$$

donde:

l : longitud; [m].

$i_{\min}$ - radio de giro mínimo de la sección, [mm].

$$i_{\min}^2 = \frac{I_{\min}}{A} \quad (2.8)$$

La tensión crítica crece en la medida que disminuye la esbeltez, dicha esbeltez límite propuesta por Euler según (Atuzarra, 1983) se determina como:

$$\lambda_{\lim} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_p}} \quad (2.9)$$

E :: Módulo de elasticidad de primer orden; [MPa].

Si se conoce que:

$\lambda, \lambda_{\lim}$, Son adimensionales. λ , depende de las características geométricas de la columna, mientras que $\lambda_{\lim}$, depende de las propiedades mecánicas del material de que está compuesto.

σ_p - tensión límite de proporcionalidad, [MPa].

Un pequeño incremento de la carga axial por encima de la crítica va acompañado de grandes incrementos de la flecha y de las tensiones en la columna, razón por la cual la carga crítica se considera peligrosa.

2.3.2.3 Cálculo de la carga crítica

La determinación de la carga crítica se realiza teniendo en cuenta las propiedades mecánicas del material, la geometría de la estructura y los esfuerzos a los que están sometidas dichas estructuras (Feodosiev, 1985).

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 E \cdot I_{min}}{(\gamma \cdot l)^2} \quad (2.10)$$

dónde:

E- Módulo de elasticidad del material, [MPa].

I_{min} - Momento de inercia mínimo, [mm⁴].

l - Longitud de la barra, [mm].

A - Área de la sección transversal, [mm²].

γ - Coeficiente de reducción de la longitud, [adimensional].

$(\gamma \cdot l)$ - Longitud efectiva de la barra [mm].

2.3.2.4 Cálculo de la tensión crítica

Para el cálculo de la tensión crítica es necesario tener en cuenta las características geométricas de la columna y las condiciones de carga a las que está sometida, dicho cálculo se realizará a través de la fórmula de Euler (Feodosiev, 1985):

$$\sigma_{crit} = \frac{P_{crit}}{A} = \frac{\pi^2 E \cdot i_{min}^2}{(\gamma \cdot l)^2} \quad (2.11)$$

donde:

P_{crit} - carga crítica en pandeo que se determina:

$$[P_{crit}] = \frac{P_{crit}}{n_e}; [N]. \quad (2.12)$$

donde:

$[P_{crit}]$.- carga admisible; [N].

n_e , es el coeficiente de seguridad por pandeo, el cuál es mayor que la unidad y con valores algo mayores que el factor de seguridad por resistencia. Los valores de n_e varían de acuerdo con el material del cual esté constituida la columna (Fernández-Levy, 1983). Para los aceros $n_e = (1,8 - 3)$.

2.3.2.5 Obtención de la condición de estabilidad

Es importante comparar las tensiones en la condición de estabilidad (Feodosiev, 1985), pues esta da la medida del grado de resistencia de la columna para este tipo de sollicitación:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{P_{crit}}{n_e A} \leq [\sigma_e] \quad (2.13)$$

donde.

n_e .- Coeficiente de seguridad por pandeo, [adimensional].

Para lo que:

$$[\sigma_e] = \varphi [\sigma_c] \quad (2.14)$$

donde:

$[\sigma_c]$: Tensión admisible a la compresión, [MPa]

φ : Coeficiente de disminución de la tensión admisible básica (o coeficiente de pandeo), este depende de la esbeltez y de las propiedades mecánicas del material. Corregir φ crítica, este se busca en la tabla 40 pág. 498 (G.S. Pisarenko Manual de Resistencia de Materiales. 1979)

$$\varphi = \frac{\sigma_{crit} n}{\sigma_{lim} n_e} \quad (2.15)$$

$$\sigma_{lim} = \frac{P_{lim}}{A}; [N/mm^2]. \quad (2.16)$$

$\sigma_{lim} = \sigma_f$, para los materiales dúctiles

Condición de resistencia

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{P_{lim}}{nA} \leq [\sigma_c] \quad (2.17)$$

donde:

P_{lim} : Carga límite, [mm²].

A - Área de la sección transversal, [mm²].

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \quad (2.18)$$

n_1 : es el coeficiente que considera el error posible al determinar las cargas y las tensiones.

n_2 : es el coeficiente que tiene en cuenta la heterogeneidad del material.

n_3 : es el coeficiente de las condiciones de trabajo que tiene en cuenta el grado de responsabilidad del elemento.

n : coeficiente de seguridad

$n_1=1,2$ (considerando que las tensiones se obtienen con una exactitud mínima)

$n_2= 0,82$ para la relación $\frac{\sigma_{fl}}{\sigma_r}$

$n_3=1,3$ (considerando un grado medio de responsabilidad del material)

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Tensión normal máxima, [MPa]

$[\sigma_c]$: Tensión normal admisible a la estabilidad, [MPa]

$[\sigma_c]$: Tensión admisible a la compresión, [MPa]

σ_{lim} : Tensión límite, [MPa]

P_{lim} : Carga límite, [MPa]

σ_f : Tensión límite de fluencia; [MPa]

σ_r , Tensión límite de rotura; [MPa]

2.3.2.6 Cálculo de la resistencia de uniones soldadas

Según sean las formas en que deban unirse dos o más piezas, los cordones de soldadura a realizar con el material aportado presentan distintos tipos (Dobrovolski. 1976).

Cuando se realiza una soldadura, se debe conocer previamente si la misma cumplirá con el fin propuesto, esto es que tenga la resistencia adecuada, pudiendo ser menor, igual o mayor que la resistencia propia del material de las piezas que se están uniendo. Por este motivo, es necesario realizar el cálculo de la sección del cordón de soldadura que se deberá ejecutar a los efectos de su dimensionamiento adecuado, teniendo en cuenta las características del metal a unir, las del electrodo a utilizar y las condiciones de trabajo a la que estará sometida la pieza (Dobrovolski. 1976).

Además es necesario en otras ocasiones, conocer la resistencia de cordones de soldaduras ya existentes en elementos que serán sometidos a diferentes esfuerzos, motivo por el cual se debe verificar si soportarán los mismos.

2.3.2.7 Cálculos de las uniones a tope

Según (Dobrovolski. 1976) las uniones a tope se solicitan generalmente a la tracción compresión y para este caso se toma como espesor del metal base al espesor de la placa más delgada de las que se unirán y la longitud de la costura será el ancho de la placa más estrecha.

$$l \geq \frac{P}{K[\sigma_{TC}]} \quad (2.19)$$

donde:

l : longitud mínima necesaria de la costura soldada; (mm).

K : cateto de soldadura; (mm).

Si las placas son de espesor pequeño entonces $k = S$, de la placa más delgada,

P : carga que actúa sobre la unión; (N).

$[\sigma_{TC}]$: tensión admisible de la costura soldada según el tipo de electrodo y la tensión admisible del metal base; (MPa).

2.3.2.8 Cálculo de las uniones en T

Unión con preparación de bordes, sometida a tracción

$$\sigma = \frac{P}{K \cdot l} \leq [\sigma_{TC}] \quad (2.20)$$

2.3.2.9 Cálculo de las uniones que soporten esfuerzos combinados

De acuerdo con la teoría de la resistencia de materiales del esfuerzo normal máximo, se deberá verificar para el máximo esfuerzo principal σ_{sold} , para los valores simultáneos del momento flector M y el esfuerzo cortante Q para un determinado estado de carga, la expresión:

$$\sigma_{sold} = \frac{1}{2} \left(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right) \quad (2.21)$$

donde:

σ : es el esfuerzo normal producido por las cargas flexionantes; (MPa).

τ : esfuerzo tangencial producido por las cargas de cortadura; (MPa).

σ_{sold} : esfuerzo equivalente en la unión soldada; (MPa).

Esta ecuación debe verificarse ya sea para un esfuerzo cortante Q correspondiente a un momento flector máximo ($M_{máx}$):

$$\sigma_{sold} = \frac{1}{2} \left[\frac{M_{m\acute{a}x}}{W_{sold}} + \sqrt{\left(\frac{M_{m\acute{a}x}}{W_{sold}} \right)^2 + 4 \left(\frac{Q}{\sum (a.l)} \right)^2} \right] \leq \sigma_{sold.admisible} \quad (2.22)$$

donde:

$M_{m\acute{a}x}$: momento flector máximo; (N.mm).

W_{sold} : módulo de la sección en la costura de soldadura; (mm³).

Q : fuerza cortante producida por la carga de tracción; (N).

a : ancho de la costura de soldadura; (mm).

l : longitud de la costura de soldadura; (mm).

$\sigma_{sold.admisible}$: esfuerzo normal admisible de soldadura; (MPa), ó para un momento flector M correspondiente al máximo esfuerzo transversal $Q_{m\acute{a}x}$:

$$\sigma_{sold} = \frac{1}{2} \left[\frac{M}{W_{sold}} + \sqrt{\left(\frac{M}{W_{sold}} \right)^2 + 4 \left(\frac{Q_{m\acute{a}x}}{\sum (a.l)} \right)^2} \right] \leq \sigma_{sold.admisible} \quad (2.23)$$

donde:

$Q_{m\acute{a}x}$: fuerza cortante máxima producida por la carga de tracción; (N).

Además debe cumplirse que sea:

$$\tau_{sold} = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{\sum (a.l)} \leq \tau_{sold.admisible} \quad (2.24)$$

donde:

$\tau_{sold.admisible}$: esfuerzo de cortante admisible; (MPa).

En este tipo de uniones con perfiles, ya sean [, I, L u otros similares, se supone que el esfuerzo de corte Q solo lo soportan las costuras que están en posición de resistir esfuerzos cortantes, siendo para este caso, según muestra la figura (Figura. 2.1), solo las costuras h_1 del alma.

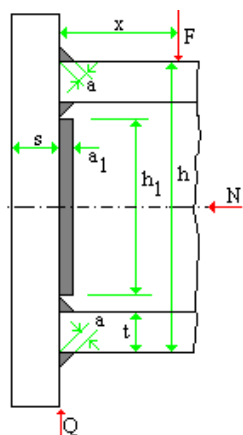


Figura 2.1.Tipos de uniones soldadas

Si las costuras angulares de la soldadura se vieran además sometidas a esfuerzos longitudinales o normales N además del momento flector M (Figura. 2.1), se manifestarán tensiones dadas por la expresión

$$\sigma_N = \frac{N}{\sum(a.l)} \leq \sigma_{sold.admisible} \quad (2.25)$$

σ_N : esfuerzo de normal producido por la carga axial; (MPa).

N : fuerza axial; (N).

