

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA
SECCIÓN INGENIERÍA MECÁNICA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

TÍTULO: DISEÑO DE UN SISTEMA ESTACIONARIO DE TRANSPORTE RURAL POR CABLE PARA 1 TONELADA ENTRE PERSONAS Y CARGA PARA EL CRUCE DE UN RÍO EN EL DEPARTAMENTO DE HUÁNCVELICA, PROVINCIA DE HUAYTARÁ.

Tesis a fin de optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el alumno:

RICARDO ANDRÉS CHÁVEZ MOROCHO

ASESOR: Dr. Luis Cotaquispe Zevallos

Lima, diciembre del 2015

RESUMEN

En el año 2007 se realizó un censo en el cual se evidenció que poco más del 24% de habitantes en el Perú se encuentra en poblados rurales. En un país tan accidentado geográficamente, miles de estos pueblos se sitúan en montañas o tan cerca de ríos que ven imposibilitada su interacción con las carreteras, colegios o hasta postas médicas, muchas otras veces los habitantes viven de sus cosechas y tienen que venderlas cruzando el río, este aislamiento frena su progreso como sociedad.

El Perú se encuentra frente a una real necesidad que no es capaz de cubrir, esta tesis busca mostrar una alternativa tecnológica de transporte viable para problemas de este tipo cuyas características incluyan bajo costo, bajas capacidades, y gran versatilidad en cuanto a terrenos: el transporte por cable. Este sistema movilizará, mediante una cabina, 1 tonelada de carga total (incluido el peso de la cabina) a 1.5 m/s en un trayecto con luz de 247 metros horizontales y 53 metros verticales para cruzar un río en el centro poblado de Willcayoc, provincia de Huaytará departamento de Huancavelica.

El diseño del sistema de transporte presentado comienza por una breve introducción al transporte por cable, seguido de la elección del sistema ideal mediante la metodología de diseño, luego se realizan los cálculos y selección de componentes para finalizar con el cálculo de costos implicados y conclusiones acerca de lo observado. Debido a la gran extensión de esta tesis, parte de los cálculos han sido colocados en los anexos mostrados en el disco adjunto.

El sistema de transporte consta de dos cables estacionarios de 22 mm que sirven de guía para un cable de 10 mm que arrastra a la cabina mediante el giro de un tambor que la recoge. Todo el conjunto es accionado por un motor trifásico de 10 HP conectado a un reductor epicicloidial. El sistema tiene frenos de disco de emergencia y es controlado por un variador de velocidades, todo soportado por una estructura. La cabina, por otro consta de una canasta oscilante conectada a un carro de rodaduras y tiene un freno que actúa solo en casos de emergencia cuando se produce la rotura del cable tractor, para otros casos actúa el freno de emergencia.

El costo aproximado de los componentes mecánicos es de s/. 90,035.07 y el estimado total incluyendo las obras civiles asciende a s/.353,540.25, este presupuesto es viable cuando se compara con el de un puente peatonal colgante de 40 metros (s/.581,026.09) en términos de distancias y velocidades recorridas, todo de manera segura.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
1. INTRODUCCIÓN AL TRANSPORTE POR CABLE.	3
1.1. DESARROLLO HISTÓRICO DEL TRANSPORTE POR CABLE	3
1.2. COMPONENTES DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE POR CABLE	5
1.2.1. Cables	6
1.2.2. Cabina	7
1.2.3. Estaciones	8
1.2.4. Sistema Motriz	9
1.2.5. Frenos	11
1.3. CLASIFICACIÓN Y CARACTERÍSTICAS	12
1.3.1. Por el movimiento de la cabina	12
1.3.2. Por la función de los cables	13
2. ELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE	16
2.1. LOCALIZACIÓN DEL PROYECTO	16
2.1.1. Condiciones de la zona	17
2.1.2. Perfil del trazado	19
2.2. EXIGENCIAS DEL PROYECTO	20
2.3. ELECCIÓN DEL SISTEMA ADECUADO	23
2.3.1. Alternativas para arreglos de cables	24
2.3.2. Evaluación de las alternativas	28
2.3.3. Descripción de la alternativa óptima	31
3. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE POR CABLE	33
3.1. SELECCIÓN DE CABLES	33
3.1.1. Cables carriles o portadores	33
3.1.2. Cable tractor	42

3.2.	SELECCIÓN Y DISEÑO DE COMPONENTES DEL SISTEMA MOTRIZ	47
3.2.1.	Tambor de arrollamiento	47
3.2.2.	Reductor	48
3.2.3.	Motor freno	51
3.2.4.	Freno de emergencia	57
3.2.5.	Consideraciones de control	60
3.2.6.	Polea compensadora	62
3.2.7.	Estructura de soporte	63
3.3.	DISEÑO DE LA CABINA DE TRANSPORTE	65
3.3.1.	Canasta de la cabina	65
3.3.2.	Sistema de freno de carro	71
3.3.3.	Carro de rodadura de la cabina	74
3.3.4.	Consideraciones adicionales de la cabina como conjunto	81
3.4.	CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DE LAS ESTACIONES	82
3.4.1.	Soportes del cable carril	82
3.4.2.	Anclaje del cable carril	83
4.	ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE	86
4.1.	ESTIMACIÓN DEL COSTO DE LOS CABLES	86
4.2.	ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL SISTEMA MOTRIZ	87
4.2.1.	Componentes seleccionados	87
4.2.2.	Componentes diseñados	87
4.3.	ESTIMACIÓN DEL COSTO DE LA CABINA	89
4.3.1.	Costo de la canasta	89
4.3.2.	Costo del freno de carro	90
4.3.3.	Costo del carro de rodadura	90
4.4.	COMPARATIVA DE COSTOS CON PUENTES	91
	CONCLUSIONES	93

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	94
BIBLIOGRAFÍA	95



INTRODUCCIÓN

En países que presentan regiones muy accidentadas geográficamente, el aislamiento de pueblos es un problema muy común; observado con mayor gravedad en zonas rurales y causadas principalmente por caminos irrecorribles o no existentes ya sea en una caudalosa crecida de río durante ciertas épocas del año, acantilados e inclusive montañas cuyas peligrosas pendientes imposibilitan el movimiento a través de ellas. Esto claramente limita el desarrollo de la comunidad y de la región, además de la calidad de vida de los habitantes.

El Perú no es ajeno a esto, por el contrario, al ser muy diverso geográficamente y encontrarse en vías de desarrollo, presenta este problema con gran frecuencia. Son centenares los centros poblados y caseríos dentro de nuestro país cuyo crecimiento es afectado de esta forma, y aunque son utilizadas algunas medidas para evitarlo, claramente no satisfacen la real necesidad frente a la cual nos encontramos. Conocida la amplitud del problema, existe una necesidad de localizarlo de manera más específica para poder estudiarlo y enfrentarlo con mayor eficacia; es por esto que la tesis a continuación tendrá únicamente como enfoque la solución del problema descrito anteriormente causado por la crecida de río en el centro poblado de Willcayoc, provincia de Huaytará departamento de Huancavelica, un pueblo cuyo contexto puede representar a cientos de pueblos en la costa e interior del país.

La alternativa de solución más común utilizada en el Perú es el puente peatonal colgante; sin embargo, la utilización de este tiene ciertas limitaciones, principalmente la distancia a cruzar y su emplazamiento. Otra alternativa importante es la oroya, una versión artesanal del sistema de transporte por cable, lamentablemente estos medios son poco confiables en cuestiones de seguridad y la luz que pueden atravesar es pequeña al igual que las cargas que logran transportar. Superando estas limitaciones mencionadas, el sistema de transporte aéreo por cable entra como una solución viable: “Se trata en general del problema de transportar diariamente tonelajes en estos casos no muy elevados, de una manera continua y en unas condiciones impuestas por el terreno en cuanto al trazado de su perfil longitudinal, que se encuentran su mejor solución mediante el empleo del sistema de transporte funicular aéreo.” (Roa, 1970)

Esta tesis busca aportar a la Ingeniería Mecánica con las bases para el diseño de un sistema estacionario de transporte aéreo por cable de características similares mediante el cálculo y selección de los elementos necesarios para transportar la carga de una

manera más segura y eficiente que la otorgada por la tecnología actual de oroyas implementadas alrededor del país, cubriendo a su vez, mayores distancias y cargas que las cubiertas por puentes peatonales colgantes implementados en su lugar.



1. INTRODUCCIÓN AL TRANSPORTE POR CABLE.

Se entiende por transporte por cable a un sistema en el cual una cabina o medio de transporte es jalado por un cable, trasladándolo de un lugar a otro por el camino que se le imponga; este camino puede ser conformado por otros elementos externos tales como rieles, cables portadores fijos o hasta por el mismo recorrido del cable móvil desviado por poleas, es por esto que este tipo de transporte presenta superioridad en la versatilidad de su recorrido con respecto a otros.

1.1. DESARROLLO HISTÓRICO DEL TRANSPORTE POR CABLE

No es ninguna novedad que el uso de cuerdas ayudó al desarrollo de la humanidad desde tiempos inmemorables, alrededor de todos los continentes existen vestigios de sistemas de transporte remotos, hace más de mil años, en donde cuerdas cumplen las mismas funciones que los cables en los Teleféricos de hoy en día, estos sistemas trasladaban personas y eran mayormente impulsados por la necesidad de superar los obstáculos geográficos impuestos para los pueblos en todo el mundo.



Figura 1.1: Antiguo teleférico japonés de más de 500 años.
Seeber, A. (2011). *The Renaissance of the Cableway*. Pág 16

Inicialmente es Europa a mediados del siglo XIX, gracias a las complicadas pendientes derivadas de sus montañas y nevados, el pionero del desarrollo tecnológico del transporte por cable así como de la industria del mismo que lidera en el mundo actualmente. Este se inició para el transporte de materiales y carga muerta; sin embargo,

a inicios del siglo XX, la confianza en este tipo de transporte aumentó de la mano con la tecnología, y el transporte de personas como una necesidad permitió la consolidación del transporte por cable como un medio alternativo de transporte de personas. Aunque la invención del automóvil desplazó su desarrollo en ciudades a mediados del siglo XX, el turismo de invierno en las montañas Europeas lo acogió como el mejor medio de transporte. Luego, empezó a solucionarse problemas de transporte para los pueblos en las zonas más altas y frías del continente, ahora la industria del transporte por cable cubre muchas necesidades de todo tipo desde transporte urbano masivo en ciudades, transporte alternativo en minas y plantas, turístico e incluso de entretenimiento para los nevados y ski resorts, en la actualidad existen cerca de 14 mil teleféricos en todo el mundo.



Figura 1.2: Huario del Río Pozuzo- Perú

Fuente: <https://www.flickr.com/photos/65990097@N03/15627353805/> (11/2014)

A pesar de que se usan versiones remotas e inseguras de oroyas a lo largo del país con tecnologías similares a las usadas hace 1000 años en otros continentes, es importante mencionar que en la actualidad en el Perú no existe ningún teleférico moderno implementado hasta la fecha. Además, existen proyectos de inversión pública con miras a grandes teleféricos turísticos y urbanos, también existen versiones pequeñas de sistemas de transporte por cable tal como el “Huario” (en etapa de implementación).

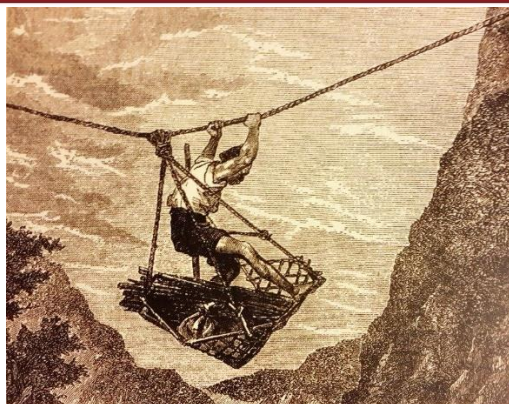


Figura 1.3: Oroja japonesa de más de 1000 años.
Seeber, A. (2011). *The Renaissance of the Cableway*. Pág 16



Figura 1.4: Oroja actual en la selva del Perú

1.2. COMPONENTES DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE POR CABLE

Necesarios para hacer posible el transporte en circunstancias buenas y seguras, se describen los principales elementos en los sistemas de transporte por cable a continuación: cables (portador y tensor o tractor), cabinas, estaciones (motriz y de retorno), sistema motriz y frenos.

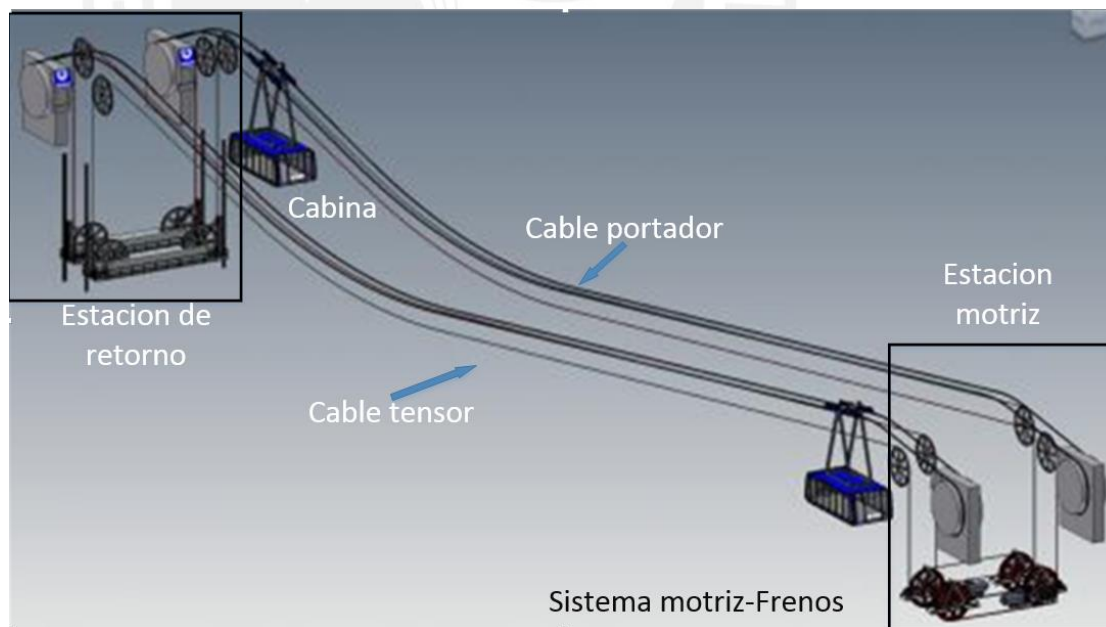


Figura 1.5: Esquema de instalación tricable de Lugares de Nieve en Hörnli Hütte – Urdenfürggli, Suiza
<http://www.lugaresdenieve.com/?q=ca/node/12399>

1.2.1. Cables

Para iniciar es necesario definir la geometría del perfil o camino que se quiere atravesar. Luego se elegirá la guía por la cual avanzará la carga: excepcionalmente para caminos terrestres se opta por el funicular el cual es guiado por rieles fijos al piso, para todos los demás sistemas de transporte es un cable el que realiza esta tarea y es denominado cable portador. Finalmente se seleccionará el cable que transmitirá la fuerza de tracción que moverá a la cabina, a este cable se le denominará cable tensor.

Así se definen los tres tipos principales de cables: cables portadores, los que funcionan de guía únicamente, cables tensores, los que funcionan para mover la cabina situada sobre un cable portador con movimiento libre respecto a este último, y finalmente los cables tractores que cumplen ambas funciones a la vez. Es importante notar que la forma interna del cable varía notablemente dependiendo de cuál función de las expuestas anteriormente cumple, aquí ejemplos de las diversas secciones de los cables.

Para cables portadores se usan los siguientes tipos de cable denominados cables cerrados o en "Z", estos presentan superficies continuas y uniformes, una gran resistencia a la tracción, flexión y compresión, no presentan el denominado barbeo del cable (al romperse un hilo, se destrenzan entre sí perdiendo su integridad), una elongación aceptable y buen comportamiento frente a la corrosión. En la figura 1.6 se muestran tres tipos de construcción para cables portadores.

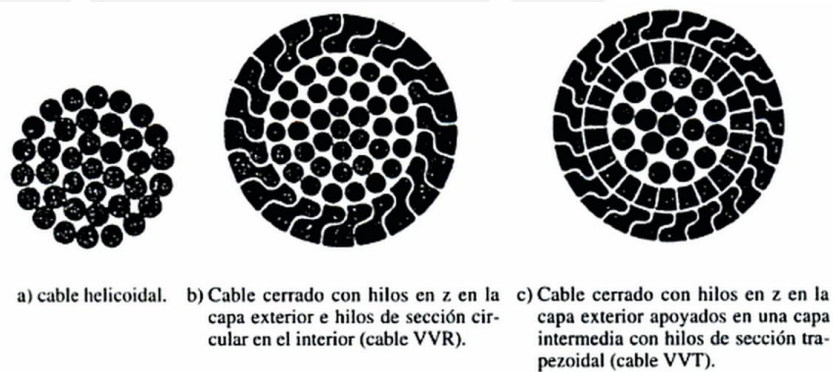


Figura 1.6: Distintas tipologías de cables portadores
Antonio Miravete. Transportadores y elevadores. Pág. 366.

Además para los cables tensores y tractores se utilizan las construcciones mostradas en la figura 1.7, capaces de soportar mayores tensiones de trabajo sin la necesidad de una superficie lisa pues se encuentran fijos a la cabina. Estos tipos de cable se encuentran

en todo equipo o instalación para izaje de carga con cable en distintas construcciones. Estos cables pueden empalmarse entrelazándose las trenzas de dos extremos del mismo tipo de cable formando un anillo cerrado necesario para la mayoría de sistemas de transporte por cable con circuito cerrado de cable tractor.



Figura 1.7: Construcciones de cables tractores comerciales.
<http://www.csbeaver.com/cablesdeacero.html>

Propiedades como la resistencia frente a la corrosión, compresibilidad, resistencia a la torsión y más son importantes también al seleccionar los cables, y estas varían con su construcción y recubrimientos.

1.2.2. Cabina

Esta conforma, junto a lo que se requiere transportar en el interior, la carga a trasladar y sus características varían dependiendo de varios factores.

El tamaño y la estructura se calculan tomando en cuenta básicamente las necesidades de carga como el peso total a transportar, además de qué es lo que se quiere transportar (carga viva o muerta) ya que esto define los factores de seguridad empleados posteriormente.

La forma de la cabina además guarda una estrecha relación con la configuración de los cables que la soportarán y guiarán, es decir, el carro que la soporta está diseñado únicamente para cada diámetro de cables y número de estos. Condiciones ambientales definen también si es que la cabina debe permanecer abierta o cerrada, así como condiciones económicas y de operación imponen la necesidad de energía e impulso propio para las cabinas mediante celdas solares, conductores eléctricos viajando a través de los cables o hasta accionamientos manuales de emergencia. Las posibilidades son bastas y es la cabina con cada peculiaridad única a cada proyecto la que dice más que cualquier otro elemento de las características del sistema.



Figura 1.8: Cabina de Teleférico de ECOLVIAS- Colombia

Fuente: <http://ecolvias.com.co/trayectoria.html>



Figura 1.9: Cabina de Blondín de ECOLVIAS de Caldas- Colombia

En la figura 1.10 se puede apreciar el carro donde se encuentran las poleas y se apoya la cabina en los cables portadores negros, la mordaza o pinza fijada al cable tensor gris, y finalmente la cabina suspendida de gran capacidad.



Figura 1.10: Cabina de teleférico de Nueva York
 Seeber, A. (2011). The Renaissance of the Cableway. Pág 36

1.2.3. Estaciones

Se llama estación al lugar donde se ubica el sistema motriz y se realiza la carga o descarga de las cabinas; en esta se reflejarán todas las fuerzas generadas en el cable y por la cabina a lo largo de toda la línea. La arquitectura de la estación depende de cooperar con la ergonomía del sistema y la facilidad de operación además de cumplir con el requerimiento de soportar las cargas de tracción reflejadas a esta.

Estas estaciones están ubicadas en los extremos del recorrido y generalmente una tiene el sistema motriz instalado, a esta se le llama estación motriz, mientras que a la otra estación de retorno y acoge al sistema de tensión del cable ya sea por contrapesos o sistemas hidráulicos que trasladan las poleas. Para grandes trazados, o trazados no rectos con ángulos pronunciados, se utilizan estaciones intermedias que ofrecen la posibilidad de obtener un giro en la trayectoria de la cabina, además de la posibilidad de desembarco a los pasajeros en distintos puntos del recorrido.

Como apoyos del cable entre estaciones se suele utilizar torres de soportes denominados pilonas, estas generalmente son de acero y junto a un conjunto de poleas y balancines ayudan a reducir las flechas generadas por los cables, funcionarán como apoyos para estos y como tensores para reducir la catenaria. En la figura 1.11 se muestra la típica estación de LEITNER para telecabinas.



Figura 1.11: Estación de telecabina de Uludag, Turquía-LEITNER

Fuente: <http://www.nevasport.com/noticias/art/42232/Uludag-inaugura-el-telecabina-mas-largo-del-mundo/>

1.2.4. Sistema Motriz

Este es el sistema encargado de hacer posible el movimiento de la cabina, tiene muchas configuraciones dependiendo de la capacidad de carga, disponibilidad de energía en la zona, entre otros. Consta principalmente del motor que acciona a un reductor a su vez conectado a una polea o tambor cuya principal función es recoger el cable y generar el torque necesario para mover la cabina, ya sea desde una estación fija en los extremos del camino, o dentro de la cabina para casos muy particulares.

