



Diseño de prototipo de mecanismo de frenado para góndolas de carbón en la empresa “Minas del Sur” de Ambalema, Tolima

**José Mauricio Marín Pulido
Matius Felipe Lamprea Castro**

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Neiva, Colombia
2020

Diseño de prototipo de mecanismo de frenado para góndolas de carbón en la empresa “Minas del Sur” de Ambalema, Tolima

**José Mauricio Marín Pulido
Matius Felipe Lamprea Castro**

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Director (a):

PhD. Carlos Ramón Batista Rodríguez
Ingeniero Mecánico

Línea de Investigación:

Diseño Mecánico de Elementos de máquinas.

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Nieva, Colombia
2020

Primero que todo, damos gracias a Dios por guiarnos en este duro camino; a nuestros padres, hermanos y familia que siempre estuvieron dándonos los mejores deseos para sacar adelante este proyecto.

Los autores agradecen a:

Primero a Dios, porque nos dio el don de la perseverancia para alcanzar esta meta. A nuestro tutor, PhD. Ing. Carlos Ramón Batista Rodríguez, por su dedicación y sabia orientación en la construcción del proyecto; a todos y cada uno de los profesores que a lo largo de la carrera nos transmitieron el conocimiento para hacernos profesionales competentes.

Resumen

El proyecto de investigación describe el diseño de un prototipo de mecanismo de frenado para góndolas de carbón en la empresa “Minas del Sur” de Ambalema, Tolima. La problemática tratada corresponde a la falta de un mecanismo de frenado de emergencia en las vagonetas empleadas para el flujo de entrada y salida de personal y materiales. La solución propuesta comprende un mecanismo, compuesto de un conjunto de elementos como resorte, dado y cuña de accionamiento secuencial. Al cizallarse la guaya, esta hace que el resorte active y empuje la cuña contra el dado; la cuña es el sistema de enclavamiento mecánico que une el riel con el dado que conecta al chasis del coche minero.

De acuerdo con la investigación desarrollada y la realización de los cálculos, se determinó que la fuerza necesaria para que el sistema propuesto frene una vagoneta de 1500 kg de peso sobre la vía férrea, cuya inclinación es de 55° al cabo de un segundo con un coeficiente de rozamiento de 0.0002, es de 24104.268 N. Los materiales empleados como propuesta en el diseño comprenden AISI 1018 106 HR +TT para la cuña, AISI 1045 225 ANLD para el dado, AISI SAE 1045 tratamiento térmico para el resorte. Como resultado de la simulación del dado cuando se acciona el freno se concluyó que el máximo desplazamiento que sufre el material trabajando en condiciones extremas es de 0.028 mm; para el caso de la simulación de la cuña su desplazamiento máximo es de 0.007 mm.

Palabras clave: góndolas carbón, mecanismo frenado, diseño simulación frenado, frenado inercial

Abstract

The research project describes the design of a braking mechanism prototype for coal nacelles at the "Minas del Sur" company in Ambalema, Tolima. The problem dealt with corresponds to the lack of an emergency braking mechanism in the wagons used for the entry and exit flow of personnel and materials. The proposed solution comprises a mechanism, composed of a set of elements such as a spring, a die and a sequentially operated wedge. When the guide is sheared, it causes the spring to activate and push the wedge against the die; the wedge is the mechanical interlocking system that connects the rail with the die that connects to the chassis of the mining car.

In accordance with the research carried out and the calculations performed, it was determined that the force required for the proposed system to brake a 1,500 kg trolley on the rail, whose inclination is 55° after one second with a friction coefficient of 0.0002, is 24104.268 N. The materials used as proposed in the design include AISI 1018 106 HR +TT for the wedge, AISI 1045 225 ANLD for the die, AISI SAE 1045 heat treatment for the spring. As a result of the simulation of the die when the brake is activated, it was concluded that the maximum displacement suffered by the material working in extreme conditions is 0.028 mm; in the case of the simulation of the wedge, its maximum displacement is 0.007 mm.

Keywords: carbon nacelles, braking mechanism, braking simulation design, inertial braking

Contenido

	Pág.
Contenido	
Resumen	IX
Lista de figuras	XIII
Lista de tablas	XV
Lista de Símbolos y abreviaturas	XVI
Introducción	1
1. Capítulo 1	5
1.1. Sistema de frenado	5
1.2. Sistemas de transporte en minería	12
1.2.1. Transporte en vía	12
1.3. Cables en Minería	15
1.3.1. Composición de los cordones	16
1.3.2. Paso de un cable	17
1.3.3. Tipos de Cable	18
1.1.1. Fallas en cables	20
1.2. Rieles en minería	21
1.2.1. Componentes de un riel	21
1.2.2. Durmiente	22
1.3. Minas para explotación de carbón	24
1.3.1. Mina a cielo abierto	24
1.3.2. Mina subterránea	24
2. Capítulo 2 - Diseño de Sistemas de Frenos	27
2.1. Planteamiento del problema técnico a resolver	27
2.2. Requisitos del sistema de frenos a diseñar	27
2.3. Diseño conceptual	28
2.3.1. Descripción del diseño conceptual	30
2.3.2. Secuencia funcionamiento freno	32
2.4. Diseño a detalle de la variante seleccionada	34
2.4.1. Chasis	34
2.4.2. Acuñaamiento	35
2.4.3. Dado	36

2.4.4.	Soporte de dado.....	36
2.4.5.	Sistema de rueda.....	37
2.4.6.	Resortes.....	38
2.5.	Aceleración del Coche en Plano Inclinado.....	38
2.6.	Análisis esfuerzos en chasis de Vagoneta.....	48
2.6.1.	Análisis de esfuerzo máximo.....	49
2.6.2.	Análisis de desplazamiento.....	50
2.6.3.	Factor de seguridad.....	51
2.7.	Cálculo del Resorte.....	51
3.	Capítulo- Simulación.....	57
3.1.	Simulación del dado cuando se acciona el freno.....	57
3.2.	Simulación De Cuña Cuando Se Acciona El Freno.....	60
4.	Conclusiones y recomendaciones.....	65
4.1.	Conclusiones.....	65
4.2.	Recomendaciones.....	65

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1-1: Mecanismo de frenado dinámico.....	6
Figura 1-2: Sistema de freno de cuerda.....	7
Figura 1-3: Freno de Polea acanalada.	8
Figura 1-4: Sistema de frenado Anticaída.....	9
Figura 1-5: Sistema de frenado por limitador de velocidad.....	10
Figura 1-6: Sistema de frenado por inercia.....	10
Figura 1-7: Sistema de frenado por retroceso.....	11
Figura 1-8: El freno de resorte de accionamiento por pasador de WPT Power.....	12
Figura 1-9: Transporte continuo sobre vagoneta.....	13
Figura 1-10: Vagoneta tipo U.....	14
Figura 1-11: Tipo Gramby.....	14
Figura 1-12: Sistema de banda transportadora.....	15
Figura 1-13: Composición del cable.	16
Figura 1-14: Tipos de cordones según disposición.....	17
Figura 1-15: Tipo de paso en cables de acero.....	18
Figura 1-16: Tipo simple.....	18
Figura 1-17: Tipo Seale.....	19
Figura 1-18: Tipo Filler.....	19
Figura 1-19: Tipo Warrington.....	20
Figura 1-20: Desgaste por uso.....	20
Figura 1-21: Componentes de un riel.....	21
Figura 1-22: Durmiente en madera y rieles metálicos.....	23
Figura 1-23: Mina a cielo abierto.....	24
Figura 1-24: Mina Subterránea.....	24
Figura 2-1: <i>Prototipo Conceptual - vista por debajo a detalle</i>	28
Figura 2-2: <i>Prototipo freno-Vista lateral</i>	29
Figura 2-3: Vista Vertical mecanismo.....	30
Figura 2-4: Vista por debajo de mecanismo de frenado.....	30
Figura 2-5: Detalle mecanismo.....	31
Figura 2-6: Vista a detalle de soporte dado.....	32
Figura 2-7: Detalle de posición resorte en condición de operación vagoneta.....	32
Figura 2-8: Dirección de fuerza de empuje de la cuña.....	33
Figura 2-9: Movimientos generados para la acción del freno o funcionamiento.....	33

Figura 2-10: Detalle de posición resorte en condición de operación vagoneta	34
Figura 2-11: Chasis vagoneta.	35
Figura 2-12: Sistema de acñamiento.	35
Figura 2-13: Dado del sistema de frenado.	36
Figura 2-14 : Soporte de dado.	37
Figura 2-15: Sistema de rueda.	37
Figura 2-16: Resorte.	38
Figura 2-17: Cara inclinada del dado	39
Figura 2-18: Cara de la Cuña.....	40
Figura 2-19: Superficie de contacto Riel.....	40
Figura 2-20: Composición de fuerzas en plano inclinado.	44
Figura 2-21: Diagrama de fuerzas que componen plano inclinado	47
Figura 2-22: Análisis del esfuerzo máximo.	49
Figura 2-23: Análisis desplazamiento máximo.	50
Figura 2-24: Análisis factor de seguridad.	51
Figura 2-25: Análisis de fuerzas y momentos.....	52
Figura 3-1: Análisis de esfuerzo Máximo.....	58
Figura 3-2: Desplazamiento máximo.	59
Figura 3-3: Factor de seguridad.	60
Figura 3-4: Análisis de esfuerzo máximo.....	61
Figura 3-5: Desplazamiento máximo de la cuña.....	62
Figura 3-6: factor de seguridad.	63

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 2-1: Componentes del conjunto vagoneta- mecanismo de frenado	29
Tabla 2-2 : <i>Tabla de componentes del chasis de la vagoneta.</i>	35
Tabla 2-3: <i>Componentes de la cuña.</i>	36
Tabla 2-4 : Componentes del dado	36
Tabla 2-5: Componentes de dado.....	37
Tabla 2-6: Componentes del sistema de rueda	37
Tabla 2-7: Componentes de resorte.....	38
Tabla 2-8: Valor coeficiente dinámico	39
Tabla 2-9: Características del resorte	55

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
F	Fuerza	Nm	$F = m \cdot a$
P_x	Componente de fuerza en x	Nm	$P_x = m \cdot g \cdot \sin \alpha$
P_y	Componente de fuerza en y	Nm	$P_y = m \cdot g \cdot \cos \alpha$
V_1	Velocidad inicial	m/s	$V_1 = V_0 + a \cdot t$

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
α_{BET}	Factor de superficie	$\frac{m^2}{g}$	$(W_{F,waf})(A_{BET})$
β_i	Grado de formación del componente i	1	$\frac{m_j}{m_{bm} \rho}$
S_{sy}	Resistencia admisible		
S_{ut}	Resistencia a la tracción		$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$

Subíndices

Subíndice	Término
F_{ROZ}	Fuerza de Rozamiento
P_x	Componente de fuerza en x
V_0	Velocidad Inicial

Superíndices

Superíndice	Término
N	Exponente, potencia

Abreviaturas

Abreviatura	Término
-------------	---------

Introducción

El tema de investigación propuesto en el siguiente trabajo hace referencia al diseño de un prototipo de un mecanismo de frenado para las góndolas empleadas en la explotación de carbón en el municipio de Ambalema, en Tolima.

Ambalema es un municipio ubicado entre Armero y Venadillo, en el departamento del Tolima; una de las actividades económicas que se desarrolla en la región es la explotación reciente de carbón mineral a nivel subterráneo. La empresa “Minas del Sur” extrae el carbón de a través de una rampa inclinada de 55° , a una profundidad de 150 m. Para su extracción emplean góndolas o coches mineros, que ascienden y descienden guiados por un cable y un sistema de aparejos, hasta la base de la zona de extracción.

La capacidad de carga de la góndola es de 1150 kg y el coche tiene un peso de 350 Kg, lo cual habla de las condiciones de operación con carga de los equipos; desde el punto de vista de seguridad y salud ocupacional. La operación de góndolas con estas cargas requiere disponer de equipos y mecanismos ideales para el manejo de esos pesos, en el proceso de ingreso y extracción.

La problemática tratada en la operación parte de dos incidentes presentados para el 2019 por concepto de desplazamiento libre de góndolas de carga, a causa de rotura y/o cizallamiento de cable. Esos eventos provocaron serias pérdidas materiales; entre estos la pérdida total de las góndolas; daños de las guías y rieles por desprendimiento; daño total del sistema de distribución de aire y eléctrico producto del arrastre; daño de la base del último túnel de extracción, razón por la cual se mantuvo incomunicado un grupo de mineros durante más de 6 horas, comprometiendo sus vidas y generando un evento casi catastrófico por el nivel de riesgo de la operación.

Las góndolas son empleadas para ingresar y extraer el personal de los túneles de extracción de la mina. Pese a todas las normas técnicas y de seguridad para la operación en la mina, el sistema no tiene un mecanismo que actué como un freno de emergencia que reduzca la velocidad de descenso en caso de presentarse una rotura del cable y como consecuencia, contribuya a la disminución del impacto. Es de suma importancia tener presente que la góndola moviliza personal de entrada y salida al área de trabajo, cuyas vidas correrían gran peligro.

En función de lo planteado anteriormente, surge la siguiente **Pregunta de investigación**: ¿cómo contribuir a disminuir la velocidad de descenso de la góndola hasta su frenado total (si falla el cable que la sostiene), y así evitar posibles pérdidas humanas y daños de infraestructura?

Para contribuir a resolver el problema planteado se planteó el **Objetivo General** siguiente: diseñar un prototipo de mecanismo de frenado para góndolas de carbón en la empresa “Minas del Sur” de Ambalema, Tolima. Para dar cumplimiento a este objetivo general se plantearon cuatro **Objetivos Específicos**:

- Identificar el mecanismo de operación de tecnologías actuales de frenado,
- Diseñar un prototipo de freno de emergencia,
- Realizar los cálculos, así como el modelado CAD/CAE del mecanismo propuesto, mediante software Autodesk Inventor para el prototipo,
- Realizar un análisis mediante simulación del prototipo seleccionado.

Las razones para la elaboración de este proyecto se fundamentan en que la seguridad que ofrecen los equipos y materiales usados en las operaciones mineras constituyen un factor fundamental en la confiabilidad de las operaciones de extracción de carbón a pequeña, mediana y gran escala. La existencia de antecedentes sobre caídas de góndolas empleadas para la extracción de carbón, a consecuencia del cizallamiento de los cables empleados en la movilización de las góndolas de carbón, crea la necesidad de desarrollar un mecanismo o sistema alternativo que pueda inhibir o mitigar un desplazamiento libre del equipo, ya sea en operación de extracción de carbón o en operación de movilización, transporte de personal y otras.

El desarrollo de este proyecto tiene un impacto muy positivo para la empresa “Minas del Sur”, al permitir que la movilización de góndolas, tanto para extracción como para ingreso de materiales o de personal, cuente con un mecanismo de emergencia en caso de un evento de que se cizalle o rompa la guaya y se genere un desplazamiento libre del mismo equipo. De esta forma se protegen los mineros, los materiales, la infraestructura y los sistemas de apoyo para la operación de la mina, como el caso de la luz, suministro de aire, entre otros.

El alcance del proyecto comprende el diseño de un prototipo de mecanismo de frenado de góndola (sistema de enclavamiento mecánico tipo acuñamiento), que actúa en el contacto del coche con el riel; presentada una posible emergencia este sistema de acuñamiento es activado por un resorte, que a su vez activa un pasador, de tal forma que reduce la velocidad que posee en ese instante la góndola. De esta manera se evitan accidentes por desplazamiento libre.

Los resultados esperados comprenden el diseño de un prototipo de mecanismo de frenado como propuesta para evitar la caída accidental de vagonetas empleadas para la extracción e ingreso de personal, materiales y carbón, entre otros. El mecanismo funciona tipo acuñamiento, el cual emplea un resorte como sistema de empuje de un pasador, una vez se dé el desplazamiento libre, este lo enclava en la estructura, lo cual disminuye su velocidad. Está compuesto de un resorte, pasador, dados, eje y un cilindro.

Dentro de las limitaciones del proyecto se encuentra la situación actual de la pandemia, lo que limita la consecución de información de campo, por ende, se acudirá a información solicitada vía telefónica.

La finalidad del proyecto radica en poder ofrecer una solución a la empresa “Minas del Sur” que garantice que sus equipos de góndolas cuenten con un mecanismo de frenado adicional en caso de cizallamiento o rotura inminente del cable de arrastre para ascenso y descenso de la góndola.

1. Capítulo 1

1.1. Sistema de frenado

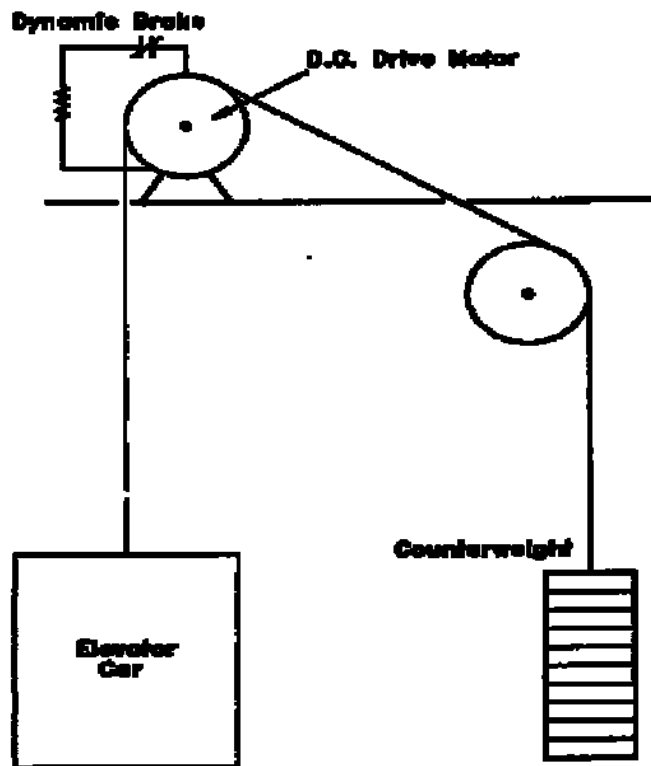
Uno de los sistemas empleados en la minería de Estados Unidos es el frenado dinámico pasivo al motor impulsor del elevador, tal y como se muestra en la Figura 1-1. La mayoría de los elevadores utiliza motores impulsores continuos que pueden emplearse como generadores al bajar una carga de reacondicionamiento [1].

El frenado dinámico conecta simplemente una carga resistente a través de la armadura del motor para disipar la energía eléctrica generada por el contrapeso que cae. Este sistema puede bajar con seguridad una carga de reacondicionamiento sobre la longitud del eje.

El frenado dinámico es aplicado cada vez que se fija el freno de la máquina, puede ser de carácter pasivo y es posible diseñarlo para funcionar cuando se interrumpe la alimentación principal [1]. El frenado dinámico no para el elevador, sino que limita la velocidad en cualquier dirección; de esta forma los operadores pueden parar con seguridad la vagoneta o góndola.

Con respecto al diseño del prototipo, no se encuentra información, ya que es un desarrollo de un sistema que en la actualidad no se encuentra en ninguna mina, solo se analizan mecanismos existentes que permitan el desarrollo de un freno que funcione cuando la guaya se corte.

Figura 1-1: Mecanismo de frenado dinámico.

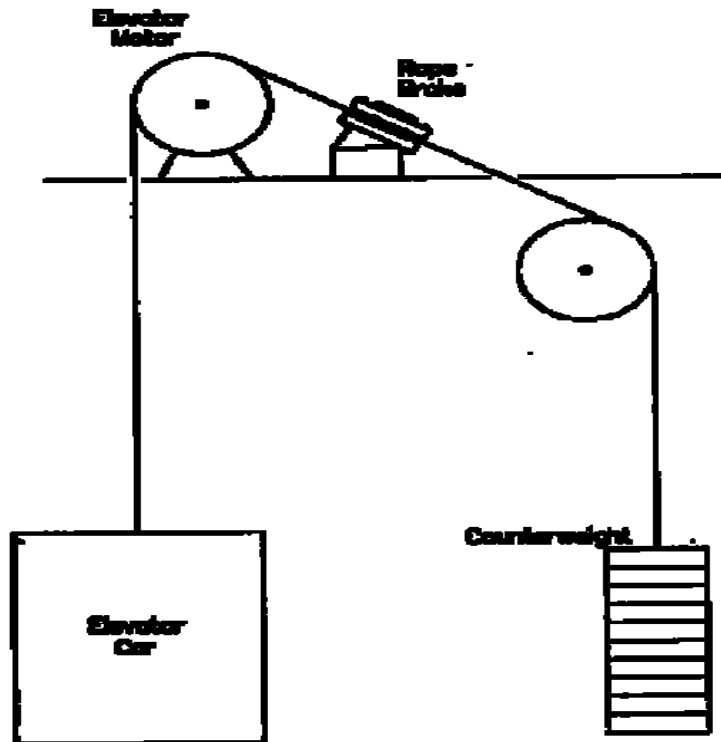


Nota. La Figura 1-1 describe los componentes principales de un mecanismo de frenado dinámico, incluyendo el contrapeso.

Fuente: Tomado de Barkand, [2]

El freno de la cuerda es un freno neumático, en donde la cuerda ha sido desarrollada por los componentes del elevador, el cual agarra las cuerdas de la suspensión y efectúa el paro del elevador durante condiciones de emergencia. La instalación típica del freno de la cuerda se muestra en la Figura 1-2.

Figura 1-2: Sistema de freno de cuerda.



Nota. Según la Figura 1-2, la parada del coche de elevador también es controlada por el sistema de frenos de la cuerda; es decir, si el coche de elevador se mueve más de 2 a 8 pulgadas en cualquier dirección cuando las puertas son abiertas o no están bloqueadas, este se activa e interrumpe el circuito de control.