Y se deberá verificar también:

$$\sigma_{sold} = \frac{M_{max}}{W_{sold}} + \frac{N}{\sum(a.l)} \leq \sigma_{sold.admisible} \quad (2.26)$$

Todas aquellas costuras que debido a su difícil accesibilidad no puedan soldarse en forma correcta, deberán omitirse en el cálculo de la resistencia.

Según las Normas DIN por defectos de ejecución y concentración de tensiones se deben disminuir las tensiones admisibles según se indica en el siguiente cuadro:

Tabla 2.1. Disminución de la resistencia mecánica para los distintos tipo de sollicitación.

Tipos de Tensiones	Defectos de ejecución	Concentración de tensiones	Total
Tracción	15%	10%	25%

Compresión	15%	-	15%
Flexión	15%	5%	20%
Corte	15%	5%	20%

Cuando se tratan de soldaduras delicadas y que exigen un alto grado de perfección se comprueban las calidades de las mismas mediante ensayos especiales, siendo los más comunes las radiografías, ultrasonido y tintas penetrantes.

2.3.2.10 Cálculo de las uniones roscadas

En uniones a corte, el objetivo es aplicar una precarga al perno para generar un apriete de magnitud tal, que el roce equilibre la carga cortante. En caso que dicho pre apriete se suelte por vibraciones, corrosión, dilataciones térmicas, etc., el perno recibe la carga en corte. Considerando la unión de las planchas de la figura, el criterio para el diseño del perno sería:

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \frac{Q}{2n} \leq [\tau_{Ciz}] \quad (2.27)$$

donde:

F : es la fuerza aplicada al perno en corte; (N)

Q : es la carga de fluencia o la carga de prueba en su defecto; (N)

A : es la sección transversal del perno; (mm²).

n : es el factor de seguridad

2.3.2.11 Resistencia a cargas estáticas

La resistencia a cargas críticas se determina con el objetivo de conocer las mayores cargas a las que estará sometida la unión en este caso la unión roscada.

$$P \leq \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} [\sigma_t] \quad (2.28)$$

donde: P : carga estática; (N).

d_1 : es el diámetro de raíz; (mm).

$[\sigma_t]$: esfuerzo admisible a la tracción; (MPa)

$[\sigma_t] = 0,4\sigma_f$ Si son elaborados de acero

$[\sigma_t] = 0,3\sigma_f$ Si son elaborados de acero aleado

2.3.3 Elementos de rodadura

Una vagón dispone de dos ejes que se encargan de la transmisión del movimiento a la vía, garantizando el desplazamiento del vehículo en ambos sentidos de la marcha a todas las velocidades practicables, tanto en régimen de traslado en línea, como de trabajo en obra. Todos los elementos del conjunto se distribuyen sobre el bastidor que se apoya sobre los ejes. Entre el bastidor y los ejes se disponen los elementos de suspensión, que aseguran la estabilidad y confort del vehículo.

2.3.3.1 Diseño de los ejes de apoyo

Los árboles y ejes son elementos de máquinas sobre los cuales montan las partes giratorias de las máquinas y son los ejes geométricos de estas partes en rotación.

2.3.3.2 Cálculo preliminar

Para realizar el croquis del árbol o eje, las cargas que se tienen en cuenta son las de las transmisiones colocadas sobre estos, o sea solo los esfuerzos de torsión.

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{Mt}{0,2[\tau]}} \quad (2.29)$$

donde:

Mt : Momento torsor que actúa sobre el árbol; (N.mm).

$[\tau]$: Tensión admisible a cortante; (MPa).

d_e : diámetro de salida del eje; (mm).

$[\tau] = 12 \dots 20$ MPa

El valor de d_k se redondea por la serie de números preferidos Ra 40, luego se escalona en dependencia de los elementos que se colocan sobre él.

El objetivo de este cálculo es obtener el diámetro de salida del carbol teniendo en cuenta que este no debe diferenciarse con el del motor en más del 2%.

2.3.3.3 Cálculo aproximado o de proyecto

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol en las secciones más peligrosas.

Momento de flexión resultante

$$M_{flex} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} \quad (2.30)$$

Momento equivalente

$$M_{eq} = \sqrt{M_{flex}^2 + M_t^2} \quad (2.31)$$

Diámetro para la sección más peligrosa

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_{eq}}{0,1(1 - \beta^4)[\sigma_{flex}]_{III}}} \quad (2.32)$$

Como el movimiento en las llantas es por alimentación eléctrica en los rieles el $M_t=0$.

$$[\sigma_{flex}]_I = 0,33 \sigma_{res}$$

donde:

$[\sigma_{-1 flex}]$.- Tensión admisible a la tracción compresión del material

$$[\sigma_{flex}]_I = 3,8$$

$$[\sigma_{flex}]_{II} = 1,7$$

$$[\sigma_{flex}]_{III} = 1$$

β .- relación diámetro interior/diámetro exterior (para árboles macizos $\beta=0$)

Como aspecto esencial de este paso es la obtención del diámetro de la sección peligrosa.

El diámetro obtenido se estandariza por la serie de números preferidos Ra 40, luego se escalona en sentido inverso hasta obtener el diámetro de salida.

2.3.4 Selección de las ruedas

Las ruedas de un vagón se caracterizan por ser monodisco estampado, construidas en acero laminado de calidad R-7, con una resistencia de 82 a 94 Km/m² y un tratamiento térmico templado. Están preparadas para el decalaje hidráulico. Las dimensiones principales de las mismas son:

- Diámetro de ruedas: 500 mm
- Anchura llanta: 125 mm

Las ruedas están preparadas para calar y decalar en frío, están provistas de vía de engrase a presión para facilitar el decalaje. Las ruedas tienen marca de desgaste, mediante ranura en la cara externa, el límite de desgaste o diámetro mínimo de retorneado.

2.3.5 Cálculo de las transmisiones presentes en el accionamiento

Para la realización del cálculo de las transmisiones presentes, se parte del análisis cinemático y dinámico del accionamiento, donde es necesario tener el número de revoluciones con el cual opera cada sistema. Partiendo de los datos de potencia y velocidad angular del motor, los diámetros de los ejes de la transmisión, así como la cantidad de dientes de las ruedas dentadas, se determinan las relaciones de cambio de las transmisiones presentes en el accionamiento; las consiguientes reducciones de la potencia transmitida a causa de las consistentes pérdidas de rendimiento; y las velocidades angulares de cada elemento. Se comprueba la resistencia de cada dispositivo según el diseño original.

2.3.5.1 Cálculo de la relación de cambio en transmisiones mecánicas

La relación de cambio en las transmisiones mecánicas, es un parámetro que permite cuantificar la transformación de las velocidades angulares y los momentos en transmisiones con movimiento de rotación. Es la relación entre las velocidades angulares, a la salida y a la entrada, de un accionamiento con varias etapas de

transmisión. Es importante que se conozcan las características de las transmisiones mecánicas más usuales en la práctica, pues ayuda en casos de una definición del tipo de transmisión mecánica que se recomienda en un accionamiento determinado (González, García y Ortiz, 1999).

2.3.5.2 Cálculo para la selección del motor y la transmisión del accionamiento

La potencia a la salida de un accionamiento es menor que a la entrada, y depende del valor de la eficiencia. La eficiencia de un accionamiento está en función de sus componentes, la calidad de su elaboración y la cantidad de componentes y la menor eficiencia de los componentes vinculados en el accionamiento, entre otros aspectos. (González, García y Ortiz, 1999).

La potencia del punto de operación debe ser menor que la potencia nominal del motor.

$$P_A \leq P_{NM} \quad (2.33)$$

donde:

P_A : potencia de operación

P_{NM} : potencia nominal del motor

El punto de operación debe quedar a la izquierda de la cargabilidad del motor.

$$\omega_A \leq \omega_{\min M} \quad (2.34)$$

donde:

ω_A : velocidad de carga

$\omega_{\min M}$: velocidad de carga mínima del motor

Para esto se necesita una transmisión reductora de velocidad. En la cual la transmisión debe cumplir las siguientes condiciones:

$$\eta > \frac{P_A}{P_{NM}} \quad i > \frac{\omega_A}{\omega_{\max M}}$$

$$i < \frac{\omega_A}{\omega_{\min M}} \quad k > \frac{T_A}{T_{NM}}$$

Luego que se tienen estas condiciones se procede a seleccionar la transmisión para ello es necesario determinar los parámetros necesarios.

$$P_A = P_{NM} \cdot \eta \quad (2.35)$$

$$T_A = T_{NM} \cdot k \quad (2.36)$$

$$\omega_{\min a} = \omega_{\min M} \cdot i \quad (2.37)$$

$$\omega_{\max a} = \omega_{\max M} \cdot i \quad (2.38)$$

donde:

η : rendimiento

T_A : torque de trabajo

T_{NM} : torque nominal del motor

$\omega_{\min M}$: frecuencia mínima del motor

i : relación de transmisión

2.3.5.3 Cálculo de la potencia de entrada al reductor

Las pérdidas de potencia en una transmisión se distribuyen, en todo el camino de la transmisión, desde el árbol conductor al conducido. Por cuanto la magnitud relativa de estas pérdidas no es grande, por lo que el cálculo de potencia en estas transmisiones se puede realizar partiendo del máximo esfuerzo útil periférico, y de la correspondiente potencia efectiva, refiriendo todas las pérdidas al árbol conductor (Dobrovolski, 1976).

Para la obtención de la potencia de entrada del reductor (lo mismo que la potencia de salida de la transmisión por ruedas dentadas), es necesario tener la potencia de trabajo del motor y multiplicarlo por los rendimientos al que esté sometido, en este caso es con el rendimiento de la transmisión, según Baranóv (1985) plantea:

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{p-c}; [\text{kW}] \quad (2.39)$$

2.3.5.4 Cálculo de la potencia de salida del accionamiento

Para la obtención de la potencia de salida del accionamiento, ejecutada por la rueda dentada de la transición, es necesario incluir el rendimiento, así como el de la transmisión de engranajes, también la potencia de entrada a este reductor, lo cual da lugar a la siguiente ecuación (Baranóv, 1985):

$$N_3 = N_2 \cdot \eta \text{ [kW]} \quad (2.40)$$

donde:

N_2 – potencia de entrada al reductor; kW.

η – rendimiento de la transmisión

2.3.5.5 Cálculo del engranaje cilíndrico de dientes oblicuos presente en el accionamiento

El cálculo es análogo al engranaje cilíndrico de dientes rectos, pero con algunas consideraciones.