En la figura 1.12 se puede observar un esquema de accionamiento para sistemas de transporte por cable con tambor o winche; por otro lado, en la figura 1.13 se aprecia una polea motriz y sus partes, entre ellas el árbol de transmisión y la corona para accionamientos de emergencia.

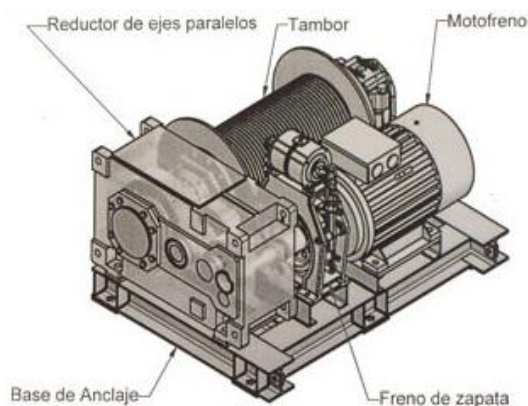


Figura 1.12: Esquema de accionamiento de un tambor motriz de arrollamiento

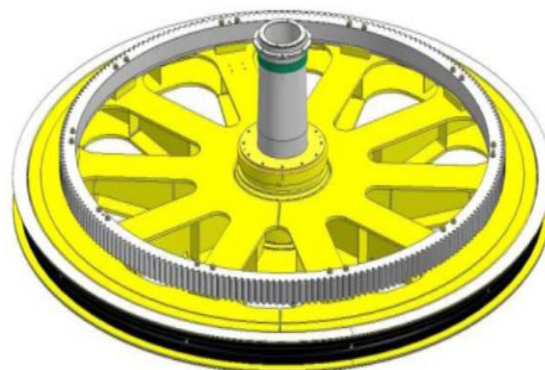


Figura 1.13: Esquema de Polea motriz

El motor eléctrico asíncrono conectado a una red trifásica funciona de forma muy eficiente para casi todas las instalaciones y cumplen con todos los requerimientos de carga a los que generalmente se someten; sin embargo, en ausencia de redes eléctricas es posible usar también grupos electrógenos y hasta motores de corriente continua conectados a paneles solares (este último para potencias pequeñas de traslado) y aunque estas opciones son poco frecuentes funcionan como soluciones a problemas de alimentación. El reductor, necesario debido a las bajas revoluciones a las que se trabaja, puede variar en configuración dependiendo del sistema motriz y el diseño del lugar en el cual se coloque este. Para estaciones de uso civil y mayor magnitud, es necesario contar con sistemas motrices de emergencia, generalmente motores de combustión interna, para complementar el suministro de energía en caso falle la red eléctrica principal.

Es común utilizar una polea motriz y otra de retorno para generar un movimiento continuo del cable que tensiona la cabina mediante la fricción generada, invirtiendo la dirección de giro del motor puede invertirse el movimiento y lograr el retorno. Otra opción consiste en utilizar un tambor que recoge la cuerda tensora a medida que avanza la cabina, esta opción es posible para cuerdas tensoras de bajo diámetro y baja tensión ya que pueden ser recogidas con facilidad y sin flexionarse en exceso, también es requisito que las pendientes sean lo suficientemente elevadas para permitir el descenso, pues de ser muy

reducida la pendiente la cabina no bajará por su propio peso y puede quedarse atascada en medio del camino pues el cable no generará fuerza de empuje alguna.

1.2.5. Frenos

Aunque el freno es parte del sistema motriz se menciona como un componente aparte debido a su importancia. Pueden existir hasta tres sistemas de frenado distintos para una misma estación, nuevamente dependiendo de los requerimientos de operación y capacidad de transporte.

El método de frenado más común es mediante el manejo del motor eléctrico que acciona generalmente este tipo de sistemas, se controla el mismo con un variador de frecuencias y se genera una resistencia al movimiento de la inercia de las cabinas, se puede obtener también energía de este frenado.

Además de eso existen otros dos tipos de freno mecánicos los cuales comúnmente consisten en zapatas de fricción que actúan directamente en la polea motriz mediante distintos mecanismos de acción. El primero es llamado freno de servicio o de parking, el cual se activa cuando la velocidad ya ha sido reducida a cero y confirmará que la polea no se mueva por causas externas al motor, mientras que el segundo freno es el de emergencia y se activa con la polea en movimiento en momentos de emergencia y tiene la capacidad de reducir la velocidad nominal a 0 en un cierto intervalo de tiempo regido por normas. En la figura 1.14 se muestra el freno de emergencia y parking que actúa directamente en la polea motriz en el funicular de Kiev-Ucrania.



Figura 1.14: Zapata de freno en funicular de Kiev-Ucrania
<http://bashny.net/t/es/275841>

Aunque esta configuración se da para los sistemas de transporte por cable de mayor magnitud y que se accionan con motores eléctricos, es posible también usar un solo freno que cumpla las tres funciones con la condición de que mantenga la capacidad de frenado de emergencia a pesar de su uso continuo. Esta opción es más atractiva cuando se encuentra con bajas potencias de traslado al ser más económica y cumplir con el objetivo de frenado siempre y cuando no ponga en riesgo el traslado.

1.3. CLASIFICACIÓN Y CARACTERÍSTICAS

Existen numerosas alternativas cuando se trata de transporte por cable, el conocerlas y diferenciar sus ventajas y desventajas para distintas necesidades es importante a la hora del diseño de estos sistemas. Se presentan dos criterios de clasificación a continuación: por el movimiento de la cabina y por la función de los cables.

1.3.1. Por el movimiento de la cabina

El primer tipo de movimiento es de vaivén mostrado en la figura 1.15, se diferencia por los viajes intermitentes realizados por las cabinas sobre una misma guía, el cable portador. En este tipo de estaciones la tracción cambia de giro cada vez que acaba el recorrido, haciendo necesaria la inversión de giro de la polea o tambor que logran el movimiento. Los traslados no son continuos y generalmente se usan dos cabinas una en cada lado de los tambores, aunque puede usarse una cabina únicamente para casos de menor capacidad de transporte.

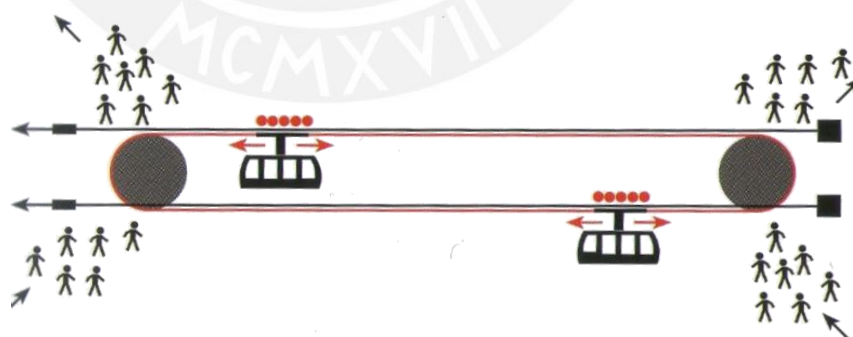


Figura 1.15: Esquema de una instalación con movimiento vaivén
Seeber, A. (2011). *The Renaissance of the Cableway*. Pág 35

El segundo es denominado movimiento continuo, en el cual las cabinas recorren varios ciclos de viaje siguiendo la trayectoria del cable que los lleva. Este tipo de instalaciones cuentan con grandes flujos de pasajeros, muy utilizadas para transporte urbano y turístico por esta razón. En la figura 1.16 se muestra un esquema del mismo.

Aunque el motor tenga una carga y dirección constante con el tiempo, son necesarios sistemas de sincronización en las estaciones, los cuales permiten que las cabinas puedan reducir su velocidad para la carga y descarga de pasajeros además de solucionar el problema mecánico generado al pasar el cable con la cabina a través de las poleas. Estos sistemas de sincronización desconectan temporalmente la cabina del cable tractor y la movilizan por la estación mediante engranajes y correas hasta que se finalice la carga y descarga de personas y se vuelva a acoplar la cabina al cable.

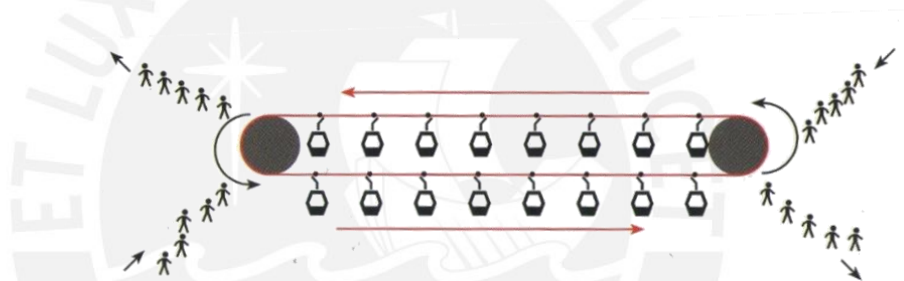


Figura 1.16: Esquema de una instalación con movimiento vaivén
Seeber, A. (2011). *The Renaissance of the Cableway*. Pág 35

1.3.2. Por la función de los cables

La configuración de los cables y su función es uno de los principales criterios usados para diferenciar un sistema de cable. Para el movimiento, existen dos funciones que tiene que satisfacerse, la tracción de la cabina mediante un cable, y el soporte de esta mediante una guía que impondrá el camino a recorrerse. Debido a que se usará este criterio posteriormente para elegir el sistema de transporte se nombrarán brevemente los distintos tipos, luego serán detallados mejor.

El primer caso es el sistema monocable en el cual un solo cable, el cable tractor, cumple ambas funciones citadas anteriormente, una cabina enganchada a un cable es trasladada junto con este siendo él mismo el que soporta enteramente el peso y la tracción de traslado. Debido a los mayores requerimientos del cable, este tipo de sistemas genera mayores esfuerzos sobre las poleas y mayores flechas en la catenaria

generada por el cable, es por esto que se utilizan para menores luces o con la ayuda de pilonas de apoyo. Este sistema tiene la mayor capacidad de transporte aéreo debido a que genera un movimiento continuo de las cabinas y el número de cabinas puede llegar a ser muy elevado. En la figura 1.17 se observa un sistema monocable con pinza desembragable.

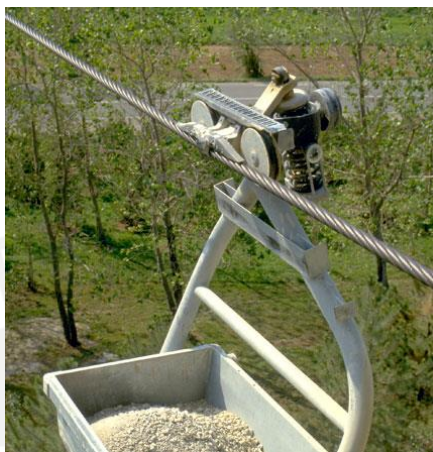


Figura 1.17: Pinza desembragable de sistema monocable blondín de VITAC, POMA.
<http://www.poma.net/es/project/index/view/id/28>

Otro sistema importante es el sistema bicable (ver figura 1.18), en el cual un cable fijo sirve como guía aérea, y el carro reposa sobre este mediante ruedas, a su vez otro cable, el cable tensor, el cual está acoplado al sistema motriz, es el que genera el movimiento de traslado libremente, el carro está enganchado a este último cable mediante una pinza. Este sistema permite grandes tensiones en el cable portador por ser este fijo, lo que es conveniente para distancias mayores en comparación al sistema anterior.

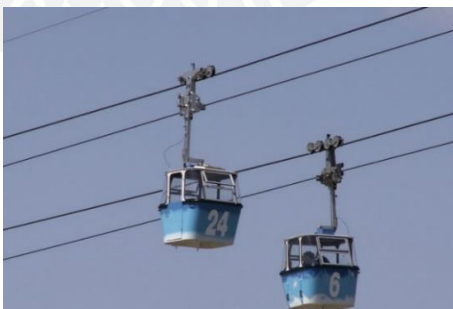


Figura 1.18: Teleférico bicable de Madrid.
<http://www.funiculars.eu/2014/11/14/que-es-un-funicular-1/>

Estas configuraciones son modificadas generalmente aumentando el número de cables, por ejemplo, el sistema tricable es similar al bicable solo que consta de dos cables portadores en vez de uno, lo que logra mayores capacidades de carga, mejor estabilidad

de la cabina y mayores distancias cubiertas para la misma carga. Existen también sistemas con doble tracción que consisten en una cabina enganchada a dos cables tractores en movimiento como el monocable, este sistema también es utilizado para grandes distancias ya que ofrece mayor capacidad de carga que el monocable; como esta, muchas variaciones pueden hacerse para satisfacer las necesidades de carga.

Otro ejemplo es el funicular, un transporte terrestre manejado por cable, este consta de una cabina que reposa en un riel que actúa como cable portador, a su vez es traccionada por un cable tensor. Este sistema es muy utilizado por su capacidad de superar grandes pendientes en comparación con los ferrocarriles comunes, pero con menores distancias que estos. En la figura 1.19 se muestra un funicular atravesando un perfil de gran pendiente.



Figura 1.19: Funicular de Artxanda en Bilbao, España.
<http://www.bilbao.net/cs/Satellite/funicularArtxanda/Archivo-Fotografico-del-Funicular/es/100001149/Contenido>

Finalmente existen versiones de sistemas de transporte por cable de pequeñas capacidades, por lo general con una sola cabina y luces menores a 500 metros, a las cuales se le denomina en Latinoamérica como Tarabita o en el Perú como HUARO. El huario puede tener cuantos cables portadores y tractores necesite y al tener una cabina su movimiento se considera de vaivén.

El diseño de huarios sigue los mismos principios de cálculo y formas constructivas que en un teleférico, y aunque no existan normas que rijan su dimensionamiento por la poca difusión en nuestro país, su implementación alrededor de zonas rurales en países accidentados geográficamente es beneficiosa por los bajos costos, capacidades y versatilidad que presentan.

2. ELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE

Para elegir y diseñar el mejor sistema adecuado a la región a la que se apunta, es importante estudiar las alternativas brindadas por las tecnologías existentes y disponibles para adecuarlas de la mejor manera a la localización y forma del terreno por el cual se optó. Por esta razón, antes de comenzar con el diseño, se describirá brevemente la localización y la razón de su elección seguido de las variables que determinarán el tipo de sistema a seleccionar y finalmente la metodología utilizada para la elección del sistema óptimo.

2.1. LOCALIZACIÓN DEL PROYECTO

Durante el año 2014, el Presidente de la República ordenó, mediante un proyecto de inversión pública, la implementación de más de 1100 sistemas de transporte por cable o “Huaros” en todo el país, eligiendo centros poblados que presenten problemas de aislamiento.

Para este trabajo se ha elegido el perfil de un río cercano al centro poblado de Willcayoc, provincia de Huaytará departamento de Huancavelica (km 93 de la Vía Libertadores Huari). Pueblos de este tipo ven su desarrollo frenado pues es muy difícil el contacto de sus habitantes con el resto de la región, ya sea por medio de caminos, redes de servicios o hasta señales de comunicación. En las figuras 2.1 y 2.2 se observan imágenes del trazado y alrededores del pueblo mencionado.



Figura 2.1: Centro poblado de Willcayoc (Fuente: Elaboración propia)



Figura 2.2: Fotografía satelital del centro poblado de Willcayoc y trazo de cruce del río (color rojo)
(Fuente: Google Maps)

Dicho centro poblado se encuentra en una montaña y aislado de la carretera por un río, gracias a esto, los pobladores tienen que desviar su camino por una ruta alterna que no solo puede ser considerada exhaustiva, con una longitud mayor a 5 kilómetros que les toma casi 2 horas por lo complicado de la misma, sino también extremadamente peligrosa pues los derrumbes frecuentes hacen que bordear la montaña como de costumbre sea una cuestión de vida o muerte; sin embargo, es necesario que todas las personas de este pueblo de cerca de 200 habitantes lleguen a la tan ansiada carretera, entre niños cuyo colegio se encuentra en la carretera, adultos con productos agrícolas que comerciar e incluso heridos que necesitan ayuda proveniente de la única posta médica de la zona.

En las figuras 2.3 y 2.4 se puede apreciar las condiciones actuales en las que se encuentra la ruta alternativa la cual es seguida de un puente peatonal colgante que brinda ciertas dificultades de uso, especialmente con cargas pesadas a la mano como lo es la producción agrícola del día. No es necesario mencionar que este no es un caso aislado en nuestro país, esta es la razón de la comentada decisión del gobierno de implementar dichos sistemas, la versatilidad geográfica que presentan, pues el puente peatonal colgante tiene ciertas dificultades de emplazamiento, obligando esto a desviar su construcción acorde con los caprichos de cada río y valle a cruzar.



Figura 2.3: Derrumbe en el camino al centro poblado de Willcayoc (Fuente: Elaboración propia)



Figura 2.4: Puente peatonal a 5km del centro poblado de Willcayoc (Fuente: Elaboración propia)

2.1.1. Condiciones de la zona

Conocida la importancia del proyecto, los problemas que soluciona la alternativa técnica a presentar y los beneficios no solos económicos generados pero también sociales, se muestran algunos datos importantes tomados de la zona que ayudarán posteriormente

con las consideraciones necesarias y colocación del sistema de transporte del que se habla.

El proyecto se encuentra a una altura aproximada de 1700 msnm, las temperaturas tomadas de la base de datos del SENAMHI (figura 2.5) provienen del distrito vecino de San Antonio de Cusicancha, en la provincia de Huaytará, pues la oficina de estadística no cuenta con datos del lugar exacto. Con miras al cálculo y selección de equipos posterior, se mencionarán las temperaturas críticas, para esto la figura muestra que el mes de octubre del año 2013 presento una temperatura mínima de 4.5°C durante pocas horas de la noche mientras que la máxima se encuentra en el mes de junio y no supera los 23°C; estos datos no son muestra de situaciones extremas en el clima.

Estación : CUSICANCHA, Tipo Convencional - Meteorológica												
Departamento : HUANCVELICA			Provincia : HUAYTARA			Distrito : SAN ANTONIO DE CUSICANCHA			Ir : 2013-10			
Latitud : 13° 29' 29"			Longitud : 75° 18' 18"			Altitud : 2657						
Dia/mes/año	Temperatura Max (°c)	Temperatura Min (°c)	Temperatura Bulbo Seco (°c)			Temperatura Bulbo Humedo (°c)			Precipitacion (mm)		Direccion del Viento 13h	Velocidad del Viento 13h (m/s)
			07	13	19	07	13	19	07	19		
01-Oct-2013	8.5	6.2	11	16.8	10.3	8.4	15.6	7.2	0	0	NW	4
02-Oct-2013	19	7.1	11.5	18.2	11	8.5	16.8	7.4	0	0	W	5
03-Oct-2013	19.7	6.8	10.8	17.6	11.2	8.2	15.4	7	0	0	E	5
04-Oct-2013	18.7	4.5	10.8	17.3	9.8	8	16.2	7.5	0	0	NW	4
05-Oct-2013	17.8	5.8	9.8	16	10	8.1	14.5	7.4	0	0	S	4
06-Oct-2013	19.4	7.2	11.5	18.2	10	8.6	16	7.1	0	0	NE	5
07-Oct-2013	18.6	4.8	11	16.2	10.7	8.5	14.8	7.2	0	0	N	4
08-Oct-2013	19	7.3	11.8	18	10	8.4	16	7.6	0	0	NW	6
09-Oct-2013	19.6	6.5	11.2	17.6	11	8.6	15.8	7.4	0	0	SE	4
10-Oct-2013	19.4	7.2	11	17.3	10	8	15.6	7.1	0	0	SW	5
11-Oct-2013	20.5	7.5	10.4	18.6	11	9.8	16	7.5	0	0	C	
12-Oct-2013	19.2	5	11	17.6	10.4	8.2	14.8	7	0	0	S	3
13-Oct-2013	17.8	4.5	10.2	15.8	9.7	8.3	13.7	7.4	0	0	NE	5
14-Oct-2013	18.7	6	10	16.2	9.8	9.8	14.5	7	0	0	S	5
15-Oct-2013	19.4	5.4	11	17.5	10.2	9.6	16	7.3	0	0	NW	4
16-Oct-2013	17.8	4	10	16.4	11	8.5	14.6	7	0	0	SW	4
17-Oct-2013	19.4	7	11	18	10	9.8	16.5	7.2	0	0	W	3
18-Oct-2013	18.6	5	11	16.4	10	8.6	14	7.3	0	0	N	4
19-Oct-2013	20	7.2	11.8	18.4	11	9.5	16.7	7.6	0	0	NE	4
20-Oct-2013	19.8	4.2	11.4	17.9	10.6	8.5	16.2	7.1	0	0	NW	4
21-Oct-2013	18.7	4.6	10.6	16.4	11	8.5	14.7	7.2	0	0	SW	5
22-Oct-2013	19	5.2	10.6	18.1	10	8.7	16.4	7.8	0	0	SW	4
23-Oct-2013	19.4	5.6	11.8	18.2	10	9.7	16.5	7.3	0	0	NW	5
24-Oct-2013	19.6	7.4	11.6	18	11	9.8	16.5	7.2	0	0	S	5
25-Oct-2013	18.9	6.4	11	17.4	10	9.7	15.6	7.4	0	0	NE	5
26-Oct-2013	17.5	4.8	10	15.8	9.6	8.5	13.4	7	0	3.4	S	5
27-Oct-2013	17.8	7	11.6	15.4	10	9.8	13.2	7.1	.2	10.4	NE	4
28-Oct-2013	19.5	7.4	11.8	17.6	11	10	15.2	7.4	0	0	W	4
29-Oct-2013	19	5.7	10.8	17	10	8.6	14	7.2	0	0	SW	5
30-Oct-2013	18.7	6.2	11.7	16.5	11	9.8	14.7	7	0	0	W	4
31-Oct-2013	19	7.2	11.8	17.5	10	9.6	15.4	7	0	0	SE	5

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística
 * Informacion sin Control de Calidad
 * El uso de esta Informacion es bajo su entera Responsabilidad

Figura 2.5: Datos históricos climatológicos del SENAMHI para la provincia de Huaytará
 Fuente: http://www.senamhi.gob.pe/include_mapas/_dat_esta_tipo.php?estaciones=156121

Es importante resaltar que Huaytará no es una zona de lluvias extremas, de igual manera la cabina, estaciones y demás elementos a diseñar tendrán medidas de seguridad para evitar que la lluvia dañe la integridad del sistema.