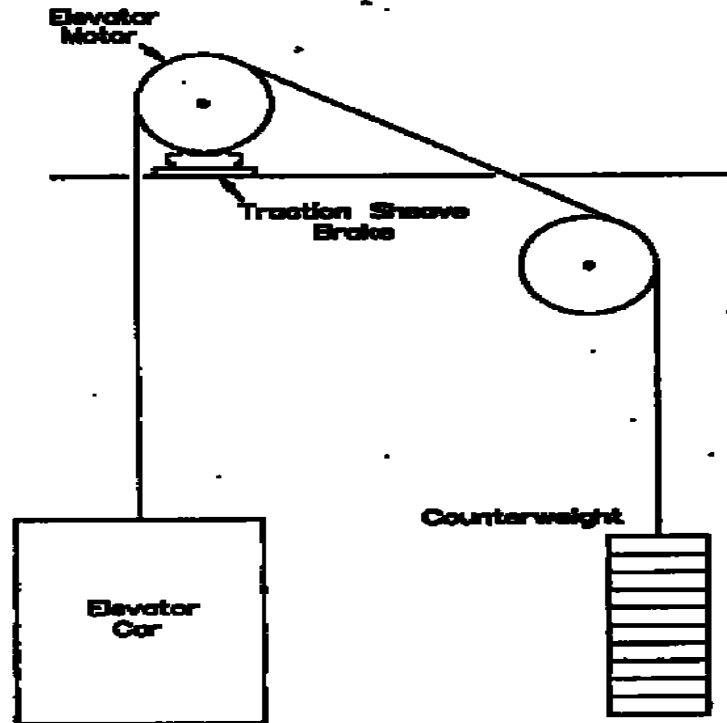
Fuente: Tomado de Barkand, [2]

El freno de polea acanalada a tracción consiste en un dispositivo en donde la polea acanalada a tracción se monta en la máquina de conducción de modo que sus zapatas de freno estén cerca a las caras del borde de la polea acanalada, en el lado opuesto de las cuerdas de la suspensión. La carga es aplicada tal y como se muestra en la Figura 1-3.

El freno de polea acanalada no puede ser aplicable a elevadores con doble cuerda, ya que la suspensión implica envolver la cuerda sobre la polea acanalada de la tracción. El dispositivo dedicará y aplicará la fuerza de frenado directamente a la cara del borde de la polea acanalada de la tracción en cualquier dirección de la rotación de la polea acanalada de la tracción. La fuerza de frenado aplicada es suficiente para desacelerar

hasta parar el coche; una condición de alta velocidad o de poca velocidad sin ninguna ayuda del freno de la máquina.

Figura 1-3: Freno de Polea acanalada.



Nota. Las fuerzas de frenado aplicadas ejercidas en la cara del borde de la polea acanalada de la tracción son menores que las fuerzas del cargamento impuestas vía las cuerdas de la suspensión.

Fuente: Tomado de Enor, [3]

El sistema de freno Anticaída es utilizado como un dispositivo de freno de inercia, el cual actúa como respaldo en operaciones de ascenso y descenso de materiales en operaciones de construcción. Puede contener cargas que varían de 300 a 3000 Kg [4]. Un ejemplo se indica en la Figura 1-4.

Figura 1-4: Sistema de frenado Anticaída.



Nota. Dispositivo de accionamiento manual.

Fuente: Ascensoresjpascual, [5]

Otro tipo de frenado corresponde al Limitador de Velocidad, el cual se considera como un componente clave para la operación de ascensores. Dentro los elementos que lo componen se encuentran la polea, situada en la parte superior del recorrido y cuyo sistema de accionamiento depende de un cable, unido por los extremos al paracaídas alojado en la cabina, como indica la Figura 1-5 [6].

Figura 1-5: Sistema de frenado por limitador de velocidad.

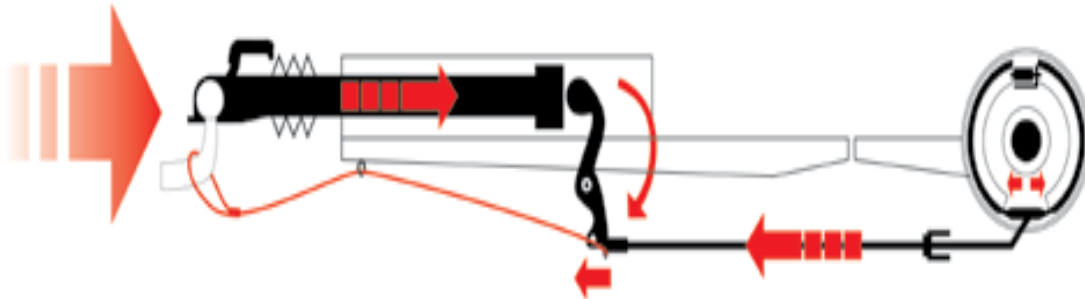


Nota. Cuando la cabina supera una velocidad predeterminada, se bloquea la polea del limitador y con ella el cable, dando un tirón a la palanca del paracaídas y accionando así el mecanismo que presionará las zapatas sobre las guías y detendrá finalmente la cabina.

Fuente: Ascensoresjascual [5]

Uno de los más usados sistemas de frenado lo representa el sistema de freno mecánico inercial. El principio de frenado mecánico es la inercia, cuando el vehículo se detiene, se genera una fuerza de frenado en un punto de enganche [7]. La Figura 1-6 muestra un dispositivo que emplea frenado por inercia.

Figura 1-6: Sistema de frenado por inercia.

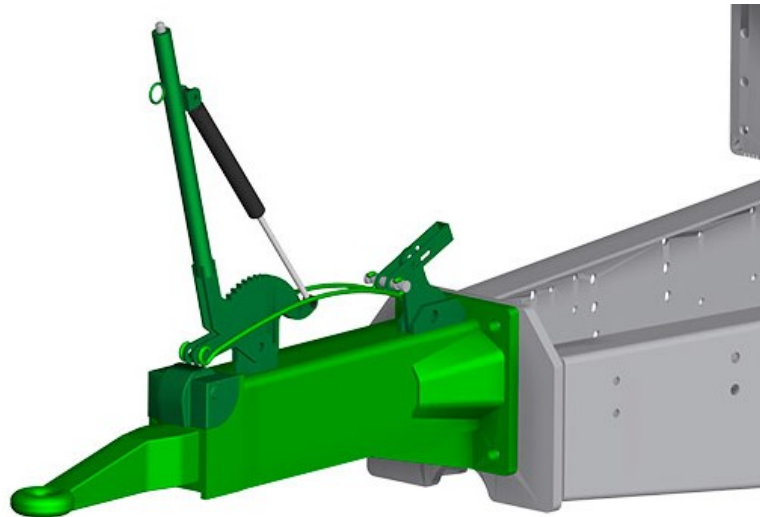


Nota. Tras superar el límite de respuesta, la barra de tracción se mueve en relación al tubo externo accionando una palanca que, a su vez, actúa como freno mediante una unidad de transmisión.

Fuente: All-Ko tech [7].

El sistema de frenado por inercia con retroceso automático se basa en una fuerza de "empuje" que acciona a su vez un freno. En este dispositivo el eje es de tipo "retroceso automático", lo que implica que no hay que accionar los frenos durante una maniobra de retroceso, como se indica en la Figura 1-7 [8].

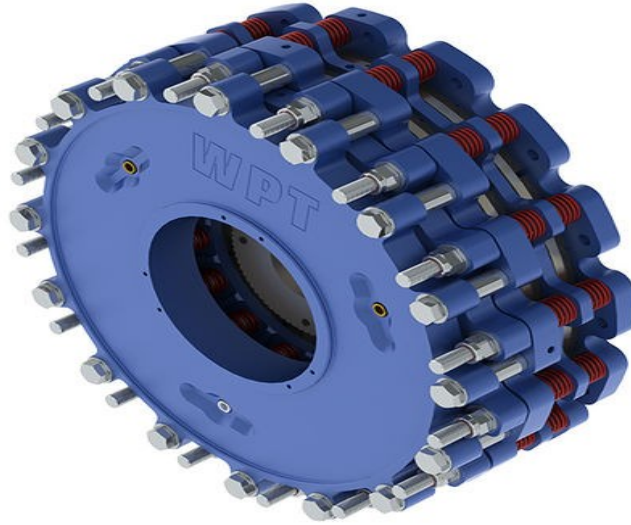
Figura 1-7: Sistema de frenado por retroceso.



Fuente: All-Ko tech, [7]

El sistema de frenado de baja inercia se define como un resorte refrigerado por aire de liberación del freno aplicado / aire. Está diseñado para ayudar a baja velocidad y el frenado de estacionamiento condiciones / parada de emergencia [9].

Figura 1-8: El freno de resorte de accionamiento por pasador de WPT Power



Fuente: WPT power, [10]

1.2. Sistemas de transporte en minería

Uno de los procesos más importantes en la extracción de carbón está relacionado al sistema de transporte empleado para la extracción de dicho material al exterior de la mina. Puede ser continuo, discontinuo o una mezcla de ambos. En el caso de los sistemas continuos, es decir, donde la operación no para, se emplean bandas transportadoras, transportadores o góndolas o mecanismos por gravedad. Para los procesos discontinuos se emplean sistemas de trenes o camiones [11].

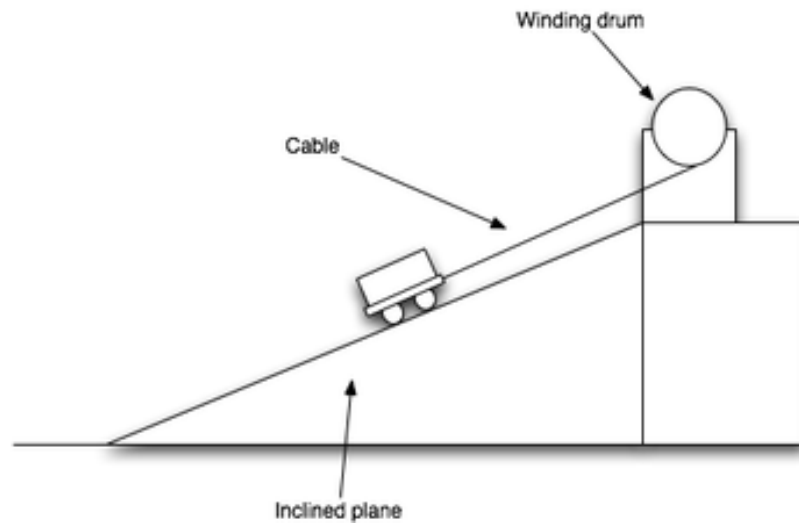
Para el proyecto el sistema de transporte empleado es el continuo, de los cuales se destacan los siguientes:

1.2.1. Transporte en vía

Sistema que emplea para la evacuación del material góndolas operadas por malacates, que se componen de motor (eléctrico, gasolina o diésel), una base (soporte en acero o concreto), sistema de embrague y rodillo. Básicamente, el tambor enrolla o desenrolla un cable de acero en un tambor para el ascenso o descenso de la vagoneta, la cual se

mueve sobre unos rieles de acero o guías sobre un plano inclinado, como indica la Figura 1-9.

Figura 1-9: Transporte continuo sobre vagoneta.



Fuente: Tomada [11].

De acuerdo con el volumen y sistema de desplazamiento, las vagonetas, góndolas o carros mineros, como también se conocen, están constituidas por: un bastidor, caja, trenes de rueda y el enganche. Se consideran los más económicos para operaciones y pueden ser de diferentes tipos.

- **Tipo U**

De volteo lateral semipesado, su diseño permite el acarreo por cable y riel como lo muestra la Figura 1-10. Tienen una capacidad máxima de 1,5 t y pesan en promedio 450 kg.

Figura 1-10: Vagoneta tipo U.



Fuente: Tomado de SERMINSA, [12]

- **Gramby**

Son utilizados en operaciones mineras subterráneas donde se requiere altos volúmenes de extracción a bajo costo. Emplean un sistema de quinta rueda para la descarga, como lo indica la Figura 1-11. Su capacidad varía de 1,6 a 5 t, su peso varía entre 1,8 y 4,5 t

Figura 1-11: Tipo Gramby.



Fuente: Tomado de SERMINSA, [13]

El transporte en galerías emplea vagonetas con doble enganche y aplica cuando existen diferentes fosas al interior de la mina de las cuales se extrae carbón. Las vagonetas

pueden trabajar en planos inclinados o verticales, controlados por malacates o puentes grúa.

El transporte por banda transportadora emplea, como su nombre indica, un sistema de banda que conecta los puntos de extracción del carbón por medio vagonetas, las cuales depositan el carbón sobre dicha banda que llega al exterior de la mina. Es operada por un motor y un cuarto de control, tienen sistemas automatizados que usan sensores para identificar paradas o variaciones de peso o velocidad de desplazamiento de la misma, como indica la Figura 1-12.

Figura 1-12: Sistema de banda transportadora.



Fuente: Tomado de Eymproductostecnicos, [14]

Es posible destacar la utilidad de las bandas transportadoras por distintas razones, como su fácil adaptación tanto a grandes como a cortas distancia para el transporte, mediante un sistema potencializado y moderno, su gran capacidad de transporte y su multifuncionalidad para minas a campo abierto o cerrado, entre otras [15].

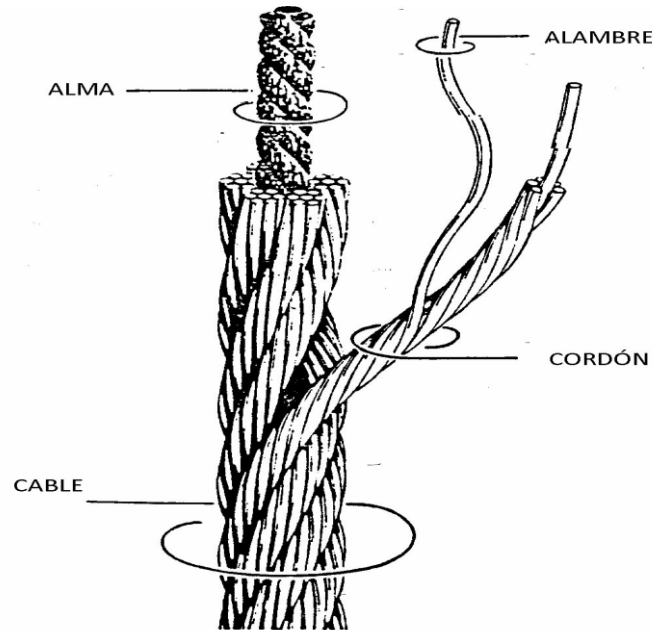
1.3. Cables en Minería

Los cables o guayas tienen diferentes usos en la vida diaria. Uno de estos es la exigencia de cables de alta resistencia para trabajar a tracción mediante fuerzas elevadas, las cuales deben mover un elemento desde una posición inicial a final o sencillamente someterse a tensiones de diferentes tipos dadas por un cuerpo externo. Están formados de alambres de acero que se enrollan en grupos, formando los denominados cordones,

que a su vez se enrollan sobre un alma (textil, metálica o mixta) impregnada de una grasa especial [16].

Las características que definen los cables son el material de los alambres, el tipo de arrollamiento de los alambres, la composición los cordones, el arrollamiento de los cordones sobre el alma o empaque y el material, como indica la Figura 1-13.

Figura 1-13: Composición del cable.

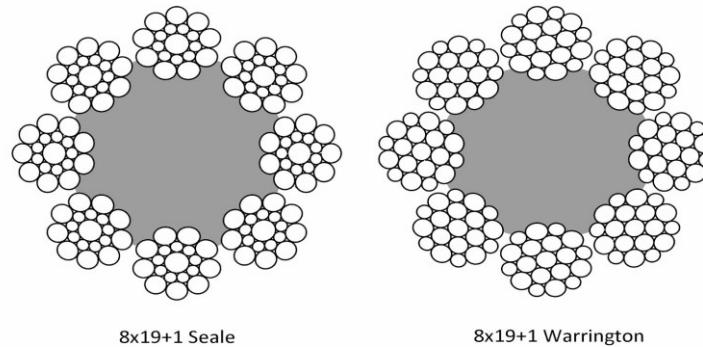


Fuente: tomado de Ascensoresjascual [5]

1.3.1. Composición de los cordones

De acuerdo con la disposición de los alambres en los cordones se pueden distinguir dos tipos principales, como indica la Figura 1-14.

Figura 1-14: Tipos de cordones según disposición.



Fuente: Tomado de Pascual, [5]

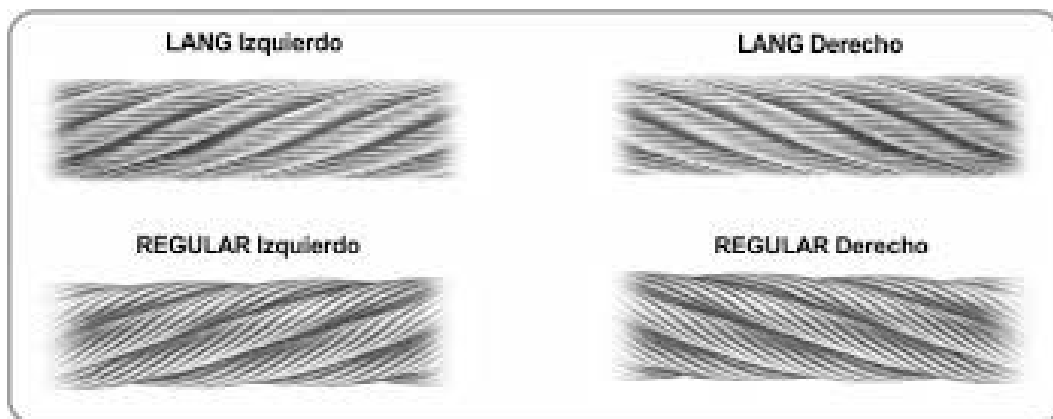
- Seale: los cordones están formados por una capa exterior de alambres gruesos, sobre una capa interior con el mismo número de alambres más finos.
- Warrington: los cordones están formados por una capa exterior de alambres gruesos y finos, sobre capa interior de alambres finos. La capa exterior cuenta con el doble de alambres que la interior.

1.3.2. Paso de un cable

Se determina por la forma en que los cables y la manera en que los alambres se encuentran enrollados en el cordón. La longitud de paso de un cable de acero es la distancia lineal medida a lo largo del mismo, desde un punto de un cordón hasta otro punto del mismo cordón después de dar una vuelta alrededor del núcleo o alma del cable (360°). Estos, a su vez, pueden ser regulares o de tipo lang (derecho o izquierdo).

En el paso regular, la posición de los alambres en los trenzados es opuesta a la dirección de estos en el cable, esto le da una forma más compacta, bien balanceado y con excelente estabilidad. Para el caso del paso lang, la posición de los alambres en los trenzados es igual a la dirección de sus trenzados en el cable, como muestra la Figura 1.15; tiene excelente resistencia a la fatiga y al desgaste por abrasión.

Figura 1-15: Tipo de paso en cables de acero.



Fuente: tomado de cmcotraininglatam, [17]

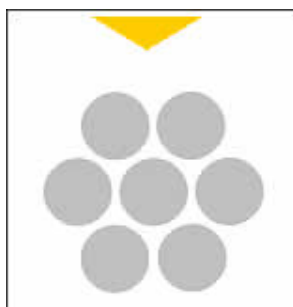
1.3.3. Tipos de Cable

Se clasifican según su diámetro, número de torones, número de alambres, tipo de alma o núcleo y construcción [18]. Pueden ser de diferentes tipos:

- **Torón común de capa simple:**

El más común de este tipo es el de siete alambres; tiene un alambre central y seis alambres del mismo diámetro que lo rodean, como indica la Figura 1-16. La composición más común es $1+6=7$ [18].

Figura 1-16: Tipo simple.

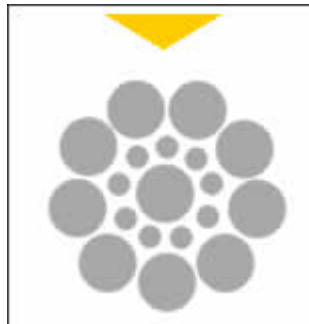


Fuente: Tomado de iphglobal. [19]

- **Torón Seale**

Se caracteriza porque en última capa tiene alambres de mayor diámetro que en la capa interior, dándole una mayor resistencia a la abrasión como indica la Figura 1.17; la composición más común es la $1+9+9=19$ [18].

Figura 1-17: Tipo Seale.

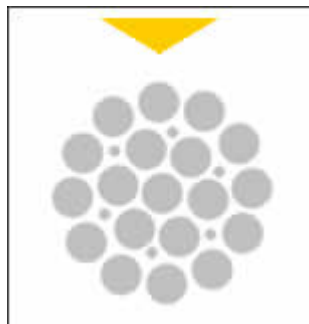


Fuente: Tomado de iphglobal. [19]

- **Torón Filler**

Se distingue por tener, entre las dos capas de alambres, otros hilos más finos que rellenan los espacios existentes entre ellas, como muestra la Figura 1-18. Es usado cuando se requieren cables de mayor sección metálica y con buena resistencia al aplastamiento. La composición más común es $1+6/6+12= 25$ [18].

Figura 1-18: Tipo Filler.

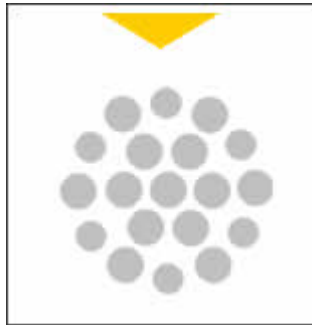


Fuente: Tomado de iphglobal. [19]

- **Torón Warrington**

Se caracteriza por tener una capa exterior formada por alambres de dos diámetros diferentes, alternando su posición dentro de la corona, como indica la Figura 1-19. El tipo de torón más usado es $1+6+6/6= 19$.

Figura 1-19: Tipo Warrington.



Fuente: Tomado de iphglobal. [19]

1.1.1. Fallas en cables

Dentro de las fallas más comunes en los cables se tienen:

- **Desgaste por uso**

Una vez alcanza su ciclo de trabajo, se desgastan en la cima de sus alambres. Cuando el desgaste es prematuro indica que el cable está trabajando de forma excesiva sobre la pista de la polea o el tambor de arrollado, como muestra la Figura 1-20.

Figura 1-20: Desgaste por uso



Fuente: Tomado de teoría de construcción, [20]

- **Fatiga**

Se genera porque el cable sufre esfuerzo por flexión. Su origen deriva de posibles parámetros de material, flexiones en un solo punto y especificaciones de poleas o tambores arrolladores diferentes a las exigidas por el proveedor [21].

- **Cable desgastado**

Se presenta cuando los alambres están desgastados y presentan cortes rectos por fatiga, aquí uno de los cordones presenta una mayor tracción que los otros [22].