Las fórmulas de cálculo, para verificar la resistencia de contacto y para determinar la distancia interaxial entre los ejes de los engranajes helicoidales (oblicuos), son las siguientes:

$$\sigma_T = \frac{1085 \cdot Z_h}{a_w \cdot i} \sqrt{\frac{(i+1)^3 K_{at} K M_{tor2}}{b}} \leq [\sigma]_T; \text{MPa} \quad (2.41)$$

$$a_w = (i+1)^3 \sqrt{\left(\frac{1085 \cdot Z_h}{[\sigma]_T \cdot i} \right)^2 \frac{K_{at} K M_{tor2}}{\Psi_a}}; \text{mm} \quad (2.42)$$

Los valores del coeficiente Z_h para los cálculos simplificados con $Z_1 \geq 20$; teniendo en cuenta los datos experimentales, se toma $Z_h = 0,80$; lo que corresponde a un aumento del, 80% de la capacidad de trabajo de los engranajes helicoidales por su resistencia de contacto.

Con $Z_1 \geq 20$ el producto $1085 Z_h \cong 870$.

Tabla 2.2. Coeficientes de resistencia de los dientes para el cálculo de tensiones locales

Z	Y _F	Z	Y _F
17	4,30	50	3,73
20	4,12	60	3,73
25	3,96	80	3,74
30	3,85	100	3,75
40	3,75	&	3,80

El coeficiente $K_{\alpha t}$ considera la irregularidad de distribución de la carga entre los dientes dentro de la gama de velocidades de 1-20 m/s, debido al empeoramiento de la capacidad de adaptación funcional (tabla 2.2)

Tabla 2.3. Coeficiente de irregularidad de distribución de la carga (K)

Grado de precisión	$K_{\alpha t}$
7 ^{mo}	1-1,1
8 ^{vo}	1,05-1,2

El cálculo del módulo normal de las ruedas helicoidales en las condiciones cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal de capacidad de trabajo se determina por la fórmula:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \cos \beta \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_\alpha \cdot K \cdot M_{tor2}}{\Psi_m \cdot Z \cdot [\sigma]_F}}; \text{ cm} \quad (2.43)$$

Por lo común $\Psi = \frac{b}{m_n}$; Para los engranajes helicoidales $\Psi_m = 10-25$.

Si el criterio principal de capacidad de trabajo es la resistencia de contacto el módulo normal se determina:

$$m_n = \frac{(i+1) \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_\alpha \cdot K \cdot M_{tor2}}{i \cdot a_w \cdot b \cdot [\sigma]_F}; \text{ cm} \quad (2.44)$$

donde:

β .- es el ángulo de inclinación del diente en la mayoría de las construcciones $\beta = 8^\circ - 18^\circ$

Y_β .- Coeficiente del ángulo de inclinación del diente:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} \leq 1 \quad (2.45)$$

K_α .- es el coeficiente que se adopta en función del grado de precisión del engrane:

$$K_\alpha = \frac{1}{(0,85 - 0,95) \cdot \varepsilon_\alpha} \leq 1 \quad (2.46)$$

Y_F - coeficiente de resistencia de los dientes según las tensiones locales que se selecciona en la tabla No 2.2 pero con número de diente:

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (2.47)$$

A continuación se dan las relaciones geométricas principales de las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes rectos normales y helicoidales.

Tabla 2.3. Relaciones geométricas principales de los engranajes cilíndricos de dientes rectos normales y helicoidales.

Parámetros de engrane	Ecuación	No Ecuación
Módulo normal de los dientes ; m_n	$m_n = m_t \cdot \cos \beta$	(2.48)
Altura del diente ; h	$h = 2,25 \cdot m_n$	(2.49)
Altura de la cabeza del diente; h_a	$h_a = m_n$	(2.50)
Juego radial ; c	$c = 0,25 \cdot m_n$	(2.51)
Diámetro de la circunferencia primitiva d_w	$d_{w1} = m_t \cdot Z_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta}$ $d_{w2} = m_t \cdot Z_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}$	(2.52)

Diámetro de la circunferencia exterior d_a	$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m_n$ $d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m_n$	(2.53)
Diámetro de la circunferencia de fondo d_f	$d_{f1} = d_{w1} - 2 \cdot m_n - 2 \cdot c$ $d_{f2} = d_{w2} - 2 \cdot m_n - 2 \cdot c$	(2.54)

2.3.6 Selección del sistema de frenos

Los frenos son elementos relacionados con el movimiento de rotación: transmitir o absorber energía mecánica de rotación. En el momento del embrague dos masas que están girando a distintas velocidades se intentan llevar a la misma velocidad (en el caso del freno una de ellas tiene velocidad cero). Se produce un deslizamiento relativo, hay rozamiento con generación de calor e incremento de temperatura (figura 2.2).

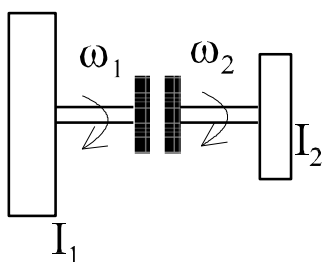


Figura 2.2. Representación esquemática de un embrague.

2.3.6.1 Freno directo

El freno directo ofrece una frenada proporcional llegando a presión máxima en los actuadores de freno. El freno directo se utiliza para la circulación de la máquina cuando no va en composición. Es proporcional y accionado desde los puestos de conducción. Llega a producir una frenada máxima cuando a los actuadores de freno les llega la presión máxima.

2.3.6.2 Freno de estacionamiento

El freno de estacionamiento aplica una frenada mecánica (accionamiento de muelles) por falta de presión de aire en los cilindros de freno. Este freno es accionado a través

de una electroválvula que reconoce la falta de tensión. También se aplica por pérdida de aire en el sistema neumático.

2.4 Modelación y simulación por el método de elementos finitos

La simulación del comportamiento del vagón durante su explotación se realizó por medio del método de los elementos finitos (MEF) para verificar la conducta de los materiales sometido a las elevadas cargas. Dichos métodos garantizan la reducción de los costos y la cantidad de ensayos a realizar con una precisión aceptable. Las corridas se hicieron con ayuda del software COSMOS 7 coincidiendo con (Friedel, 2004; García, 2007 y Rodríguez *et al.*, 2007).

2.4.1 Simulación por el método de elementos finitos

Durante el funcionamiento del vagón este soporta cargas estáticas y dinámicas influenciado por el medio en el que se desempeña, donde se tiene en cuenta los problemas estáticos y dinámicos. Para la simulación se empleará el software COSMOS7.

Las variables a tener en cuenta en la simulación del proceso de solidificación son:

1. Coeficiente de Poisson.
2. Módulo de dilatación.
3. Módulo de elasticidad longitudinal.
4. Módulo de elasticidad transversal.

2.4.2 Condiciones y parámetros establecidos

Se elaboró un modelo geométrico equivalente al objeto investigado, el que se discretizó con elementos tetraédricos de nodos intermedios del tipo “SOLID93”. Se establecieron, además, las condiciones de frontera siguientes: se consideró que el material es homogéneo e isotrópico. El módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson no varían.

2.4.3 Algoritmo para la simulación

El algoritmo desarrollado por etapas para el análisis que desarrolla el paquete COSMOS 7 fue:

Primera etapa: Modelado de los elementos de vagón.

Segunda etapa: Ensamble de los elementos estructurales y de soporte

Tercera etapa: Generación del mallado y condensación.

Cuarta etapa: Obtención y análisis de los resultados

2.4.4 Elementos que se analizarán

Los elementos que se analizarán serán el batidor y los ejes de apoyo teniendo en cuenta las cargas a las que estarán sometidos.

Bastidor:

- Se considerará que el bastidor y la plancha son un único conjunto.
- La carga estará totalmente distribuida sobre la plancha superior.
- Los apoyos se colocarán en las vigas transversales.
- El material del bastidor y la plancha son iguales.

2.4.5 Bastidor

El cálculo del bastidor, en sus diferentes estados de carga, se ha realizado usando la metodología de los elementos finitos (MEF), mediante el programa de cálculo COSMOS7.

Para todos los estados de carga se han realizado estudios estáticos lineales, y los materiales de cálculo se consideran isótropos lineales, tienen las mismas propiedades mecánicas en todas las direcciones, como es el caso del acero.

Para facilitar los cálculos, debido a que el bastidor es simétrico, se simplifica la estructura sólo a la mitad del modelo. De cara a obtener unos resultados correctos, tanto las restricciones como las cargas verán modificado su valor teniendo en cuenta la simetría detectada. En la figura 2.3 se presenta el modelo de cálculo.

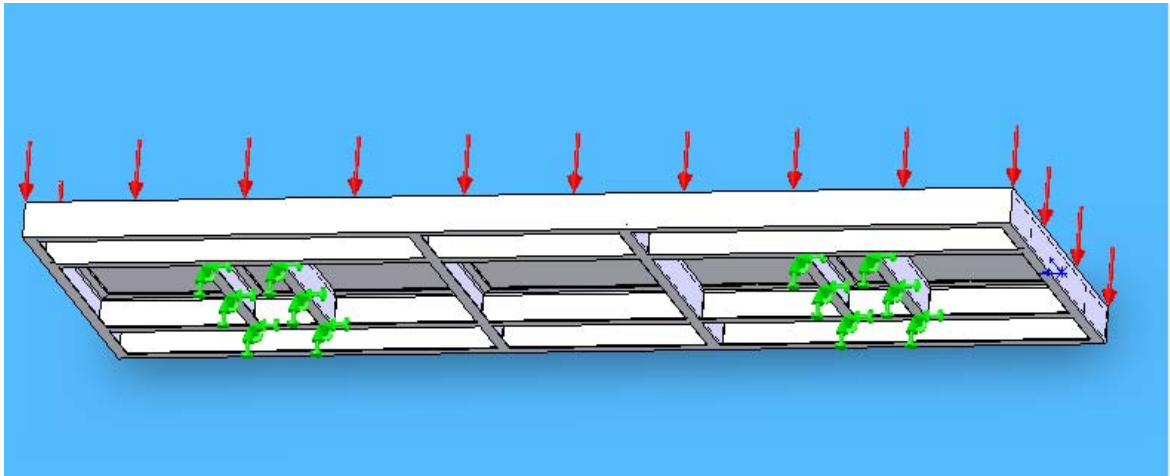


Figura 2.3. Modelo de cálculo del bastidor

2.4.6 Descripción del cálculo

Para la resolución de un modelo de cálculo aplicando la teoría de los elementos finitos es necesario definir, para cada elemento del modelo, el material, las propiedades mecánicas y las restricciones del modelo, para que al menos sea un sistema isostático, aunque también puede ser hiperestático. Una vez definidos los materiales y las restricciones, se definen las cargas, las cuales se pueden observar en la figura 2.3.