Por otro lado el viento es un factor importante a la hora de calcular solicitaciones de esfuerzos, esto se mencionará con mayor detalle en capítulos posteriores; sin embargo, se muestra a continuación datos del departamento de Huancavelica acerca del estudio

de vientos por el organismo Deltavolt (figura 2.6). Estos datos muestran que la zona donde se ubica el proyecto (sur-oeste de Huancavelica, colindante con el departamento de Ica) presenta vientos con velocidades no mayores de 4 m/s, lo que no presenta riesgos pues se diseñará el sistema para valores mayores siguiendo la norma europea de instalaciones de cable EN 12930.

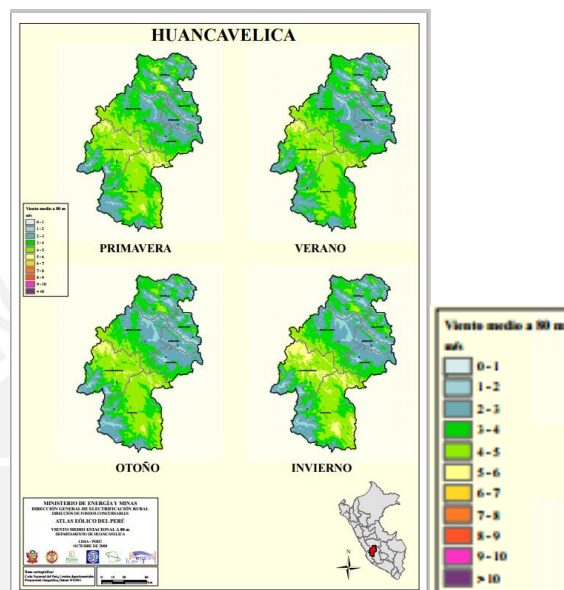


Figura 2.6: Mapa eólico de Huancavelica por Deltavolt
<http://deltavolt.pe/phocadownload/huancavelica.pdf>

Finalmente, la carretera Vía Libertadores Huari goza de una red de tensión eléctrica trifásica de 10 kV, esto es importante pues se tendrá en cuenta a la hora de evaluar las alternativas de solución.

2.1.2. Perfil del trazado

El levantamiento topográfico de esta zona fue realizado por una empresa contratista como parte del proyecto de inversión pública presentado por el estado peruano el año 2014 para implementar 1100 de estos sistemas a lo largo del país. En las figuras 2.7 y 2.8 se puede apreciar tanto la vista de planta de la zona de trazado como el perfil topográfico mencionado anteriormente. Con esto se analizarán las distancias principales a atravesar.



Figura 2.7: Fotografía satelital del centro poblado de Willcayoc y trazo de cruce del río (color rojo)
(Fuente: Google Maps)

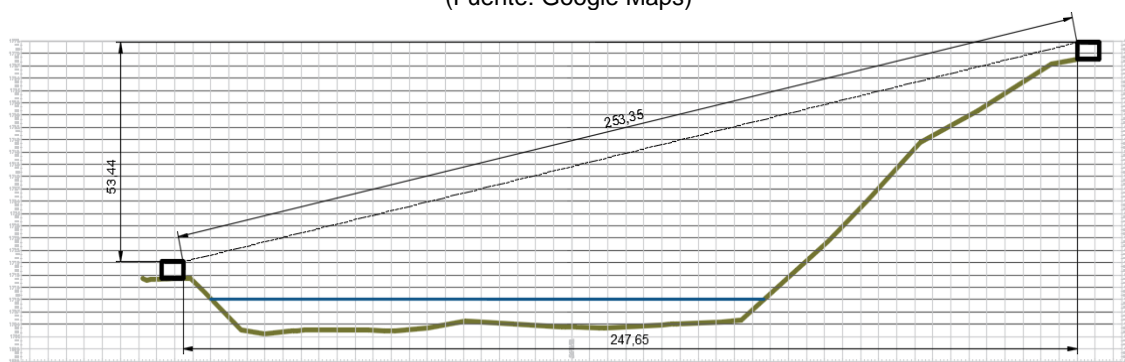


Figura 2.8: Levantamiento topográfico del trazado para el sistema de transporte realizado por
COTINEX.SAC
(Fuente: COTINEX SAC)

Cada cuadrícula tiene 3 metros de altura y 5 de largo, por lo que el trazado presenta una distancia lineal de 247 metros, diferencia de altura de 53 metros y 253 metros de distancia efectiva total.

2.2. EXIGENCIAS DEL PROYECTO

Es necesario definir un parámetro de diseño importante para presentar las exigencias del proyecto, la carga de transporte. De las experiencias en otros países, los sistemas de transporte por cable de baja capacidad (luces menores a 500 metros) transportan cargas totales entre 400 kg a 2 toneladas (incluyendo la cabina), dependiendo de la frecuencia de transporte; conocido este rango y el hecho de que este diseño considera solicitudes medias por parte de los pobladores con respecto a otros sistemas, se elige el punto intermedio de 1 tonelada de carga total, es decir el peso muerto de la cabina más el de las personas a su mayor capacidad.

Partiendo de esto se listarán las exigencias generales tanto de organismos internacionales como del Ministerio de Vivienda de Perú, todo esto con el fin de definir y resumir las condiciones de transporte finales a las que se someterán los usuarios del sistema a diseñar. Aunque en el Perú no existe en la actualidad normas que rigen el transporte por cable, es posible recopilar y adaptar algunas normas europeas con el fin de tener ciertos parámetros iniciales definidos.

La normativa europea rige los aspectos necesarios para la seguridad de la instalación, ya sea imponiendo resistencias mínimas en los cables con NTP155.-*Cables de Acero*, procedimientos y medidas de seguridad descritas en la norma europea UNE-EN1709. *Requisitos de seguridad de las instalaciones de transporte por cable destinadas a personas* y ES2000/9/CE. *DIRECTIVA 2000/9/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 20 de marzo de 2000 relativa a las instalaciones de transporte de personas por cable.*

Se tomarán recomendaciones acerca de las condiciones de transporte y elementos de la instalación principalmente de dos libros:

- Roa-Targhetta, *TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO de materias primas en la industria básica- Tomo 2*
- Antonio Miravete (1996). *Transportadores y Elevadores. Barcelona: Editorial REVERTÉ.*

Recientemente con el nuevo proyecto de inversión del gobierno, el Ministerio de Vivienda de Perú dictó 17 requisitos para el diseño de estos sistemas; sin embargo, al no existir antecedentes de fabricación en la actualidad dentro del país, estos requisitos no fueron bien fundamentados del todo, por lo que se mencionarán únicamente, mas no se utilizarán como base del proyecto:

1. Sistema de transporte por cable,
2. Bicable, es decir usará dos cables portantes o carriles paralelos
3. Capacidad MAXIMA de carga útil: 4 personas adultas de pie o 300 kg en total, entre personas y carga
4. Peso de cabina o carro de transporte: 200 kg como máximo, en general, el criterio debe ser el menor peso posible, sin sacrificar resistencia mecánica, factor de seguridad y comodidad en el transporte

5. Propulsada a motor, sea eléctrico o a combustión. Esto implica el diseño del sistema de generación o uso de la energía, su distribución (tableros), cableado y controles o mandos, así como la caseta que los contendrá
6. Evaluar la alternativa de propulsión manual, para los menores rangos de luz posiblemente
7. Velocidad esperada de desplazamiento lineal del huaro: entre 10 a 30 m/min (con motor)
8. Factor de seguridad general: 5 o superior. Sin embargo, se requiere que el diseñador utilice su criterio profesional y experiencia para documentar los resultados del diseño
9. La distancia o luz del huaro es variable entre los 50 y 200m
10. Los cálculos y diseño del sistema de cables se harán dividiendo la gama de distancias en rangos de luz, por ejemplo: 50 y 100m, 101-150m, 151-200m, para optimizar el diámetro de cable
11. Para el sistema de rodadura tener en cuenta el uso de rodamientos comunes, sellados, auto lubricados, de larga duración, con dimensiones en el sistema internacional y cuyas instrucciones de montaje y mantenimiento sean sencillas y no requieran herramientas especiales
12. La cabina debe tener al menos una puerta para el embarque y desembarque de pasajeros y carga, con seguridad hacia las plataformas, sin riesgo de caídas hacia el cauce del río
13. Cada puerta debe tener una cerradura manual o cerrojo estandarizado, robusto y seguro, que impida su apertura accidental en medio de la travesía
14. Evaluar uso de alternativas para piso: Plancha de expanded metal (pintada o cincada), plancha perforada de acero, plancha estriada de aluminio o grating (rejilla) de acero cincada o pintada. Emplear el criterio de seguridad vs peso.
15. Considerar información de clima (lluvia y o granizo, variación de temperatura, etc.) para el diseño de los cables y estructuras: dilatación, lubricación, sistema de pintura, etc.
16. Usar pernos y tuercas normalizadas para evitar mecanizado innecesario de piezas
17. Usar aceros estandarizados en Perú para ejes y ruedas. Considerar condiciones de corrosión y desgaste por rodadura

Mostrados los requisitos previos listados por el Ministerio de Vivienda de Perú se nombran algunas de las razones por las cuales no serán utilizados:

Requisito N.3° y N.4° - Las características de diseño de la cabina tales como el peso y capacidad no serán influenciadas por el requisito mencionado pues estas consideraciones no toman en cuenta la situación real de la relación peso-resistencia en una cabina, en la actualidad las cabinas con menor peso fabricados en el Perú son de 400 kilogramos con capacidad de 6-8 personas.

Requisito N.6°- Es importante mencionar que estos requisitos fueron concebidos bajo la premisa de sistemas de transporte sin desnivel, es decir que ambas estaciones se encuentran a la misma altura, por otro lado, en los sistemas con desnivel pronunciado como este el sistema de propulsión manual no es considerable como sistema principal, pero sí se tomará en cuenta como un sistema de emergencia.

Requisito N.7°- La velocidad esperada de desplazamiento mencionada por el ministerio es de 30m/min como máximo; esta velocidad, también influenciada por la falta de confianza en este tipo de transporte de parte del gobierno, es muy reducida en comparación con las recomendaciones y experiencias en otros países que utilizan velocidades a partir de 1.5 m/s (3 veces superior).

La velocidad de la cabina será de 1.5 m/s.

Requisito N.9° y N.10°- Finalmente la restricción del gobierno con respecto a la luz del huaro a un máximo de 200 metros por temas del proyecto mismo, como visto anteriormente, este sistema de transporte tiene un salto de aproximadamente 250 metros.

2.3. ELECCIÓN DEL SISTEMA ADECUADO

Conocidos el terreno y las posibilidades que la tecnología actual brinda para cumplir la función principal de transportar personas de forma rápida y segura, es importante notar que la elección del arreglo de cables, es decir su clasificación, define todos los demás elementos de la instalación, por ejemplo, al elegirse un sistema simple monocable, se restringe al sistema motriz a ser accionado mediante poleas y no mediante un tambor, además se restringe el número de cabinas a 1 o 2 para movimientos en vaivén entre otras cosas. Por esta razón, se hará mención nuevamente de los arreglos de cables posibles con más detalle a la mano de sus ventajas y desventajas, luego se elegirán las

alternativas que mejor se adecuen a la situación de transporte que se requiere solucionar y compararán de manera más minuciosa.

2.3.1. Alternativas para arreglos de cables

A continuación se mencionarán 4 alternativas de diseño posibles para un sistema de transporte por cable.

Cuando se mencionan los sistemas tricable se refiere únicamente a dos portadores y un tensor, este arreglo es muy común para agregar estabilidad al diseño, a la par de reducir las exigencias en el cable portador y poder aumentar tanto la carga como la luz a cruzar sin apoyos.

Ningún sistema de los mencionados presenta movimiento continuo, pues esta clase de movimiento es usado en sistemas de gran capacidad para los cuales la inversión de estaciones motrices con capacidad de reducción y aumento de velocidad es rentable, en esta ocasión se trata de una obra pública con intereses de beneficio social y el factor económico es muy importante, además de tratarse de capacidades mínimas de transporte al situarse en zonas rurales.

a. Monocable de una o dos cabinas

Un sistema monocable, en el cual un solo cable cumple ambas funciones de portar y trasladar la cabina, los esfuerzos se reflejan en la polea motriz y de retorno no solo aumentando su tamaño pero haciendo además más complejo y robusto el arreglo de la estación motriz, esto también deriva en menores vanos o luces entre apoyos en comparación con el uso de cables portadores normales, obligando el uso de pilonas intermedias de apoyo a lo largo del recorrido. Estos sistemas tienen su mejor provecho con movimiento continuo, son de gran capacidad de personas; sin embargo, no son utilizados en movimiento intermitente por resultar muy costosos por sus estaciones robustas en comparación con los sistemas con cables portadores. Debido a que el perfil del trazado impide situar apoyos intermedios pues se encuentra el río, los vanos se hacen muy grandes relativamente y el sistema monocable escapa de su rango de rentabilidad.

En conclusión, no se considerará ninguna alternativa que use un sistema monocable y por esto esta alternativa no será evaluada junto con las demás.

b. Bicable o tricable con polea de una cabina

En este arreglo bicable existe un cable tensor y un cable portador así como una sola cabina todo accionado mediante una polea motriz.

El cable portador está fijado mediante anclajes o un contrapeso de sus extremos y su catenaria describirá el recorrido de la cabina, mientras más tensión se halla aplicado en el anclaje menor flecha mostrará el cable y mejores condiciones tanto de deslizamiento como de eficiencia se mostrarán en el sistema; sin embargo, tensionarlo de más provocará sobreesfuerzos que obliguen a un aumento del diámetro del cable. Este arreglo de cable portador muestra buen comportamiento para sistemas de baja capacidad de personas y gran salto, pues su movimiento solo permite un máximo de dos cabinas (bicable doble) pero baja flecha con una buena tensión de contrapeso.

El cable tensor se moverá debido a la fricción en el circuito cerrado entre la polea motriz y la de retorno, además de las poleas deflectoras que guiarán al cable dentro de la estación, esto aumenta la complejidad del diseño y de la instalación en las estaciones. A pesar de esto, una ventaja del sistema motriz con poleas es el hecho de poder poner el motor en cualquiera de las estaciones, esto significa que se puede colocar la estación motriz del lado de la carretera, la cual cuenta con rápida disponibilidad de instalación, montaje y mantenimiento así como alimentación de la línea de media tensión.

Finalmente se encuentra el sistema tricable con polea, la única diferencia con el bicable es que reparte el peso que soportaría un solo cable portador en dos cables portadores paralelos, este arreglo es sin duda más conveniente pues permite salvar mayores luces sin comprometer el diámetro del cable o la seguridad del sistema, por el contrario, el hecho de contar con dos cables portadores agrega gran estabilidad al viento en la cabina y evita complejas medidas de seguridad extra que se debe de tener al contar con un arreglo de un solo cable portante, por esta razón una alternativa conveniente es un sistema tricable con polea de una sola cabina y se le denominará ALTERNATIVA 1.

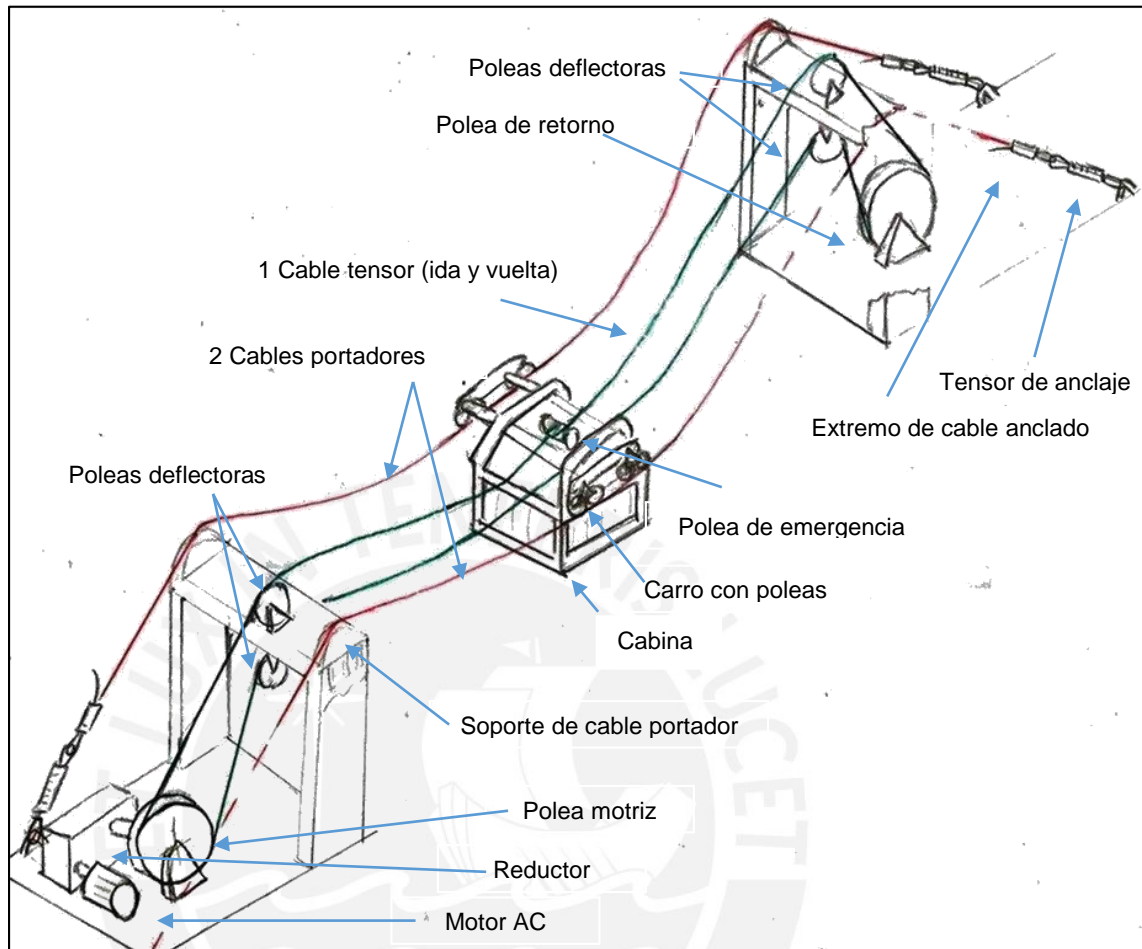


Figura 2.9: Esquema de Alternativa 1 (Tricable con polea de una cabina)

c. Bicable o tricable con tambor de una cabina

Este sistema es muy parecido al anteriormente descrito, consta de un cable portador y un cable tensor moviendo una sola cabina, pero en esta ocasión la tracción la realiza el cable tensor al ser recogido en un tambor giratorio ubicado en la estación superior.

En cuanto a los cables portadores se puede decir lo mismo que la anterior alternativa, tener cables portadores fijos es sin duda una ventaja cuando se habla de aspectos técnicos de la instalación, además tener dos cables portadores en vez de uno aumenta la estabilidad y disminuye las solicitudes de los mismos.

En cuanto al cable tensor, este sistema lleva la ventaja en cuanto a simplicidad pues el sistema solo contará con un sistema motriz ubicado en la estación superior el cual recogerá la cuerda para subir la cabina y la soltará para bajarla, una polea de desviación y de necesitarse caballetes de apoyo en medio de la línea para reducir la flecha en el

cable tensor. La estación inferior será muy simple pues solo contará con los anclajes de los cables portadores. Una desventaja menor será trasladar la alimentación eléctrica ya sea desde el pueblo o desde la carretera al lugar, además de que tener la instalación en la zona superior implica dificultades para llegar en momentos de mantenimiento, puesta en marcha, o emergencia.

La ALTERNATIVA 2 en este caso será un tricable con tambor de una sola cabina.