- **Daños en poleas**

Se presenta cuando la polea está fuera de especificaciones, el cable roza contra un borde o pasa por una polea trancada [22].

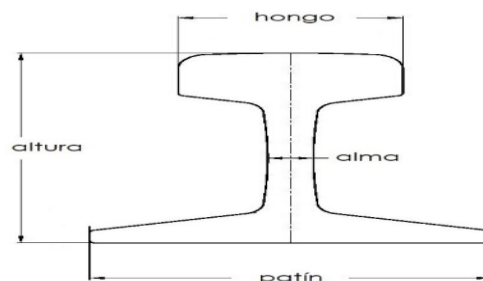
Otros tipos de fallos están asociados a golpes, descarrilamiento del cable del tambor de arrollado, el cual puede envolverse en un eje de transmisión.

1.2. Rieles en minería

Cuando se habla de riel, se refiere a cada una de las barras metálicas que sirven de base para el desplazamiento de las ruedas de los trenes, vagonetas o cualquier sistema de transporte combinado diseñado para tal fin sobre estos elementos. Son el componente más importante y fundamental de las vías férreas diseñadas para la movilización de personas, materiales o para intervenir en procesos de extracción de material mineral, al ser el soporte, dispositivo de guiado y elemento conductor de la corriente eléctrica y de los equipos propios [23].

1.2.1. Componentes de un riel

Figura 1-21: Componentes de un riel.



Fuente: Industrias ferroviarias LET, [24]

Tal como se indica en la Figura 1-21, los componentes del riel son:

- Hongo o cabeza

Constituye la superficie de rodamiento; esta se encuentra expuesta a las mayores cargas de tránsito, por ende, presenta alto nivel de desgaste. Debe tener un alto y ancho suficiente, dependiendo del calibre de cada riel [25].

- Patín o base

Constituye la base del riel y su parte inferior es plana, lo que facilita el apoyo a los durmientes y debe tener un ancho suficiente, con el fin de distribuir la carga sobre los durmientes [25]

- Alma

Es el elemento de espesor reducido que tiene la función de unir el hongo con el patín, asegurando la transmisión de las cargas desde el hongo al patín [25].

- Altura

Distancia que existe entre la base del patín y el hongo [25].

1.2.2. Durmiente

El durmiente es uno de los componentes fundamentales en la estructura de vía. Tienen como función mantener a los rieles de la vía con la separación establecida (trocha), la distribución de las cargas recibidas por ambos rieles al balasto (esfuerzos verticales, esfuerzos inerciales horizontales y esfuerzos transversales originados por los rieles), no ceder ni deformarse ante los esfuerzos recibidos, permitir amortiguación de los esfuerzos dinámicos recibidos, disminuir el impacto acústico y soportar las fijaciones sin dañar el entorno de la madera y que estas puedan desempeñarse ante la retención de los esfuerzos longitudinales y laterales que son exigidos a los rieles. Su distribución es muy importante, así como la uniformidad en la misma y en la escuadría. Los durmientes pueden ser de madera dura, de hormigón o de acero. En Colombia están generalizados los contruidos de madera dura, como lo indica la Figura 1-22.

Figura 1-22: *Durmiente en madera y rieles metálicos.*



Fuente: Industrias ferroviarias, [25].

Existen diferentes tipos de rieles, que se clasifican por su peso, uso y normatividad y son:

Riel ligero: se presentan en diferentes tipos:

El tipo americano, de 10 kg/m a menos de 40kg/m. Son aquellos que no tienen composición química y/o propiedades mecánicas especificadas por alguna norma.

Rieles con una masa mayor o igual a 27 kg/m se fabrican bajo la norma ASTM A1; su uso se da en tendidos ferroviarios para minas y aplicaciones industriales.

El tipo europeo en forma de S posee una masa menor a 54 kg/m, fabricados bajo la norma DIN5901. Su uso se da en tendidos ferroviarios y aplicaciones industriales como la cerámica, fabricación de block, cementera, fabricación de almacenes verticales, puentes grúa, etc. [25].

Riel grúa: se presenta en diferentes tipos:

Tipo Americano: rieles laminados según las especificaciones técnicas de la norma ASTM A759.

Tipo Europeo: son tipo A, laminados según las especificaciones técnicas de la norma DIN 536 [25].

Riel ferroviario: tipo americano, son usados en diferentes aplicaciones como ferrocarril de pasajeros, carga, movimiento masivo de pasajeros (metro), ferro-puertos, intermodales y espuelas industriales [25].

1.3. Minas para explotación de carbón

La explotación de carbón se realiza mediante dos tipos de procesos, ya sea a cielo abierto o subterráneo.

1.3.1. Mina a cielo abierto

Figura 1-23: Mina a cielo abierto.



Fuente: Tomado de minas a cielo abierto, [26]

La figura 1-23 nos indica un tipo de mina el carbón, la cual se encuentra cerca de la superficie o a cielo abierto, por lo que el proceso de extracción se realiza mediante pozos al aire libre. Requieren de inversiones menores con maquinaria más convencional, comparada con otro tipo de explotación.

1.3.2. Mina subterránea

Figura 1-24: Mina Subterránea.



Fuente: Tomado de Minas y canteras, [27]

La figura 1-24 describe un tipo de mina subterránea; este tipo de explotación implica operaciones al interior de la corteza terrestre. El proceso de extracción se realiza mediante galerías en donde la veta se convierte en el punto de extracción. Para obtener el carbón, la extracción se realiza por medio de un túnel o galería que se abre directamente desde la zona externa; pueden ser de tipo vertical o inclinado [28].

2. Capítulo 2 - Diseño de Sistemas de Frenos

2.1. Planteamiento del problema técnico a resolver

La caída de una góndola o vagoneta por cizallamiento del cable o guaya empleada en trabajo a tracción, tanto en el descenso como ascenso del equipo que moviliza personal y material, puede no solamente provocar una pérdida potencial de vidas o lesiones graves, sino que un evento de esta magnitud genera grandes daños de infraestructura al sistema viario y a los ductos paralelos instalados sobre el acceso. Actualmente, este sistema no cuenta con un mecanismo o dispositivo de frenado que garantice o evite estas consecuencias catastróficas.

Los costos en que se incurre por una avería de esta magnitud pueden estar en orden de los trescientos millones, sin contar con los impactos a nivel de salud y seguridad en el recurso humano, y los efectos económicos para la operación y mantenimiento de la compañía.

2.2. Requisitos del sistema de frenos a diseñar

Los requisitos comprenden aquellos aspectos que se deben tener en cuenta para evitar que suceda el evento o incidente. Comprenden los siguientes contextos:

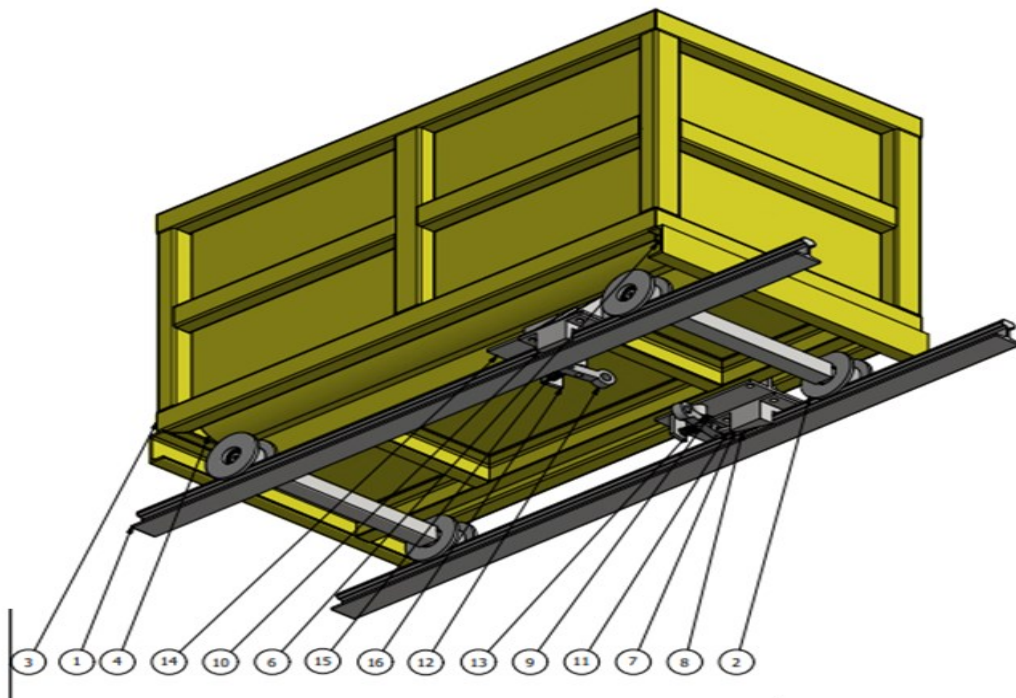
- Calcular el tiempo de descenso de la góndola en caso más crítico.
- Establecer el tiempo de respuesta del sistema a diseñar.
- Que el incremento de peso de la góndola esté dentro de parámetros mínimos.
- Que su funcionamiento no ofrezca peligro cuando las góndolas transportan obreros.

- Que contemple un protocolo de mantenimiento a nivel de dispositivo.
- Que los costos justifiquen los beneficios.

2.3. Diseño conceptual

Como parte del diseño conceptual planteado para la solución de la problemática se tiene una figura del conjunto riel-vagoneta; esto con el fin de ilustrar la ubicación del mecanismo propuesto y los componentes que intervienen:

Figura 2-1: Prototipo Conceptual - vista por debajo a detalle



Fuente: Elaboración Propia

De acuerdo con lo anterior se tiene:

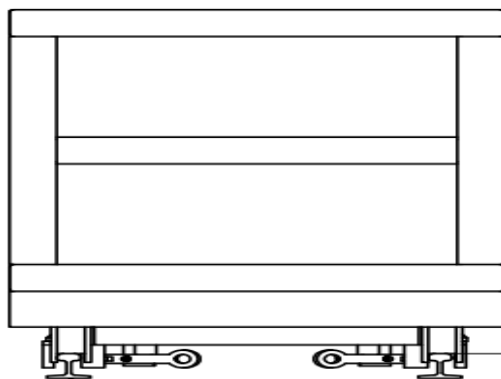
Tabla 2-1: Componentes del conjunto vagoneta- mecanismo de frenado

Ítem	Elemento	Descripción
1	Riel	Elemento de la vía que permite el desplazamiento de la vagoneta
2	Rueda	Componente que facilita el desplazamiento sobre el riel
3	Chasis	Estructura a la cual va fijada el sistema de freno.
4	Lamina 1	Elemento del conjunto chasis
6	Lamina 3	
7	Dado	Se considera como un elemento de acople para Fijación
8	Cuña	Elemento de fijación mecánica desmontable.
9	Soporte de dado	Sirve de elemento de fijación para el dado.
10	Dado MIR	Se considera como un elemento de acople para Fijación
11	Barra A	Elemento de fijación mediante pernos entre la cuña y la palanca
12	Barra B	
13	Buje	Elemento de fijación de la articulación.
14	Soporte de resorte	Elemento de fijación de la articulación.
15	Resorte	Elemento de activación en función de la deformación
16	Palanca	Elemento de fijación de la articulación que inicia la activación del freno

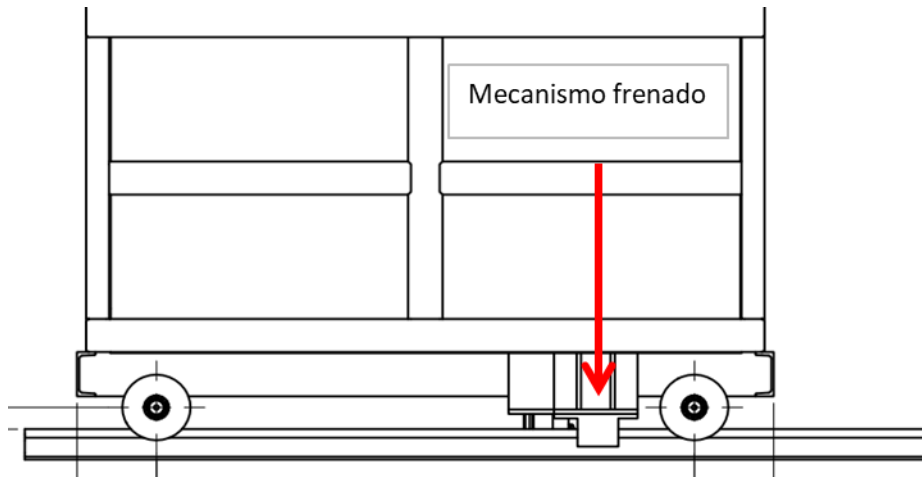
Fuente: **Elaboración propia, Inventor**

En la figuras 2-2 y 2-3 presentadas a continuación de muestran las vistas lateral, vertical y frontal del conjunto vagoneta y mecanismo de frenado

Figura 2-2: Prototipo freno-Vista lateral



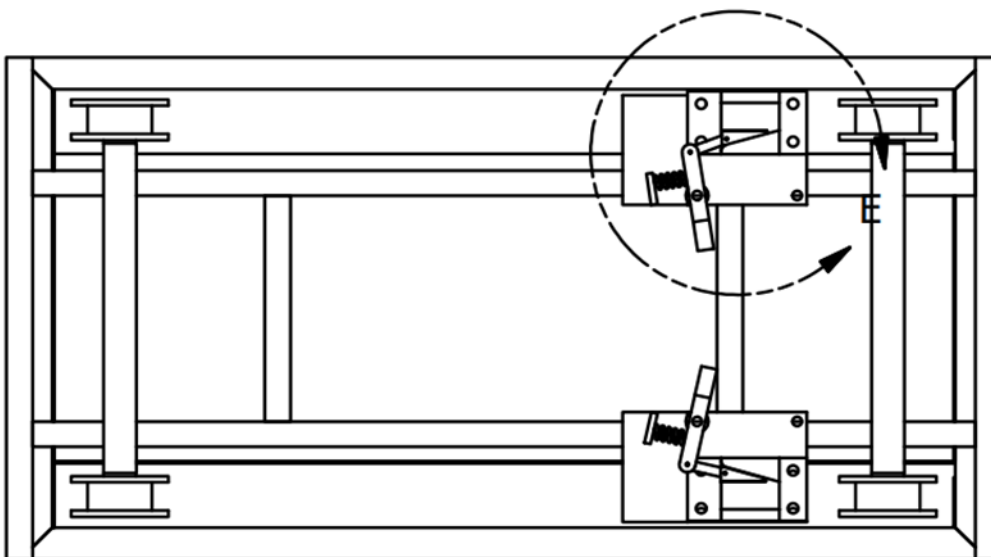
Fuente: **Elaboración propia, Inventor**

Figura 2-3: Vista Vertical mecanismo

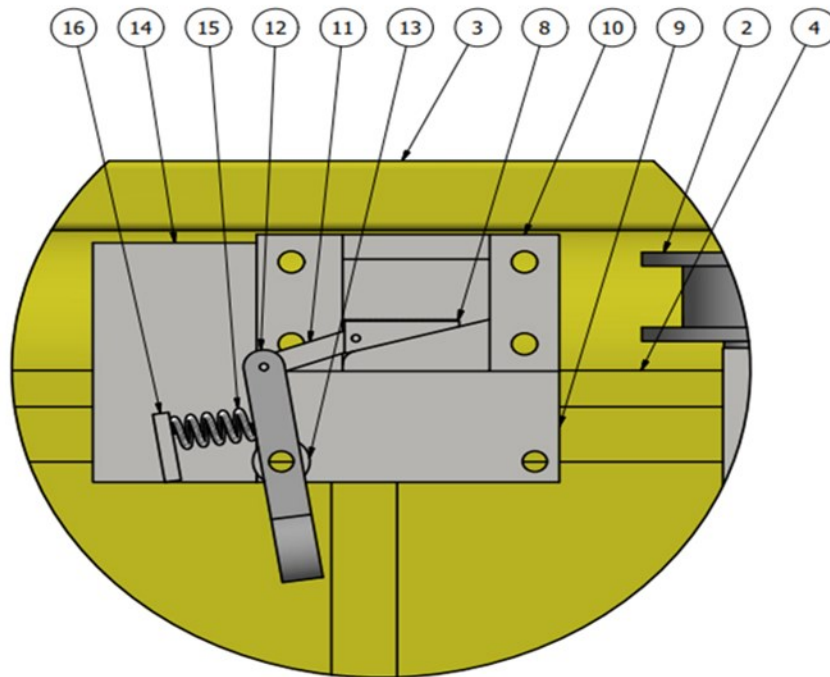
Fuente: Elaboración propia, Inventor

2.3.1. Descripción del diseño conceptual

La descripción del diseño de detalle nos permite conocer en detalle la ubicación, sus componentes y sistema de funcionamiento tal cual como se indica en la figura 2-4 y 2-5 respectivamente.

Figura 2-4: Vista por debajo de mecanismo de frenado

Fuente: Elaboración propia, Inventor

Figura 2-5: Detalle mecanismo

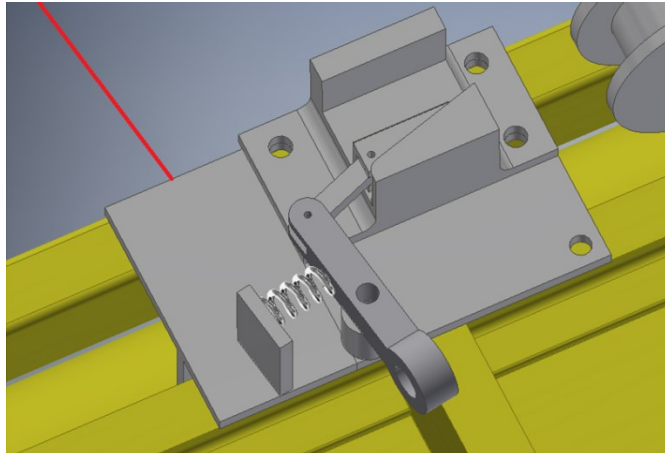
Fuente: Elaboración propia, Inventor

El freno de inercia tiene un sistema que se compone de una articulación o resorte (15), una cuña (8) la cual sirve de triangulación junto con el dado (10); todo este sistema va acoplado a la vagoneta (15); el sistema como lo indica la imagen 2-3, está conformado por un soporte de resorte (14) y un soporte de dado (9), los cuales van montados sobre la estructura del chasis (3); a su vez tanto el resorte (15) como el dado (10) van acoplados mediante tornillos a dichos soportes; la guaya del coche pasa por la palanca (12) mediante un sistema de trenzado o ponchado; a la palanca (12), va acoplado la barra (11) y la cuña (8) mediante pasadores; la cuña (8) a su vez descansa sobre el dado (10) y este sobre el soporte del dado (9); la palanca mantiene a compresión el resorte por efecto de la tensión de la misma y el peso del coche; cortada, cizallada o reventada la guaya, pierde tensión desplazando la palanca (12), la cual a su vez descomprime el resorte (15) empujando la cuña (8), obligándola a meterla entre el riel y el dado haciendo que este se detenga. De acuerdo al análisis 3D se pueden establecer los siguientes aspectos del funcionamiento del sistema de frenado:

2.3.2. Secuencia funcionamiento freno

En la figura 2-6, se observa una vista a detalla del soporte del dado, que sostiene todo el conjunto del freno y el cual transfiere las reacciones de frenado al chasis del coche; esta vista corresponde al estado inicial del freno, indicando la posición a compresión del resorte antes de romperse la guaya.

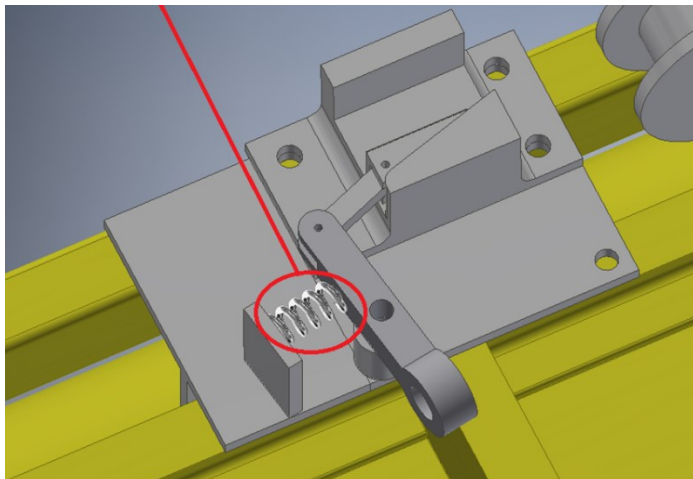
Figura 2-6: Vista a detalle de soporte dado



Fuente: Elaboración propia, Inventor

La figura 2-7 muestra el resorte a compresión, pero una vez presentada la rotura de la guaya, esta se libera, de tal forma que empuja la cuña contra el riel.

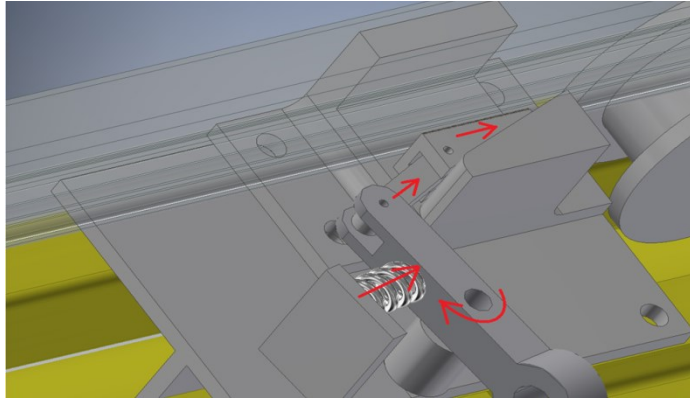
Figura 2-7: Detalle de posición resorte en condición de operación vagoneta



Fuente: Elaboración propia, Inventor

Al empujar el resorte, el brazo de accionamiento, mueve la cuña en dirección ascendente, obligando a la cuña a entrar en contacto con el riel y el dado.