2.4.7 Mallado

Se llama mallado a la forma en la que se descompone el sistema a calcular en un número finito de elementos. En este caso, se ha utilizado un mallado tipo placas para superficies, este tipo de mallado es el adecuado cuando, como en este caso, se quieren mallar elementos que tienen dos de sus dimensiones mucho más grandes que el espesor.

La malla utilizada en el diseño del bastidor es la misma para todos los estados de carga. El resultado del mallado aplicado sobre los elementos que componen la estructura del bastidor se muestra en la figura 2.4.

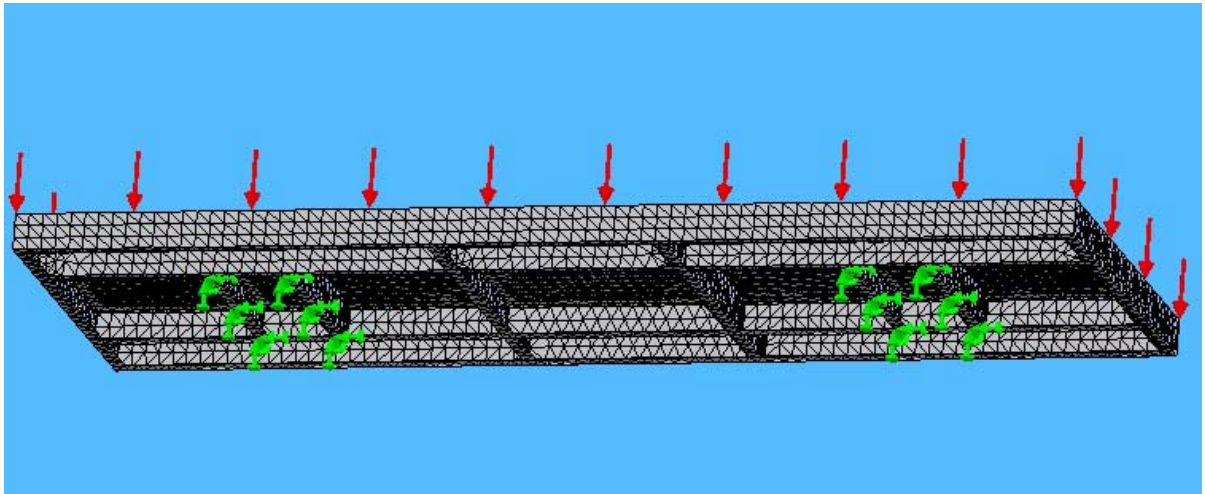


Figura 2.4. Simulación del mallado de la estructura del bastidor

2.4.8 Ruedas

Para el cálculo de una rueda de un vagón, se realizan diferentes estudios con las diferentes cargas que se pueden dar. Es importante diferenciar los resultados, en algunos casos, para ruedas en su última etapa de torneado, cuando el espesor de la banda de rodadura es más reducido. Para poner las cargas en el modelo de cálculo, hay que considerar un área de aplicación de estas cargas, para que las tensiones no sean puntuales dando esfuerzos muy altos. Para definir el tamaño de esta área se evalúa la distribución de esfuerzos en el contacto rueda-carril a través de un estudio específico para el caso de carga en circulación en recta.

2.4.8.1 Mallado de las ruedas

En el modelo de cálculo, se restringe la posibilidad de interferencia entre rueda y carril, aplicando la carga sobre el eje de la rueda, dando como resultado la deformación de ambos, generándose así un área de contacto dónde la tensión se reparte, no superándose el límite elástico de rueda ni de carril. Para cargas normales, la rodadura de los vehículos no produce deformaciones permanentes sobre los carriles.

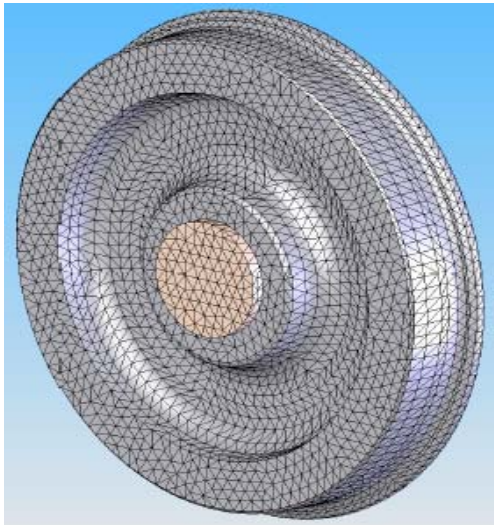


Figura 2.5. Simulación del mallado de la rueda

Para llevar a cabo el dimensionamiento de una rueda se ha aplicado una carga de 30 kN en el eje de la rueda del modelo, lo que es igual a 60 kN en el modelo completo, es decir, cerca de unas 12 toneladas por eje.

2.5 Conclusiones parciales del capítulo II

- Quedó establecida la metodología de cálculo para los elementos del vagón plano de carga, en la cual fueron analizados los componentes principales.
- Se seleccionaron los materiales a emplear en cada uno de los elementos del vagón.
- Se estableció el método de elementos finitos así como sus etapas a seguir para la simulación.

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Introducción

El buen diseño constituye una parte importante de la economía actual, reduciendo en importaciones y costos de fabricación. Dado a la necesidad que se tiene en la entidad de la construcción del vagón de carga para transportar las piezas que allí se realizan, es necesario conocer su estructura interna y las propiedades del material, de tal modo que se pueda elegir el más adecuado para su fabricación y a su vez un mejor diseño. En este capítulo se exponen los resultados obtenidos por medio del análisis experimental, los que tienen su base en expresiones matemáticas que nos darán un indicador del diseño que queremos realizar. La realización de la valoración económica, sin dejar atrás un análisis del impacto medioambiental, en lo cual debemos ser muy cuidadosos ya que es un objetivo primordial, como futuros profesionales, cumplir con las normas establecidas que garanticen un buen desempeño en el entorno que nos rodea.

Objetivo del capítulo:

Realizar la valoración de los resultados y a través de ella, explicar los fundamentos científicos de los objetivos y tareas trazados, dando solución al problema planteado a partir de la interpretación de las regularidades observadas.

3.2 Análisis de los cálculos de la resistencia mecánica de los elementos estructurales del vagón

Para la determinación de los parámetros de cálculo de los elementos estructurales del vagón, se realizó el análisis de los elementos integrantes del mismo, se realizaron los cálculos a partir de los valores de las tensiones máximas de tracción y compresión en la sección peligrosa, para así comprobar la resistencia del diseño.

3.2.1 Determinación del estado tensional monoaxial

Para la obtención del estado tensional monoaxial aplicando la ecuación (2.1) fue necesario tener en cuenta la deformación unitaria, incluyendo el módulo de elasticidad $E = 2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$, en la ecuación se obtiene como resultado:

$$\sigma = 398,266 \text{ MPa}$$

El resultado de esta tensión demuestra que este estado tensional es el requerido por el diseño del elemento en estudio, teniendo en cuenta que los parámetros utilizados en la ecuación fueron obtenidos debidamente.

Las tensiones máximas tendrán lugar en los bordes superior e inferior de la sección. Teniendo en cuenta la condición de resistencia planteada en la ecuación (2.3), es necesario conocer el Momento Flector, el mismo se obtiene aplicando la ecuación (2.2) y tiene un valor de $M_f = 4,2 \times 10^5 Nm$, además se necesita el momento axial de resistencia o módulo de resistencia en flexión W_x que este se obtiene teniendo en cuenta la sección en la que se esté trabajando, el mismo se calcula aplicando las ecuaciones (2.4, 2.5, 2.6) y tiene valores de $W_x = 18,75 mm$.

3.2.2 Determinación tensión máxima para flexión oblicua

La tensión máxima para flexión oblicua se determina a partir de la ecuación (2.7). Al sustituirse los momentos flectores y los momentos de inercia $M_x = 188717,9 Nm$, $M_y = 68,687 Nm$ y $I_x = 1477,155 mm^4$, $I_y = 4058,45 mm^4$ así como las flechas máximas en los ejes de inercia $x_{Max} = 25 mm$ y $y_{Max} = 30 mm$ luego se obtiene:

$$\sigma_{max} = 370,2 MPa$$

El momento flector resultante será la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de los momentos en los ejes principales de inercia, este se obtiene empleando la ecuación (2.8), en la cual se tienen en cuenta los momentos calculados y utilizados en la ecuación (2.7), de esta manera se obtiene que el momento flector resultante es:

$$M_F = 200,8 Nm$$

El momento torsor tiene que ser mayor que el momento torsor que actúa sobre el bastidor, para que exista un buen funcionamiento del accionamiento mecánico. Las tensiones máximas para flexión oblicua se generan en las regiones donde actúa la flexión con mayor intensidad, comparando con los valores establecidos.

3.2.3 Determinación de la resistencia a la estabilidad por compresión

Para definir las cargas actuantes se tuvieron en cuenta la relación entre el coeficiente de reducción de la longitud del elemento y el radio de giro mínimo, para su determinación se seguirá la metodología propuesta por (Fernández-Levy, 1988). Se designa como λ , se denomina esbeltez de la columna y se determina por la ecuación (2.9), teniendo en cuenta la longitud $l = 600 \text{ mm}$ y el radio de giro mínimo de la sección

$i_{\min} = 57.73 \text{ mm}$ se obtiene:

$$\lambda = 83,146$$

La tensión crítica crece en la medida que disminuye la esbeltez, dicha esbeltez límite propuesta por Euler según Atuzarra, (1983) se determina por la ecuación (2.11), sustituyendo los valores del módulo de elasticidad de primer orden $E = 2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$ y la tensión límite de proporcionalidad $\sigma_p = 107,87 \text{ MPa}$ se obtiene como resultado:

$$\lambda_{\lim} = 138,61$$

Los valores de la esbeltez demuestran que las barras resisten las cargas de estabilidad por compresión siendo esto una buena característica.

3.2.4 Determinación de la carga crítica

La determinación de la carga crítica se realiza teniendo en cuenta las propiedades mecánicas del material, la geometría de la estructura y los esfuerzos a los que están sometidas dichas estructuras, la misma se determina por la ecuación (2.12), donde sustituyendo el módulo de elasticidad del material $E = 2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$, el momento de inercia mínimo $I_{\min} = 57.73$, la longitud de la barra $l = 6000 \text{ mm}$ y el coeficiente de reducción de la longitud $\gamma = 0,8$ se obtiene:

$$P_{\text{crit}} = 4,797 \times 10^6 \text{ N}$$

La carga crítica es la mayor a la que estará expuesta el bastidor del vagón plano de carga en su trabajo, un pequeño incremento de la carga axial por encima de la crítica va

acompañado de grandes incrementos de la flecha y de las tensiones en la columna, razón por la cual la carga crítica se considera peligrosa.