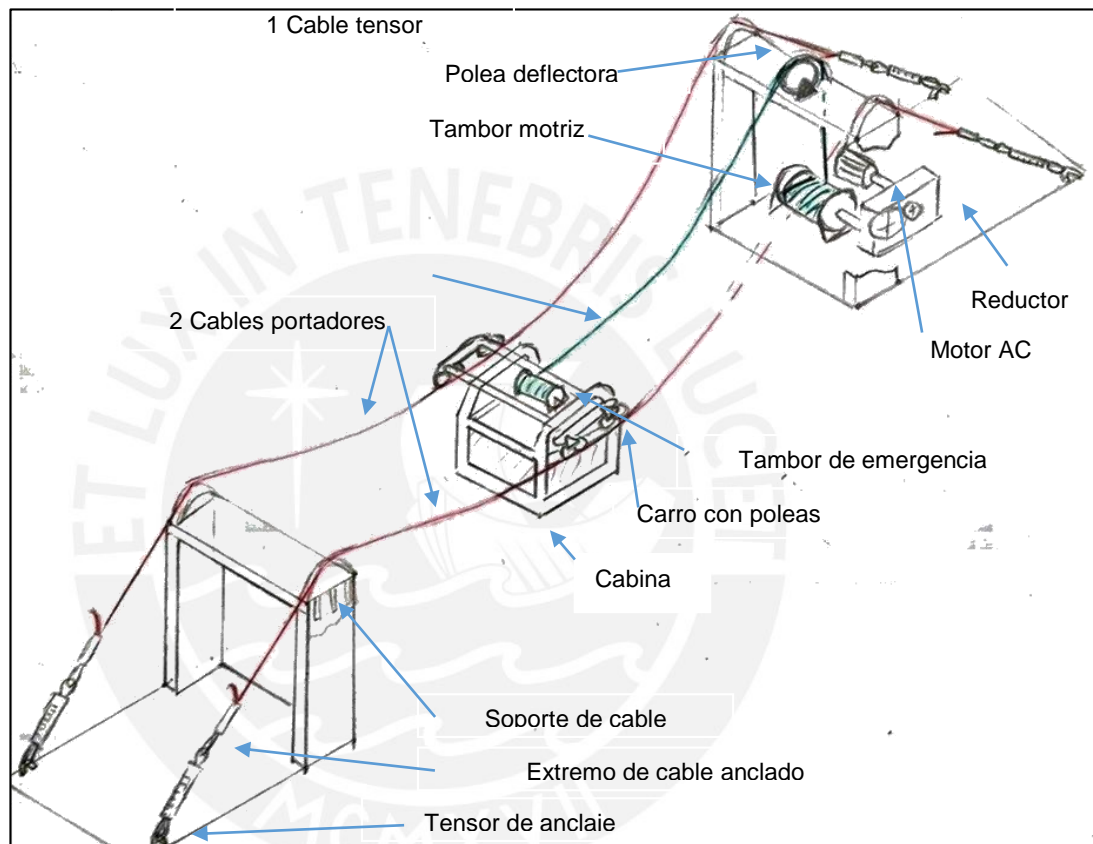


Figura 2.10: Esquema de Alternativa 2 (Tricable con tambor recogedor de una cabina)

d. Bicable o tricable de dos cabinas

Un sistema bicable de dos cabinas consta de dos líneas paralelas de cabinas una de subida y otra en retorno, cada línea cuenta con un cable portador y ambas comparten el mismo cable tensor en puntos opuestos del circuito cerrado. Los sistemas de dos o más cabinas son los más utilizados por la recuperación de energía otorgada al conectar las dos cabinas, mientras una de estas baja otorgándole energía al sistema, la otra sube utilizando dicha energía, esto uniformiza la carga del motor y reduce su potencia de forma considerable para grandes cargas. Sin embargo, en condiciones de explotación

pequeñas el costo de inversión escapa de lo rentable pues se duplica el número de cables y cabinas, además de la complejidad de la estación en relación a la ALTERNATIVA 2. Debido a que este sistema dobla la capacidad de personas a transportar para la misma velocidad, pues realiza dos viajes de cabina en un ciclo, puede considerarse reducir la capacidad de las cabinas a la mitad, con lo que bastaría un sistema bicable para cada cabina, con un solo cable portador y el mismo costo en cables comparándolo con el tricable mencionado como la ALTERNATIVA 1. Por las razones anteriores, se elegirá como la ALTERNATIVA 3 a un sistema bicable con dos cabinas.

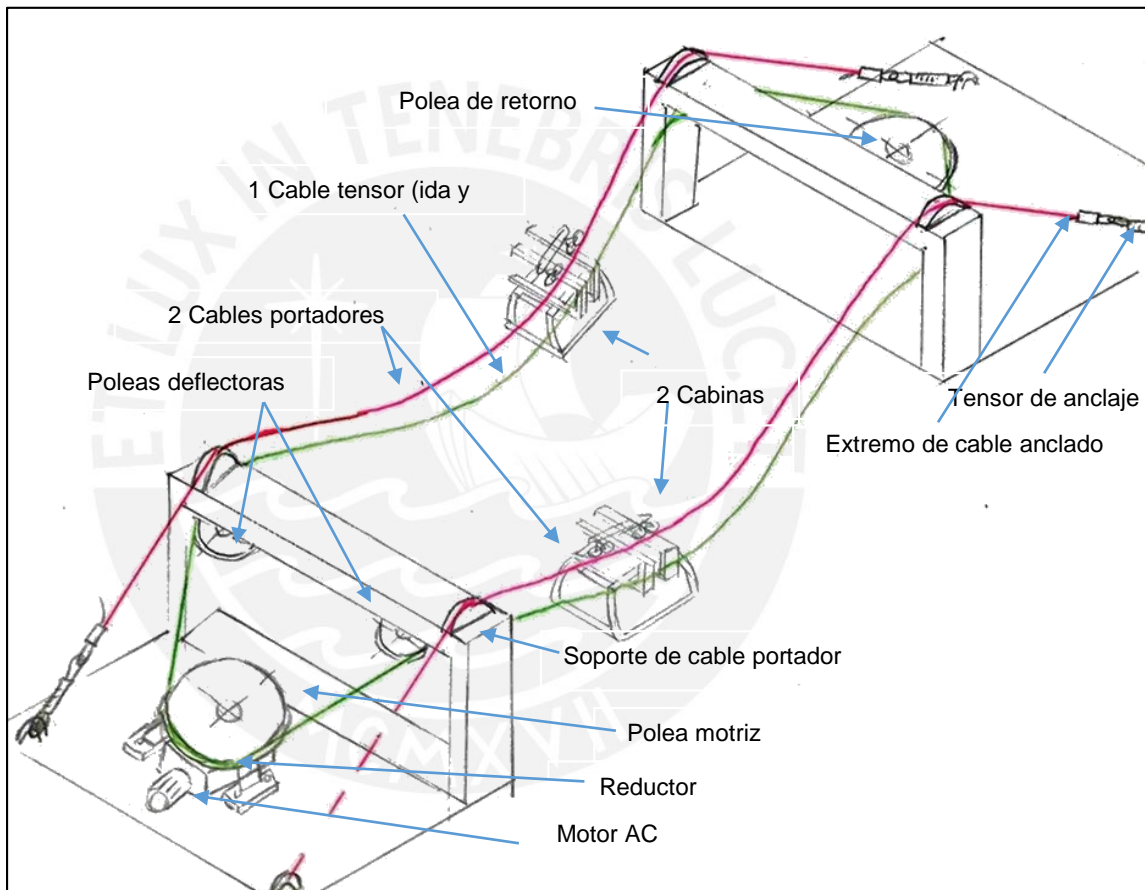


Figura 2.11: Esquema de Alternativa 3 (Bicable con dos cabinas)

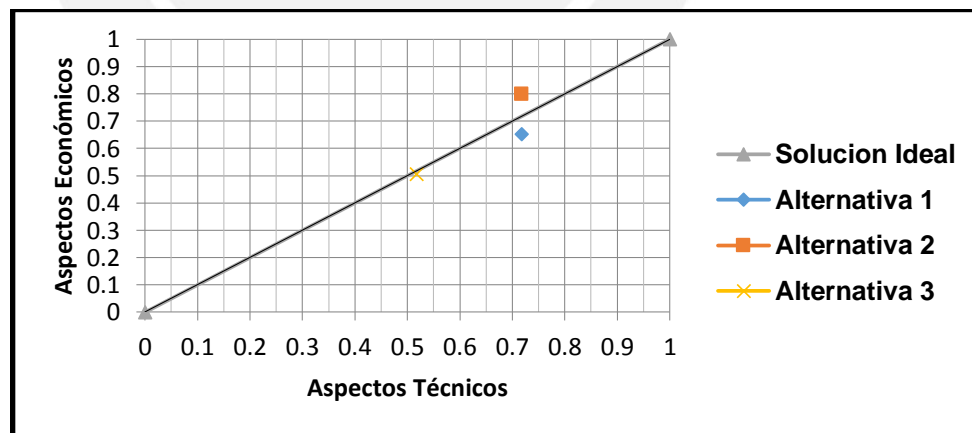
2.3.2. Evaluación de las alternativas

Mediante las siguientes tablas se compararán las tres alternativas anteriores, y ponderándose tanto criterios técnicos como económicos que se graficarán en dos ejes cartesianos (Gráfica de evaluación técnico-económico) para elegir la que tenga un mejor balance entre ambos.

TABLA DE EVALUACIÓN TÉCNICA								
			ALTERNATIVA 1: Tricable con polea de una cabina		ALTERNATIVA 2: Tricable con tambor de una cabina		ALTERNATIVA 3: Bicable con polea y dos cabina	
#	Aspecto Técnico	Peso (1-5)	Puntos (1-5)	Comentario	Puntos (1-5)	Comentario	Puntos (1-5)	Comentario
1	Seguridad durante operación	5	4	Buena debido a la estabilidad otorgada por los dos cables portadores.	4	Buena debido a la estabilidad otorgada por los dos cables portadores.	3	Tiene un solo cable portador, lo que obliga a adoptar ciertas medidas de estabilidad.
2	Facilidad de Mantenimiento y Operación	4	3	Estaciones con poleas deflectoras y precisión de alineamiento	4	Mantenimiento general más fácil por haber menor cantidad de piezas en movimiento en las estaciones.	2	Estaciones con poleas deflectoras para dos líneas y mayor precisión de alineamiento
3	Respuesta frente a fallo de motor o sobrecarga	3	4	Sistema motriz manual dentro de la cabina lenta pero efectiva.	3	Sistema motriz manual dentro de la cabina requeriría un tambor de la misma magnitud que el motriz.	2	No existe sistema motriz manual dentro de las cabinas, este se encontraría en las estaciones.
4	Respuesta frente a fallo en alimentación	3	3	La línea de media tensión encontrada en la carretera es de buena confiabilidad. La respuesta frente a este fallo es sería de esperar a la reconexión.	2	La línea de media tensión encontrada en el pueblo es de media confiabilidad. La respuesta frente a este fallo es igual que las demás alternativas.	3	La línea de media tensión encontrada en la carretera es de buena confiabilidad. La respuesta frente a este fallo es igual que las demás alternativas.
5	Complejidad en el diseño	2	4	Estaciones con poleas deflectoras para una línea. Anclajes con tensor	5	Estación inferior simple. Anclajes con tensor	3	Estaciones con poleas deflectoras para dos líneas. Anclajes con tensor
Suma Ponderada		17	61		61		44	
Valor Técnico		0.72		0.72		0.52		

TABLA DE EVALUACIÓN ECONÓMICA								
#	Aspecto Económico	Peso (1-5)	ALTERNATIVA 1: Tricable con polea de una cabina		ALTERNATIVA 2: Tricable con tambor de una cabina		ALTERNATIVA 3: Bicable con polea y dos cabina	
			Puntos (1-5)	Comentario	Puntos (1-5)	Comentario	Puntos (1-5)	Comentario
1	Costo de elementos mecánicos	4	3	Cable portador similar. Cable tensor del doble de recorrido. Poleas desviadoras importadas.	4	Cable portador similar. Cable tensor de un recorrido.	2	Cable portador similar. Cable tensor del doble de recorrido. Poleas desviadoras importadas con ligera mayor cantidad. Dos cabinas
2	Costo de obra civil	4	4	Ambas estaciones simples con anclajes	4	Similar a 1	3	Estaciones de mayor área para separar la subida de la bajada y mantener distancia entre cabinas
3	Costo de operación y mantenimiento	4	3	Mayor número de elementos giratorios.	4	Menor número de elementos giratorios en la estación superior y ninguno en la inferior.	3	Menor potencia en el motor por la recuperación de energía. Mayor número de elementos giratorios.
4	Disponibilidad de componentes	3	3	Cables portadores importados. Poleas importadas.	4	Cables portadores similares. Tambor recogedor nacional.	2	Cables portadores similares. Mayor número de poleas importadas que en 1.
Suma Total		15	49		60		38	
Valor Económico		0.65		0.80		0.51		

Los valores tanto técnicos como económicos se muestran graficados a continuación.



De este gráfico se puede observar que a pesar de que ambas alternativas 1 y 2 tienen el mismo valor técnico, observable debido a cierto grado de similitud que presentan, sin embargo la simplicidad de la segunda alternativa le da una ventaja en el aspecto

económico y la posiciona como la alternativa óptima y la cual se desarrollará a lo largo de la tesis.

2.3.3. Descripción de la alternativa óptima

Una vez elegida la alternativa óptima es necesario definir con más detalle los elementos que lo conformarán para poder proceder con el cálculo de los mismos. Mostrando nuevamente el esquema de la alternativa óptima se enlistarán y describirán brevemente los componentes más importantes.

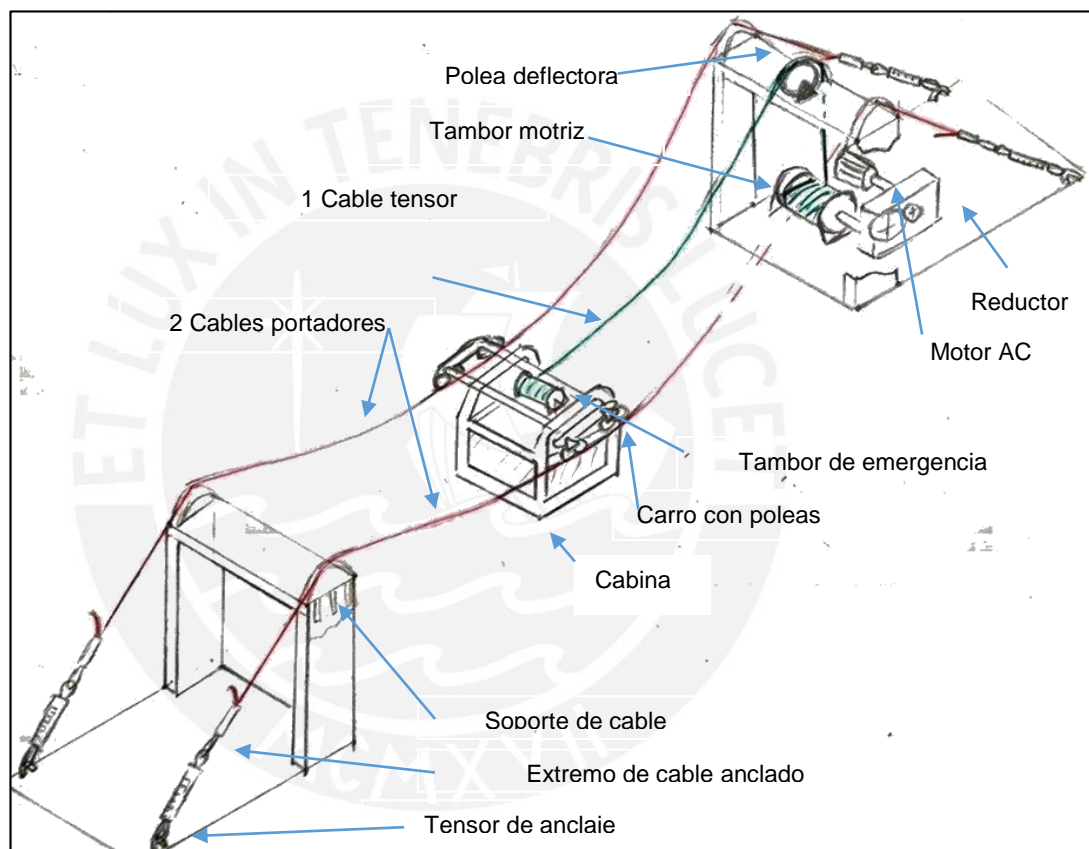


Figura 2.12: Esquema de Alternativa 2 (Tricable con tambor recogedor de una cabina)

- a. Dos cables portadores y un cable tensor
- b. Sistema de anclaje: El sistema de anclaje consta en fijar los extremos del cable portadora un tensor con longitud variable, y este finalmente anclado al concreto; este sistema es el más simple y se puede utilizar siempre que las variaciones de longitud del cable portador no comprometan la tensión inicial impuesta.

- c. Un apoyo donde descansa el cable portador en ambas estaciones acanalado de acero, en la estación superior existirá una polea deflectora, esta direccionará el cable tensor hacia el tambor.
- d. Un motor de corriente trifásica alterna alimentado por la subestación cercana al pueblo, este motor contará con un sencillo sistema de control que realizará el desacelerado del motor antes de llegar al fin del recorrido.
- e. Un reductor de velocidad que unirá al motor con el tambor, las etapas de reducción y su forma se definirán junto con el tambor y la selección del motor.
- f. Un tambor recogedor de cable con la capacidad de recoger aproximadamente 250 metros de cable del diámetro correspondiente, acoplado al reductor mencionado y con una tapa para posicionar la zapata de freno de emergencia y servicio.
- g. Una cabina compacta de 1000 kg aproximadamente, con una puerta de embarque y desembarque, un carro móvil que rueda sobre los cables portadores, y un freno en dicho carro que se activará en casos de emergencia actuando directamente sobre los cables carriles en caso de rotura del cable tractor.

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE POR CABLE

A continuación se seleccionarán los componentes del sistema anteriormente descrito. Este proceso comenzará desde los elementos fundamentales y por los cuales el sistema concibe su nombre, los cables. Luego se calculará el sistema motriz en la estación superior y en seguida la cabina de transporte, finalmente se hará mención de algunos criterios a tomar en cuenta para el diseño de las estaciones.

3.1. SELECCIÓN DE CABLES

3.1.1. Cables carriles o portadores

El inicio del cálculo consiste en un proceso iterativo de selección de cable, y de sus características, para lograr la definición de la catenaria en los cables portadores. Luego de esto se verifica si dicho cable cumple con las especificaciones de resistencias incluyendo los coeficientes de seguridad recomendados.

a. Supuestos iniciales

Como propuesto anteriormente serán 2 los cables carriles que soportarán la carga combinada tanto de sus pesos propios, el de la cabina y finalmente el peso del cable tractor. La acción de una carga puntual tal como la de la cabina provoca la forma de polígono en un cable, mientras que la acción del peso como carga distribuida genera una catenaria, ambos efectos se superpondrán para generar una flecha total cuyo máximo se dará en ambos casos en el medio del recorrido. Para fines de simplificación de cálculo, se suele aproximar a una parábola dicha catenaria: “En realidad el cálculo exacto se realiza sobre una línea catenaria y no sobre una parábola como se ha supuesto, pero la diferencia es tan pequeña que no se utiliza en la práctica las formulas exactas de la catenaria ya que resultan en un cálculo mucho más complejo” (Roa, 1970).¹

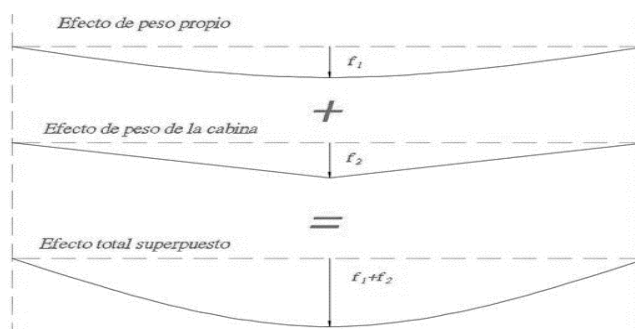


Figura 3.1: Superposición de efectos de carga para fuerzas distribuidas (f_1) y fuerzas puntuales (f_2).

En primer lugar se asume la flecha máxima total de la instalación (después de la superposición de fuerzas), esta flecha máxima es recomendada de muchas formas distintas y dependiendo de esta varía principalmente la tensión final en las estaciones y la potencia de la instalación. Tomado como recomendación² se definirá la flecha máxima como el 2% de la luz máxima de 247.65m.

$$f_{max} = 0.02 * L = 0.025 * 247 = 6.175m$$

Como segundo paso se asumen los cables portadores y tractores teniendo en cuenta diámetros similares a sistemas de transporte anteriores, debido a que esta instalación es pequeña en comparación a las estaciones para las cuales se utilizan los catálogos de cables, comenzaremos la iteración con el menor diámetro mostrado, pues luego se verificará su resistencia.

Se muestra en la figura 3.2 la ficha técnica del cable de menor diámetro de la marca Fatzer para enrollamiento en tambores, en esta se puede observar el diámetro nominal (10 mm), y demás características importantes como el peso por metro y tensión máxima de rotura. Se prefiere utilizar una construcción de este tipo por su mejor resistencia a la fatiga y capacidad de amoldarse al tambor por su mayor numero de hilos.