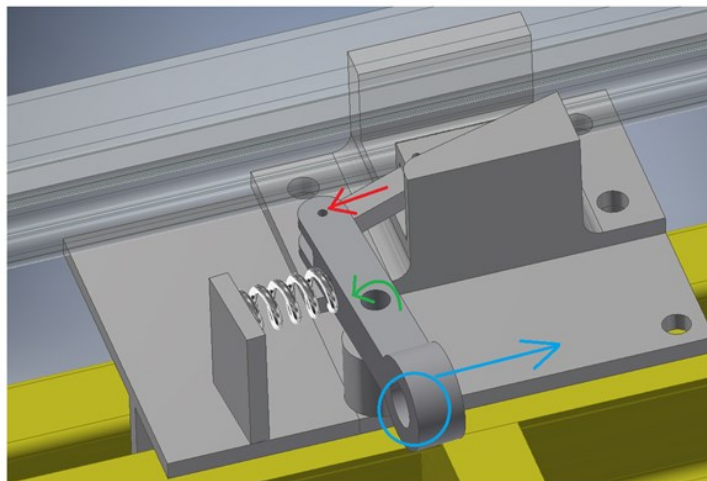
Figura 2-8: Dirección de fuerza de empuje de la cuña



Fuente: Elaboración propia, Inventor

La figura 2-9 indica la dirección de las fuerzas que dan origen al accionamiento del freno; La guaya entra por el orificio de la palanca, se sujeta por medio de un ponchado o de amarres de fijación, el mismo peso del coche hace tensión en la guaya, jalando la palanca en dirección de la flecha azul. Esta se articula y gira en dirección de la flecha verde y este hace que el resorte se comprima, teniendo energía potencial permanente y baja la cuña en dirección a la flecha roja. Una vez se pierda tensión de la guaya por rotura, se invierte todo el sentido de las flechas, haciendo que el resorte libere su energía, empujando la cuña y enclavando el sistema

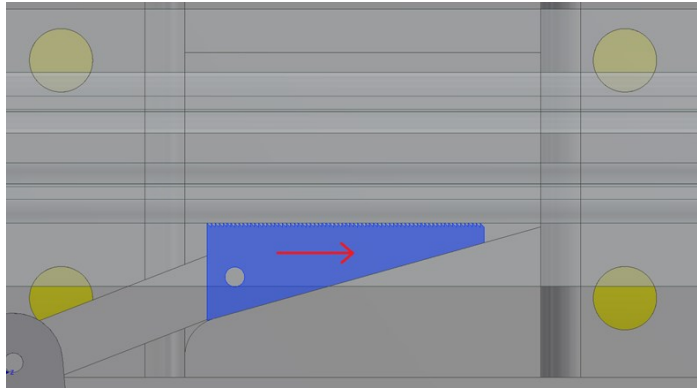
Figura 2-9: Movimientos generados para la acción del freno o funcionamiento



Fuente: Elaboración propia, Inventor

En la figura 2-10, la cuña en azul indica el sentido de movimiento al hacer contacto con el riel y el dado, de acuerdo con lo anterior se genera el proceso de enclavamiento mecánico por acuñamiento, y la misma geometría de las piezas conlleva a que el dispositivo quede totalmente restringido, lo que permite que el coche no presente movimiento axial a lo largo del tendido del riel.

Figura 2-10: Detalle de posición resorte en condición de operación vagoneta



Fuente: Elaboración propia, Inventor

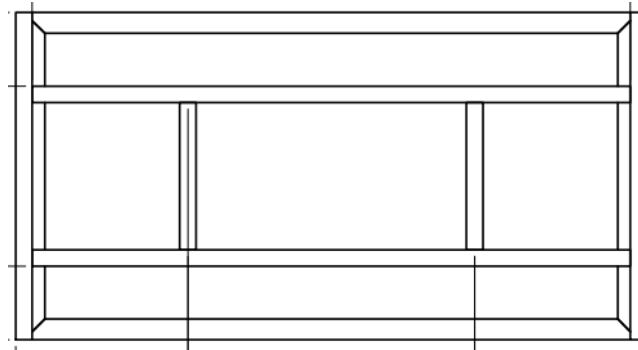
2.4. Diseño a detalle de la variante seleccionada

De acuerdo con el diseño conceptual, los epígrafes que se relacionan a continuación, muestran en detalle los componentes del sistema de freno de inercia seleccionado; con respecto a la figura 2.3, esta nos indica la estructura o chasis de la vagoneta.

2.4.1. Chasis

Comprende la estructura o cuerpo de la vagoneta como se indica en la figura 2-10; a ella va acoplado el freno de inercia; en la tabla 2-2 se detallan los componentes y el material de fabricación del chasis.

Figura 2-11: Chasis vagoneta.



Fuente: Elaboración propia, Inventor

Tabla 2-2 : Tabla de componentes del chasis de la vagoneta.

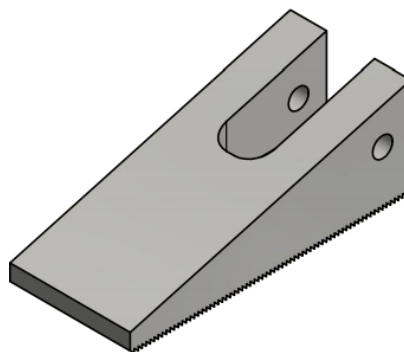
Componentes	Material	Cant.
Rectangular tuve	AISC HSS - 3 x 2 x 1/8	4
U-Shape	AISC - C 4 x 5,4	3

Fuente: Elaboración propia

2.4.2. Acuñaamiento

Es el elemento de detención del sistema de frenado; la figura 2-12 nos muestra el cuerpo de la cuña y el sistema de acople al brazo mediante guía de pasador; la tabla 2-3 describe el tipo de material de fabricación.

Figura 2-12: Sistema de acuñamiento.



Fuente: Elaboración propia, Inventor

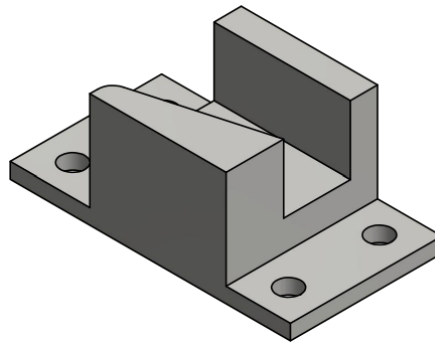
Tabla 2-3: Componentes de la cuña.

Componentes	Material	Cant.
Cuña un cuerpo	Steel AISI 1018 106	1

Fuente: Elaboración propia

2.4.3. Dado

Es un componente que sirve para activar la detección a través del desplazamiento de la cuña sobre el mismo y el riel; el dado está acoplado al soporte de dado el cual se encuentra acoplado al chasis de la vagoneta; la figura 2-13 indica el elemento en 3D, así como la tabla 2-4 el material de fabricación

Figura 2-13: Dado del sistema de frenado.

Fuente: Elaboración propia, Inventor

Tabla 2-4 : Componentes del dado

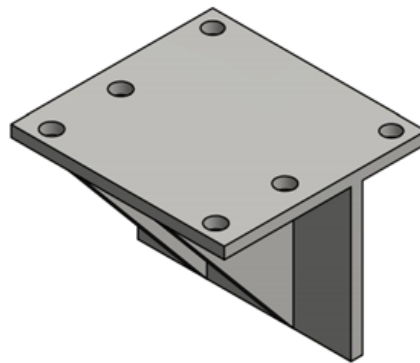
Componentes	Material	Cant.
Dado	Steel AISI 1045 225 ANLD	1

Fuente: Elaboración propia

2.4.4. Soporte de dado

Es un elemento de fijación, el cual se encuentra acoplado al chasis de la vagoneta, sobre él va fijado el dado; la tabla 2-5 describe el material de construcción de este elemento.

Figura 2-14 : Soporte de dado.



Fuente: Elaboración propia

Tabla 2-5: Componentes de dado

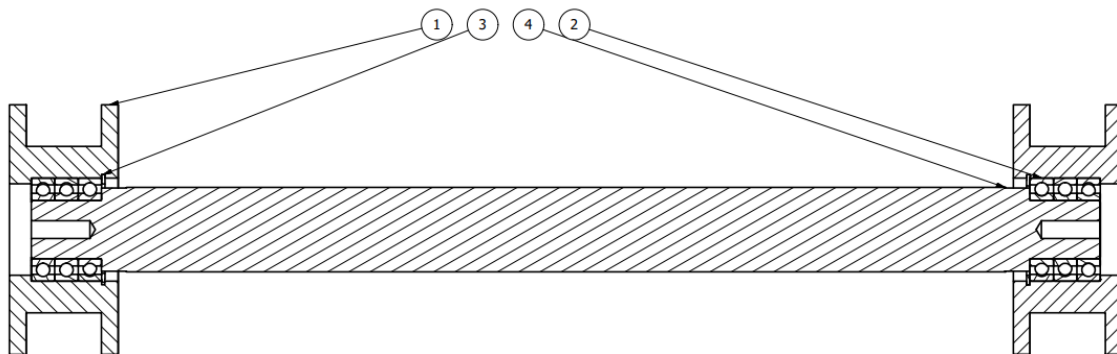
Componentes	Material	Cant.
Dado	Steel AISI 1045 225 ANLD	1

Fuente: Elaboración propia

2.4.5. Sistema de rueda

El sistema de rueda comprende un conjunto de elementos conformado por ejes, pasadores y la propia rueda; los cuales tiene como función desplazarse sobre los rieles; la tabla 2-6 indica los materiales de construcción de este conjunto.

Figura 2-15: Sistema de rueda.



Fuente: Elaboración propia

Tabla 2-6: Componentes del sistema de rueda

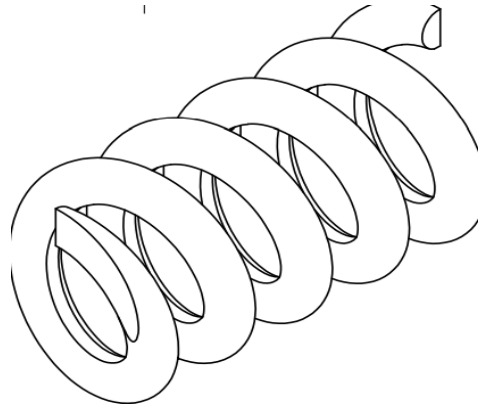
Componentes	Material	Cant.
1-Rueda	AISI SAE 1045	4
2-pasadores 6007	Steel AISI 1018 106 HR	6
3- j_62_unstressed	Steel AISI 1018 106 HR	2
4-eje	Steel AISI 1018 106 HR	2

Fuente: Elaboración propia

2.4.6. Resortes

Corresponde al mecanismo de activación del freno, ya que al comprimirse empuja la cuña para que se interponga entre el riel y el dado y de esta forma realizar la detección de la vagoneta; la figura 2-16 nos ilustra este elemento, así como el material de fabricación citada en la tabla 2-7.

Figura 2-16: Resorte.



Fuente: Elaboración propia

Tabla 2-7: Componentes de resorte

Componentes	Material	Cant.
Resorte	AISI SAE 1045	2

Fuente: Elaboración propia

2.5. Aceleración del Coche en Plano Inclinado

Para determinar la aceleración del coche se deben tener en cuenta los siguientes variables o parámetros constantes como:

Peso del coche cargado = 1500 Kg

Ángulo de inclinación = 55°

Coefficiente de rozamiento = 0.0002; este aplica directamente sobre las ruedas. El coeficiente de fricción es dinámico, ya que es un elemento que va a presentar movimiento; el valor de dicho coeficiente se indica en la tabla 2-8.

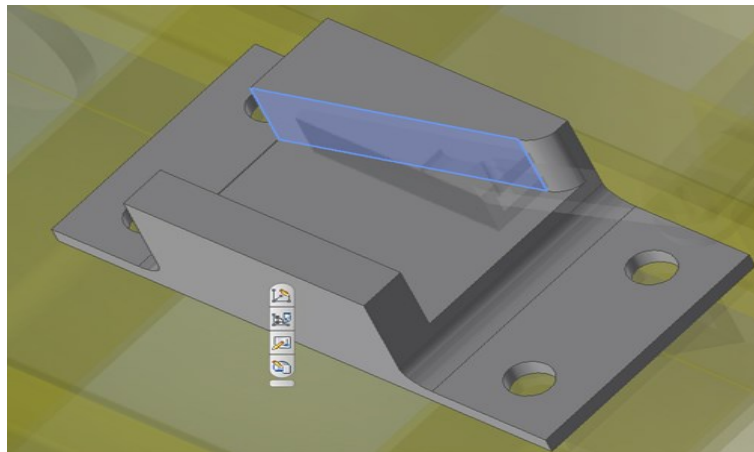
Tabla 2-8: Valor coeficiente dinámico

C_r	d	Descripción
0.0002 a 0.0010	0.5 mm	Ruedas de ferrocarril sobre rieles de acero
	0.1 mm	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
0.0025		Neumáticos especiales Michelin para automóvil solar/eco-marathon
0.005		Rieles estándar de tranvía
0.0055		Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares3
0.006 a 0.01		Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
0.010 a 0.015		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra
0.02		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
0.030 a 0.035		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
0.055 a 0.065		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena
0.34		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

Fuente:

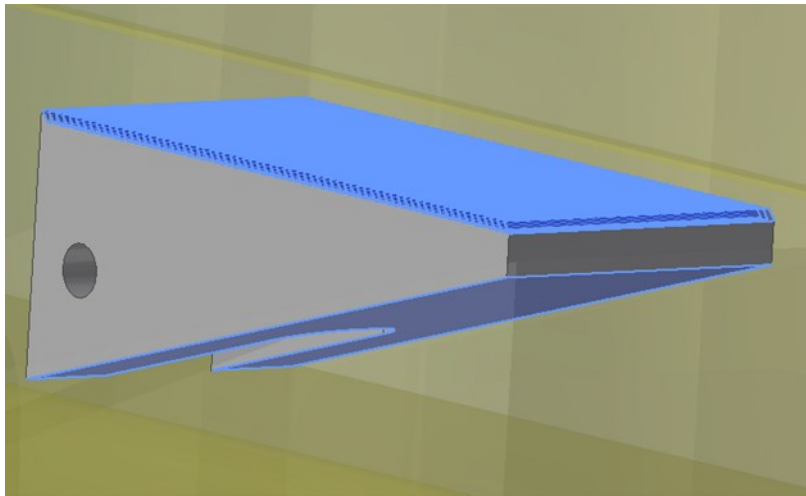
Con respecto a las superficies que interactúan en el frenado, estas son las dos caras de la cuña, una cara inclinada del dado, y una cara del riel como se indican en las figuras 2-17, 2-18 y 2-19 a continuación.

Figura 2-17: Cara inclinada del dado



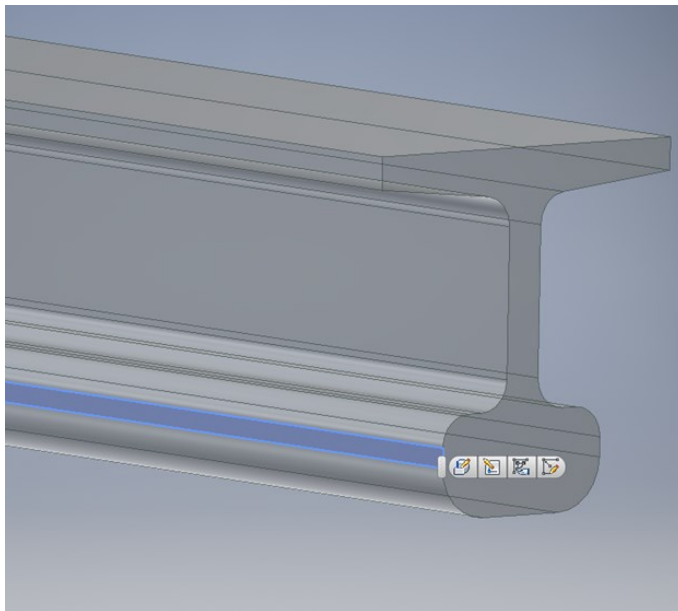
Fuente: Elaboración propia

Figura 2-18: Cara de la Cuña



Fuente: Elaboración propia

Figura 2-19: Superficie de contacto Riel



Fuente: Elaboración propia

Cálculo del tiempo de descenso de la góndola en caso más crítico

Para saber el tiempo de accionamiento de frenado se debe conocer primeramente el tiempo de descenso de la góndola y tomar un tiempo de frenado menor que el tiempo de descenso de la góndola.

Para el cálculo del tiempo de descenso de la góndola, el caso más crítico es cuando la góndola está en la parte superior de la rampa y el cable falle, es decir, se tendría como datos iniciales:

$h = 150$ m (profundidad de la mina)

$v_0 = 0$ (velocidad inicial de la góndola, ya que está en la parte superior de la rampa)

$g = 9.81$ m/s² (aceleración gravitacional)

$m = 1500$ kg (masa de la góndola)

$\mu = 0.0002$ (el menor coeficiente dinámico entre rueda y carril)

$\theta = 55^\circ$ - (ángulo de inclinación de la rampa por donde desciende la góndola)

Para el cálculo se asume que el movimiento de la góndola será rectilíneo uniformemente acelerado. Por tanto, la velocidad de la góndola al final de la rampa se puede calcular por la expresión (Beer & Johnston 1984):

$$V = V_0 + gt$$

De la expresión anterior se podría calcular el tiempo de descenso despejando t . Sin embargo, primero es necesario la calcular cuál será la velocidad de la góndola al final de la rampa, para ello se utilizó el principio de trabajo y energía para un cuerpo rígido (Beer & Johnston 1984), según el cual el valor final de la energía cinética (T_2) de un cuerpo es igual al valor inicial de la energía cinética del cuerpo más el trabajo de todas las fuerzas que actúan sobre el cuerpo, o sea:

$$T_2 = T_1 + U_{1-2}$$

Para el caso en particular estudiado, cuando la góndola está en la parte superior de la rampa, la energía cinética inicial $T_1 = 0$. Sin embargo, en el transcurso de su descenso actuarán varias fuerzas externas que provocarán un trabajo sobre la góndola como son: la fuerza gravitacional, la fuerza de fricción entre rueda y carril y la fuerza del viento. Para el cálculo sólo se tuvieron en cuenta la fuerza gravitacional que acelera el movimiento de la góndola y la fuerza de fricción entre rueda y carril que trata de frenarla. La fuerza del viento se despreció, por no existir altas velocidades del viento dentro del túnel de descenso. Por todo lo anterior se puede plantear:

$$T_2 = \frac{1}{2}mv^2$$

$$U_{1-2} = mgh - F_r d$$

Aquí d es la longitud de la rampa, que se calcula por la expresión:

$$\sin \theta = \frac{h}{d}$$

$$d = \frac{h}{\sin \theta}$$

La fuerza de fricción se puede ver de la Figura 2-20.

$$f_r = mg \cos \theta \mu$$

Donde

$$U_{1-2} = mgh - mg \cos \theta \mu \left(\frac{h}{\sin \theta} \right)$$

Sacando factor común " mgh " se obtiene

$$U_{1-2} = \frac{mgh(1 - \mu)}{\tan \theta}$$

Sustituyendo en la expresión del principio de trabajo y energía para un cuerpo rígido se obtiene:

$$T_2 = T_1 + U_{1-2}$$

$$T_2 = \frac{1}{2}mv^2$$

$$T_1 = 0$$

$$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{mgh(1 - \mu)}{\tan \theta}$$

De donde se puede despejar la velocidad final de la góndola al descender:

$$v = \sqrt{\frac{2gh(1 - \mu)}{\tan \theta}}$$

Se sustituyen los valores y se obtiene que la velocidad de la góndola al final de su descenso será:

$$v = \sqrt{\frac{2(9.81)(150)(1 - 0.0002)}{\tan(55)}}$$

$$v = 45.39 \text{ m/s}$$

Definitivamente, el tiempo que tarda en descender la góndola se calcula por la expresión:

$$V = V_0 + gt$$

Como $V_0 = 0$, entonces el tiempo se determina por la expresión

$$t = \frac{v}{g}$$

$$t = \frac{45.39}{9.81} = 4.6 \text{ s}$$

Como el tiempo que tardaría en descender la góndola es de 4.6 segundos, se puede asumir que el tiempo de activación del freno sea de 1 s, es decir, mucho menor que el tiempo en que tardaría en descender completamente por la rampa.

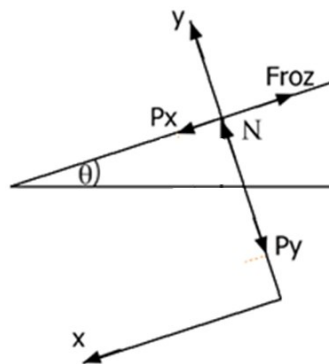
Para el cálculo cabe aclarar que la fuerza de frenado es completamente diferente a la fuerza de activación del mecanismo, Respecto a la fuerza de inercia de los cuerpos que comprenden el mecanismo, es realmente baja, lo que indica que se requiere una fuerza mínima que empuje la cuña y una vez actuado todo el sistema se genera la fuerza de frenado.

Se quiere determinar cuánta aceleración se llega a producir en 1 s y cuánta distancia se alcanza a recorrer. Adicional a esto, debe determinarse cuánta fuerza genera esa desaceleración.

Lo primero es analizar el fenómeno que presenta este proyecto, que se ajusta perfectamente a un caso de aceleración en un plano inclinado. Por tanto, los análisis de fuerzas emplearán la descomposición en plano inclinado con el fin de determinar los valores de la fuerza resultante.

El diagrama de cuerpo libre en plano inclinado despeja todas las fuerzas necesarias para el resultado de las reacciones a aplicar sobre los elementos mecánicos que comprenden el freno. A partir de estos cálculos se determinó la fuerza de frenado cuando el coche está en caída libre durante un tiempo de 1 s, tiempo indicado para un frenado ideal. La situación se ilustra con la Figura 2-20.

Figura 2-20: Composición de fuerzas en plano inclinado.



Fuente: Elaboración propia

En el diagrama mostrado en la Figura 2.20, P es el vector peso de la góndola, P_x es la descomposición vectorial del peso en el eje “x”, P_y es la descomposición vectorial del peso en el eje “y”, N la fuerza normal y F_{roz} es la fuerza de rozamiento (fuerza de adherencia) entre las ruedas de la góndola y los carriles.