3.2.5 Determinación de la tensión crítica

Para determinar la tensión crítica por la ecuación (2.13), es necesario incluir primeramente la carga crítica en pandeo que se determina por la ecuación (2.14); en la misma la carga admisible $[P_{crit}] = 2,398 \times 10^6 N$ y $n_e = 2$, sustituyendo la ecuación (2.14) en (2.13) se obtiene como resultado:

$$\sigma_{crit} = 299,806 MPa$$

Las tensiones críticas se generan en las regiones donde mayor concentración de carga crítica existe, como muestra el resultado esta tensión crítica no sobrepasa los límites de las tensiones admisibles.

3.2.6 Determinación de la condición de estabilidad

Para la obtención de la condición de estabilidad por la ecuación (2.15), fue necesario tener en cuenta la carga crítica $P_{crit} = 4,797 \times 10^6 N$, el coeficiente de seguridad por pandeo $n_e = 2$, la tensión a la estabilidad la misma se calcula por la ecuación (2.16) y tiene como resultado $[\sigma_e] = 330 MPa$, la cual tiene en cuenta a la tensión admisible a la compresión $[\sigma_c] = 198,373 MPa$, coeficiente de pandeo φ este depende de la esbeltez y de las propiedades mecánicas del material y se calcula por la ecuación (2.17) y tiene como resultado $\varphi = 0.95$, sustituyendo todos los valores en la ecuación (2.15) se obtiene la condición de estabilidad:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 149,903 MPa$$

La condición de resistencia se determinó por la ecuación (2.19), conociendo los valores de la carga límite $P_{lim} = 4,25 \times 10^6 N$, el área de la sección transversal $A = 1,6 \times 10^4 mm^2$ y el coeficiente de seguridad $n = 1,28$ el mismo se determina por la ecuación (2.20) al

sustituir los valores de $n_1 = 1,2$, $n_2 = 0,82$, $n_3 = 1,3$, luego de obtenidos los valores se obtiene el valor de la Tensión normal máxima $\sigma_{m\acute{a}x} = 207,520 MPa$.

Comprobándose la condición de resistencia donde según González y Rodríguez (2009), la tensión admisible $[\sigma_{trac}] = 220 MPa$. Se cumple ($\sigma_{max} \leq [\sigma_{trac}]$), en el dispositivo. Los resultados de los cálculos de resistencia de las tensiones de contacto y flexión realizados, demuestran encontrarse dentro de los límites de los parámetros requeridos para el diseño del vagón plano de carga.

3.2.7 Determinación de la resistencia de uniones soldadas

Cuando se realiza una soldadura, se debe conocer previamente si la misma cumplirá con el fin propuesto, esto es que tenga la resistencia adecuada, pudiendo ser menor, igual o mayor que la resistencia propia del material de las piezas que se están uniendo. Por este motivo, es necesario realizar el cálculo de la sección del cordón de soldadura que se deberá ejecutar a los efectos de su dimensionamiento adecuado, teniendo en cuenta las características del metal a unir, las del electrodo a utilizar y las condiciones de trabajo a la que estará sometida la pieza (Dobrovolski. 1976).

Además es necesario en otras ocasiones, conocer la resistencia de cordones de soldaduras ya existentes en elementos que serán sometidos a diferentes esfuerzos, motivo por el cual se debe verificar si soportarán los mismos.

3.2.7.1 Determinación de las uniones a tope

Las uniones a tope fueron calculadas mediante la ecuación (2.21), el cateto de soldadura $K = 8mm$, la carga que actúa sobre la unión $P = 1,961 \times 10^3 N$ y la tensión admisible de la costura soldada según el tipo de electrodos y la tensión admisible del metal base $[\sigma_{TC}] = 107,893 MPa$ se obtiene una presión de carga de:

$$l = 225,235mm$$

Esta es la longitud mínima de soldadura está calculada teniendo en cuenta las dimensiones del bastidor y los tipos de uniones.

3.2.7.2 Determinación de las uniones en T

El cálculo de las uniones en T se realizó aplicando la ecuación (2.23), en la misma se tienen en cuenta todos los parámetros utilizados en las ecuaciones (2.21 y 2.22) sustituyendo se obtiene como resultado:

$$\sigma = 97,916 \text{MPa}$$

Las uniones en T son las más empleadas en la construcción del bastidor del vagón plano de carga.

3.2.7.3 Determinación de las uniones que soporten esfuerzos combinados

De acuerdo con la teoría de la resistencia de materiales del esfuerzo normal máximo, se deberá verificar para el máximo esfuerzo principal σ_{sold} , para los valores simultáneos del momento flector M y el esfuerzo cortante Q para un determinado estado de carga.

El cálculo de las uniones que soporten esfuerzos combinados se realizó aplicando la ecuación (2.24) donde sustituyendo los valores del esfuerzo normal producido por las cargas flexionantes $\sigma = 97,916 \text{MPa}$ y el esfuerzo tangencial producido por las cargas de cortadura $\tau = 72,159 \text{MPa}$ se obtiene:

$$\sigma_{\text{Sold}} = 118,197 \text{MPa}$$

Esta ecuación se verificó aplicando la ecuación (2.25), para un esfuerzo cortante Q correspondiente a un momento flector máximo ($M_{\text{máx}}$), sustituyendo los valores del momento flector máximo $M_{\text{máx}} = 9850 \text{Nmm}$, el módulo de la sección en la costura de soldadura $W_{\text{Sold}} = 13 \text{mm}^3$, la fuerza cortante producida por la carga de tracción $Q = 4 \times 10^4 \text{N}$, el ancho de la costura de soldadura $a = 5 \text{mm}$, la longitud de la costura de soldadura $l = 200 \text{mm}$ y el esfuerzo normal admisible de soldadura $\sigma_{\text{sold admisible}} = 20 \text{MPa}$ se obtuvo:

$$\sigma_{\text{Sold}} = 105,369 \text{MPa}$$

Para un momento flector M correspondiente al máximo esfuerzo transversal $Q_{\text{máx}}$ se aplicó la ecuación (2.26), sustituyendo los valores empleados en la ecuación (2.25)

además de la fuerza cortante máxima producida por la carga de tracción $Q_{\max} = 4 \times 10^4 N$ se obtiene un valor de:

$$\sigma_{\text{Sold}} = 111,548 \text{MPa}$$

Lo anteriormente planteado es posible debido a que se cumple la condición que se muestra e la ecuación (2.27) dando como resultado:

$$\tau_{\text{Sold}} = 98,125 \text{MPa}$$

En este tipo de uniones con perfiles, ya sean [I, L, u otros similares, se supone que el esfuerzo de corte Q solo lo soportan las costuras que están en posición de resistir esfuerzos cortantes, siendo para este caso solo las costuras h_1 del alma.

Las costuras angulares de la soldadura se ven además sometidas a esfuerzos longitudinales o normales N además del momento flector M , para ello se determinó el esfuerzo de normal producido por la carga axial, el mismo se obtuvo por la ecuación (2.28), sustituyendo en la expresión anterior la fuerza axial $N = 4500 N$ se obtuvo:

$$\sigma_N = 100,362 \text{MPa}$$

3.2.8 Determinación de las uniones roscadas

En las uniones a corte, se aplicó una precarga al perno para generar un apriete de magnitud tal, que el roce equilibre la carga cortante. En este caso el perno recibió la carga en corte.

El cálculo de las uniones roscadas se realizó aplicando la ecuación (2.30), en la misma se tienen en cuenta la fuerza aplicada al perno en corte $F = 1500 N$, la carga de fluencia o la carga de prueba en su defecto $Q = 20 N$, la sección transversal del perno $A = 52,3 \text{mm}^2$ y el factor de seguridad $n = 0,1$, sustituyendo se obtuvo:

$$\tau = 28,681 \text{MPa}$$

3.2.8.1 Determinación de la resistencia a cargas estáticas

La resistencia a cargas estáticas se determinó según la ecuación (2.31), sustituyendo el diámetro de raíz $d_1 = 8,160mm$ y el esfuerzo admisible a la tracción $[\sigma_t] = 40MPa$ se obtuvo como resultado:

$$P = 439,288N$$

Los resultados de los cálculos comprobatorios realizados, confirman su resistencia frente a la capacidad portante de la carga, con régimen de trabajo elevado; además de comprobar la resistencia al cargas estaticas. La carga máxima evaluada para el vastidor.

3.2.9 Determinación del diseño de los ejes de apoyo

El objetivo es calcular los esfuerzos que se producen en las diferentes secciones del eje, la comparación de estos valores con los esfuerzos máximos permitidos conducirá al adecuado dimensionado del eje. Para el diseño de los ejes de apoyo se tuvo en cuenta la metodología de cálculo de árboles y ejes, en la misma se analizaron los elementos con que contará el vagón plano de carga.

Las fuerzas producidas por las masas en movimiento están situadas en el plano vertical de simetría (y-z) pasando por el eje central del eje, como indica la figura 3.1.

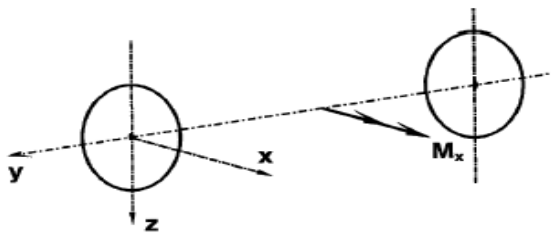


Figura 3.1. Eje de simetría

El momento flector, M_x , generado en cualquier sección del eje se calcula a partir de las fuerzas P_1 , P_2 , Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 y F_i como se muestra en la figura 3.2. Dicha figura, representa el caso más desfavorable para el eje, es decir:

- La distribución asimétrica de las fuerzas.

- La dirección de las fuerzas F_i , debidas a las masas de los componentes no suspendidos, es seleccionada de tal manera que sus efectos de flexión se suman a los ocasionados por las fuerzas verticales.

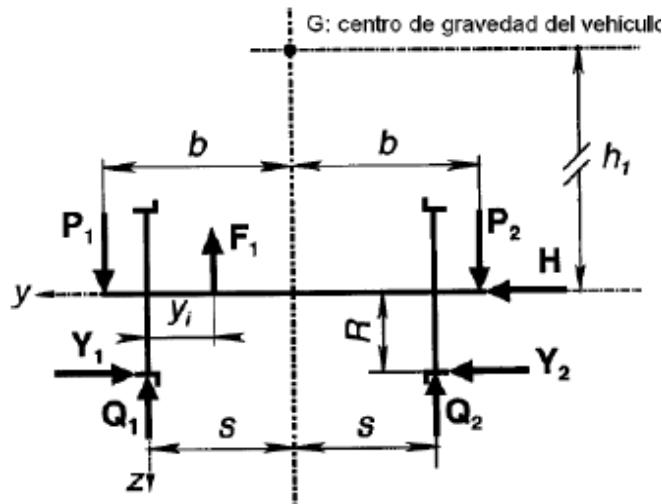


Figura 3.2. Estado de cargas desfavorable sobre eje

Una vez conocido el estado de cargas aplicado sobre el eje, los valores de las fuerzas se comienza con el cálculo.