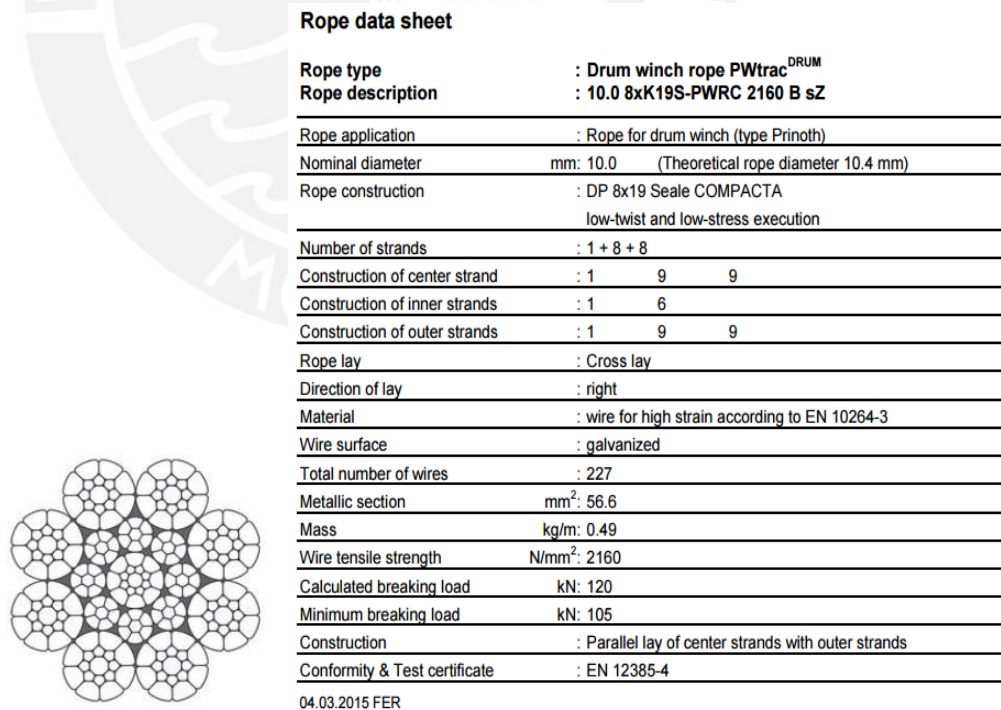
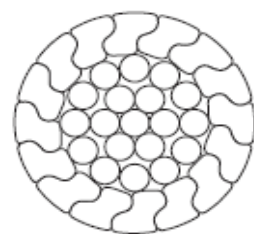


Figura 3.2: Ficha técnica Fatzer para cable de tambor PWtrac 10mm de diámetro.
http://www.fatzer.com/Portals/1/Fatzer/Dokumente/Windenseile/EN_PWtracDRUM_10mm_winch_rope%20data_sheet_FATZER.pdf

Además para los cables portantes carriles se presenta el catálogo (figura 3.3) de la marca Redaelli en la configuración de cable cerrado en Z de una capa. Eligiéndose nuevamente el menor posible, en este caso de 19mm para fines de iteración, esta construcción, aunque un poco costosa, es la mejor para un cable carril por la combinación entre su resistencia al aplastamiento, superficie lisa para el avance de la rueda y altas resistencias.



Ø		Mass	Grade			Grade		
			1180	1370	1570	1180	1370	1570
mm	Inches	kg/m	Aggregate Breaking Force			Minimum Breaking Force		
			kN	kN	kN	kN	kN	kN
19	3/4	2,05	292	339	388	263	305	349
20		2,27	323	375	430	291	338	387
22	7/8	2,75	391	454	520	352	409	468
	1	3,67	521	605	694	469	545	624
	1-1/8	4,64	660	766	878	594	690	790
30		5,12	727	844	968	655	760	871
	1-1/4	5,73	815	946	1080	733	851	976
32		5,82	828	961	1100	745	865	991
34		6,57	934	1080	1240	841	976	1120
35	1-3/8	6,96	990	1150	1320	891	1030	1190
36		7,37	1050	1220	1390	943	1090	1250
38	1-1/2	8,21	1170	1350	1550	1050	1220	1400
40		9,09	1290	1500	1720	1160	1350	1550
42		10	1430	1660	1900	1280	1490	1710
44		11	1560	1820	2080	1410	1630	1870
	1-3/4	11,2	1600	1850	2120	1440	1670	1910
46		12	1710	1990	2280	1540	1790	2050

Figura 3.3: Catálogo Redaelli para cables de acero cerrados en Z de una capa.

Luego de esto, se calcula el área de sección según la ecuación dictada por el catálogo para este cable pues no es estrictamente circular, estos dependen del grado de carga del cable, en nuestro caso el mayor:

$$A_{cable} = \frac{Ag. \text{ Breaking Force} * 1000}{Grade} = 247.13 \text{ (mm}^2\text{)} \tag{1}$$

b. Calculo de tensiones del cable carril

En la figura 3.4 se muestra el esquema de los cables junto con los parámetros geométricos del perfil a atravesar. En este se puede apreciar el recorrido desde la estación inferior A hacia la estación superior B, entre ellas una luz L, diferencia de alturas h y la flecha f_{max} . Todos estos parámetros para el caso en el que tenemos la carga puesta en la mitad del recorrido, pues se mencionó previamente que es el caso más crítico y por ende de estudio.

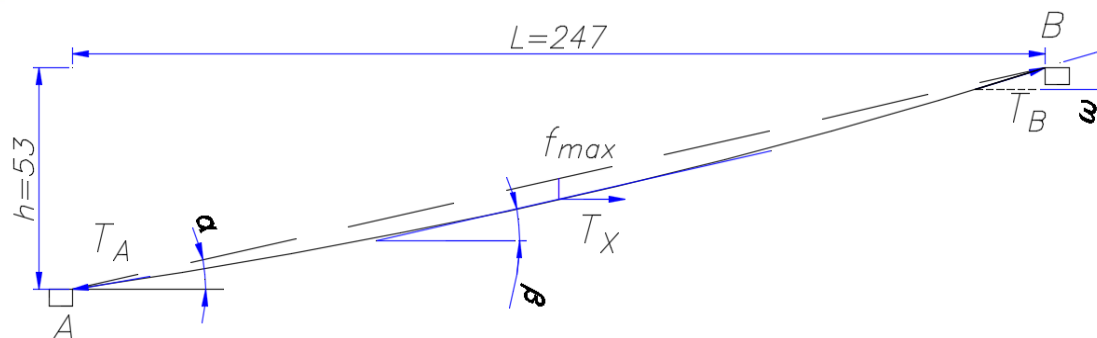


Figura 3.4: Esquema a escala real de la catenaria en el proyecto.
Fuente: Elaboración propia

En esta figura se puede observar:

- ✓ α : ángulo medio de inclinación
- ✓ β : ángulo de inclinación del camino de rodadura
- ✓ ω : ángulo tangente a la cuerda en B
- ✓ T_x : Componente horizontal de la fuerza a lo largo de la cuerda.
- ✓ T_A y T_B : Tensiones en las estaciones A y B respectivamente.
- ✓ f_{max} : Flecha en el medio del recorrido para la carga en el medio también (máxima)

La ecuación 2 es utilizada para relacionar directamente la flecha en el medio de cualquier recorrido con la tensión sufrida horizontal en el cable, es importante recalcar que para el cable la tensión horizontal será la misma a lo largo de todo su recorrido, y cambiará únicamente la componente vertical debido al peso propio, resultando esto en que la mayor tensión se encuentre en el punto más alto, T_B .

Dicha ecuación consta de dos componentes principales sumados por el efecto de superposición, el primero es el de la flecha causada por una carga puntual Q y la segunda por el peso específico del cable. Estas ecuaciones son rápidamente obtenidas mediante un análisis estático de momentos en el cable tomando en cuenta que el peor de los casos es en el cual la mitad del cable tractor queda suspendida como en la figura 3.5.

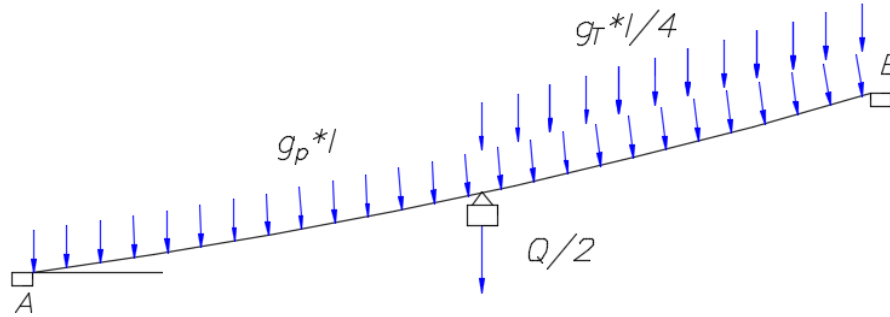


Figura 3.5: Fuerzas puntuales y distribuidas sobre un solo cable portador.
Fuente: Elaboración propia

$$f_1 = \frac{\left(\frac{Q}{2} + \frac{1}{2} * \frac{g_t}{4} * \sqrt{(L^2 + h^2)}\right) * L}{4 * T_x} \quad ; \quad f_2 = \frac{g_p * L^2}{\cos(\alpha) * 8 * T_x}$$

- ✓ Q : Peso puntual de la cabina (1000 kg)
- ✓ g_t : Peso específico del cable tractor (0.49 kg/m)
- ✓ g_p : Peso específico del cable portador (2.05 kg/m)

Sumando ambos componentes se obtiene la flecha total en la ecuación (2):

$$f_{max} = f_1 + f_2$$

$$f_{max} = \frac{\left(\frac{Q}{2} + \frac{3}{4} * \frac{g_t}{2} * \sqrt{(L^2 + h^2)}\right) * L}{4 * T_x} + \frac{g_p * L^2}{\cos(\alpha) * 8 * T_x} \quad (2)$$

Luego se despeja T_x para llegar a la ecuación 3. Siendo f_{max} = 6.175 m y L = 247 m, se calcula la tensión horizontal T_x.

$$T_x = \frac{\left(\frac{Q}{2} + \frac{3}{4} * \frac{g_t}{2} * \sqrt{(L^2 + h^2)}\right) * L}{4 * f_{max}} + \frac{g_p * L^2}{\cos(\alpha) * 8 * f_{max}} = 76.8 \text{ kN} \quad (3)$$

Ahora se calcula T_B igual a T_{max} sabiendo su componente horizontal y su ángulo de acción de la figura 3.4 según la ecuación 4.

$$T_{max} = \frac{T_x}{\cos(\omega)} = \frac{79.9}{\cos(15.4)} = 80 \text{ kN} \quad (4)$$

Adicionalmente se calcula la longitud del cable, es propuesta una ecuación aproximada³ para calcular la longitud de un cable formando una catenaria, si se conoce que h = 53 m.

$$l_{cable} = \sqrt{(L^2 + h^2)} \left(1 + \frac{8}{3} * \left(f_{max} * \frac{L}{\sqrt{(L^2 + h^2)}} \right)^2 \right) = 253.00 \text{ m} \quad (5)$$

c. Resistencia del cable carril

Para el dimensionamiento de un cable portador o carril existen generalmente 6 consideraciones principales que se han de tener en cuenta:

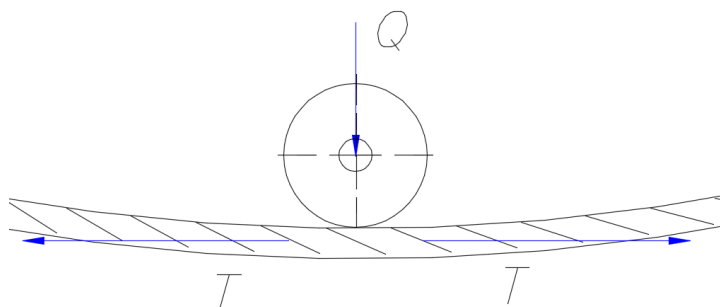


Figura 3.6: Esquema de sollicitación del cable carril
Fuente: Elaboración propia

c.1. Resistencia a la flexión del cable carril

La flexión y vibraciones más importantes se dan en los cables en movimiento que se enrollan cíclicamente ya sea al recogerse dentro de un tambor o al pasar por una polea de desvío o motriz, este no es el caso para nuestro cable carril ya que se encuentra estático y es posible omitir los esfuerzos de flexión únicamente recibidos cuando el tren de rodadura pasa por cierto punto del cable.

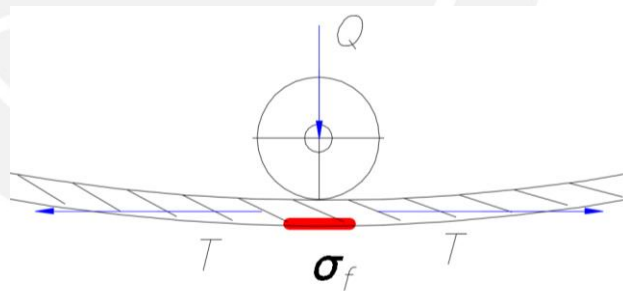


Figura 3.7: Zona de flexión en el cable carril
Fuente: Elaboración propia

c.2. Resistencia al aplastamiento del cable carril

El carro móvil de la cabina realiza una presión sobre el cable portador, como mostrado en la figura 3.8, que es importante tener en cuenta, pues esto puede ocasionar roturas en los hilos con esto conllevar a la rotura del cable entero. Las ruedas generan una presión en el cable cuya superficie de contacto generada es una elipse, la mecánica de contacto Hertziana muestra ecuaciones de cálculo y depende principalmente del

diámetro de la rueda que pasará por encima. Por esto, se asegurará la resistencia del cable con un buen dimensionado de las ruedas en el carro de la cabina (capítulo 3.3.3).

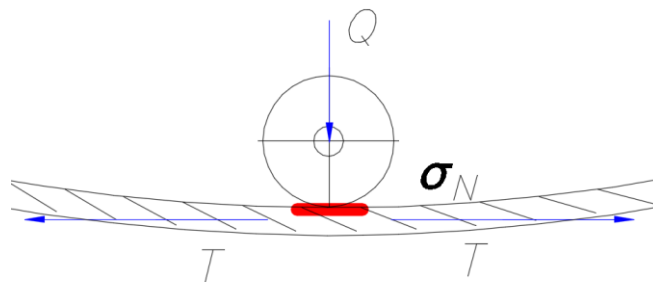


Figura 3.8: Zona de compresión en el cable carril
Fuente: Elaboración propia

c.3. Resistencia a la rotura del cable carril

Es la condición con la cual se dimensiona la sección del cable sometido a una tracción calculada anteriormente en un área definida también.

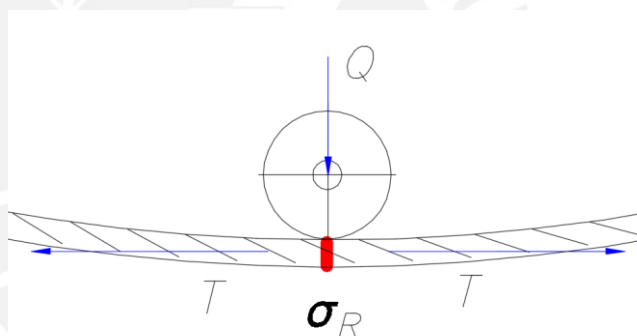


Figura 3.9: Zona de tracción en el cable carril
Fuente: Elaboración propia

Según la norma europea UNE-EN 12927-2⁴ los cables carriles han de tener un coeficiente de seguridad mínimo de 2.7, pues en el diseño se ha contemplado un freno de carro en caso de emergencias. Ver figura 3.10.

Funcionamiento sin freno de carro	3,15
Funcionamiento con freno de carro	2,70
Fuera de explotación y teniendo en cuenta las condiciones climáticas, de acuerdo con la Norma EN 12930	2,25

Figura 3.10: Coeficientes de seguridad según tipo de cable.

UNE-EN 12927-2. Requisitos de seguridad de las instalaciones por cable destinadas a personas. Pág 10

Con esto se verifica si la tensión máxima hallada anteriormente sobrepasa la mínima de rotura entregada por el fabricante de cables, a esta tensión mencionada deberá de aumentarse también la tensión de frenado extra causada por el freno de carro calculada posteriormente en el capítulo 3.3.2, se conoce que $T_{admisible} = 349 \text{ kN}$ y $T_{freno} = 3.068 \text{ kN}$:

$$f_{S_{\text{carril servicio}}} = \frac{T_{\text{admisible}}}{T_{\text{max}} + T_{\text{freno}}} = 4.2 > 2.7 = f_{S_{\text{carril recomendado}}} \quad (6)$$

El cable elegido tentativamente sí cumple con los requerimientos.

c.4. Resistencia a la abrasión del cable carril

La abrasión en un cable carril sometido a rozamientos es una causa muy fuerte de falla desgastando los hilos exteriores; sin embargo es controlable eligiendo el tipo correcto de cable carril, como la construcción en Z de una capa seleccionada. Mantener el carro de poleas de la cabina bien alineado y en buen mantenimiento, evitar el desgaste de las ruedas, es otra condición de gran importancia para evitar la abrasión.

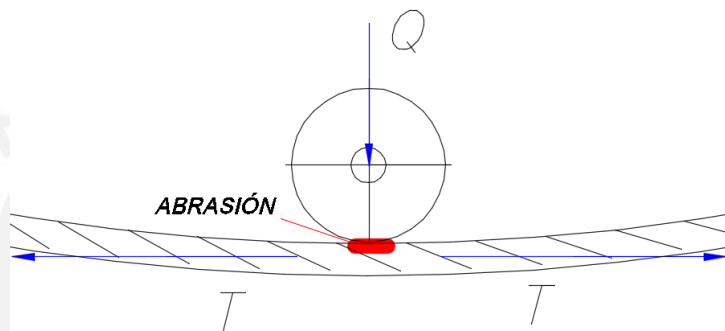


Figura 3.11: Zona de tracción en el cable carril
Fuente: Elaboración propia

c.5. Exposición a la corrosión en los cables

La corrosión en los cables por su exposición al ambiente es muy común al estar estos colgados de forma permanente en el aire sin protección. La corrosión sin duda afecta la resistencia del cable pues reduce su área resistente y para ser evitada existen dos soluciones: el galvanizado del cable y el periódico engrasado del cable.

Refiriéndose a la primera solución, galvanizar un cable bien aumenta su resistencia a la corrosión, sin embargo reduce su resistencia a la abrasión pues un paso del carro puede liberar la capa de zinc, además esto implica un costo extra y mantenimiento especial (pues al salirse la capa de zinc en algún tramo del cable ha de ser repuesta). Estas razones descartan al galvanizado como solución más frecuente para cables carriles y reducen el mantenimiento del cable contra la corrosión únicamente a un engrasado periódico que también ayudará con la abrasión antes mencionada.

c.6. Expansiones no consideradas del cable carril

A continuación se calcula la elongación elástica generada por estar el cable sometido a una tensión alta y la expansión térmica debido al mayor cambio de temperaturas que podría sufrir el cable en las ecuaciones 7 y 8 respectivamente. Se considera el módulo de elasticidad $E = 180 \text{ GPa}$, coeficiente de expansión térmica $\alpha = 12.5 \cdot 10^{-6}$ y la diferencia de temperaturas máximas de la zona de 20°C .

$$\Delta L_{elastico} = \frac{T_{max} * l_{cable}}{E * A_{portador}} = \frac{89000 * 253}{180000 * 247.13} = 0.506m \tag{7}$$

$$\Delta L_{termico} = \alpha * l_{cable} * \Delta T = 12.5 * 10^{-6} * 253 * 20 = 0.0632m \tag{8}$$

Finalmente:

$$\Delta L_{total} = \Delta L_{elastico} + \Delta L_{termico} = 0.506 + 0.0632 = 0.5692 m$$

La variación de longitud afecta a la flecha máxima mediante la ecuación 5, lo que nuevamente varía las tensiones; sin embargo el valor de variación en la tensión es proporcional a la variación de longitud calculada y por ende muy pequeña (del orden del 0.22%) por lo que no se afectará notablemente en la resistencia del cable.

d. Consideraciones de mantenimiento de cables

Finalmente el mantenimiento y el tiempo de vida se pueden conocer aproximadamente del catálogo de cables de cada fabricante; existen algunas notas generales acerca de las revisiones generales y criterios para conocer el estado de un cable.

Concepto	Recomendaciones Generales*
Abrasión	Máximo 7.5% de reducción del diámetro nominal
Reducción de diámetro	Máximo 7.5% de reducción del diámetro nominal
Corrosión	Ante la presencia de corrosión retirar de inmediato
Fallas Localizadas	Deformaciones mecánicas, retirar de inmediato
Aplastamiento	Deformaciones mecánicas, retirar de inmediato
Exposición del alma	Retirar de inmediato
Fracturas del alambre	Consulte al técnico especializado
Oxidación	Limpieza y lubricación del cable para evitar posible corrosión.

* Consulte el manual de equipo o especificaciones aplicables.