De la descomposición de las componentes P_y y P_x se tiene:

$$\cos\theta = \frac{P_y}{P} \quad (2.1)$$

$$\text{sen}\theta = \frac{P_x}{P} \quad (2.2)$$

Al despejar P_y de (2.1), se tiene la fuerza de acción:

$$P_y = P \cos \theta = m \cdot g \cos \theta \quad (2.3)$$

Al despejar P_x de (2.2), se tiene la fuerza de deslizamiento:

$$P_x = P \text{sen} \theta = m \cdot g \text{sen} \theta \quad (2.4)$$

Cuando un cuerpo se desliza por un plano inclinado por la acción de su peso, la fuerza resultante (ΣF) tiene la dirección y sentido de la pendiente del plano y su módulo se obtiene a partir de las siguientes consideraciones.

Se buscan todas las fuerzas que actúan tanto en el eje "y" como en el eje "x".

$$\sum F_y = 0$$

$$N - P_y = 0$$

$$N = m g \cos \theta$$

$$\sum F_x = 0$$

$$P_x - F_{roz} = 0$$

Aplicando la segunda ley de Newton:

$$\sum F = m \cdot a$$

donde:

P_x - componente de la fuerza en x

F_{roz} - fuerza de rozamiento

N - fuerza normal

μ - coeficiente de rozamiento

$$F_{ROZ} = \mu N = \mu mg \cos \theta$$

$$P_x - F_{ROZ} = ma_x \quad (2.5)$$

Despejando en la fórmula para aceleración:

$$a_x = \frac{P_x - F_{ROZ}}{m}$$

$$a_x = \frac{mg \sin \theta - \mu N}{m}$$

$$a_x = \frac{mg \sin \theta - \mu mg \cos \theta}{m}$$

$$a_x = g(\sin \theta - \mu \cos \theta) \quad (2.6)$$

Sustituyendo en la ecuación (2.6) se encuentran los valores de la aceleración, para un coeficiente de adherencia rueda-carril, calculado por la expresión (2.7) y tomando la velocidad máxima de descenso de la góndola, que se determinó previamente y es de 45.39 m/s. la ecuación para calcular el coeficiente de rozamiento para tren convencional está dada [29]

$$\mu = 0.245 \left(\frac{1+0.05v}{1+0.1v} \right) \quad (2.7)$$

$$\mu = 0.245 \left(\frac{1 + 0.05(45.39)}{1 + 0.1(45.39)} \right)$$

$$\mu = 0.1446$$

Determinado el valor del coeficiente se tiene que el valor de la aceleración es:

$$a_x = 9.81(\sin(55) - 0.1446 \cos(55))$$

$$a_x = 7.222 \text{ m/s}^2$$

Para determinar la distancia que recorre en un tiempo de 1 s y a qué velocidad se utilizan las fórmulas de movimiento rectilíneo uniformemente acelerado. Al ser $V_0 = 0$, y $X_0 = 0$:

$$V_1 = V_0 + a_x t \quad (2.7)$$

$$V_1 = 0 + 7.222(1) = 7.222 \text{ m/s}$$

$$x_1 = x_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a_x t^2$$

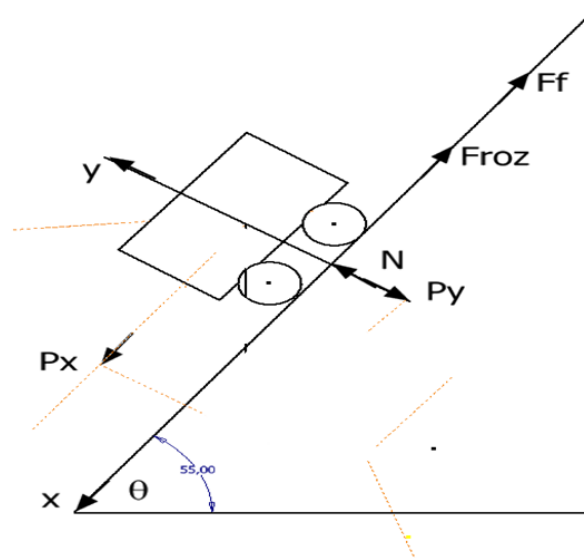
$$x_1 = \frac{1}{2} a_x t^2$$

$$X_1 = \frac{7.222 (1)^2}{2}$$

$$X_1 = 3.611 \text{ m}$$

Para el cálculo de la fuerza de frenado se plantea, a partir del siguiente diagrama de cuerpo con las fuerzas que actúan como lo indica la figura 2-21

Figura 2-21: Diagrama de fuerzas que componen plano inclinado



Fuente: Elaboración propia

Aplicando la Segunda Ley de Newton para el eje "x":

$$\sum F_x = m a_x$$

$$P_x - F_{roz} - F_f + m a_x = 0$$

$$F_f = P_x - F_{roz} + m a_x \tag{2.8}$$

Previamente es conocido que

$$P_x = P \operatorname{sen} \theta = mg \operatorname{sen} \theta$$

$$F_{ROZ} = \mu N = \mu mg \cos \theta$$

$$a_x = g(\sin \theta - \mu \cos \theta)$$

Sustituyendo en (2.8) se obtiene que la fuerza de frenado es:

$$F_f = mg \sin \theta - \mu mg \cos \theta + mg(\sin \theta - \mu \cos \theta)$$

$$F_f = mg(2 \sin \theta - 2\mu \cos \theta)$$

$$F_f = 2mg(\sin \theta - \mu \cos \theta)$$

$$F_f = 2 * 1500 * 9.81[\sin(55) - (0.0002) \cos(55)]$$

$$F_f = 24104.268 \text{ N}$$

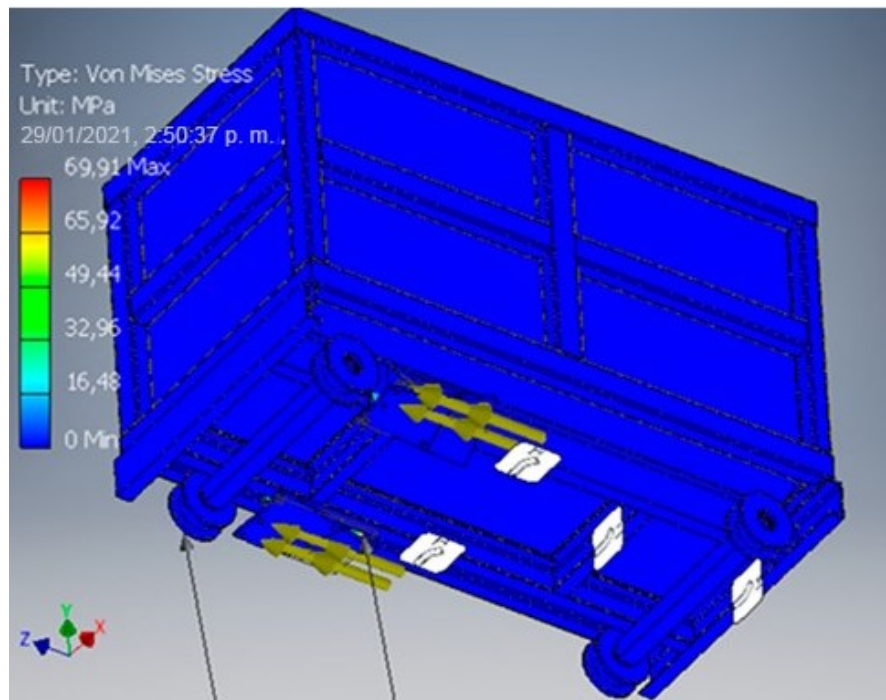
Esta fuerza es la necesaria para que el sistema de frenado detenga la góndola.

2.6. Análisis esfuerzos en chasis de Vagoneta

Para efectos de análisis de esfuerzos, las variables estudiadas corresponden a desplazamiento, factor de seguridad y esfuerzo máximo, como se indica a continuación en los epígrafes 2.6.1, 2.6.2 y 2.6.3.

2.6.1. Análisis de esfuerzo máximo

Figura 2-22: Análisis del esfuerzo máximo.

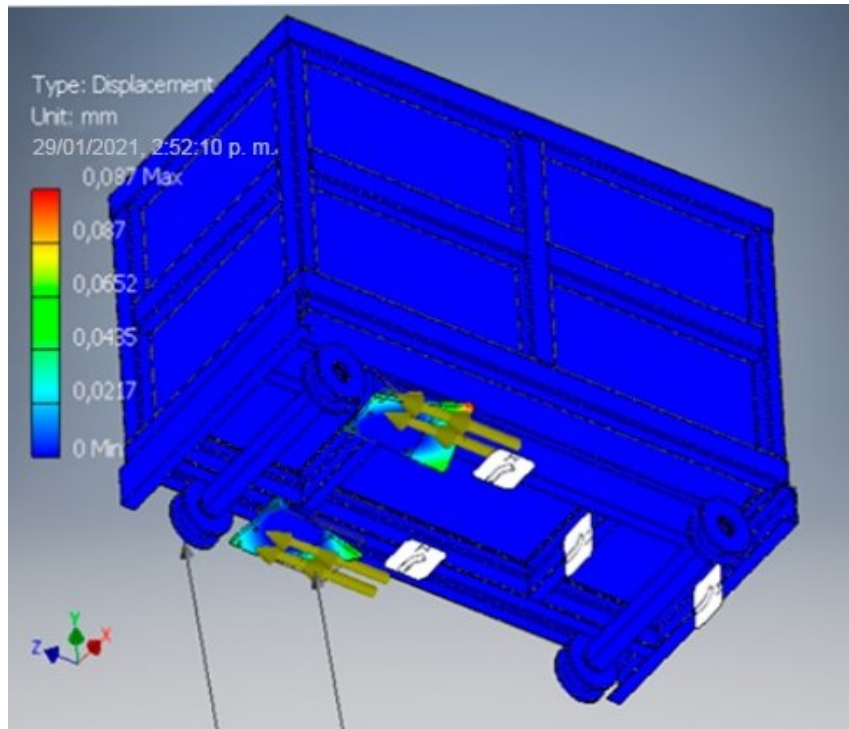


Fuente: Elaboración propia

La figura 2-22, muestra el análisis de Von Mises Stress, del cual se establece, que el esfuerzo máximo del conjunto en donde se puede observar la mayor deformación, es en los soportes que sostienen el sistema del freno; ese valor equivale a 69.91 Mpa.

2.6.2. Análisis de desplazamiento

Figura 2-23: Análisis desplazamiento máximo.

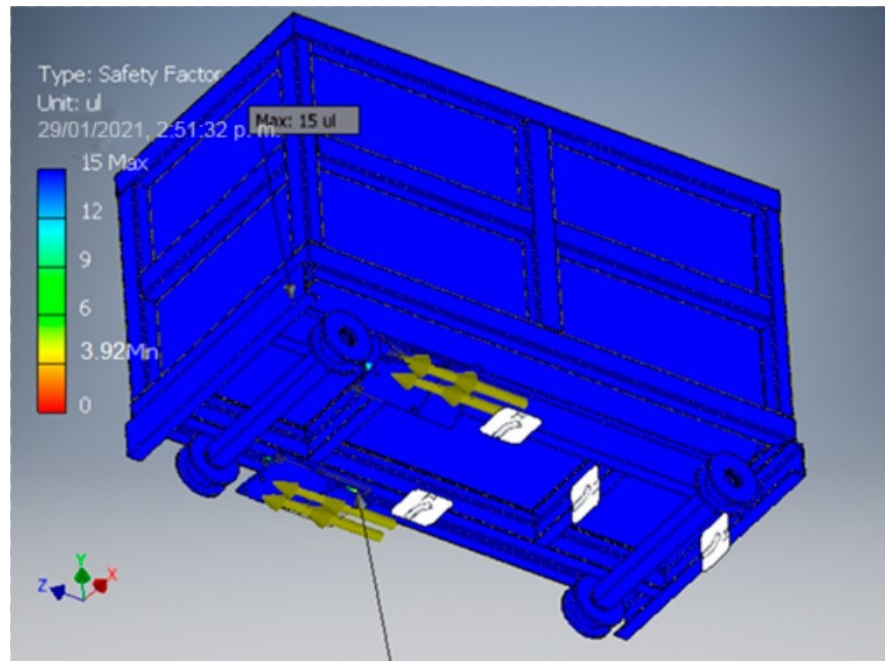


Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con la figura 2-23, se puede apreciar el desplazamiento máximo del material, al ser sometido a esta serie de cargas; dicho valor es de 0.087mm.

2.6.3. Factor de seguridad

Figura 2-24: Análisis factor de seguridad.



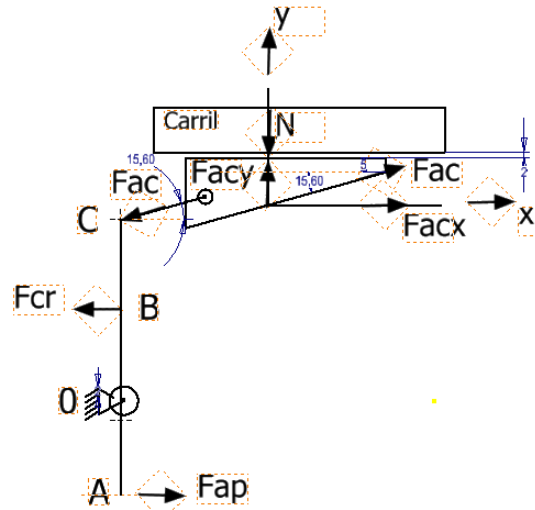
Fuente: Elaboración propia

El factor de seguridad es el que nos dictamina si el diseño es el adecuado para este trabajo, en este caso el factor de seguridad es de 3.92, es decir que el diseño de soportes y de coche es el adecuado ya que se encuentra en el rango de tolerancia que va de 0 a 15.

2.7. Cálculo del Resorte

Para la selección del resorte a utilizar se realiza un análisis de fuerzas y momentos representados en la figura 2-25

Figura 2-25: Análisis de fuerzas y momentos



Fuente: Elaboración propia

Dónde:

F_{ap} -fuerza aplicada a la palanca por el cable que sostiene la góndola

F_{cr} -fuerza de compresión del resorte

F_{ac} - fuerza aplicada a la cuña

N - fuerza normal entre carril y la cuña

F_{acx} - componente en el eje "x" de la fuerza aplicada a la cuña

F_{acy} - componente en el eje "y" de la fuerza aplicada a la cuña

Conocido que la fuerza de frenado necesaria para detener la góndola es de 24104.268 N y que el sistema propuesto de frenado es doble, es decir, con dos unidades de frenado (una para el carril derecho y una para el izquierdo), se tomará como la fuerza de frenado de cálculo (F_{fc}) que debe aplicar en una unidad, que es la mitad de la fuerza de frenado calculada anteriormente en el numeral 2.5. Por lo tanto:

$$F_{fc} = \frac{F_f}{4} = \frac{24104.268}{4} = 6026.067 \text{ N}$$

Se tomará como fuerza que acciona la palanca (F_{ap}), que a su vez comprime el resorte la componente del peso de la góndola en el eje "x" (P_x) que fue calculada en el numeral 2,5 dividida por dos, ya que el cálculo a realizar es para una de las unidades.

$$P_x = P \operatorname{sen} \theta = m \cdot g \operatorname{sen} \theta = 1500 * 9.81 \sin(55) = 12053,822 \text{ N}$$

$$F_{ap} = \frac{P_x}{2} = \frac{12053,822}{2} = 6029.911 \text{ N}$$

De la Figura 2-25 se puede calcular cuál es la fuerza de compresión del resorte (F_{cr}) para el intervalo de tiempo desde que comienza a descender la góndola hasta el momento en que se activa el sistema de freno, por lo que la fuerza de activación es prácticamente cero se cumple

$$\sum M_0 = 0$$

$$F_{ap} OA + F_{cr} OB = 0$$

$$F_{cr} = -\frac{F_{ap} OA}{OB}$$

Si es conocida la fuerza F_{cr} e inicialmente se toma un valor para el coeficiente de rigidez (K_r) del resorte (o coeficiente de restitución), se puede calcular la longitud de compresión del resorte (x).

$$F_r = k_r x$$

Por acción y reacción

$$F_r = -F_{cr}$$

$$x = -\frac{F_{cr}}{K_r}$$

$$x = -\frac{OAF_{ap}}{OBK_r}$$

Cuando se activa el freno es debido a que ha fallado totalmente el cable, por lo que la fuerza F_{ap} ya no existe, o lo que es lo mismo, $F_{ap} = 0$ y la suma de los momentos respecto a la junta de rotación puede escribirse:

$$\sum M_0 = 0$$

$$-F_r OB + F_{ac} OC \cos(\alpha) = 0$$

$$F_{ac} = \frac{F_r OB}{OC \cos(\alpha)}$$

Como F_{ac} actúa en el plano definido por el ángulo de la cuña y el dado, esta fuerza se puede descomponer en el eje “y” y el eje “x”:

$$F_{acx} = F_{ac} \cos(\alpha)$$

$$F_{acy} = F_{ac} \sin(\alpha)$$

Si se busca la sumatoria de las fuerzas en “y” se encuentra que:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{acy} - N = 0$$

$$N = F_{acy} = F_{ac} \sin(\alpha)$$

Conocida la normal N y conocido el coeficiente cinético de fricción (μ_k) entre el material de la cuña (acero) y el material del carril puede calcularse la fuerza de rozamiento entre la cuña y el carril que detendría la góndola, cuyo valor debe ser igual o superior a la fuerza de frenado de cálculo (F_{fc}).

$$F_{roz} = \mu_k N$$

Al igualar la fuerza de rozamiento entre cuña y carril con la fuerza de frenado de cálculo es posible realizar el cálculo inverso para buscar los valores adecuados de la palanca y el coeficiente del resorte del muelle y garantizar la fuerza de frenado calculada.

$$F_{roz} = F_{fc}$$

$$N = \frac{F_{fc}}{\mu_k}$$

$$F_{ac} \sin(\alpha) = \frac{F_{fc}}{\mu_k}$$

$$\frac{F_r \cdot OB}{OC \cos(\alpha)} \sin(\alpha) = \frac{F_{fc}}{\mu_k}$$

$$\frac{F_r \cdot OB}{OC} \tan(\alpha) = \frac{F_{fc}}{\mu_k}$$

La fuerza de restitución necesaria del resorte se puede hallar por la expresión:

$$F_r = \frac{OC}{OB} \frac{F_{fc}}{\mu_k \tan(\alpha)}$$

Datos

OC = 100 mm

OB = 70 mm

$\mu_k = 0.57$ (ver Anexo N)

$\alpha = 60^\circ$

$$F_{fc} = \frac{F_f}{2} = \frac{24104.268}{2} = 12052.134$$

$$F_r = \frac{0.1}{0.07} \frac{12052.134}{0.57 \tan(60)}$$

$$F_r = 17\,439.36 \text{ N}$$

Con el valor de la fuerza de restitución del resorte se busca por catálogo las características de un resorte que sea igual o superior a la fuerza calculada. El resorte seleccionado en el G63-115 (ver Anexo O).

Tabla 2-9: Características del resorte

No. en Catálogo	Diámetro exterior [mm]	Diámetro interior [mm]	Longitud (Lo) [mm]	Coeficiente de restitución (k_r) [N/mm]	X=25% Lo [mm]	Fuerza del resorte (Fr) [N]
G 63-115	63	38	115	630	28.8	18 144.0

Fuente: Elaboración propia

Se conoce que la fuerza de compresión del resorte es:

$$F_{cr} = -\frac{F_{ap}OA}{OB}, F_r = \frac{F_{ap}OA}{OB}$$

$$x = \frac{F_{cr}}{K_r}$$

$$x = \frac{0AF_{ap}}{OBK_r}$$

Donde

$$OA = 211 \text{ mm}$$

$$OB = 70 \text{ mm}$$

$$F_{ap} = \frac{P_x}{2} = \frac{12053,822}{2} = 6029.911$$

$k_r = 630 \text{ N/mm}$ (tomado de las características del resorte seleccionado G63-115)

$$x = \frac{0.211 * 6029.911}{0.07 * 630}$$

$$x = 28.8 \text{ mm}$$

Con el resorte seleccionado, las dimensiones de la palanca y el ángulo de la cuña calculados se garantiza que la góndola sea frenada y que la fuerza que aplica el cable sobre la palanca sea capaz de comprimir al resorte en los 28.8 mm necesario para que el resorte devuelva la fuerza necesaria, 18 144 N, que sea capaz de frenar la góndola.