Primeramente se realizó el cálculo preliminar, las cargas que se tienen en cuenta son las de las transmisiones colocadas sobre estos, o sea solo los esfuerzos de torsión, el mismo se determinó aplicando la ecuación (2.32), sustituyendo el momento torsor que actúa sobre el árbol $M_t = 100 Nm$, la tensión admisible a cortante $[\tau] = 20 MPa$ y el diámetro de salida del eje $d_t = 110 mm$ se obtuvo:

$$d_k \geq 130 \text{ mm}$$

El valor de d_k se redondeó por la serie de números preferidos Ra 130, luego se escalonó en dependencia de los elementos que se colocaron sobre él. El objetivo de este cálculo fue obtener el diámetro de salida del árbol teniendo en cuenta que este no debe diferenciarse con el del motor en más del 2%.

3.2.9.1 Determinación del cálculo aproximado o de proyecto

Para la realización de este cálculo fue necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol en las secciones más peligrosas. Estos momentos antes mencionados son necesarios para determinar el momento flector resultante y el momento equivalente, los mismos se calcularon aplicando las ecuaciones (2.33) y (2.34) respectivamente y dieron como resultado:

$$M_{flex} = 154,138 Nm$$

$$M_{eq} = 183,735 Nm$$

Luego de obtenido el momento equivalente por la ecuación (2.34) se sustituye en la ecuación del diámetro para la sección más peligrosa (2.35), donde sustituyendo la tensión admisible a la tracción compresión del material $[\sigma_{-1 flex}] = 54,97 MPa$ y la relación diámetro interior/diámetro exterior (para árboles macizos $\beta = 0$) se obtuvo como resultado:

$$d \geq 120 mm$$

Este es el diámetro apropiado para los ejes de apoyo, los mismos están diseñados de AISI 5140 con una dureza entre 34 - 42 HRC.

3.2.10 Selección del motor y transmisión del accionamiento

Al cumplirse la condición que se plantea en la ecuación 2.38 y la misma tiene como resultado:

$$5kW < 5,5kW$$

Esto demuestra la necesidad de utilizar una transmisión reductora de velocidad.

Los cálculos para la selección de la transmisión fueron calculados por las ecuaciones (2.40 - 2.43) en la cual se sustituyó el rendimiento y la relación de transmisión. Primeramente se calculó la potencia de operación por la ecuación 2.40 donde sustituyendo el rendimiento $\eta = 90\%$ y la potencia nominal del motor $P_{NM} = 5,5kW$ se

obtuvo $P_A = 5kW$, esta es la potencia de operación del vagón plano de carga. Esta potencia tiene en cuenta que el vagón estará cargado al máximo de su capacidad que son 20 toneladas.

Luego por la ecuación 2.41 de determino el torque de trabajo donde sustituyendo el torque nominal del motor $T_{NM} = 37 Nm$ se obtiene $T_A = 30 Nm$, este es el torque de operación del motor.

Por la ecuación 2.42 y 2.43 se determinó la frecuencia mínima y máxima de trabajo del motor donde sustituyendo la frecuencia mínima del motor $\omega_{\min M} = 118 rad / s$ y la relación de transmisión $i = 6,13$ se obtiene:

$$\omega_{\min a} = 120 rad / s$$

$$\omega_{\max a} = 430,6 rad / s$$

Estas son las frecuencias máximas y mínimas de operación del motor.

Luego de obtenidos todos estos resultados se procedió a seleccionar un motor del catálogo ABB, se eligió el motor M2QA 160 L4A con los datos nominales siguientes:

$$P_N = 5,5kW$$

$$n_N = 1430 \text{ min}^{-1}$$

$$I_N = 10,9A$$

$$T_N = 37 Nm$$

$$\frac{T_s}{T_N} = 2.3$$

$$U_N = 440V$$

Se seleccionó este motor teniendo en cuenta que ABB es un grupo líder mundial en la fabricación de motores eléctricos trifásicos de baja y media tensión para utilización en un sinnúmero de aplicaciones, cuenta con una experiencia superior a 100 años. Los

motores eléctricos de ABB son ampliamente reconocidas a nivel mundial por ser productos eficientes.

3.2.11 Determinación de la potencia reducida en el accionamiento

En el accionamiento del vagón, la potencia generada por el motor al ser propagada por los elementos de las transmisiones mecánicas, experimenta una reducción significativa debido a las pérdidas de rendimiento ocasionadas por rozamiento, deslizamiento, cargas de choque, y otros factores. La mayor pérdida sufrida es en la transmisión por las ruedas dentadas, debido al característico bajo rendimiento de estos engranajes.

3.2.11.1 Potencia de entrada al reductor

Para la obtención de la potencia de entrada al reductor por la ecuación (2.40), es necesario tener en cuenta el rendimiento de la transmisión que antecede $\eta_{p-c} = 0,96$ (Dobrovolski, 1976). Incluyendo la potencia máxima que imparte el motor $N_1 = 5,5 \text{ kW}$ en la ecuación, se obtiene una potencia de entrada al reductor:

$$N_2 = 5 \text{ kW}$$

En este caso la reducción de la potencia generada por el motor está dada generalmente por las condiciones de deslizamiento que surgen en las transmisiones por engranajes cilíndricos de dientes oblicuos.

3.2.11.2 Potencia de salida del accionamiento

La potencia de salida del accionamiento es determinada por la ecuación (2.41), donde es necesario incluir la potencia de entrada al reductor calculada por la ecuación (2.40) ($N_2 = 5 \text{ kW}$), así mismo tener en cuenta el rendimientos $\eta = 0,90$.

$$N_3 = 4,2 \text{ kW}$$

3.2.12 Determinación del cálculo del engranaje cilíndrico de dientes oblicuos presente en el accionamiento

El cálculo del engranaje cilíndrico de dientes oblicuos presente en el accionamiento fue determinado aplicado primeramente las ecuaciones (2.42) y (2.43) que son la

resistencia de contacto y la distancia interaxial respectivamente, sustituyendo el coeficiente de carga que se aplica $K = 1,4$, la tensión admisible a contacto $[\sigma]_T = 384,61 MPa$, la relación de transmisión $u = 1,3$, el coeficiente de ancho de la distancia interaxial $\psi_a = 0,3$, y al momento torsor $M_{tor} = 222190 Nmm$ se obtiene:

$$a_w = 320 mm$$

$$\sigma_T = 350 MPa$$

La distancia interaxial en el par de engranajes es la idónea teniendo en cuenta es espacio con que se contara para colocar la transmisión.

El cálculo del módulo normal de las ruedas helicoidales en las condiciones cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal de capacidad de trabajo se determinó por la ecuación (2.44). Como el criterio principal de capacidad de trabajo es la resistencia de contacto el módulo normal se determinó empleando la ecuación (2.45), sustituyendo el coeficiente del ángulo de inclinación del diente que se calcula por la ecuación (2.46) $Y_B = 1$, el coeficiente que se adopta en función del grado de precisión del engrane que se calcula por la ecuación (2.47) $K_\alpha = 1$ y el coeficiente de resistencia de los dientes según las tensiones locales que se selecciona en la tabla No 2.2 $Y_F = 4,30$ pero con número de diente que se determina por la ecuación (2.48) $Z_v = 1,3$ se obtiene como resultado:

$$m_n = 5 mm$$

A continuación se muestran los resultados de las principales relaciones geométricas de las transmisiones por engranajes exteriores de dientes rectos normales y helicoidales.

La tabla 3.1 expone los resultados de los principales parámetros geométricos de la transmisión, donde, para la obtención de estos valores se utilizaron los datos obtenidos en las mediciones técnicas realizadas, teniéndose en cuenta además el número de dientes del piñón $Z1 = 37$, la cantidad de dientes de la rueda $Z2 = 120$, la relación de

transmisión ($i = 65$), el ángulo de inclinación de la hélice del tornillo calculado ($\delta = 40^\circ 5' 8''$), y el módulo $m = 5$ calculado por medio de la ecuación 2.49.

Tabla 3.1. Relaciones geométricas principales de los engranajes cilíndricos de dientes rectos normales y helicoidales.

Parámetros de engrane	Resultado	No Ecuación
Módulo normal de los dientes ; m_n	$m_n = 5$	2.49
Altura del diente ; h	$h = 12,5mm$	2.50
Altura de la cabeza del diente; h_a	$h_a = 5mm$	2.51
Juego radial ; c	$c = 1,25mm$	2.52
Diámetro de la circunferencia primitiva; d_w	$d_{w1} = 188mm$ $d_{w2} = 612mm$	2.53
Diámetro de la circunferencia exterior ; d_a	$d_{a1} = 198mm$ $d_{a2} = 622mm$	2.54
Diámetro de la circunferencia de fondo; d_f	$d_{f1} = 175mm$ $d_{f2} = 600mm$	2.55

3.2.13 Análisis del sistema de frenos

El sistema de frenos seleccionado para el vagón plano de carga será directo y de estacionamiento como se muestra en los epígrafes 2.3.5.1 y 2.3.5.2. Estos se conjugan con su sistema de timonería de freno que es la encargada de aplicar el esfuerzo de frenado a las zapatas, están diseñados para eliminar las holguras producidas por el desgaste de zapatas y calculadas para que no tengan deformaciones. Si el diseño de la timonería es sencillo e independiente, sirva como ejemplo la figura, puede colocarse una por cada rueda. El objetivo de su aplicación es enviar el esfuerzo de un único actuador a 2 zapatas que actúan sobre la rueda. También por medio de esta timonería

se amplifica el esfuerzo del actuador, logrando de esta forma mayor esfuerzo de frenada.

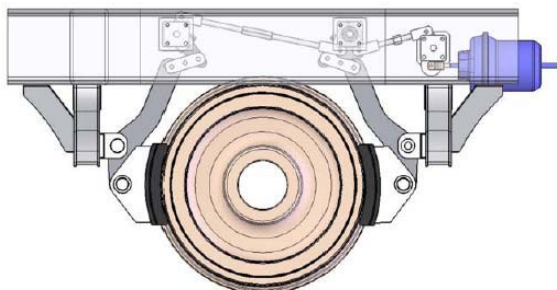


Figura 3.3. Conjunto de timonería de freno independiente del vagón de carga

En cada rueda existe una timonería de freno, convenientemente diseñada y dimensionada, que transmite el esfuerzo del actuador de freno (cámara o pulmón de freno), hasta un par de zapatas que entran en contacto con cada rueda.