Figura 3.12: Características más comunes a verificar en un cable de acero CAMESA
Fuente: <http://jorvex.com/wp-content/uploads/2014/08/Camesa.pdf>

Además de esto la cantidad y tipo de hilos rotos es un factor muy importante a la hora de retirar un cable como mostrado en la figura 3.13:

Estándar	Equipos		N° DE ALAMBRES ROTOS EN CABLES DE TRABAJO			N° DE ALAMBRES ROTOS EN CABLES FIJOS	
			En un torcido de cable	En un torón	En la conexión del extremo	En un torcido de cable	En la conexión del extremo
ASME/B30,2	Grúas elevadas y de pórtico		12**	4	No especificado	No especificado	
ASME/B30,4	Grúas de portal, torre y fuste		6**	3	2	3	2
ASME/B30,5	Grúas móviles y locomotrices	Cables de trabajo	6**	3	2	3	2
		Cables resistentes a la rotación	2 alambres rotos distribuidos de manera aleatoria en 6 diámetros de cable o 4 alambres rotos distribuidos de manera aleatoria en 30 diámetros de cable.**				
ASME/B30,6	Torres de perforación		6**	3	2	3	2
ASME/B30,7	Malacates de tambor montados en bases		6**	3	2	3	2
ASME/B30,8	Grúas flotantes y torres derrick		6**	3	2	3	2
ASME/B30.16	Malacates elevados		12**	4	No especificado	No especificado	
ANSI/A10.4	Elevadores de personal		6**	3	2	2**	2
ANSI/A10.5	Elevadores de materiales		6**	No especificado		No especificado	

**Retire también por 1 rotura de valle.

Figura 3.13: Número mínimo de alambres rotos en distintos cables UNIONROPE para su retiro. http://www.unionrope.com/resource_/pageresource/union/wire-rope-user-guide-spanish.pdf

3.1.2. Cable tractor

a. Calculo de tensiones del cable tractor

Para iniciar se introduce un término llamado la inclinación del camino de rodadura y es el ángulo formado por la tangente al cable carril para toda posición del vehículo x desde la estación A mostrado en la figura 3.14:

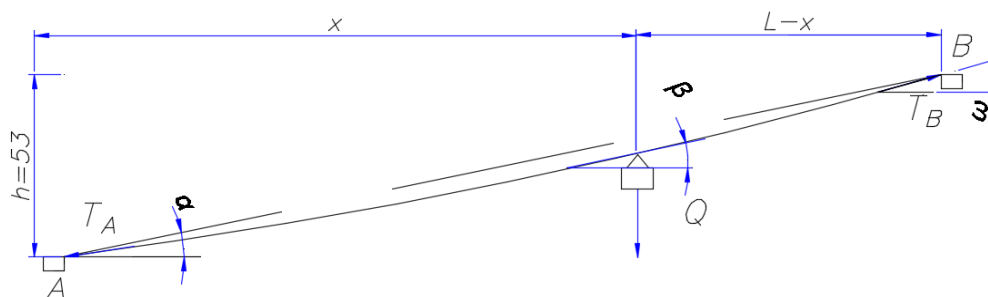


Figura 3.14: Esquema del inclinación del camino de rodadura. Fuente: Elaboración propia

Se calcula la tangente del mayor ángulo del recorrido mediante la ecuación 9 ya conocidas todas las variables, en este caso se toma $x = L$ refiriéndose a la cercanía a la estación superior. Este ángulo representa el ángulo máximo que debe vencerse para subir el vehículo en todo el trayecto.

$$tg(\beta) = \frac{h}{L} - \frac{\left(Q + \frac{g_p * L}{\cos(\alpha)}\right) (L - 2 * x)}{2 * L * T_x} = 0.312 \quad (9)$$

$$\beta_{max} = 17.4^\circ$$

El mismo cálculo se hace para la bajada ($x = 0$) y se verifica que es posible que la cabina baje por su propio peso y no se quedará en medio camino, la tensión mínima en el cable hallada a continuación para este ángulo deberá de ser positiva durante la bajada.

$$\beta_{min} = 6.6^\circ$$

a.1 Tensiones en equilibrio

Con la inclinación se puede hallar la tensión necesaria para subir o bajar la cabina en el cable. En la figura 3.15, de la sumatoria de fuerzas ejercidas sobre la cabina se tiene la ecuación 10 para hallar dicha tensión, el signo positivo se utiliza para subida y el negativo para el caso de bajada.

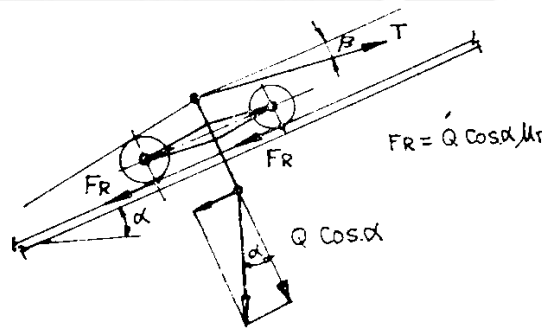


Figura 3.15: Diagrama de fuerzas para un carro de cabina.
Targhetta.L (1996). *Transporte y Almacenamiento II*. Pág 597

$$T_{tractor} = Q * (\sin(\beta) \pm \mu * \cos(\beta)) \pm \mu * (L - x) * g_t * \sin(\beta) \quad (10)$$

- ✓ Signos positivos para la subida y negativos para bajada
- ✓ x : Distancia entre el carro y la estación superior
- ✓ g_t : Peso específico del cable tractor (kg/m)
- ✓ μ : Coeficiente de resistencia a la rodadura del carro =0.03

Se hallan las tensiones máximas y mínimas para ambos casos, las tensiones máximas se darán cerca a la estación B, en estos casos x es igual a 0 y $\beta = 17.4^\circ$.

$$T_{subida\ max} = 3.154\ kN ; T_{bajada\ max} = 2.592\ kN$$

Además cerca a la estación A se da el caso donde $x = L$ y $\beta = 6.6^\circ$.

$$T_{subida\ min} = 1.419\ kN ; T_{bajada\ min} = 0.827\ kN$$

a.2 Tensiones de inercia

Hace falta considerar el aumento de tensiones debido a la inercia en el arranque y frenado para calcular la rotura del cable tractor. La norma propone los valores máximos de aceleración y desaceleración durante el viaje que sean $0.5\ m/s^2$ en ambos casos durante un frenado de emergencia, y de $0.2\ m/s^2$ para un frenado al llegar a las estaciones⁵.

Suponiendo que al cortar la alimentación saltan ambos frenos, estos lograrán una desaceleración excepcional de $0.88\ m/s^2$ (ver capítulo 3.2.4), esto significa que la fuerza inercial la ha de vencer el cable tractor aumentando su tensión según el anterior esquema (figura 3.16) lo que deriva en la ecuación 11.

$$\Sigma T_{tractor} = m_{cabina} * a_{frenado} = 1000 * 0.88 = 0.88\ kN \quad (11)$$

b. Resistencia del cable tractor

b.1. Resistencia a la flexión en el cable tractor

La debilitación de una cuerda debido a la flexión al momento de arrollarse en tambores o poleas es un fenómeno muy complejo y cuyo mayor esfuerzo se encuentra en la zona exterior de un cable en su tambor (figura 3.16), existen muchas variaciones de la ecuación empírica que calcula el esfuerzo de flexión, la ecuación 12 muestra su dependencia con el diámetro de un solo hilo (el menor en la construcción del cable $\partial = 1.2\ mm$) y del diámetro del tambor⁶ ($D = 800\ mm$). El diámetro del tambor de enrollamiento es impuesto nuevamente por la norma europea⁷ ha de ser 80 veces el diámetro nominal del cable.

$$\sigma_f = \left(1 + \frac{0.00012 * \partial}{2}\right) * \frac{E * \partial}{D} = 27\ kg/mm^2 \quad (12)$$

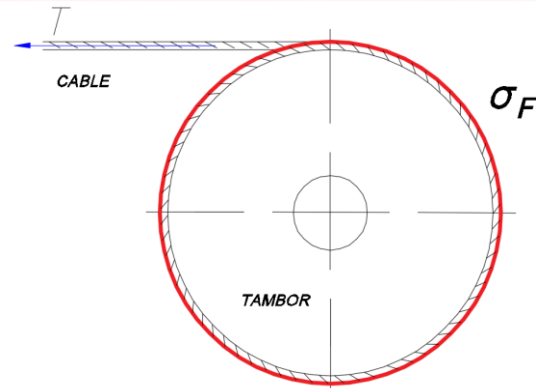


Figura 3.16: Zona de flexión en el cable tractor enrollado
 Fuente: Elaboración propia

Este esfuerzo es convertido a tensión multiplicándose por el área del cable, esta tensión equivalente se sumará a las demás tensiones para estimar el coeficiente de seguridad a la rotura en este cable.

$$T_f = \sigma_f * A_{tractor} = 27 * 56.6 = 1527 \text{ kgf} = 15 \text{ kN}$$

b.2. Resistencia al aplastamiento en el cable tractor

El aplastamiento no es problema en el cable tractor pues solo tiene este tipo de contacto con el tambor, ver figura 3.17; respetando los diámetros mínimos de tambor de enrollamiento dictados por la norma y asegurando la correcta geometría del canal de reposo del cable en el tambor (ver capítulo 3.2.1) no existirá necesidad de calcular su esfuerzo.

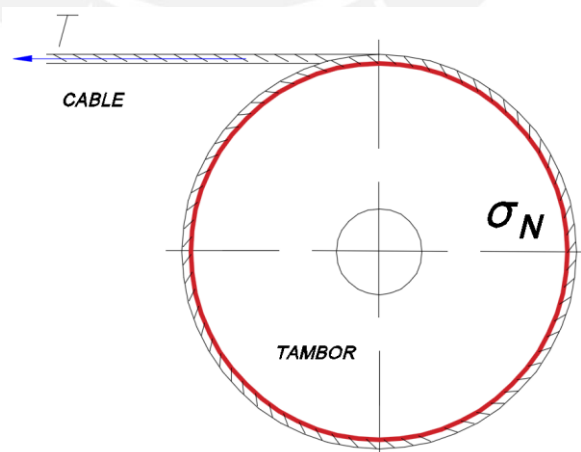


Figura 3.17: Zona de aplastamiento en el cable tractor enrollado
 Fuente: Elaboración propia

b.3. Resistencia total a la rotura en el cable tractor

A continuación se verifica la tensión máxima de operación en el cable tractor que se obtiene para el caso de subida con máxima pendiente (mayor que bajada en máxima pendiente sumada a la tensión de frenado). Ver figura 3.18.

$$T_{total} = T_{bajada\ máx} + T_i + T_f = 2.592 + 0.88 + 15 = 18.472\ kN$$

Funicular	4,2
Teleférico vaivén sin freno de carro	4,50
Teleférico vaivén con freno de carro	3,80
Teleférico bicable de movimiento unidireccional	4,00

Figura 3.18: Coeficientes de seguridad según tipo de cable.

UNE-EN 12927-2. Requisitos de seguridad de las instalaciones por cable destinadas a personas. Pág 11

Sabiendo que el movimiento será de vaivén y contará con un freno de carro de emergencia además que la tensión del cable tractor es $T_{admissible} = 105\ kN$

$$f_{Scarril\ servicio} = \frac{T_{admissible}}{T_{total}} = 5.68 > 3.8 = f_{Stractor\ recomendado} \quad (13)$$

El cable elegido tentativamente sí cumple con los requerimientos.

b.4. Resistencia a la abrasión y exposición a la corrosión

El cable tractor está expuesto de igual manera que el carril y se tomarán las mismas precauciones de mantenimiento e instalación antes mencionadas con la única diferencia de que el cable tractor Fatzer PWTrac 10mm tiene una superficie galvanizada por lo que no debe presentar fallas de corrosión, de observarse alguna discontinuidad en el galvanizado en la estación es recomendable reponerlo durante el mantenimiento.

3.2. SELECCIÓN Y DISEÑO DE COMPONENTES DEL SISTEMA MOTRIZ

La figura 3.19 muestra los principales componentes del sistema motriz los cuales se seleccionarán en los siguientes subcapítulos.

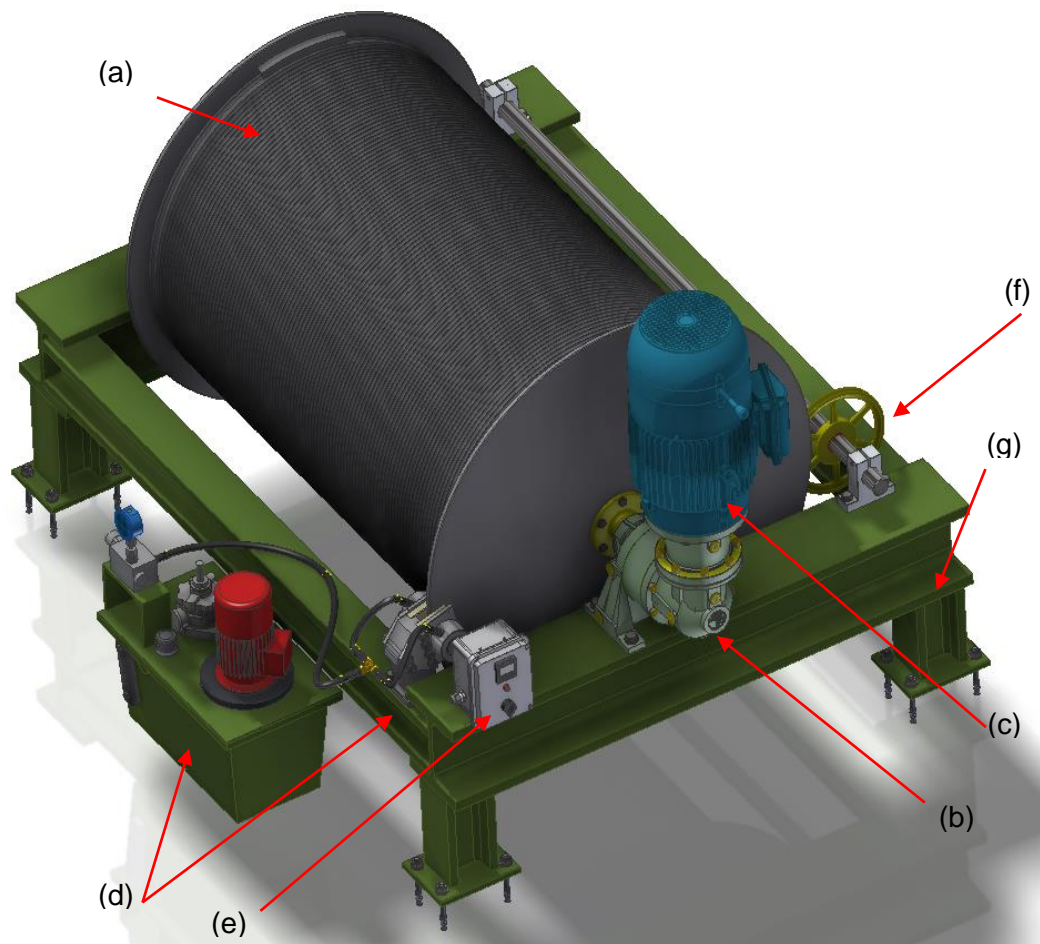


Figura 3.19: Modelación del sistema motriz por Autodesk Inventor. En esta figura se observa lo siguiente: Tambor de arrollamiento (a), reductor (b), Motofreno (c), freno de emergencia y unidad de accionamiento (d), tablero de control con variador de frecuencias (e), polea compensadora (f), y estructura de soporte (g)
Fuente: Elaboración propia

3.2.1. Tambor de arrollamiento

El buen dimensionamiento del tambor de arrollamiento no solo implica vencer los requerimientos mecánicos a los cuales es impuesto mediante la resistencia de materiales, también afecta en el desempeño del cable que acoge. No son comunes los catálogos de tambores para esta aplicación pues son tantas las variables involucradas en su dimensionamiento que es necesario diseñarlo para cada proyecto. En la figura 3.20 se observa una forma constructiva de un tambor MIGUEL ABAD.

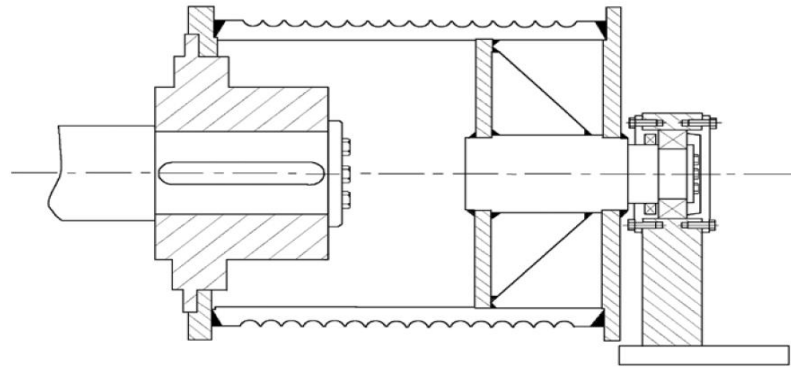


Figura 3.20: Tambor motriz tipo TMA MIGUEL ABAD
Catálogo de tambores de enrollamiento tipo TMA MIGUEL ABAD

El diseño de un tambor debe tener en cuenta su diámetro, perfil acanalado, longitud, espesor y formas constructivas para unir las tapas y demás elementos. En el anexo A se puede encontrar el diseño completo del tambor de arrollamiento de este sistema de transporte.

3.2.2. Reductor

Debido a las bajas revoluciones a las que girará el tambor para lograr una velocidad de 1.5 m/s en el cable tractor existe la necesidad de una reducción con alta relación de velocidades, estas posibles en los reductores planetarios. Se escogió el catálogo de la marca Bonfiglioli para la selección de estos.

Antes de comenzar con la selección se elige la forma del reductor planetario a utilizar, en este caso se eligió un reductor ortogonal para ahorrar espacio y colocar el motor verticalmente, además se decidió que el reductor tenga patas de sujeción propias para sujetar la reacción del peso. En la figura 3.21 se puede observar algunas características junto con la eficiencia para la serie 300 de esta marca.





	Horsepower rating	Max torque capacity	Gear ratios	Efficiency
 In line	≤ 320 HP	≤ 4,600,000 in-lbs	3.4:1 ≤ i ≤ 2900:1	High
 Right-angle	≤ 100 HP	≤ 3,500,000 in-lbs	7:1 ≤ i ≤ 950:1	High
 Combined with worm gear unit	≤ 100 HP	≤ 4,600,000 in-lbs	370:1 ≤ i ≤ 5150:1	Medium
 Combined with helical bevel gear unit	≤ 50 HP	≤ 100,000 in-lbs	19:1 ≤ i ≤ 730:1	High

Figura 3.21: Máximas características de reductores planetarios serie 300 BONFIGLIOLI
Catálogo de Reductores Bonfiglioli Serie 300. Pág. 3.

a. Parámetros de selección del reductor

Para seleccionar un reductor es necesario que sus características superen las capacidades térmicas y mecánicas que tendrá la operación. Para esto se calcularán las rpm de salida, la relación de reducción, el torque nominal de trabajo sabiendo que la velocidad del carro y por lo tanto del cable es de 1.5 m/s.

a.1. Relación de reducción

$$n_{salida} = \frac{2 * v_{cable}}{D_{tambor}} = 3.75 \frac{rad}{s} = 35.8 \text{ rpm}$$

$$n_{entrada} = 1750 \text{ rpm (asumido del motor)}$$

$$i = \frac{n_{salida}}{n_{entrada}} = \frac{35.8}{1750} = 1:48.9$$

a.2. Torques de trabajo

Para hallar el torque de trabajo se utiliza el torque de subida máxima, pues es el mayor durante la operación.

$$C_{servicio} = 1.5 \text{ (para uso intermitente en elevadores}^8\text{)}$$

$$M_{nominal} = T_{subida \text{ max}} * \frac{D_{tambor}}{2} * C_{servicio} = 1892 \text{ N} * m = 1395 \text{ lb} * \text{pie}$$

El torque originado durante el frenado de emergencia es menor al torque nominal pues se da con tan poca frecuencia que es afectado por el factor de servicio, por esto no se considerará.

$$M_{freno} = T_{freno} * \frac{D_{tambor}}{2} = 1636.4 \text{ N} * m = 1205 \text{ lb} * \text{pie}$$

b. Selección del reductor

Una vez obtenidos los parámetros de selección se escoge el modelo o largo de carcasa con el torque máximo a soportar en casos de falla, este peor caso es el de frenado. Según la figura 3.22 para nuestro torque máximo todos los modelos se pueden utilizar.

Model	T _{2max} [in·lbs]	Model	T _{2max} [in·lbs]
300	14,000	311	490,000
301	21,500	313	580,000
303	32,000	314	900,000
304	43,000	315	1,150,000
305	62,000	316	1,500,000

Figura 3.22: Torque máximo admisible por modelo (tamaño de carcasa)
Catálogo de Reductores Bonfiglioli Serie 300. Pág. 15.

Con el modelo definido el siguiente paso es elegir la relación de transmisión más cercana a la calculada para una velocidad de entrada del motor de 1750 rpm, luego verificar que el torque nominal y la potencia sean mayor en la figura 3.23, esto ocurre a partir del modelo 301, pues la potencia de entrada es crítica para el modelo 300.

n ₁ drive speed rpm		i gear ratio 1:	n ₂ output speed rpm	T _{n2} rated torque in·lbs	P _{n1} rated power HP	P _t thermal capacity HP			Rn ₂ [lbs]			
									Permissible overhung loads			
							IEC input	NEMA input	NHC NPC	HZ PZ	FZ	
1750	301 R2	7.13	245	4860	20	14.5	71 to 132	N56C to N280TC	1580	1870	360	160
	301 R2	8.74	200	5960	20	14.5	71 to 132	N56C to N280TC	1680	1990	390	160
	301 R2	11.8	148	8060	20	14.5	71 to 132	N56C to N280TC	1840	2180	430	160
	301 R2	14.8	119	7910	15.8	14.5	71 to 132	N56C to N280TC	1960	2330	460	160
	301 R2	18.5	95	5840	9.3	14.5	71 to 132	N56C to N280TC	2100	2490	500	160
	301 R3	24.8	70	10600	13.0	14.5	71 to 100	N56C to N280TC	2290	2720	550	160
	301 R3	30.4	58	11500	11.5	14.5	71 to 100	N56C to N280TC	2440	2890	590	160
	301 R3	37.3	47	12100	9.8	14.5	71 to 100	N56C to N280TC	2590	3070	630	160
	301 R3	41.2	43	11500	8.5	14.5	71 to 100	N56C to N280TC	2670	3170	650	160
	301 R3	50.4	35	12600	7.6	14.5	71 to 100	N56C to N280TC	2840	3370	690	160
	301 R3	62.9	27.8	13000	6.3	14.5	71 to 100	N56C to N280TC	3030	3600	750	160

Figura 3.23: Características de reductores modelo 304 para 1750 rpm de entrada.
Catálogo de Reductores Bonfiglioli Serie 300. Pág. 51.