Palanca (elemento 12) dimensiones

OA = 211 mm (distancia de la fuerza aplicada por el cable hasta el punto de pivote)

OB = 70 mm (distancia del pivote hasta la posición del resorte)

OC = 100 mm (distancia del pivote hasta la posición de la fuerza que acciona la cuña)

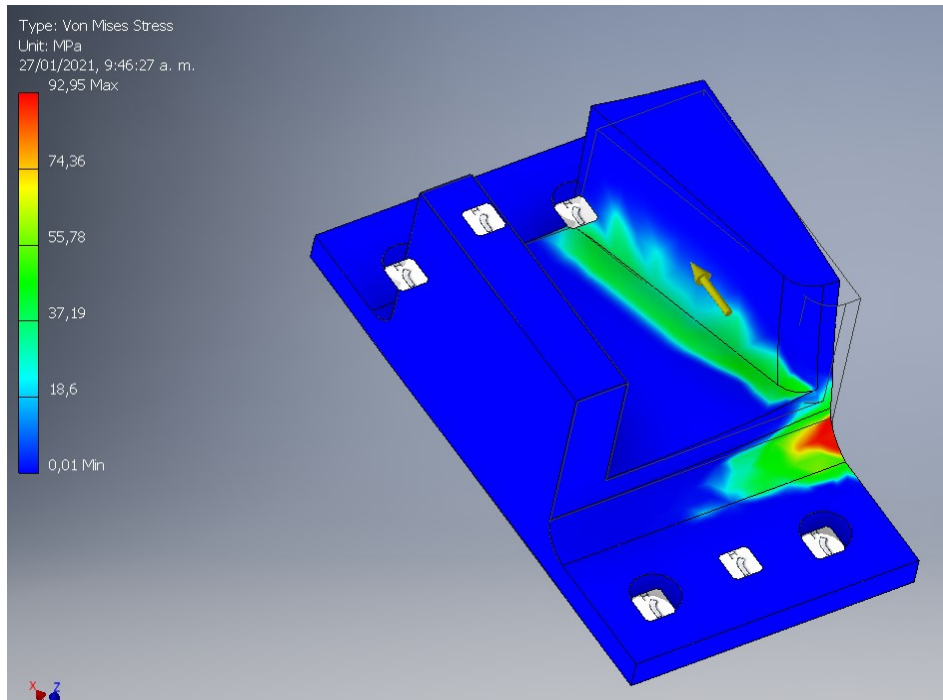
$\alpha = 60^\circ$ (ángulo de pendiente de la cuña)

3. Capítulo- Simulación

3.1. Simulación del dado cuando se acciona el freno

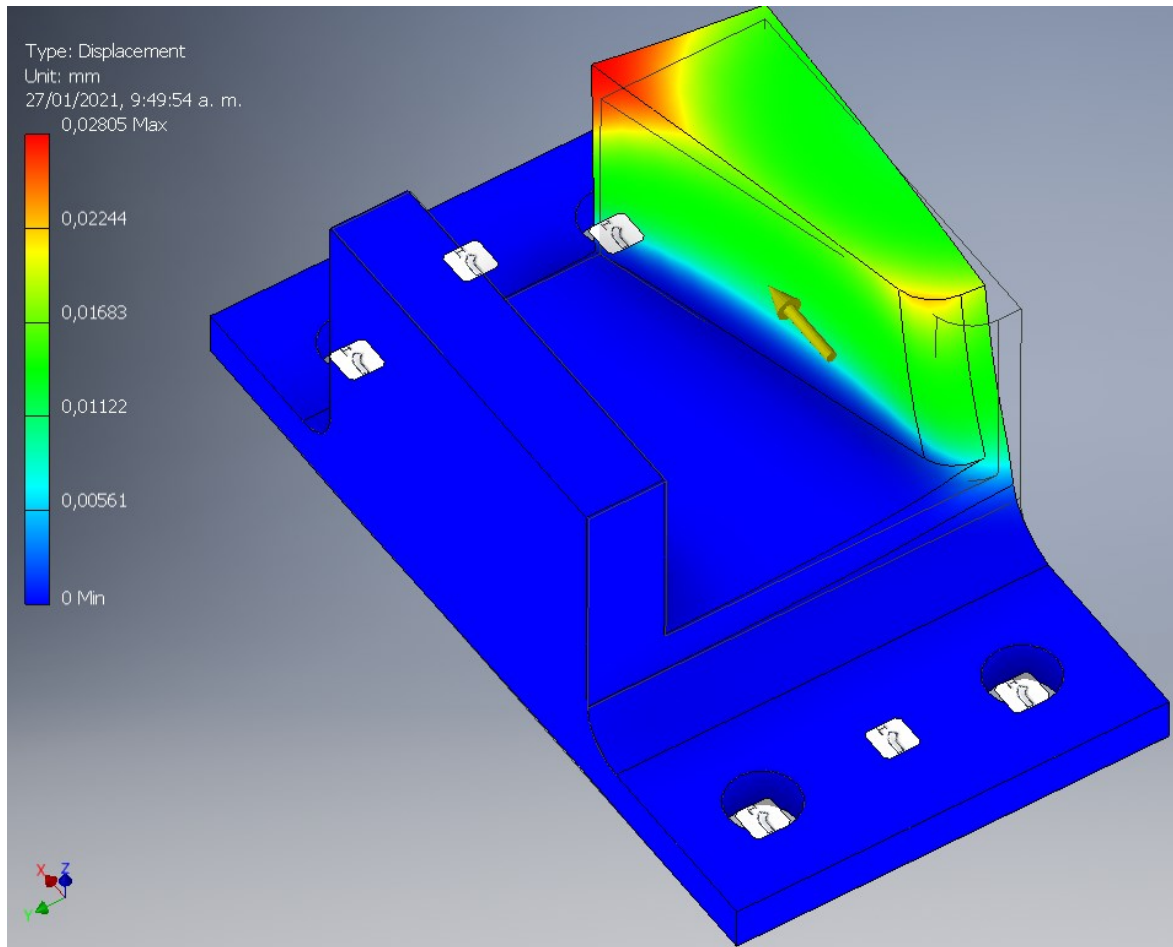
Como la fuerza máxima generada para la desaceleración cero es de 24104.268 N, calculada en el ítem 2.5 a partir de la ecuación (2.8), se realiza una simulación de resistencia mecánica de esta pieza bajo esta carga. La fuerza de 24104.268 N, corresponde a la fuerza a la que se someterá el coche en la unión del soporte del dado.

Teniendo en cuenta las restricciones en sus uniones con tornillo y aplicando la carga en dirección del eje X.

Figura 3-1: Análisis de esfuerzo Máximo.

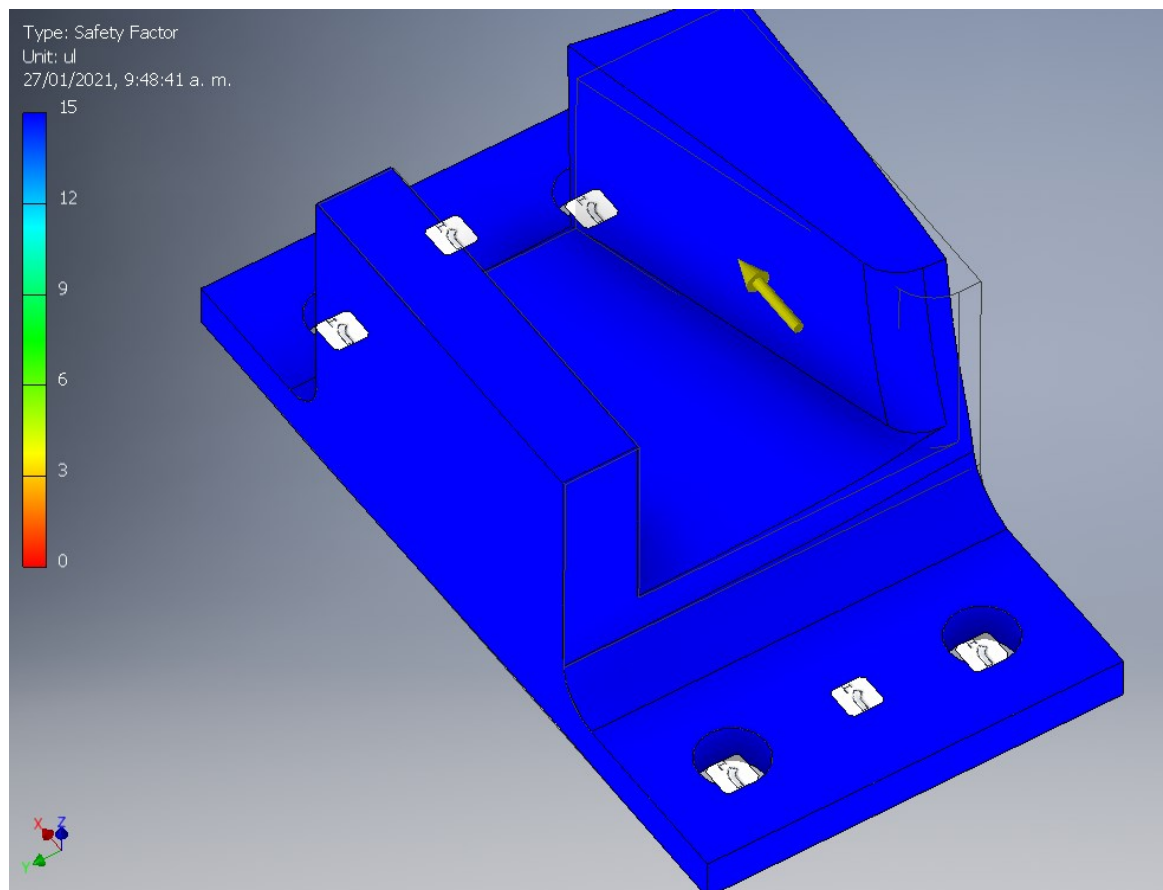
Fuente: Propia

En este grafico se aprecia la deformación máxima de la pieza, la cual se alcanza cuando el esfuerzo es de 92.5 MPa.

Figura 3-2: Desplazamiento máximo.

Fuente: Elaboración Propia

El desplazamiento máximo que experimenta el material del dado a partir del esfuerzo máximo es de 0.028 mm.

Figura 3-3: Factor de seguridad.

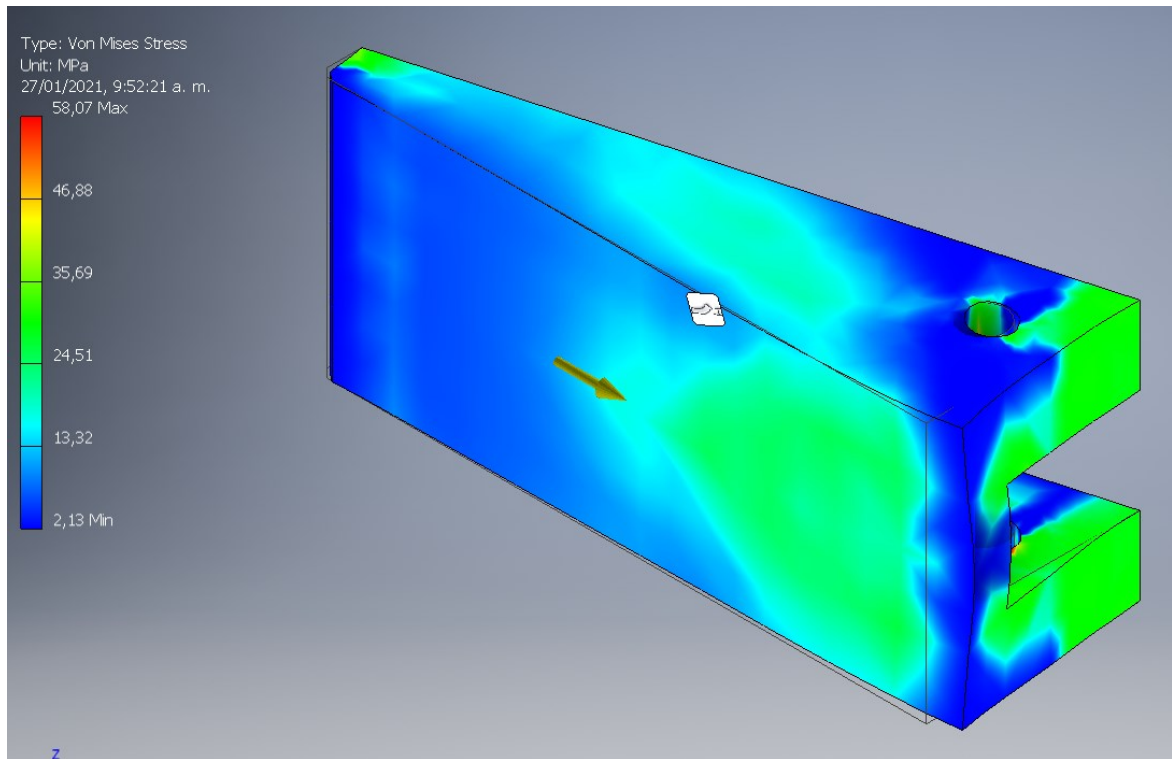
Fuente: Elaboración Propia

El rendimiento estructural o factor de seguridad de la pieza es superior a 15, lo que indica que la pieza trabaja en condiciones óptimas bajo esta carga.

3.2. Simulación De Cuña Cuando Se Acciona El Freno

La cuña es el sistema de enclavamiento mecánico que une el riel con el dado que conecta al chasis del coche minero, esta pieza está sometida igualmente a una carga máxima de 24104.268 N, para lo cual se realiza la simulación de la pieza en condiciones de dicha carga.

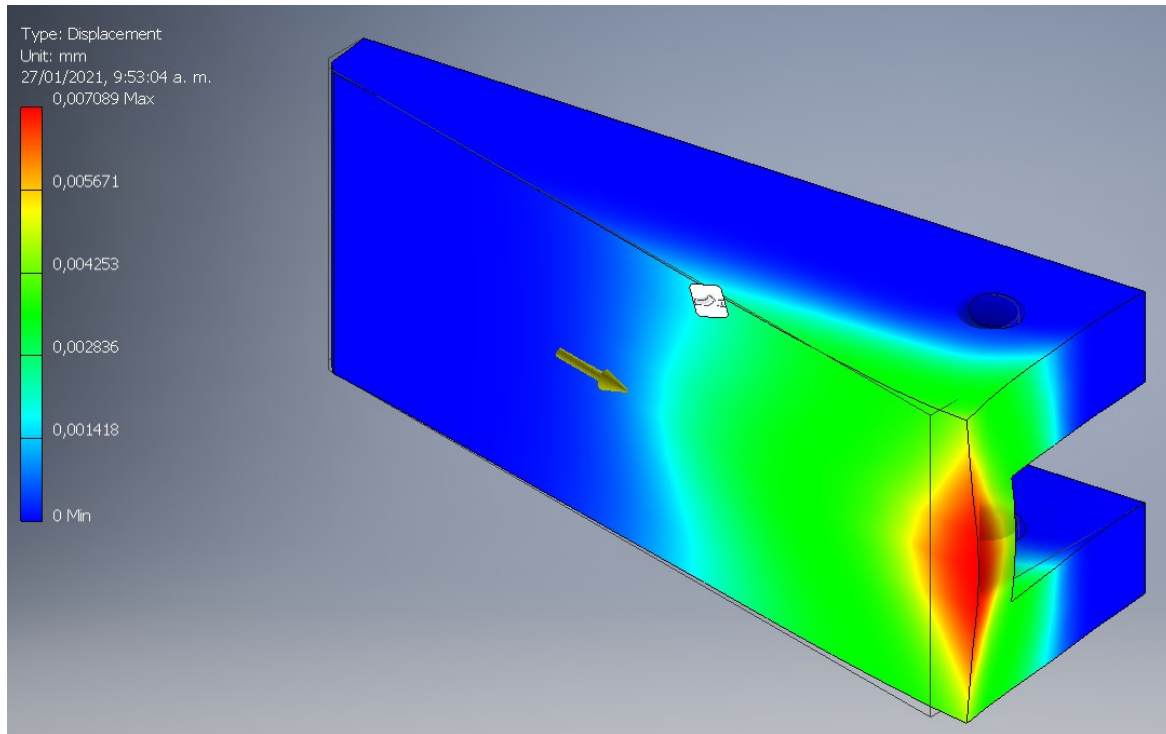
Aplicamos las restricciones en la cara que hace contacto con el riel y aplicamos la carga en dirección del eje X.

Figura 3-4: Análisis de esfuerzo máximo.

Fuente: *Elaboración propia*

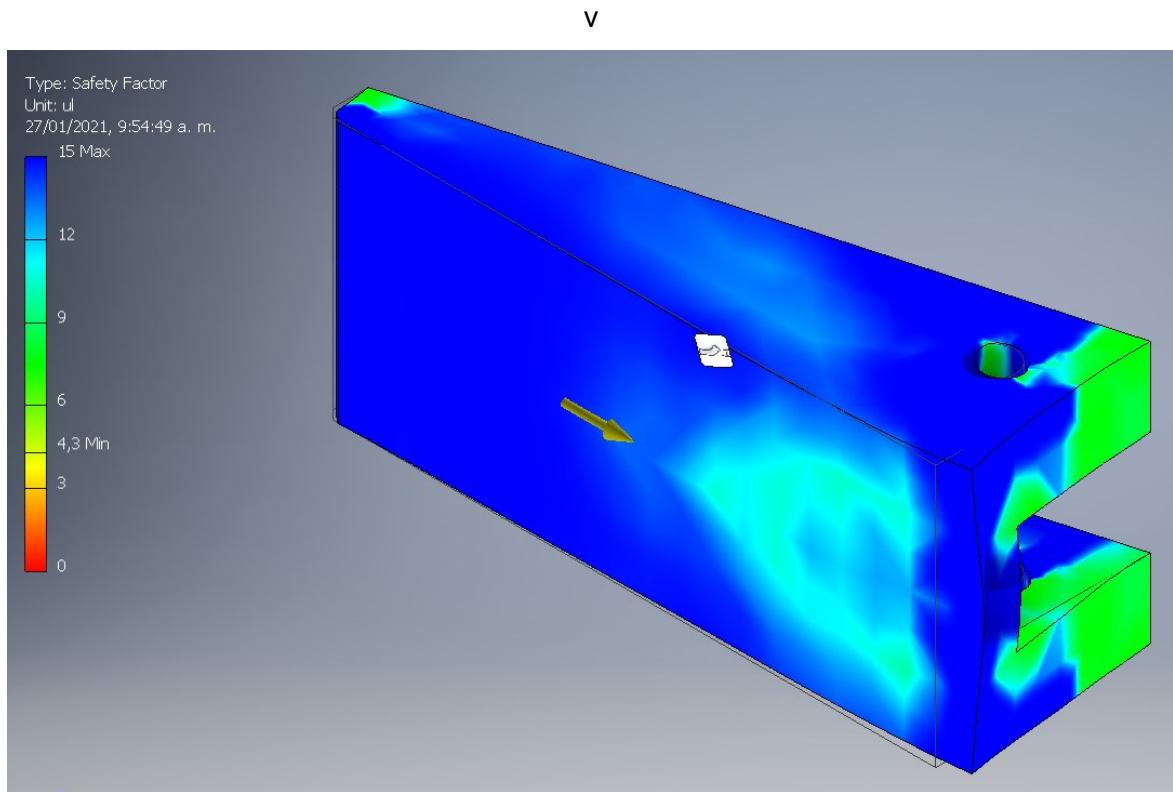
De acuerdo con la figura3-4, la deformación máxima de la pieza, la cual se alcanza cuando el esfuerzo es de 58.07 MPa.

Figura 3-5: Desplazamiento máximo de la cuña.



Fuente: Elaboración propia

El desplazamiento máximo que experimenta el material del dado a partir del esfuerzo máximo es de 0.007 mm.

Figura 3-6: factor de seguridad.

Fuente: Elaboración propia

El rendimiento estructural o factor de seguridad de la pieza es de 4.3, lo que indica que la pieza trabaja en condiciones óptimas bajo esta carga.

4. Conclusiones y recomendaciones

4.1. Conclusiones

La propuesta del proyecto comprende un mecanismo de frenado activado por inercia, formado por un sistema secuencial de resorte, palanca y cuña, la cual tiene como función colocarse entre el dado y el riel para la detención de la vagoneta.

La fuerza necesaria para que el sistema de frenado detenga una vagoneta de 1500 kg de peso sobre la vía férrea, cuya inclinación es de 55° al cabo de un segundo con un coeficiente de rozamiento de 0.0002 es de 24104.268 N

Para accionar el mecanismo de frenado, se requiere de un resorte con una fuerza de restitución de 18 144 N con un coeficiente de restitución de 630 N/mm y una longitud de compresión de 28.8 mm para que, en el momento en que haya ausencia de la guaya, el resorte active y empuje la cuña contra el dado.

Con respecto a la vagoneta, de acuerdo con análisis de esfuerzo, se determinó que el máximo esfuerzo que puede soportar en condiciones extremas es de 69.91 Mpa. Con este esfuerzo, el desplazamiento máximo del material, al ser sometido a esta serie de cargas; es de 0.087mm.

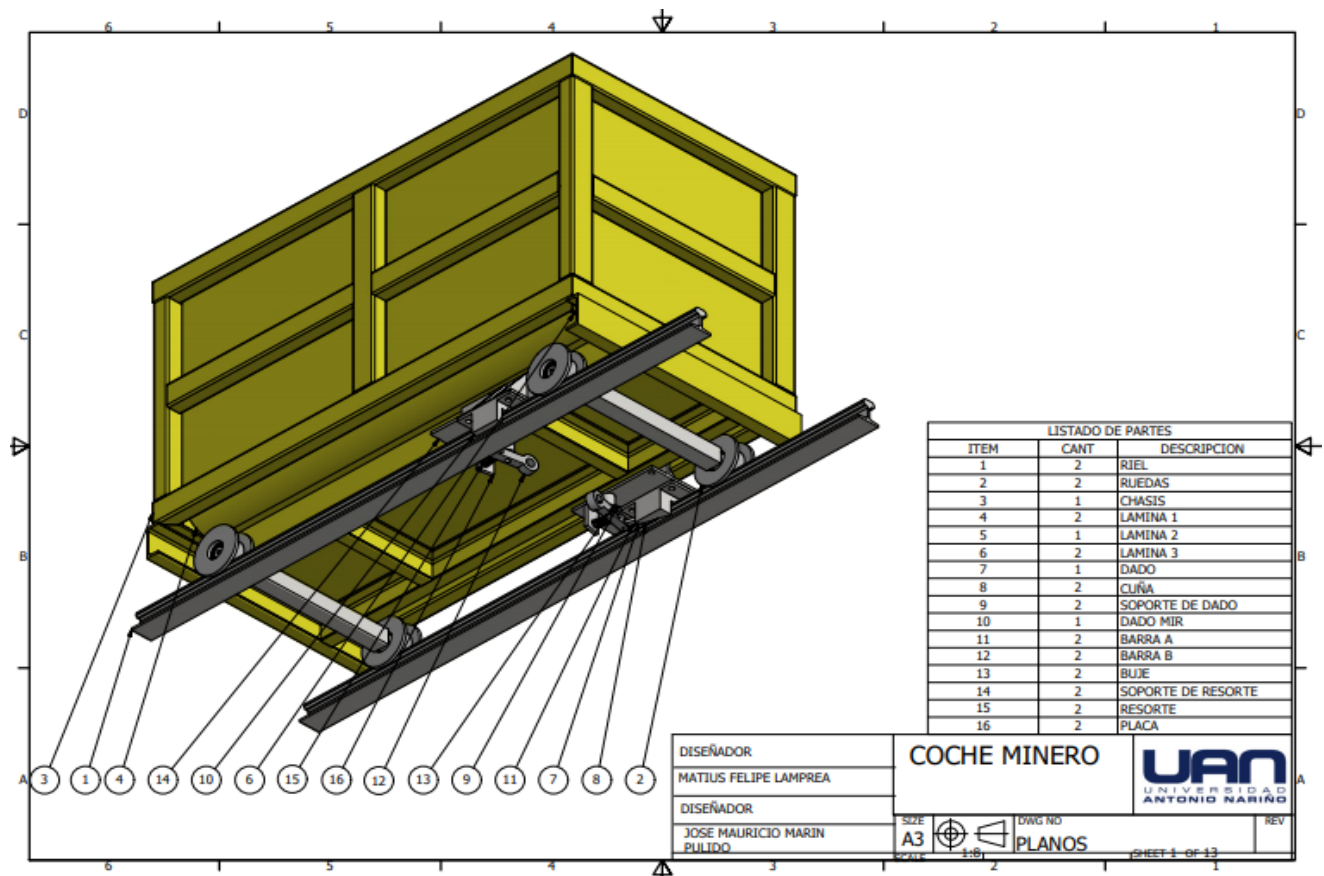
4.2. Recomendaciones

Puede evaluarse la implementación de un sistema de control para la activación del freno, que comprenda el uso de sensores y finales de carrera para su activación.