El sistema de freno está basado en sistemas neumáticos de automoción, de accionamiento positivo. Las principales características del conjunto de frenado aparecen en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Especificaciones técnicas sistema de frenado

Freno estacionamiento	Por muelles (en ausencia de aire)
Zapatas y portazapatas	Sinterizadas, perfil U.I.C (2 por rueda)
Actuadores de freno (para estacionamiento)	Wabco T-36/30
Número de actuadores	1 por rueda
Recorrido en el que debe trabajar el actuador	15 – 60 mm.
Presión en calderines	7,5 bar
Presión de sistema a salida de calderines	7,5 + 0,2 bar
Presión de alimentación freno servicio.	3,3 bar (Vacío) – 3,8 bar (Cargado)
Presión para frenada máxima del sistema	3,8 + 0,0 bar (en actuadores)

3.2.14 Análisis de la modelación y simulación por el Método de Elementos Finitos

Para el análisis del estado de carga se incluyó el peso de todos los elementos que irán sobre el bastidor, su peso propio, así como, la carga máxima que puede transportar. Las cargas se han puesto de una forma uniformemente repartida, de la forma más parecida a la realidad. En la figura 2.3 se pueda apreciar la carga totalmente distribuida. La carga que se tuvo en cuenta fue la de los elementos que transportara el vagón que hace un total de 20 toneladas.

Los resultados del cálculo del estado de cargas que soporta el bastidor se interpretan a partir de las siguientes imágenes:

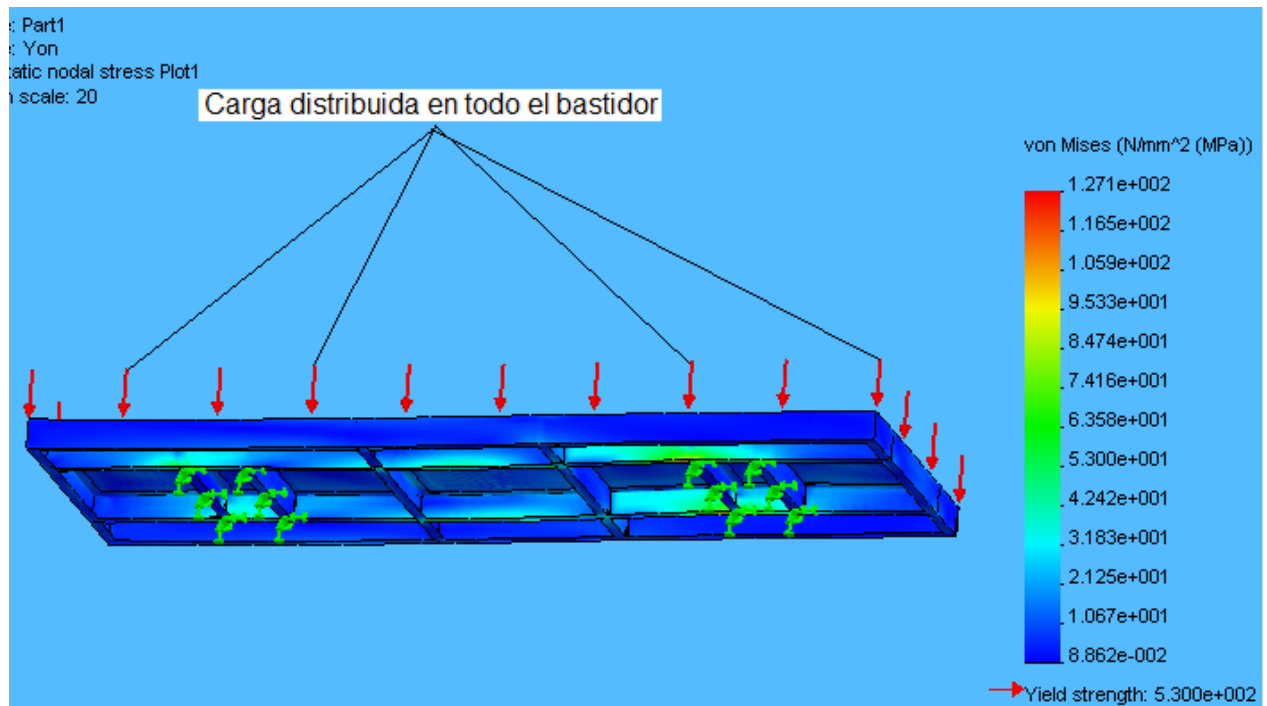


Figura 3.4. Vista del bastidor en estado de cargas en modo de trabajo

En esta figura se muestra la carga totalmente distribuida en todo el bastidor, también se muestra donde irán situados los apoyos que soportarán al bastidor así como a la carga, la carga se distribuye producto a que será una carga grande y deberá ocupar la mayor parte del vagón plano.

Los esfuerzos de compresión son de 20 toneladas aplicadas sobre cada tope, considerando el plano de simetría del bastidor como fijo, ya que así se comportaría en caso de tener cargados también los topes del otro extremo, como se trata de algo muy puntual la única condición a tener en cuenta es que los esfuerzos resultantes del cálculo estén dentro del campo elástico de los materiales, no siendo tan importante la flecha alcanzada.

En la figura 3.2 se muestran los esfuerzos máximos que se localizan en la parte central, donde irán colocados los soportes de las ruedas y el accionamiento; estos esfuerzos no superan los 127,145 MPa, muy por debajo de los 398,266 MPa que resiste el material con menores propiedades mecánicas usado en la fabricación del bastidor.

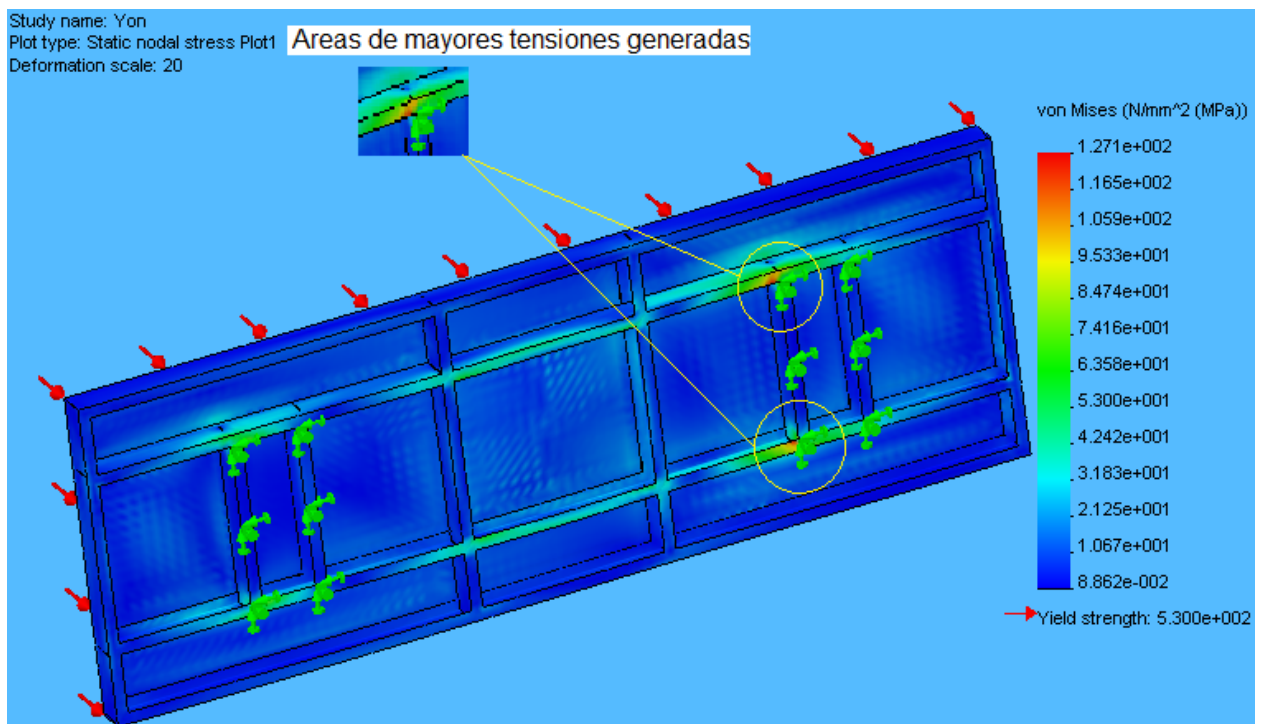


Figura 3.5. Esfuerzos máximos resultantes en modo de trabajo

En la figura 3.2 se pueden apreciar las principales áreas donde se generan las mayores tensiones en cada uno de los puntos donde mayor será la carga, las tensiones generadas son pequeñas producto a que la carga está distribuida por todo el bastidor. En esta figura se puede apreciar la pequeña deformación que sufre el bastidor al someterse a la carga.

Observando los resultados, la flecha máxima alcanzada está muy por debajo de los requerimientos de la Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC 577 OR “Especificación Técnica de Homologación de Material Rodante Ferroviario”) de 1‰ de la distancia entre apoyos. En las imágenes de los desplazamientos, se ha escalado 50 veces la deformación del bastidor, para poder apreciar la manera en la que se deformaría. En este estado de carga los resultados obtenidos, tanto de los esfuerzos máximos, como los de flecha máxima, cumplen con los requisitos técnicos. Se puede decir que el bastidor, para los esfuerzos normales de funcionamiento, es válido. Este estado de carga se asume como satisfactorio ya que se conseguirían resultados similares al obtenido. Se considera que las placas de obtendrían un coeficiente de seguridad mayor, debido a que durante el izado la carga está centrada respecto la IPN correspondiente del bastidor, mientras que en los apoyos se centraba la carga, la cual inducía a una torsión al perfil. Este resultado ofrece la garantía de que los esfuerzos generados no son excepcionales y en condiciones de trabajo extrema resistirá cualquier esfuerzo al que sea sometido siempre que esté dentro de los admisibles.

La rigidez torsional del bastidor, necesaria para realizar la comprobación de seguridad frente al descarrilamiento, ha sido calculada mediante COSMOS 7, aplicando un momento torsor de 100 KN*m al bastidor. Se observan las deformaciones angulares obtenidas para evaluar la rigidez torsional que tiene el bastidor.