El reductor seleccionado será entonces 301 R3 50.4 PZ, un reductor ortogonal con tres etapas de reducción (R3), relación de transmisión de 50.4, con una base con patas y eje estriado (PZ). Además, según la figura 3.23 puede soportar un máximo de 3370 lbs (14990 N) de carga radial en su eje estriado, carga menor incluso en el caso de un frenado de emergencia.

c. Acoples del reductor

La conexión del Motofreno y reductor se realizará mediante un acoplamiento bridado estandarizado NEMA N180 TC, conectado en la parte superior mediante tornillos y transmitiendo la potencia mediante un agujero para chaveta, este depende del motor que se elegirá en el siguiente capítulo (3.2.3). Por otra parte, en la salida del reductor se conectará un acoplamiento WOA que transmitirá la potencia del eje estriado mediante

una brida con tornillos hacia el tambor, este acople elimina el juego axial en el eje y elimina ese grado de libertad para el tambor. Ambos acoplamientos son brindados por Bonfiglioli y diseñados específicamente para el reductor seleccionado. Ver figuras 3.24 y 3.25.



Figura 3.24: Reductor Planetario 304 R3 PZ con acoples NEMA N180 TC y W0A.

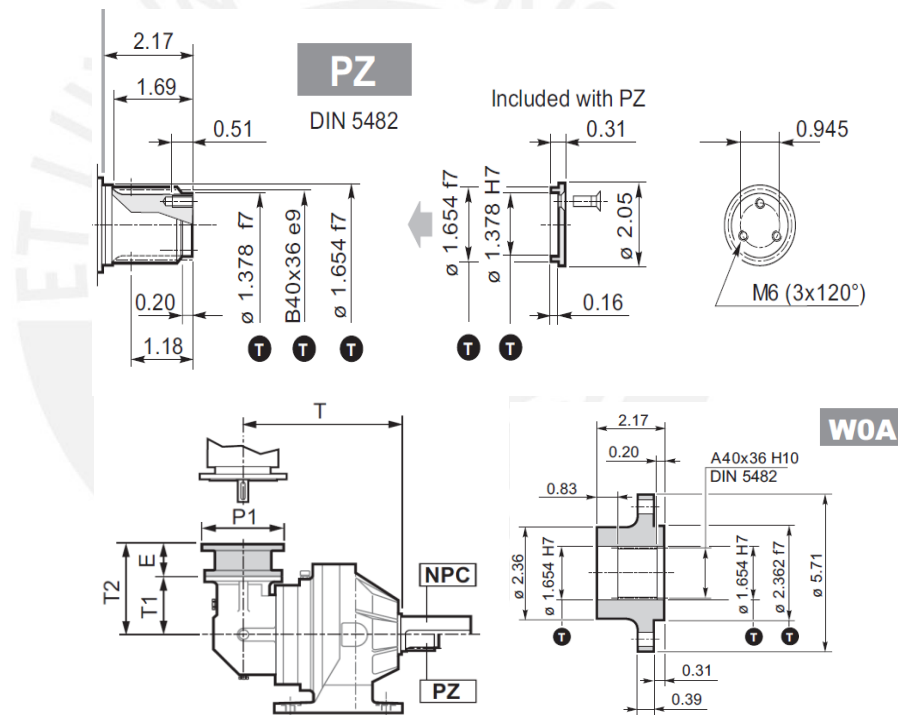


Figura 3.25: Características del eje estriado y acoples para tambor Bonfiglioli Serie 301
Catálogo de Reductores Bonfiglioli Serie 300. Pág. 160.

3.2.3. Motor freno

El sistema de transporte será accionado por un motor freno trifásico de corriente alterna. Se prefiere un motor con freno incorporado en los sistemas de elevación para evitar la inversión de giro en la subida, este freno conectado en negativo (cerrado cuando no hay electricidad en el motor) funcionará como freno de servicio y solo funcionará cuando el

sistema este desacelerado. El desacelerado lo realizará un variador de frecuencias (capítulo 3.2.5).

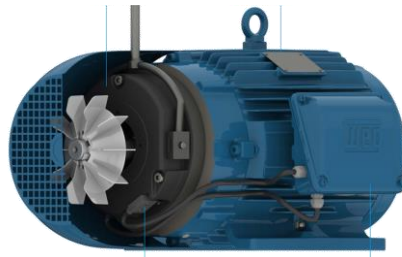


Figura 3.26: Motor freno posterior con rotor cilíndrico modelo W22 marca WEG
Catálogo de Motofrenos WEG modelo W22.

a. Características de la carga

Primero es importante conocer la forma de trabajo del motor en las dos situaciones a las que es sometido: para la subida el motor trabajará de forma directa, pues el torque del motor actuará en el mismo sentido de su giro igualándose al torque de la carga; durante la bajada el motor trabajará en lo que se llama “frenado regenerativo”, situación en la cual el torque brindado por el motor va en dirección contraria al movimiento y frena el torque de la carga. El frenado en el motor se puede lograr ya sea mediante inyección de corriente continua en dos bornes del motor, o trabajando este a velocidades mayores que la de sincronía con el fin de que actúe como generador, el desarrollo del método de frenado no se encuentra dentro de los alcances de la tesis deberá ser considerado al diseñar el sistema de control. Ver figura 3.27.

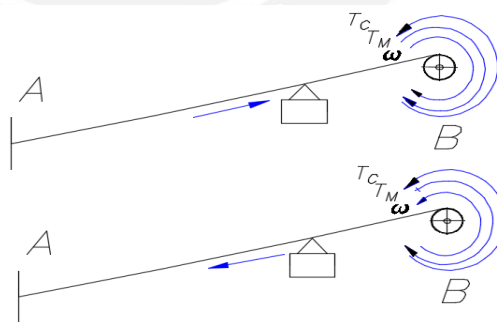


Figura 3.27: Direcciones de torques y velocidad angular del motor para la subida y bajada de la cabina
Fuente: Elaboración propia

Como ya fue calculado anteriormente (ver capítulo 3.1.2), la variación de la tensión en el cable tractor depende no solo de la posición de la cabina, pero también de si sube o baja, debido a esto se utilizará la ecuación 14 para estimar el torque equivalente (figura 3.28) y será comparado con el nominal del motor.

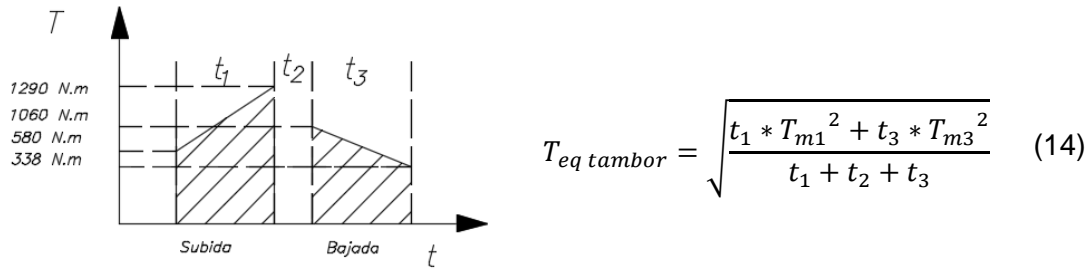


Figura 3.28: Torques durante el ciclo de carga.

Este método de cálculo de torque equivalente es solo admisible cuando la suma de tiempos que sobrepasan al torque nominal no es mayor a 10 minutos⁹, aproximadamente cada recorrido de 247m a 1.5 m/s de velocidad duraría 170 segundos o 2.9 minutos, por lo que está asegurado que dicha condición se cumplirá. Asumiendo una parada de 1 minuto como máximo entre viajes (t_2):

$$T_{eq\ tambor} = \sqrt{\frac{170 * 935^2 + 170 * 699^2}{170 + 60 + 170}} = 761\ N.m$$

Este torque tiene que ser reducido al eje mediante la relación de transmisión.

$$T_{eq\ eje} = T_{eq\ tambor} * i = 720 * \frac{1}{50.4} = 15.1 * m = 1.54\ kgf * m$$

Además la potencia del motor debe ser como mínimo la potencia de traslado en el tambor. Considerando un motor IE1 de eficiencia estándar (0.865), el reductor lineal planetario de alta eficiencia (0.91)¹⁰ y una eficiencia estimada conjunta de los demás elementos mecánicos (0.95), se tiene:

$$P_{eje} = \frac{T_{subida\ max} * v}{\eta_{red} * \eta_{mot} * \eta_{mec}} = \frac{3.154 * 1.5}{0.91 * 0.865 * 0.95} = 6.3\ kW$$

b. Selección del motor

Se elige un motor de 4 polos (1800 rpm de velocidad síncrona), con el par nominal y la potencia hallada se elige el motor W22 de 10 HP de potencia para eficiencia estándar de 60 HZ.

W22 Motofreno - Standard Efficiency - IE1 - 60Hz

Potencia kW HP		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente de rotor Bloqueado I _B /I _N	Par de arranque T _I /T _N	Par máximo T _b /T _N	Momento de inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo de rotor bloqueado (s)		Masa aprox. (kg)	Nivel de presión sonora dB(A)	220 V						Corriente nominal I _N (A)	
								Caliente	Frío			% de la potencia nominal			RPM				
												Rendimiento		Factor de potencia					
0,09	0,12	63	0,051	5,2	3,2	3,4	0,0003	22	48	7,0	48	1725	45,0	53,0	55,0	0,44	0,52	0,61	0,704
0,12	0,16	63	0,068	4,5	2,1	2,4	0,0004	25	55	7,0	48	1710	49,0	55,0	58,0	0,45	0,57	0,66	0,830
0,18	0,25	63	0,103	4,7	2,2	2,4	0,0004	16	35	7,5	48	1710	51,0	58,0	62,0	0,45	0,58	0,67	1,14
0,25	0,33	63	0,142	4,5	2,3	2,5	0,0006	20	44	8,0	48	1720	50,0	58,0	62,0	0,44	0,55	0,64	1,65
0,37	0,5	71	0,215	4,3	2,1	2,2	0,0007	12	26	10,0	47	1680	60,0	66,0	67,0	0,46	0,59	0,69	2,10
0,55	0,75	71	0,317	5,3	2,5	2,5	0,0008	12	26	11,5	47	1690	65,0	68,0	69,0	0,46	0,67	0,69	3,05
0,75	1	80	0,422	6,8	2,4	2,7	0,0032	9	20	12,5	48	1730	75,0	78,0	78,2	0,63	0,76	0,82	3,07
1,1	1,5	80	0,627	6,4	2,5	2,8	0,0030	9	20	14,0	48	1710	76,0	79,0	79,2	0,61	0,74	0,81	4,50
1,5	2	90S	0,845	6,4	2,1	2,6	0,0049	10	22	18,5	51	1730	80,5	81,5	82,0	0,59	0,71	0,79	6,08
2,2	3	90L	1,25	5,7	2,1	2,4	0,0060	9	20	22,0	51	1720	82,0	83,0	83,1	0,62	0,74	0,81	8,58
3	4	100L	1,70	6,8	2,4	2,7	0,0097	7	15	30,0	54	1720	83,5	84,0	84,1	0,63	0,77	0,83	11,3
3,7	5	100L	2,11	6,4	2,7	2,9	0,0097	11	24	33,0	54	1710	85,0	85,5	85,5	0,63	0,75	0,81	14,0
4,5	6	112M	2,50	7,2	2,1	2,8	0,0182	8	18	42,0	58	1750	84,5	86,0	86,2	0,61	0,73	0,79	16,6
5,5	7,5	112M	3,08	6,0	2	2,7	0,0167	11	24	43,0	58	1740	86,0	87,0	87,0	0,61	0,74	0,80	20,6
7,5	10	132S	4,15	7,2	2	2,8	0,0528	8	18	63,0	61	1760	86,5	88,0	87,5	0,67	0,78	0,83	27,2
9,2	12,5	132M	5,11	6,4	1,9	2,5	0,0642	8	18	70,0	61	1755	88,0	88,5	88,0	0,69	0,79	0,84	33,0

Figura 3.29: Catálogo de Motofrenos W22 de 4 polos y categoría IE1 para 60Hz. Catálogo de Motofrenos WEG modelo W22.

c. Condiciones de arranque

En primer lugar, la inercia de todo el sistema de transporte se debe reducir al eje, para hallar la inercia polar del tambor con el cable recogido se aproxima todo el conjunto a un cilindro hueco con el diámetro interno del tambor y el diámetro externo del tambor y la capa del cable con la masa sumada de ambos, ver ecuación 15:

$$J_T = \frac{m_t * (r_{int}^2 + r_{ext}^2)}{2} = 335.75 \text{ kg.m}^2 \tag{15}$$

Luego se reducen todas las inercias al motor mediante la ecuación 16, ver figura 3.30. $J_R = 0.002818 \text{ kg.m}^2$ del catálogo de Bonfiglioli, la inercia del motor es $J_0 = 0.0528 \text{ kg.m}^2$ y se puede observar en la figura 3.29.

$$J_{red} = J_0 + J_R + J_T * \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 + m_c * \left(\frac{v_c}{\omega_0}\right)^2 = 0.254 \text{ kg * m} \tag{16}$$

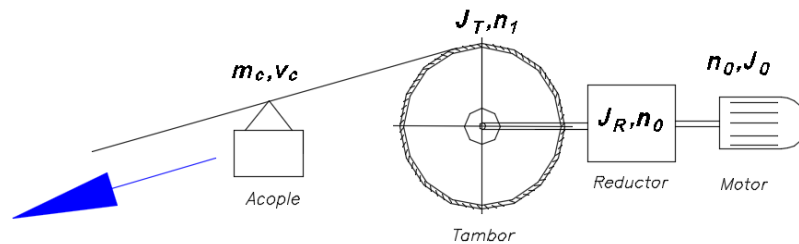


Figura 3.30: Esquema de transmisiones para el sistema de transporte por cable

Finalmente se el tiempo de arranque del motor, debido a que el torque durante el arranque varía desde el torque de arranque hasta el torque nominal, se estima un tiempo de arranque mediante la ecuación experimental 17¹¹ que tiene que ser menor al 80% del tiempo de rotor bloqueado frío:

$$t_{arr} = \frac{2 * \pi * n_0 * J_{red}}{60 * (T_M - T_C)} < 0.8 * t_{rb} \quad (17)$$

Donde T_M es el torque medio durante el arranque calculado por la ecuación 18¹² en la cual se considera un arranque con resistencias rotóricas o de estrella triángulo con menos de 3 segundos de cambio. Los torques máximos y de arranque se obtienen de la figura 3.29. Además si el torque de carga mínimo durante el arranque es $T_{subida\ mín}$ y t_{rb} es de 18 segundos según la misma figura.

$$T_M = \frac{0.85^2}{2} * (T_{Max} + T_{arr}) = \frac{0.85^2}{2} * (2.8(4.15) + 2(4.15)) = 7.19 \text{ kgf} * m \quad (18)$$

$$t_{arr} = \frac{2 * \pi * 1760 * 0.254}{60 * (7.19 - 1.17)} = 7.776 \text{ seg} < 0.8 * 18 = 14.4 \text{ seg}$$

Y el tiempo de arranque es menor, lo que significa que el rotor no se sobrecalentará arrancando.

d. Capacidad de frenado del freno interno

Como comentado en el capítulo 1.2.5, la desaceleración es muy recomendada utilizando un motor eléctrico con variador de frecuencias; no obstante, se necesitan dos frenos extras encargados de frenar el sistema en caso de emergencia y cuando el sistema se encuentra totalmente desacelerado, estos frenos son llamados freno de emergencia y de servicio respectivamente.

La activación del freno del Motofreno se dará cuando este haya parado completamente funcionando como freno de servicio o *parking*; sin embargo, por exigencias de la norma europea de seguridad se establece que ambos frenos han de tener la capacidad mínima de frenado de emergencia. Las desaceleraciones causadas por este freno deben estar entre 0.2 y 0.5 m/s² como anteriormente comentado, se calculará durante la bajada en la estación inferior ($T_{bajadamín}$) para la mayor desaceleración y en la bajada en la estación superior para la menor del rango. Antes de realizar una sumatoria de momentos en el

eje del tambor (ecuación 19) se debe de aumentar la inercia del sistema a la velocidad del mismo (35 rpm).

$$\sum M = M_{Motofreno} - M_{bajada} = \alpha_{fr} * J_{red} * i^2 \tag{19}$$

Además la aceleración angular se puede expresar en función de la aceleración tangencial requerida durante el frenado.

$$M_{freno\ emergencia} + M_{Motofreno} = M_{bajada\ min} + \alpha_{fr} * r_{tambor} * J_{red} * i^2$$

$$M_{Motofreno} = \frac{330.8}{9.81} + 0.5 * 0.4 * 0.25 * 50.4^2 = 160.72\ kgf * m = 1576\ N * m\ (a\ 35\ rpm)$$

Según el catálogo, a la carcasa de motor 132 le corresponde un tamaño de freno 16 con las características mostradas en la figura 3.31. Sin embargo, los motofrenos Weg W22 trabajan con un sistema de freno modular que permite el cambio de frenos a distintas carcasas según las necesidades de cada sistema, por lo que usaremos el freno con el torque nominal más cercano al hallado, el freno de tamaño 12 para motores carcasa 100.

Carcasa	Torque a 100 rpm [Nm]		Máxima rotación de trabajo [rpm]	"Máxima energía disipada Q _e [J]"	Tiempo de respuesta del freno t ₁₂ [s]	
	Torque nominal	Torque opcional				
63	4	-	6,000	3,000	0.015	
71	8	-	5,000	7,500	0.017	
80		12				
90	16	23	4,000	12,000	0.020	
100	32	46	3600	24,000	0.030	
112	60	-		30,000		
132	80	125		36,000		
160	150	235		60,000		
180	260	345		80,000		
200	400	530	3,000	120,000	0.120	
225	530	800		0.135		
250	800	-		2,300	300,000	0.133
	-	1200				

Tamaño del freno	Corrección del torque en la rotación (rpm) [%]							
	750	900	1000	1200	1500	1800	3000	3600
06	93.5	92	91	89.5	87	85	80	78.5
08	92.5	91	89.7	87.7	85	83	78	76.5
10	91.5	89.5	88.2	86	83	81	76	74.7
12	90.5	88.2	87	84.2	81	78.8	74	72.2
14	90	87.5	86	83.5	80	77.7	73	71.5
16	89.5	87	85.5	82.5	79	76.5	72	70.2
18	88	85.7	84	80.7	77	74.5	70	68
20	87	84.5	82.5	79	75	72.2	68	66.2
25	86	83	81	77.5	73	70.1	66	-
31	82	79	77	73	69	65	-	-

Figura 3.31: Características de frenado para cada carcasa de motor a 100 rpm. Catálogo de Motofreno WEG modelo W22.

Conocido el torque nominal a 100 rpm y la corrección para 1800 rpm del freno de la carcasa 100 (0.788 de la figura 3.31), se conoce su torque de frenado aumentado al tambor (relación $i=50.4$).

$$M_{Motofreno} = M_{Motofreno(100\text{ rpm})} * f_{corrección(1800\text{ rpm})} * i = 1270\text{ N} * m$$

Este torque no será el que se utilizará, estos motores pueden trabajar en el rango de su torque nominal y un torque menor ajustando el entrehierro del motor¹³, con lo que se ajustará el freno para que otorgue el torque requerido de 1570 Nm.

Finalmente se debe verificar que el freno en la condición de bajada con pendiente máxima brinde una desaceleración mayor a 0.2 m/s², se utilizar nuevamente la sumatoria de momentos despejando la aceleración.

$$M_{Motofreno} = \frac{330.8}{9.81} + 0.5 * 0.4 * 0.25 * 50.4^2 = 160.72\text{ kgf} * m = 1576\text{ N} * m \text{ (a 35 rpm)}$$

$$a_{fr\ min} = \frac{\frac{M_{Motofreno}}{9.81} - \frac{T_{bajada\ max} * r_{tambor}}{9.81}}{r_{tambor} * J_{red} * i^2} = \frac{\frac{1570}{9.81} - \frac{2592 * 0.4}{9.81}}{0.4 * 0.25 * 50.4^2} = 0.214\text{ m/s}^2$$

El freno del motor cumple con el rango de aceleraciones en todo el recorrido cuando realiza un torque de 1570 Nm.

3.2.4. Freno de emergencia

a. Fuerza de frenado

La norma europea obliga a toda instalación de cable dedicada a transporte de personas a tener un freno totalmente independiente del motor en caso de emergencia. Este tiene que actuar de la forma más cercana al cable posible, pues si falla algún elemento del sistema de transmisión el freno de emergencia aun cumplirá su función, esta es la razón por la que el freno actuará directamente en una tapa del tambor como un freno de disco mostrado en la figura 3.32.