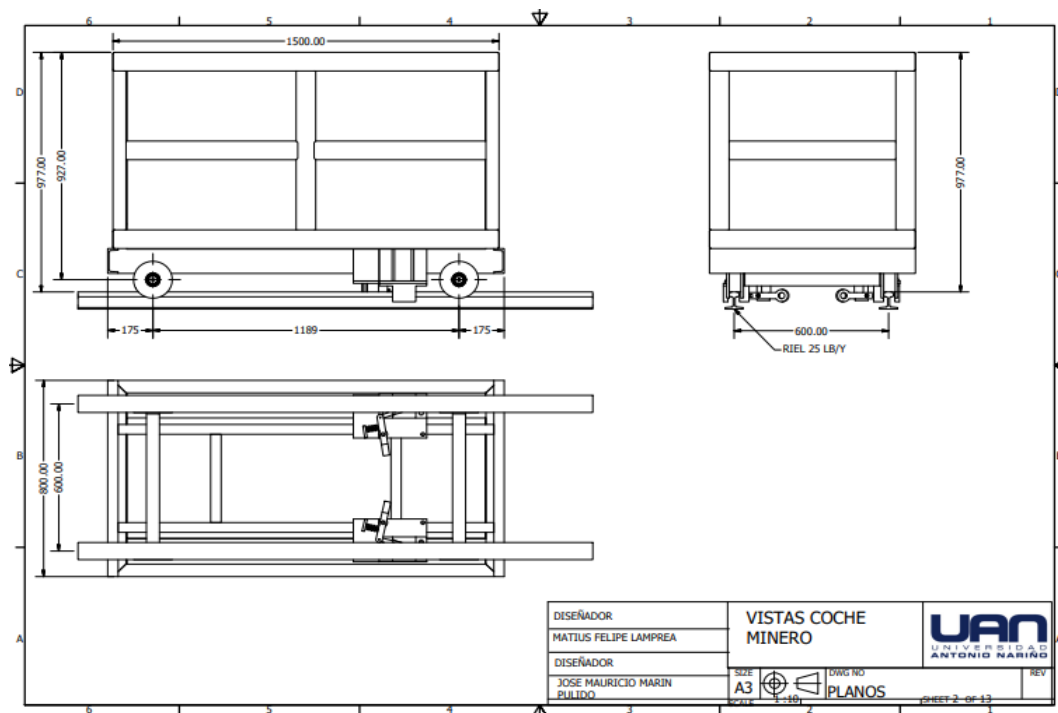
De acuerdo con los cálculos realizados de análisis estructural al dado y la cuña, se debe implementar un cronograma de pruebas de material a estos elementos en particular, dada su importancia para determinar su fatiga o stress fuera de parámetros.

Se deben establecer fichas técnicas de materiales del sistema de frenado para mantenimientos de tipo preventivo.