3.2.14.1 Análisis de las ruedas

Los esfuerzos de calado serán los esfuerzos resultantes del ajuste prensado entre rueda y eje. El cálculo se realizó, para el caso de la interferencia máxima de 0,32 mm, mediante el estudio de un conjunto formado por una rueda y la zona de ajuste del eje por el método de elementos finitos.

La zona de contacto con mayor concentración de tensiones que supera los 500 N/mm², ocupando una superficie muy reducida, aun así estos esfuerzos están dentro del campo elástico del carril y rueda. En los diferentes estados de carga, se repartirán las cargas en zonas de tal manera que no se lleguen a superar los 500 N/mm². Los esfuerzos de rodadura rápidamente se reparten por el volumen de la rueda y el carril.

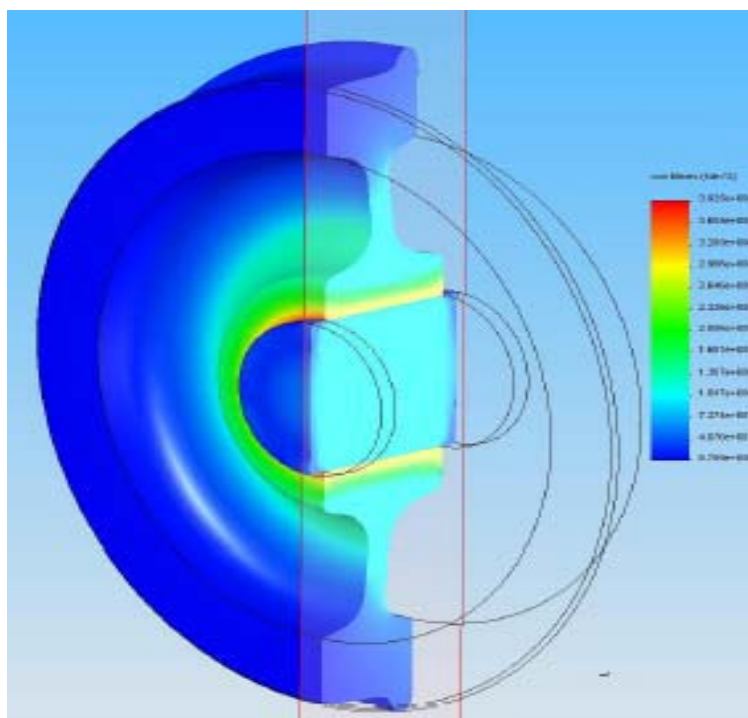


Figura 3.6. Concentración de tensiones rueda-eje

Los esfuerzos de calado serán los esfuerzos resultantes del ajuste prensado entre rueda y eje. El cálculo se hará, para el caso de la interferencia máxima de 0,32 mm, mediante el estudio de un conjunto formado por una rueda y la zona de ajuste del eje por el método de elementos finitos.

Las tensiones máximas se dan en el cubo de la rueda, como cabe esperar, también se darán las mayores deformaciones. Los esfuerzos en el cubo de la rueda alcanzan los 320 N/mm², en los extremos del calado. Las deformaciones máximas, medidas en radio, serán de 0,137 mm en la rueda, a la entrada y salida del cubo, y de -0,046 mm en el eje, en el centro de la zona de calado. El signo negativo indica que el eje se deforma en compresión, cumpliéndose que la suma de la dilatación de la rueda y la contracción del eje da 0,16 mm en radio, en caso de interferencia máxima entre eje y rueda. La mayor parte de la deformación ocurre en la rueda, y aunque la deformación no es constante a lo largo del cubo de la rueda, para el cálculo individual de la misma se considera que es constante y de un valor de 0,137 mm, quedando así del lado de la seguridad.

3.3 Análisis del efecto económico

Teniendo en cuenta la situación económica en que se encuentra nuestro país, en la cual estamos disminuyendo los costos de todas las producciones, se estudiaron los prototipos existentes en el mercado y se encontró que un vagón plano de carga cuesta entre 63 000,00 USD y 200 000,00 USD sin contar los gastos del transportista y gastos aduaneros, refiere su fabricante. Teniendo en cuenta su elevado precio en esta propuesta se consideró la suma de los costos de fabricación de los elementos pertenecientes al vagón plano de carga en cada uno de los talleres. En la cual se determinó que el costo en materias primas y materiales es de \$1937,15 y 1602,83 CUC, gastos de fuerza de trabajo \$288,21 y 18,60 CUC, en general propuesta asciende a un total de \$3348,24 y 1938,96 CUC.

3.4 Impacto medioambiental

En el proceso de fabricación y maquinado de los elementos del vagón plano de carga, se precisa de la utilización de energía eléctrica producida generalmente a partir de los combustibles fósiles no renovables, donde la continua extracción de esta fuente atenta con la propia extinción de las reservas naturales del planeta. Conjuntamente se desechan elementos gaseosos, líquidos y sólidos que van al medio ambiente con efectos contaminantes devastadores al ecosistema y a sus huéspedes naturales, entre ellos el propio ser humano. En esta propuesta se le da solución a un problema existente que afecta directamente al hombre. En la misma se reemplaza al hombre por una máquina capaz de hacer el trabajo pesado.

Por cuanto, es necesario extremar las medidas que sean necesarias para proteger la vida de las personas, teniendo estricto control sobre los lugares donde terminarán todos los desechos; velando por el cumplimiento de medidas pertinentes para el uso racional de los recursos y materiales; optando por el cuidado de las máquinas e instalaciones, y observando cuidadosamente las medidas pertinentes de seguridad.

3.5 Conclusiones Capítulo III

- Se realizó el análisis de los resultados los cuales mostraron que el diseño realizado cumple con lo planteado en el problema.
- Se realizó la comprobación de los principales elementos que conforman el vagón plano de carga, lo cual demuestra la existencia de las mayores tensiones las cuales no superan los 127 MPa en el bastidor.
- El costo de fabricación total de la pieza es de 3348,24 CUP equivalente a 1938,96 CUC, siendo el total de \$5287,2.

CONCLUSIONES GENERALES

- 1- Se realizó una búsqueda de información fundamentando las propiedades y características del material, se explicó el funcionamiento de cada elemento que lo integra. Además se plantearon los problemas fundamentales que ocasiona la falta de un mecanismo para transportar las piezas que se realizan en el taller.
- 2- Quedó establecida la metodología de cálculo para los elementos del vagón plano de carga, en la cual fueron analizados todos los componentes y se seleccionaron los materiales a emplear en cada uno de los elementos del vagón.
- 3- Una vez observados los esfuerzos máximos que soportan los tres componentes ferroviarios, para los diferentes estados de carga, se puede asegurar que los modelos de diseño obtenidos resisten los esfuerzos a los que se verán sometidos a lo largo de su vida útil.
- 4- Se realizó un análisis del impacto medio ambiental así como una valoración del efecto económico lo cual abordo que el costo de fabricación total de la pieza es de 3348,24 CUP equivalente a 1938,96 CUC, siendo el total de \$5287,2.

RECOMENDACIONES

- 1- Realizar un estudio más avanzado del presente proyecto, analizando el comportamiento de los componentes diseñados.
- 2- Estudiar el correcto montaje del conjunto de componentes, así como el posterior análisis de este.
- 3- Realizar un estudio sobre la posible adaptación de nuevos materiales en el diseño de componentes estructurales de vehículos ferroviarios.

BIBLIOGRAFÍA

1. ALFONSO, E. B. *Transmisiones por engranajes. Metodología de cálculo*. Universidad de Matanzas "Camilo Cienfuegos", Cuba, 2004.
2. ANEIRO, P. *Problemas de Diseño de Elementos de Máquinas*. La Habana: Editora Pueblo y Educación, 1986.
3. ADIF (Administración de Estructuras Ferroviarias). *Generalidades del transporte férreo*, 2004.
4. ANELÍN, *Conceptos básicos ferroviarios*, 2004.
5. ALCAIDE, R. 1999. *Características de los rieles*. Editorial científico técnica, 1999.
6. CASILLAS, A. L. *Máquinas cálculos de taller*. Ministerio de cultura. Editorial científico técnica, 1989.
7. CASTRO, F. *Discurso ante la Conferencia de Naciones Unidas sobre Medio Ambiente y Desarrollo*. Rio de Janeiro, 12 de junio 1992.
8. DOBROBOLSKI, V. y ZABLONSKI, K. *Elementos de máquinas*. Moscú, Editorial MIR, 1980.
9. DOBROBOLSKI, V., ZABLONSKI, K., MAK, S., RADCHIK, A. y ERLIJ, L. *Elementos de máquinas*. Moscú, Editorial MIR, Moscú, 1976.
10. DUDLEY, D. W. *Manual de Engranajes. Diseño, Manufactura y Aplicación de Engranajes*. México, D.F, Compañía Editorial Continental, S. A. Primera edición, 1973.
11. Revista "El Mundo de los Trenes". Ediciones del Prado S.A. Madrid España, 2000.
12. FAIRES, M. V. *Design of Machine elements*. Tercera Edición, E.U, 1955.
13. GAZZANIGA, L. *El libro de los engranajes*. Hoepli. 1966.
14. GEBR. HOFMANN. K. G. MASCHINENFABRIK. *Patente de Introducción: Máquina Montadora y Desmontadora de Neumáticos*. Barcelona, España. 1967.

15. GONZÁLEZ, G.; GARCÍA, A. y ORTIZ, T. *Elementos de máquinas*. ISPJAE, La Habana, Cuba, 1999.
16. HENDERSON, K. *Sistema de alimentación por el suelo*. 1986.
17. HERNANDEZ, *Órgano de rodadura de los trenes*, 2000.
18. HERNÁNDEZ, H. y ESPEJO, É. *Mecánica de fracturas y análisis de fallas*. Universidad Nacional de Colombia, Sede Bogotá, Editorial El Malpensante S.A., 2002.
19. LOPEZ, R. y QUINTERO, M. *Accionamientos mecánicos*, 2007.
20. Norma UNE- EN 12844:1999.
21. Norma UNE-EN 1774:1999.
22. Norma UNS- C 91700.
23. RESHETOV, D. *Elementos de Máquinas*. Editorial Pueblo y Educación, Ciudad de la Habana, Cuba, 1985.
24. RESHETOV, D. *Elementos de máquinas*. Editorial Pueblo y Educación, Ciudad de la Habana, Cuba, 1975.
25. RODRÍGUEZ, I. y GONZÁLEZ, R. *Folleto de Transmisiones Mecánicas*. ISMM “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, Moa, Holguín, Cuba, 2009.
26. SHIGLEY, J.E; MISCHKE, C.R. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Editorial MC Graw Hill, 1985.