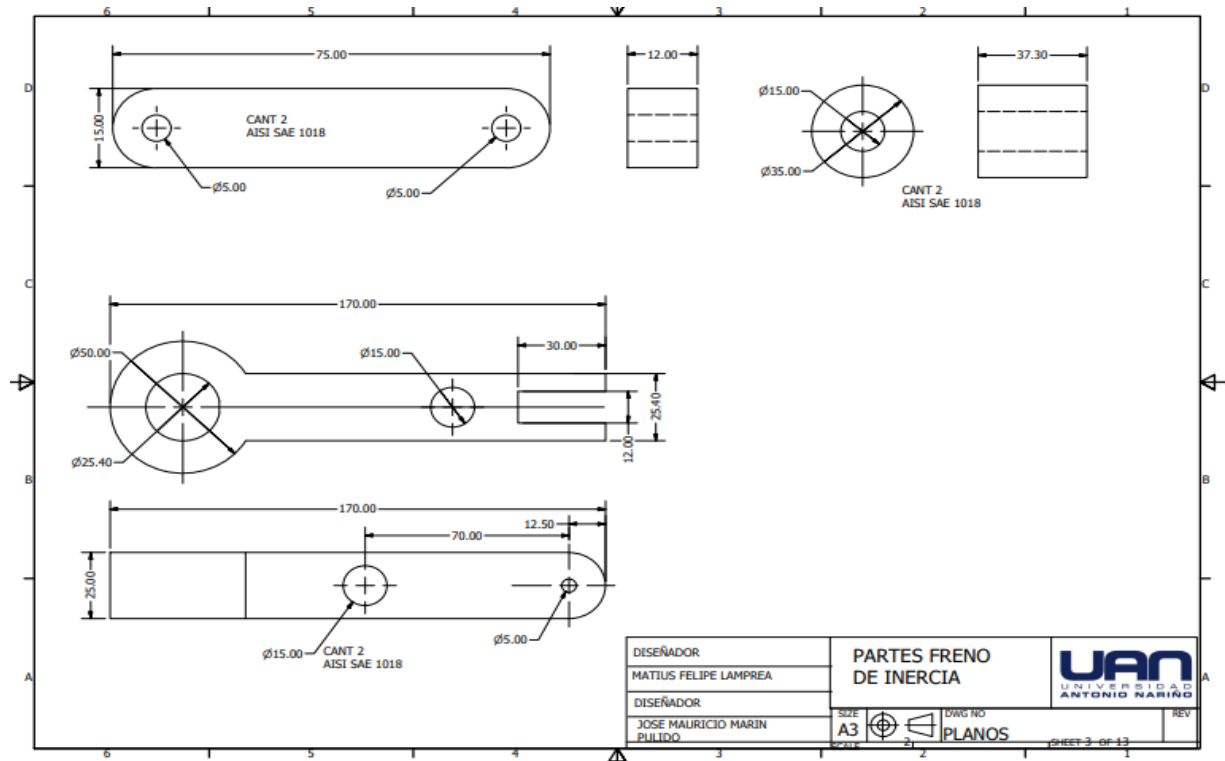
A. Anexo: Coche minero



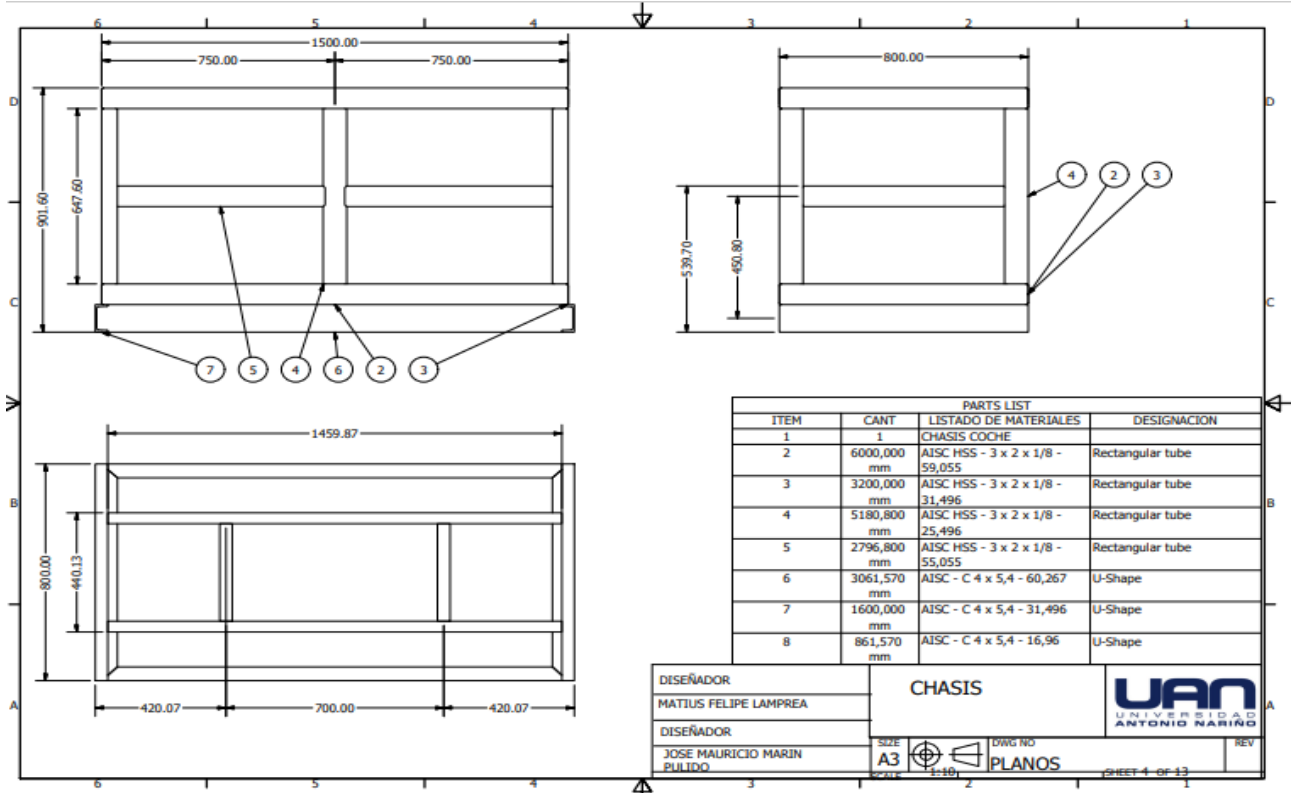
B. Anexo: Vistas coche minero



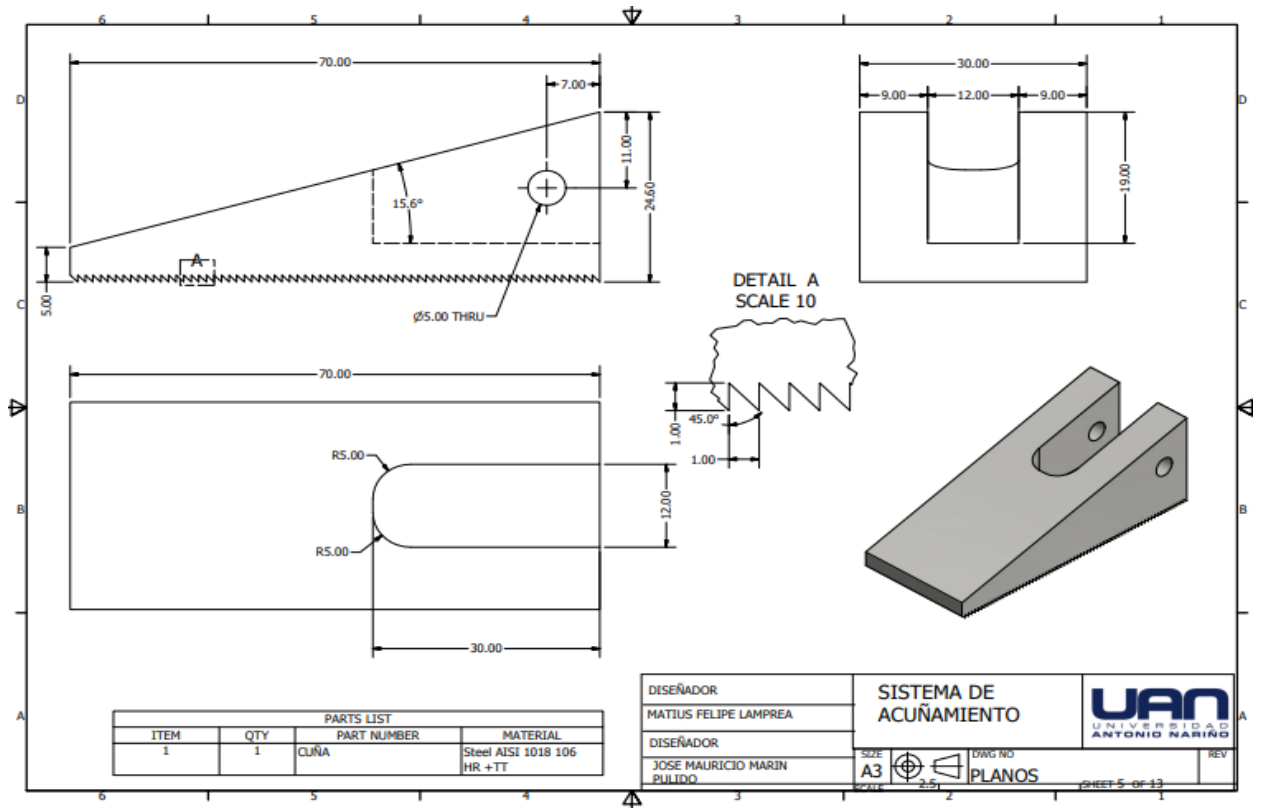
C. Anexo: Partes freno de inercia



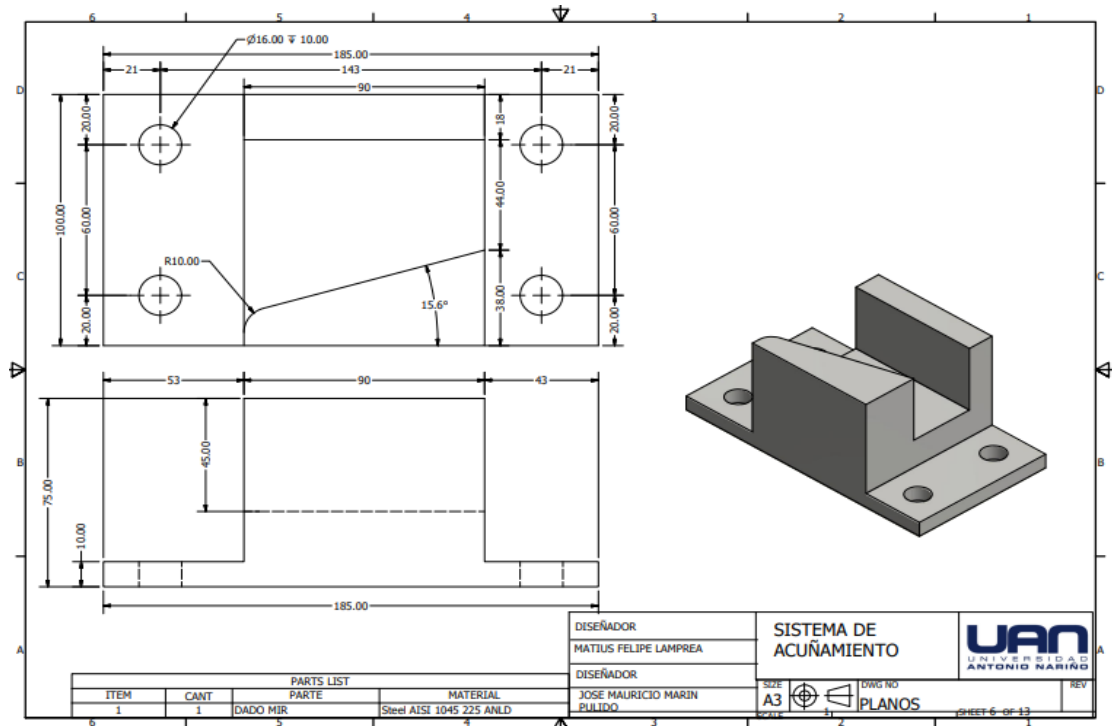
D. Anexo: Chasis



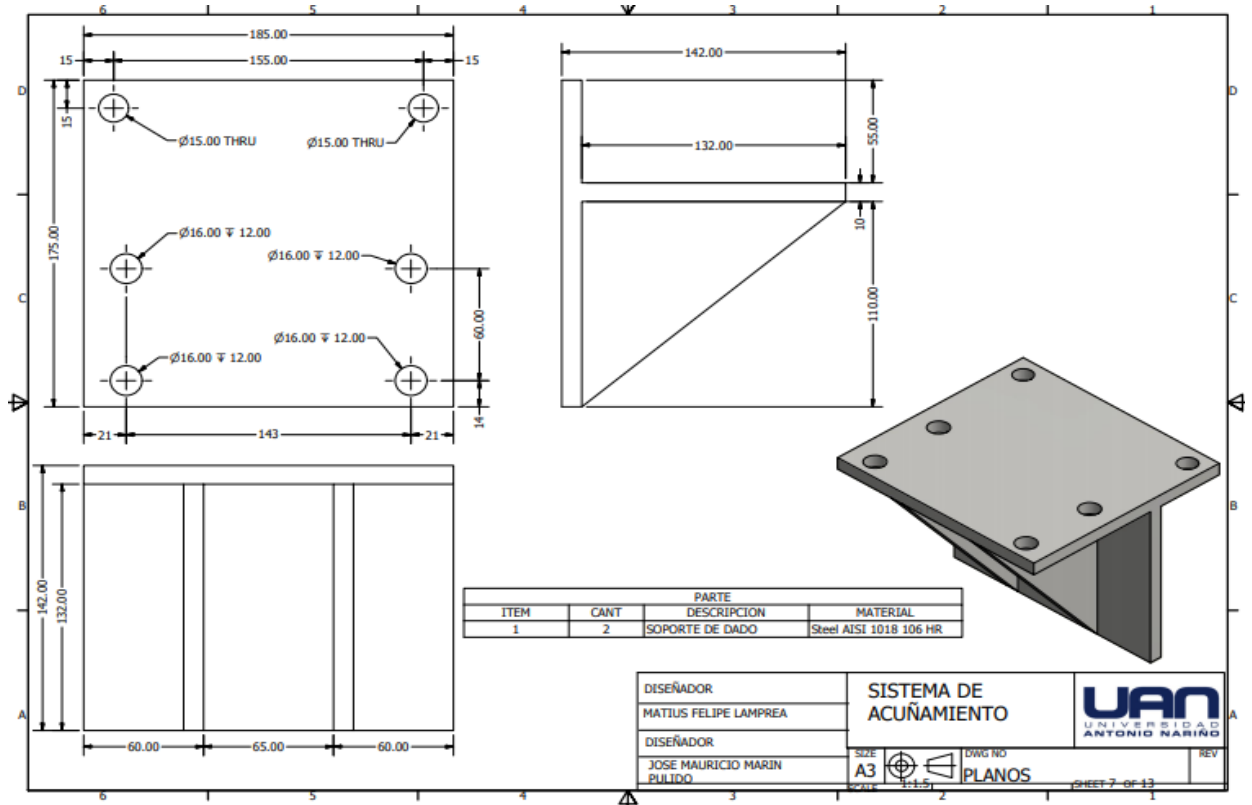
E. Anexo: Sistema de acuñamiento



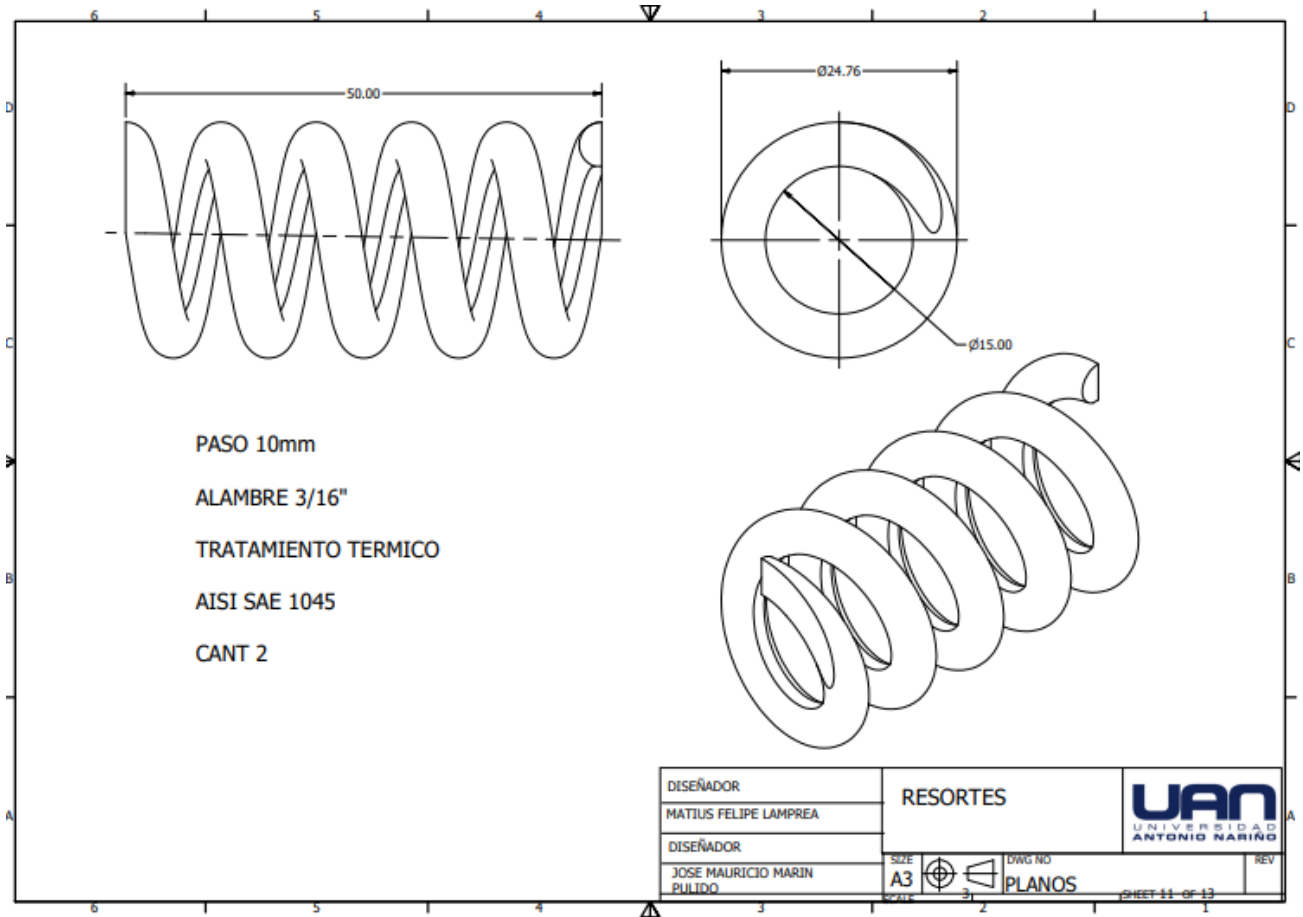
F. Anexo: Soporte acuñaamiento



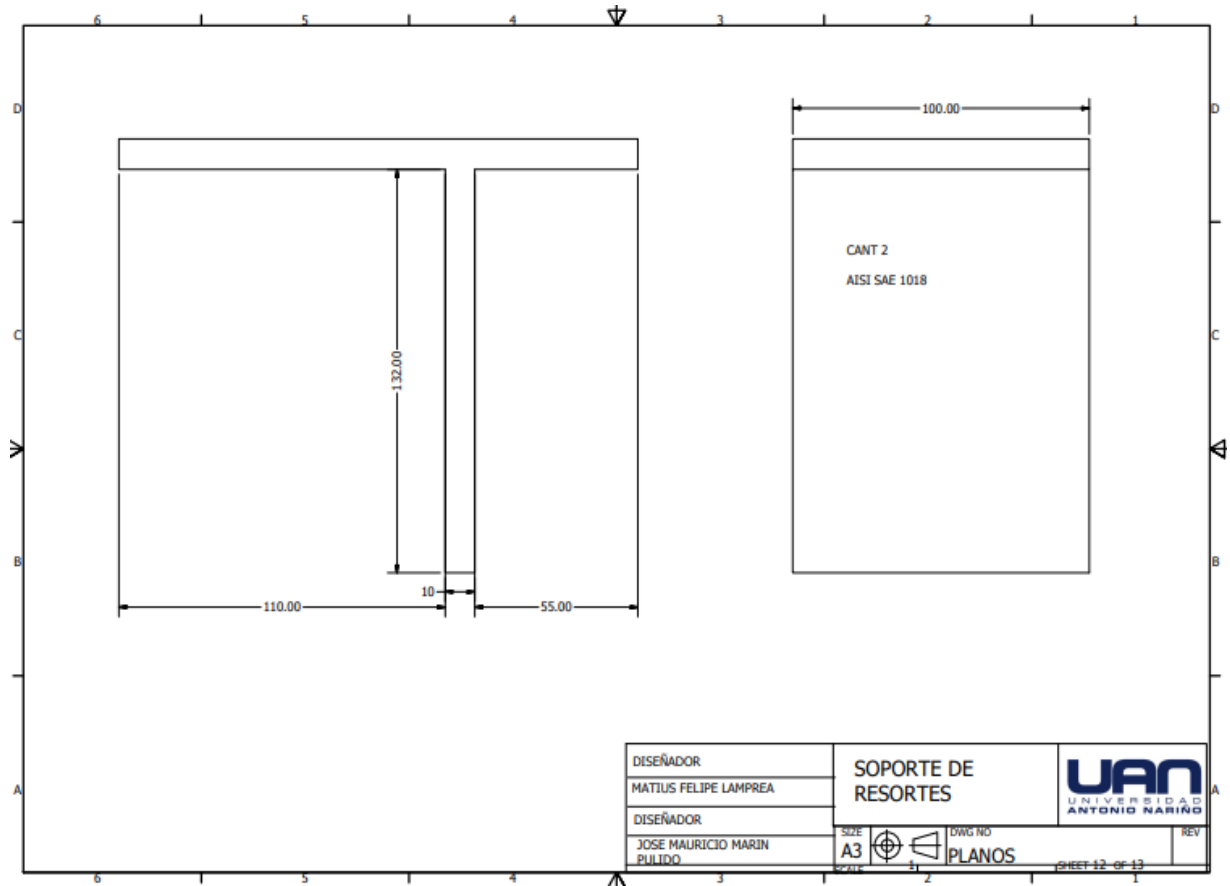
G. Anexo: Soporte Dado



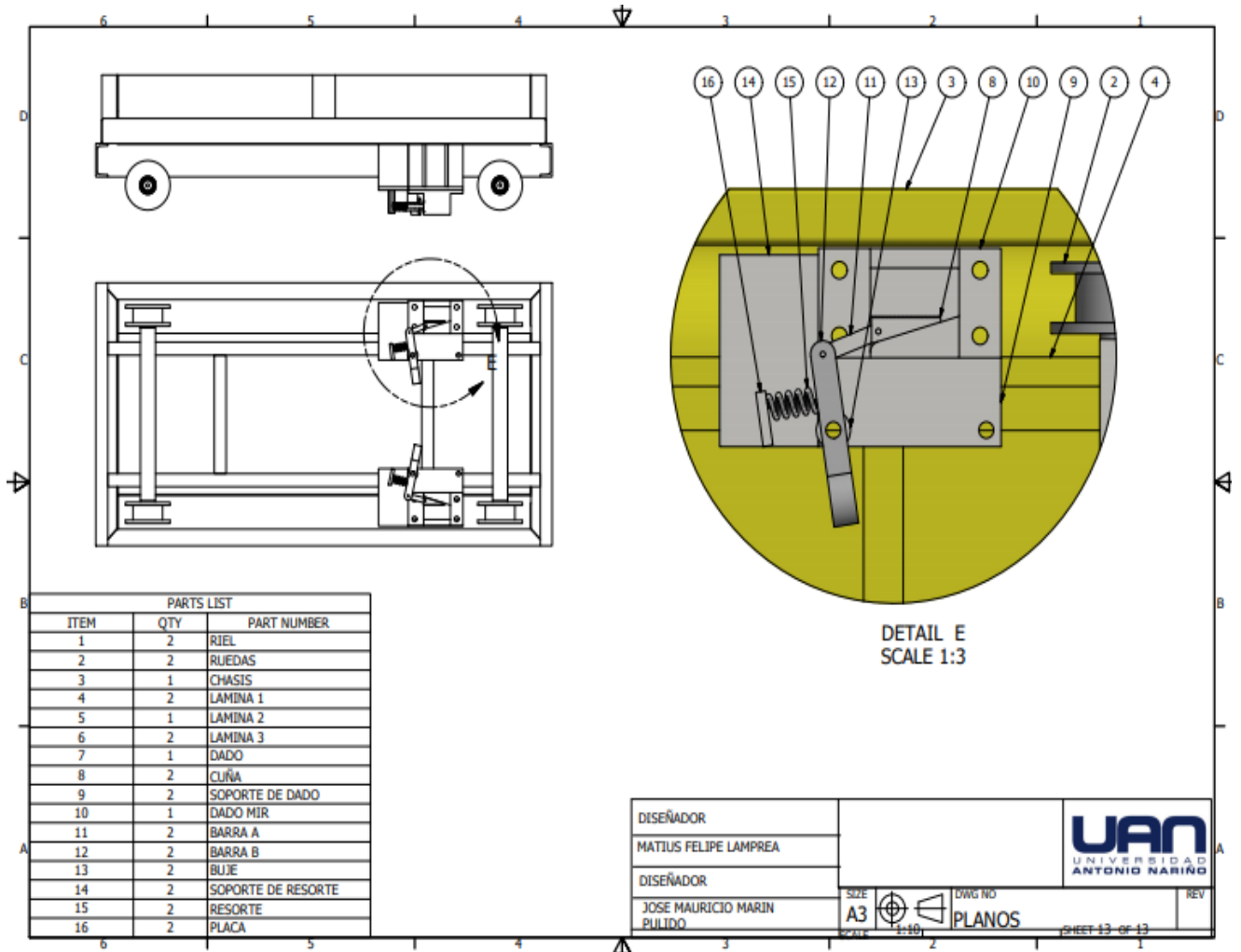
H. Anexo: Resortes



L. Anexo: Soporte de Resorte



M. Anexo: Sistema de freno vista lateral



N. Anexo: Coeficientes de fricción

Coeficientes de Fricción

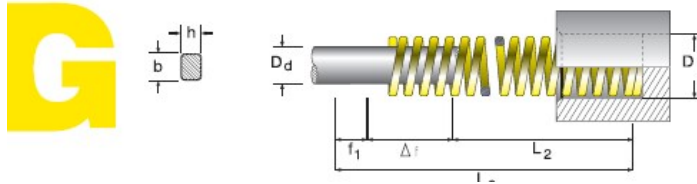
Materiales	Coef. de Fricción Estática μ_s	Coef. de Fricción Cinética μ_k
Acero - Acero	0.74	0.57
Aluminio - Acero	0.61	0.47
Cobre - Acero	0.53	0.36
Latón - Acero	0.51	0.44
Cinc - Hierro colado	0.85	0.21
Caucho - Concreto	1.0	0.8
Madera - Madera	0.25-0.5	0.2
Vidrio - Vidrio	0.94	0.4
Cobre - Vidrio	0.68	0.53
Hielo - Hielo	0.1	0.03
Teflón - Teflón	0.04	0.04
Teflón - Acero	0.04	0.04

Fuentes:

Serway. Physics for Scientists and Engineers

Sears, Z & Y. Física Universitaria

O. Anexo: Característica de resortes



D _h	D _d	L _o	N° de Catálogo	R	A		B		C		D			
					17% L _o	20% L _o	25% L _o	f _b						
b x h				N/mm	N	mm	N	mm	N	mm	N	mm		
25	12.5	25	G 25 - 025	459,0	1974	4,3	2295	5,0	2892	6,3	3351	7,3		
		32	G 25 - 032	374,4	2022	5,4	2396	6,4	2995	8,0	4006	10,7		
		38	G 25 - 038	346,0	2249	6,5	2630	7,8	3287	9,5	4152	12,0		
		44	G 25 - 044	244,0	1830	7,5	2147	8,8	2684	11,0	3514	14,4		
		51	G 25 - 051	207,5	1805	8,7	2117	10,2	2656	12,8	3611	17,4		
		64	G 25 - 064	161,0	1755	10,9	2061	12,8	2576	16,0	3445	21,4		
		76	G 25 - 076	130,8	1687	12,9	1988	15,2	2485	19,0	3519	26,9		
		89	G 25 - 089	110,5	1669	15,1	1967	17,8	2464	22,3	3414	30,9		
		102	G 25 - 102	96,3	1666	17,3	1965	20,4	2456	25,5	3534	36,7		
		115	G 25 - 115	85,7	1680	19,6	1971	23,0	2468	28,8	3454	40,3		
		127	G 25 - 127	76,3	1648	21,6	1938	25,4	2426	31,8	3441	45,1		
		139	G 25 - 139	68,9	1640	23,8	1929	28,0	2412	35,0	3280	47,6		
		152	G 25 - 152	63,5	1638	25,8	1930	30,4	2413	38,0	3397	53,5		
		178	G 25 - 178	53,9	1633	30,3	1919	35,6	2399	44,5	3444	63,9		
		203	G 25 - 203	47,0	1622	34,5	1908	40,6	2388	50,8	3299	70,2		
		305	G 25 - 305	30,9	1604	51,9	1885	61,0	2358	76,3	3402	110,1		
		32	16	38	G 32 - 038	528,2	3433	6,5	4014	7,6	5018	9,5	6021	11,4
				44	G 32 - 044	424,4	3183	7,5	3735	8,8	4668	11,0	5814	13,7
51	G 32 - 051			353,0	3071	8,7	3601	10,2	4518	12,8	5507	15,6		
64	G 32 - 064			269,2	2934	10,9	3446	12,8	4307	16,0	5384	20,0		
76	G 32 - 076			218,5	2819	12,9	3321	15,2	4152	19,0	5331	24,4		
89	G 32 - 089			180,3	2723	15,1	3209	17,8	4021	22,3	5355	29,7		
102	G 32 - 102			155,0	2682	17,3	3162	20,4	3953	25,5	5441	35,1		
115	G 32 - 115			140,0	2744	19,6	3220	23,0	4032	28,8	5460	39,0		
127	G 32 - 127			124,0	2678	21,6	3150	25,4	3943	31,8	5307	42,8		
139	G 32 - 139			112,3	2673	23,8	3144	28,0	3931	35,0	5458	48,6		
152	G 32 - 152			102,0	2632	25,8	3101	30,4	3876	38,0	5345	52,4		
178	G 32 - 178			88,2	2672	30,3	3140	35,6	3925	44,5	5371	60,9		
203	G 32 - 203			76,0	2622	34,5	3086	40,6	3861	50,8	5259	69,2		
254	G 32 - 254			60,8	2627	43,2	3089	50,8	3861	63,5	5356	88,1		
305	G 32 - 305			49,0	2543	51,9	2989	61,0	3739	76,3	5106	104,2		
40	20			51	G 40 - 051	628	5464	8,7	6406	10,2	8038	12,8	9420	15,0
				64	G 40 - 064	487	5308	10,9	6234	12,8	7792	16,0	9497	19,5
				76	G 40 - 076	379	4889	12,9	5761	15,2	7201	19,0	8831	23,3
		89	G 40 - 089	321	4847	15,1	5714	17,8	7158	22,3	8571	26,7		
		102	G 40 - 102	281	4861	17,3	5732	20,4	7166	25,5	9498	33,8		
		115	G 40 - 115	245	4802	19,6	5635	23,0	7056	28,8	8869	36,2		
		127	G 40 - 127	221	4774	21,6	5613	25,4	7028	31,8	8995	40,7		
		139	G 40 - 139	190	4522	23,8	5320	28,0	6650	35,0	8455	44,5		
		152	G 40 - 152	168	4334	25,8	5107	30,4	6384	38,0	8333	49,6		
		178	G 40 - 178	146	4454	30,3	5198	35,6	6497	44,5	8745	58,9		
		203	G 40 - 203	132	4554	34,5	5359	40,6	6706	50,8	8857	67,1		
		254	G 40 - 254	107	4622	43,2	5436	50,8	6795	63,5	9234	86,3		
		305	G 40 - 305	87,8	4557	51,9	5356	61,0	6699	76,3	9096	103,6		
		50	25	64	G 50 - 064	709	7728	10,9	9075	12,8	11344	16,0	13684	19,3
				76	G 50 - 076	572	7379	12,9	8694	15,2	10868	19,0	13642	24,2
				89	G 50 - 089	475	7173	15,1	8455	17,8	10593	22,3	13300	28,0
				102	G 50 - 102	408	7007	17,3	8262	20,4	10328	25,5	13568	33,5
				115	G 50 - 115	352	6899	19,6	8096	23,0	10138	28,8	13587	38,6
127	G 50 - 127			316	6826	21,6	8026	25,4	10049	31,8	13082	41,4		
139	G 50 - 139			274	6521	23,8	7672	28,0	9590	35,0	12960	47,3		
152	G 50 - 152			239	6166	25,8	7266	30,4	9082	38,0	11998	50,2		
178	G 50 - 178			215	6515	30,3	7654	35,6	9568	44,5	13137	61,1		
203	G 50 - 203			187	6452	34,5	7592	40,6	9500	50,8	12660	67,7		
254	G 50 - 254			153	6610	43,2	7772	50,8	9716	63,5	13311	87,0		
305	G 50 - 305			127	6591	51,9	7747	61,0	9690	76,3	13132	103,4		
63	38			76	G 63 - 076	1050	13545	12,9	15960	15,2	19950	19,0	22050	17,93
				89	G 63 - 089	875	13213	15,1	15575	17,8	19513	22,3	22400	18,31
				102	G 63 - 102	744	12934	17,3	15339	20,4	19329	25,5	22441	20,3
				115	G 63 - 115	630	12348	19,6	14490	23,0	18144	28,8	21987	34,3
				127	G 63 - 127	552	12209	21,6	14321	25,4	17967	31,8	21618	38,2
				139	G 63 - 139	488	11816	23,8	13923	30,4	17404	38,0	21427	47,2
		152	G 63 - 152	458	11816	25,8	13923	30,4	17404	38,0	21427	47,2		
		178	G 63 - 178	384	11635	30,3	13670	35,6	17088	44,5	21838	55,8		
		203	G 63 - 203	337	11627	34,5	13682	40,6	17120	50,8	22802	64,8		
		254	G 63 - 254	263	11362	43,2	13360	50,8	16701	63,5	23043	86,7		
		305	G 63 - 305	218	11314	51,9	13298	61,0	16633	76,3	23043	105,7		

Bibliografía

- [1] A. Ortiz M, Sistemas de Frenos de Emergencia para Elevadores de la Mina, Bogotá: El sevier, 2014.
- [2] T. D. Barkand, Sistemas de frenos de emergencia para los elevadores de la mina, Pittsburgh(Pennsylvania): US DP, 2010.
- [3] Enor, «Enor,» Enor, 12 Enero 2020. [En línea]. Available: <http://www.enor.es/>. [Último acceso: 25 Septiembre 2020].
- [4] Directindustry, «Directindustry,» 12 Marzo 2014. [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/capital-sala/product-15585-312306.html>. [Último acceso: 23 Abril 2020].
- [5] Ascensoresjpascual, «Ascensoresjpascual,» Ascensoresjpascual, 12 Enero 2014. [En línea]. Available: <http://www.ascensoresjpascual.com/>. [Último acceso: 23 Septiembre 2020].
- [6] Revista del Ascensor, «La Importancia del Limitador de Velocidad,» *Resvista del ascensor*, vol. 110, nº 2, pp. 20-22, 2014.
- [7] Alko-tech, «Alko-tech,» alko-tech, 12 Enero 2020. [En línea]. Available: <https://www.alko-tech.com/cl/sistemas-de-frenos-mecanicos>. [Último acceso: 23 Abril 2020].
- [8] Joskin.com, «Joskin.com,» Joskin.com, 18 Junio 2020. [En línea]. Available: <https://www.joskin.com/es/equipamientos/cisterna/dispositivos-de-frenado>. [Último acceso: 24 Julio 2020].
- [9] Directindustry, «Directindustry,» Directindustry, 23 Enero 2014. [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/wpt-power-corporation/product-31929-2134979.html>. [Último acceso: 3 Agosto 2020].
- [10] Wptpower, «Wptpower,» Wptpower, 1 Enero 2020. [En línea]. Available: <https://wptpower.com/product/pin-drive/>. [Último acceso: 24 Septiembre 2020].
- [11] Positiva, Guia tecnica para el transprte en minas subterráneas, Bogotá: Positiva, 2018.
- [12] Serminsa, «Serminsa,» Serminsa, 1 Enero 2020. [En línea]. Available: <http://www.serminsa.com/vagones>. [Último acceso: 30 Octubre 2020].

- [13] SERMINSA, «SERMINSA,» SERMINSA, 3 Enero 2020. [En línea]. Available: <https://www.serminsa.com/vagones>. [Último acceso: 24 Septiembre 2020].
- [14] Eymproductostecnicos, «Eymproductostecnicos,» Eymproductostecnicos, 12 Enero 2020. [En línea]. Available: <https://www.eymproductostecnicos.com/industria-bandas>. [Último acceso: 24 Septiembre 2020].
- [15] eyproductostecnicos, «eyproductostecnicos,» eyproductostecnicos, 12 Marzo 2016. [En línea]. Available: <https://www.eymproductostecnicos.com/industria-bandas>. [Último acceso: 11 Septiembre 2020].
- [16] J. Pascual, Cables y ascensores, Bogotá: BLP, 2017.
- [17] Cmcotraininglatam, «Cmcotraininglatam,» Cmcotraininglatam, 5 Marzo 2018. [En línea]. Available: <https://cmcotraininglatam.wordpress.com/2019/01/10/construccion-de-un-cable-de-carga/>. [Último acceso: 2 Septiembre 2020].
- [18] Emcocables, Cables: Clasificación y manejo, Bogota: Emcocables, 2018.
- [19] Iphglobal., «Iphglobal.,» Iphglobal., 18 Junio 2018. [En línea]. Available: <https://www.iphglobal.com/uploads/downloads/622805001491309987.pdf>. [Último acceso: 28 Septiembre 2020].
- [20] teoriadeconstruccion, «teoriadeconstruccion,» teoriadeconstruccion, 3 Octubre 2019. [En línea]. Available: <http://teoriadeconstruccion.net/blog/fallas-comunes-en-los-cables-de-acero/>. [Último acceso: 28 Septiembre 2020].
- [21] E. Ossa y M. Paniagua, Analisis de falla en cable de acero, Bogotá: Eafit, 2005.
- [22] teoriadeconstruccion.net, «teoriadeconstruccion.net,» 12 Marzo 2014. [En línea]. Available: <http://teoriadeconstruccion.net/blog/fallas-comunes-en-los-cables-de-acero/>. [Último acceso: 12 Septiembre 2020].
- [23] F. J. Rebollo G, Análisis de ejes ferroviarios mediante el mpetodo de elementos finitos y técnicas analíticas, Leganes (España): U.Carlos III, 2012.
- [24] LET, «LET,» LET, 12 Julio 2018. [En línea]. Available: <https://let.com.mx/>. [Último acceso: 29 Septiembre 2020].
- [25] Ingenieriaferroviaria, «Ingenieriaferroviaria,» Ingenieriaferroviaria, 2020 Mayo 2017. [En línea]. Available: <http://ingenieriaferroviaria.com.ar/2018/12/21/via-ferrea/>. [Último acceso: 17 10 Septiembre].

- [26] Minas a cielo abierto, «Minas a cielo abierto,» Minas a cielo abierto, 1 Enero 2020. [En línea]. Available: <http://jsmf1999.blogspot.com/2015/>. [Último acceso: 31 Octubre 2020].
- [27] Minas y Canteras, «Minas y Canteras,» 1 Enero 2020. [En línea]. Available: <https://www.insst.es/documents/94886/161971/Cap%C3%ADtulo+74.+Minas+y+canteras>. [Último acceso: 31 Octubre 2020].
- [28] a. R. Jamstrong y R. Menon, *Minas y Canteras*, Madrid (España): INSS, 2004.
- [29] wikipedia, «wikipedia,» wikipedia, 1 Enero 2020. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Adherencia_rueda-carril#Variaci%C3%B3n_del_coeficiente_de_fricci%C3%B3n. [Último acceso: 25 Enero 2021].
- [30] F. Castillo D, «Olimpia,» 1 Enero 2020. [En línea]. Available: http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m1/tablas%20y%20graficas.pdf. [Último acceso: 30 Octubre 2020].