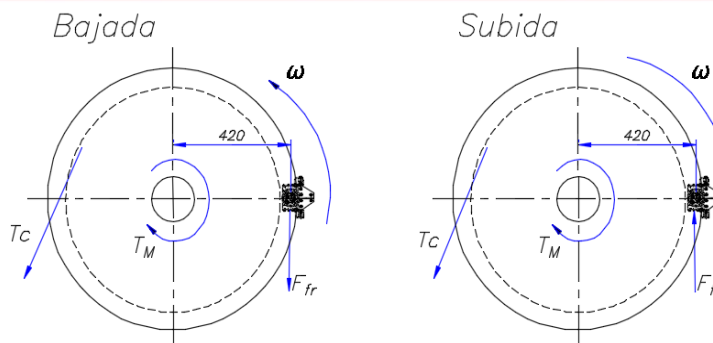


Figura 3.32: Fuerza de frenado de emergencia actuante en el tambor para la bajada y subida.

Este freno debe generar el mismo torque que el freno de motor para lograr las mismas desaceleraciones. Tiene un punto de aplicación según la figura 3.32 y las dimensiones del freno con el cual la fuerza de frenado es:

$$F_{fr} = \frac{M_{freno\ emergencia}}{(r_{aplicación} - b_{ancho\ del\ freno})} = \frac{1570}{(0.420 - 0.035)} = 4078\ N$$

b. Selección del freno de disco

Solo bastaría seleccionar un freno de mordaza con dicha capacidad, para esto se eligió la marca SVENDBORG, en el catálogo se puede distinguir la fuerza de frenado (encerrada en rojo) que es la fuerza ya calculada que actuará directamente en la tapa del tambor. Se elige una fuerza muy cercana, y esta fuerza de frenado será constante y generará distintas aceleraciones de frenado dependiendo del caso en el cual nos encontremos.



CALIPER TYPE	CLAMPING FORCE ¹⁾ [N]		BRAKING FORCE ²⁾ [N]	LOSS OF FORCE PER 1MM [%]	OPERATING PRESSURE ³⁾ MPa	BALANCING PRESSURE ¹⁾ MIN MPa	PAD SURFACE PRESSURE ⁴⁾ [N/mm ²]
	MIN	MAX					
BSFI 201 ¹⁾	1,000	1,300	800	14.0	3.0	1.16	0.16 - 0.24
BSFI 202	2,000	2,340	1,600	10.0	5.0	2.31	0.29 - 0.43
BSFI 203	3,000	3,470	2,400	6.0	6.5	3.47	0.43 - 0.64
BSFI 204	4,000	4,500	3,200	13.0	8.0	4.62	0.56 - 0.83
BSFI 205	5,000	5,640	4,000	9.0	10.0	5.77	0.71 - 1.03
BSFI 206	6,000	6,750	4,800	7.0	11.5	6.93	0.85 - 1.24
BSFI 207	7000	7,720	5,600	5.0	13.0	8.08	0.97 - 1.42
BSFI 208	8,000	8,930	6,400	4.0	14.5	9.23	1.12 - 1.64
BSFI 209	9,000	9,970	7,200	8.0	16.0	10.39	1.25 - 1.83
BSFI 210	10,000	10,840	8,000	7.0	18.0	11.54	1.36 - 1.99
BSFI 211	11,000	11,960	8,800	6.0	19.5	12.69	1.50 - 2.19
BSFI 212	12,000	12,920	9,600	6.0	21.0	13.85	1.62 - 2.37

Figura 3.33: Catálogo de frenos SVENDBORG BSFI 200

http://www.svendborg-brakes.com/media/76247/bsfi_300-x-200_-e_-dualspring_disc_brake.pdf

Se elige el freno BSFI 205 con una fuerza de frenado de 4000 N.

c. Desaceleración máxima en la estación

Finalmente se estudia el caso para el cual ambos frenos de servicio y emergencia actúan a la vez al cortarse la alimentación eléctrica, la mayor desaceleración ocurrirá cerca a la estación inferior.

$$a_{fr\ min} = \frac{\frac{2 * M_{Motofreno}}{9.81} - \frac{T_{bajada\ max} * r_{tambor}}{9.81}}{r_{tambor} * J_{red} * i^2} = \frac{\frac{2 * 1570}{9.81} - \frac{2592 * 0.4}{9.81}}{0.4 * 0.25 * 50.4^2} = 0.844\ m/s^2$$

Esta desaceleración no debe de ocurrir más que en casos excepcionales, sin embargo no es tan elevada como para causar daños en las personas según experiencias en otros sistemas de este tipo.

d. Selección de la unidad hidráulica de accionamiento

Con los datos de la ficha técnica del freno SVENDBORG elegido se puede calcular fácilmente la potencia hidráulica requerida y con esto elegir la unidad de potencia hidráulica que lo ha de accionar. Con la ecuación (20) se calcula la potencia sabiendo que son dos pistones hidráulicos accionados en el motor que actúan con una presión, volumen y tiempo de reacción dados.

	DUALSPRING
Weight of caliper without bracket:	Approx. 19 kg
Overall dimensions:	195 x 220 x 260 mm
Pad width:	70 mm
Pad area: (organic)	8,000 mm ² (*)
Max. wear of pad: (organic)	7,5 mm (*) "(=8 mm thick)"
Pad area: (sintered)	5,450 mm ² (*)
Max. wear of pad: (sintered)	7,5mm (*) "(=8 mm thick)"
Nominal coefficient of friction:	μ = 0.4
Total piston area - each caliper half:	8.67 cm ²
Total piston area - each caliper:	17.34 cm ²
Volume for each caliper at 1 mm stroke:	1.7 cm ³
Volume for each caliper at 3 mm stroke:	5.2 cm ³
Actuating time (guide value for calculation):	0.3 sec
Pressure connection/port:	1/8" BSP
Drain connection port:	1/8" BSP
Recommended pipe size:	10/8 mm
Maximum operating pressure	23.0 MPa
Operating temperature range - general	from -20°C to +70°C

$$P_{fr} = \frac{2 * V_{pistón} * p_{max}}{t_{reacción}} \quad (20)$$

$$P_{fr} = \frac{2 * 5.2 * 23}{0.3} = 797.3\ W$$

Figura 3.34: Catálogo de frenos SVENDBORG BSFI 200

Con esto se selecciona la unidad hidráulica necesaria del catálogo virtual Bosch Rexroth ABSKG-20AL9/VAZPB-2/90L/1, la unidad cuenta un el motor eléctrico que accionará la bomba, mediante mangueras se conectará al freno. Además de una válvula de control de sobrepresión y tanque de aceite. Ver figura 3.35.

Pump design	A	External geared pump
Nominal size	2	Displacement 2 cm ³
Pumped flow	2.9	l/min
Operating pressure	230	Operating pressure 230 bar
Max. set pressure pressure valve	315	Max. set pressure pressure valve 315 bar
Drive power	1.50	1.50 kW
Container size	20	20 liters
Oil-air cooler		Without
Control variant	1	Pressure control unit in accordance with AB 42-15
Options and accessories		
Filter contamination display	1	Visual
Level/temperature switch		Without
Thermostat		Without
Hand pump		Without
Oil leakage pan/feet		Without
Labeling	1	Standard: without
Coloring	0	Standard (cover with galvanic coating in accordance with DIN 50979)

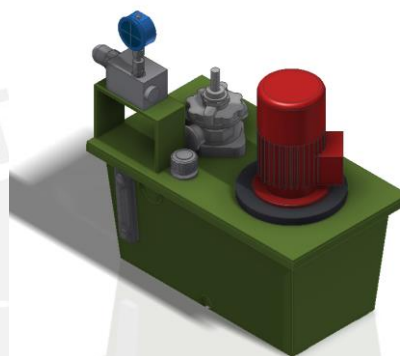


Figura 3.35: Datos técnicos de unidad de potencia hidráulica Bosch Rexroth ABSKG-20AL9/VAZPB-2/90L/1

<http://www.boschrexroth.com/ics/Aggregat/Datasheet.cfm?Language=EN&Region=none&Configurator=Standardaggregate&Modelcode=ABSKG&History=p537421&Preselection=Typ%3A%7BABSKG%7D>

3.2.5. Consideraciones de control

El control del sistema no será objeto de esta tesis, a pesar de esto es necesario mostrar las mínimas consideraciones para mantener un buen control del uso y la seguridad del sistema de transporte por cable.

a. Variador de velocidades

El variador de velocidades es la mejor opción de desaceleración cuando es necesario un control independiente de la carga, pues brindará una desaceleración constante y confortable a los pasajeros en todas las circunstancias, la aceleración y desaceleración nominales serán de 0.2 m/s^2 a la hora de llegada a las estaciones. En la figura 3.36 se observa la selección del variador DEMAG según la potencia del motor que controla.



Tamaño			4			5		6			
Clave de corriente	DIC-4-...- E		025	032	040	045	060	075	090	110	
Salida lado motor											
Potencia de árbol motor recomendada	P	kW	11	15	18,5	22	30	37	45	55	
Corriente de salida	I	A	25	32	40	45	60	75	90	110	
Tensión	U	V	3 x 0 ... voltaje de red								
Capacidad de sobrec.	-	-	1,5 durante 60 s; 2,0 durante 10 s	1,2 durante 60 s; 1,5 durante 10 s	1,5 durante 60 s; 2,0 für 10 s						
Protección	-	-	resistente a cortocircuitos / cortocircuitos con masa								
Frecuencia de campo giratorio	f	Hz	0 ... 300 dependiendo de la frecuencia de modulación								
Frecuencia de conexión	f	kHz	2 ... 16			2 ... 8					
Entrada desde la red											
Cte. nominal ²⁾	3 ph / PE	I	A	26	28,2 ¹⁾	35,6 ¹⁾	52	58 ¹⁾	72	86 ¹⁾	105 ¹⁾
Voltaje de red	U	V		3 x 380 hasta 480 +10/-15 %							
Frecuencia de red	f	Hz		50 / 60 +/-10 %							
Fusibles	3 ph / PE	I	A	35	50	63	80	100	125		
Parte mecánica											
Dimensiones	HxBxT	mm		250x125x200			250x200x265		400x275x265		
Peso (aprox.)	m	kg		3,8			8		20		
Grado de protección	-	-		IP 20 (EN60529)							
Bornes de conexión	A	mm ²		0,2 ... 16			... 25		... 70		
Tipo de montaje	-	-		vertical							

Figura 3.36: Catálogo de variadores de frecuencia DEMAG con tablero de control.
<http://www.demag-doku.de/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF?IdentNr=21311044>

b. Pasos del proceso

Idealmente el sistema se manejaría desde la estación motriz por un operador que se encuentre permanentemente vigilando el viaje, por cuestiones de costos esto no es posible al encontrarnos con un sistema de uso rural; otra alternativa a esto es manejar el sistema desde la cabina mediante señales de radio, lo que generaría costos excesivos también al necesitar fuentes de alimentación alternativas (como celdas solares comunes en cabinas de teleféricos de gran magnitud) y la complicación que generaría tenerlas expuestas al público sin supervisión; finalmente se pensó en un sistema de control que cuente con las siguientes características:

- Mediante un botón de arranque ubicado en cualquiera de las dos estaciones se acciona la alimentación del sistema, la persona lo debe poder activar subida en la

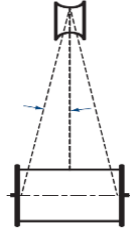
cabina y comienza el recorrido con las debidas señalizaciones. El freno de servicio en el Motofreno se suelta y el motor arranca moviendo todo el sistema.

- El motor llega a su velocidad estable de 1.5 m/s correspondiente a 1760 rpm y el torque de la carga y el motor se igualan.
- Al llegar a una señal de tope ubicada en el cable carril o mediante un temporizador. el Motofreno comienza a desacelerar debido al variador de velocidades con 0.2 m/s^2 hasta aproximarse a la velocidad nula.
- Finalmente una vez que la cabina llego a su destino todo el sistema se apaga y el freno del motor vuelve a su estado normal impidiendo el movimiento del tambor y frenando completamente el sistema.
- En caso de alguna eventualidad un sensor de velocidad, tensión eléctrica, tensión del cable, etc., ubicado en la estación motriz debe enviar la señal para apagar el sistema, esto regresará el freno del Motofreno y de emergencia a sus estados normales de cierre y frenarán el sistema.
- En caso de la rotura del cable tractor, un freno de emergencia en el carro de la cabina (capítulo 3.3.2) se activará automáticamente al detectar la falta de tensión de este cable. Este freno detendrá la cabina en medio del recorrido y se tendrá que recurrir a un salvataje externo independiente del sistema de transporte por cable (compañías terceras de salvataje).

3.2.6. Polea compensadora

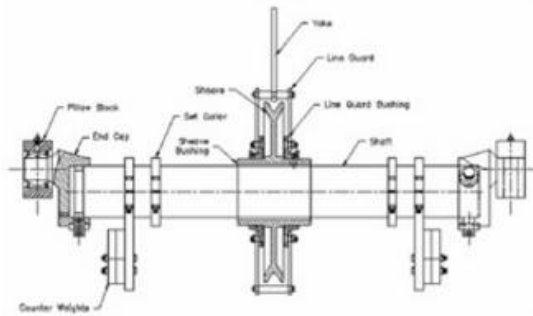
Para asegurar el enrollamiento correcto del cable en el tambor el factor de mayor importancia es el ángulo de desviación lateral o ataque del cable con respecto a la polea desviadora, este ángulo es impuesto también por la norma de cables NTP 155 y por todos los fabricantes de tambores y se encuentra entre 0.5° y 2° para tambores ranurados. Sin embargo, esto implicaría un espacio mínimo muy grande para posicionar la polea de desvío.

$$L_{desvio} = \frac{L_{tambor}}{2 * \text{tg}(\alpha)} \quad (21)$$



$$L_{desvio} = \frac{1.25}{2 * \text{tg}(1.5)} = 23.8 \text{ m}$$

Por esta razón, se utiliza un simple sistema de compensación de ángulo de ataque, este sistema consiste en una polea deslizante sobre un eje que es auto desplazada debido a la componente lateral de la tensión de la cuerda, esto asegura una desviación angular pequeña con respecto a la polea desviadora. (Figuras 3.37 y 3.38).



Figuras 3.37 y 3.38: LeBus Fleet Angle Compensator
http://www.lebus-intl.com/fleet_angle_compensator.html

El diámetro del eje depende de la longitud del tambor y la tensión de arrollamiento, mientras que el diámetro de la polea depende del diámetro del cable y se recomienda que sea 250 mm como mínimo para poleas compensadoras de cables de 10mm¹⁴.

El diseño completo del sistema compensador de ángulo se encuentra en el anexo B.

3.2.7. Estructura de soporte

Todo el sistema estará fijado en una estructura cuya geometría es definida por la posición relativa entre los componentes anteriormente descritos y se muestra en la figura 3.39. Esta estructura debía alojar no solo al tambor mediante sus apoyos, sino también los demás elementos seleccionados anteriormente de forma segura.

Se eligieron perfiles en H americanos de ala ancha WF8x28 las uniones transversales, WF4x13 para las longitudinales y patas, finalmente planchas de 8 milímetros para las cartelas de anclaje. Por tener fuerzas casi constantes (pues la variación de la tensión se da en periodos muy largos de tiempo), este sistema no presentará aislamientos

vibratorios, será anclado al piso con el fin de evitar que las fuerzas externas ocasionadas por el cable tractor no muevan al conjunto.

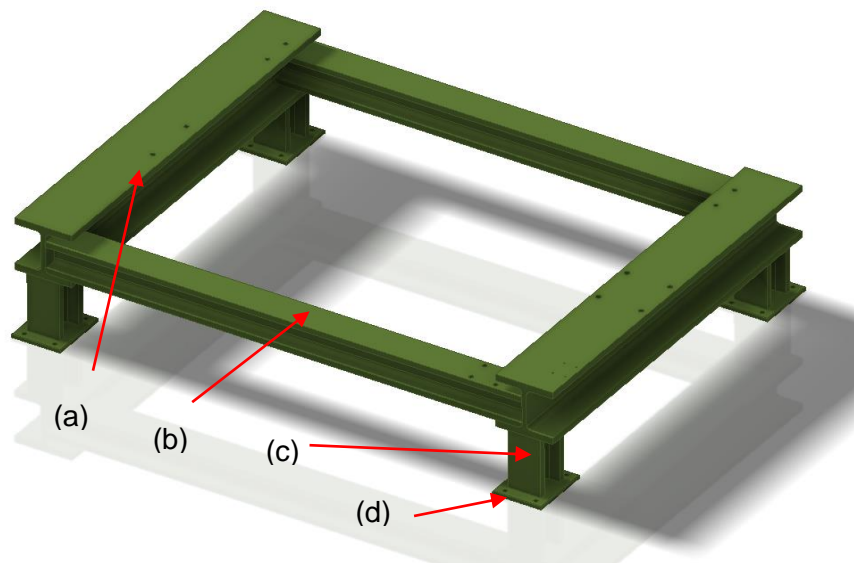


Figura 3.39: Estructura de soporte para el sistema motriz: Perfiles transversales (a), perfiles longitudinales (b), patas (c) y cartelas de anclaje (d).
Fuente: Elaboración propia

El diseño completo de esta estructura puede ser encontrado en el anexo C.

El la verificación de los tornillos utilizados puede ser encontrada en el anexo D.

3.3. DISEÑO DE LA CABINA DE TRANSPORTE

La cabina de transporte constará de tres partes principales a diseñar como mostradas en la figura 3.40: la canasta (a), el sistema de freno de carro en caso de rotura del cable tractor (b) y el carro de ruedas (c). Es una buena práctica utilizar en la cabina un factor de seguridad mínimo cercano al del cable carril. Por esta razón, se utilizará un coeficiente de seguridad mínimo de 3.5 todos los elementos de esta cabina.

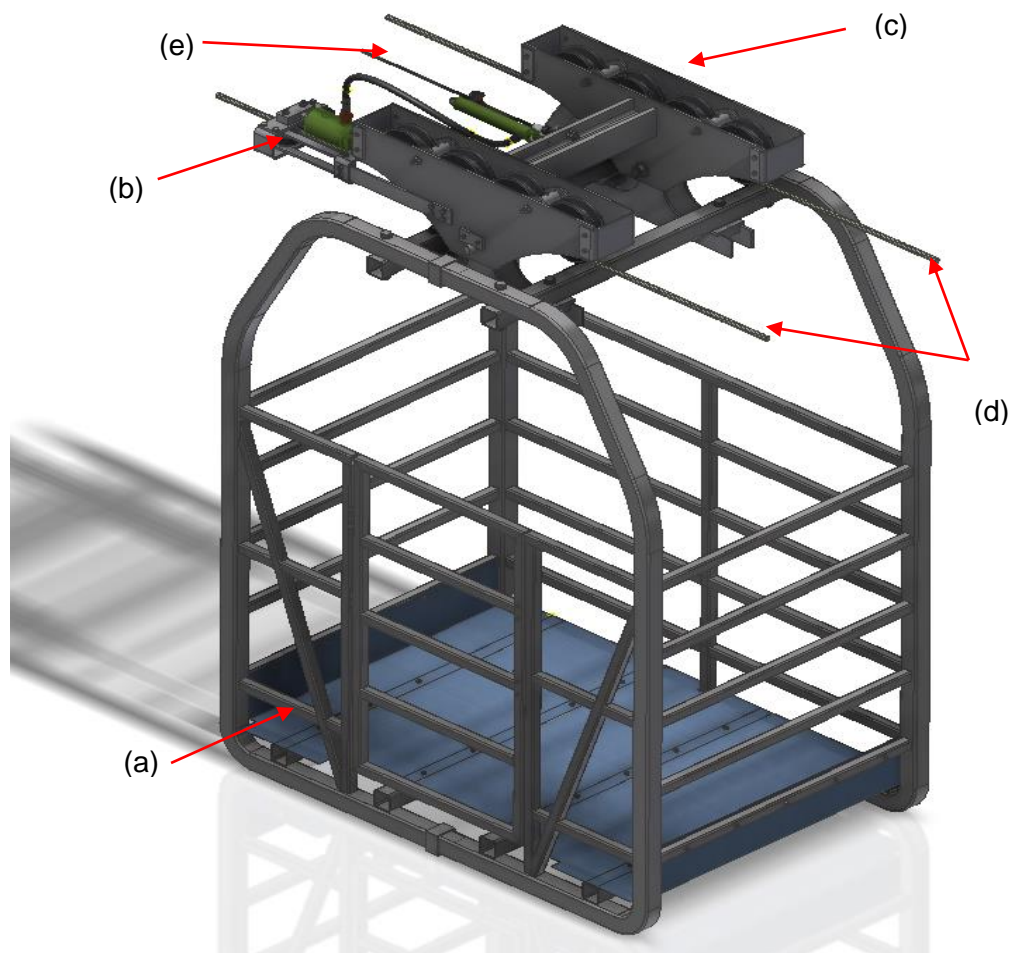


Figura 3.40: Cabina de transporte: Canasta (a), freno de emergencia (b), carro de ruedas (c), cables carriles (d) y cable tractor (e). Fuente: Elaboración propia

3.3.1. Canasta de la cabina

Se le llamará canasta al elemento encargado de alojar a las personas y la carga de aproximadamente 500 kg (asumiendo un peso completo de la cabina de 500 kg).

La estructura de la canasta está formada por tubos cuadrados de dos tipos mostrados en la figura 3.41, DIN 70x70x5 para los dos arcos de soporte y perfiles transversales para el piso, y DIN 40x40x2.9 para los perfiles transversales laterales y rigidizadores.

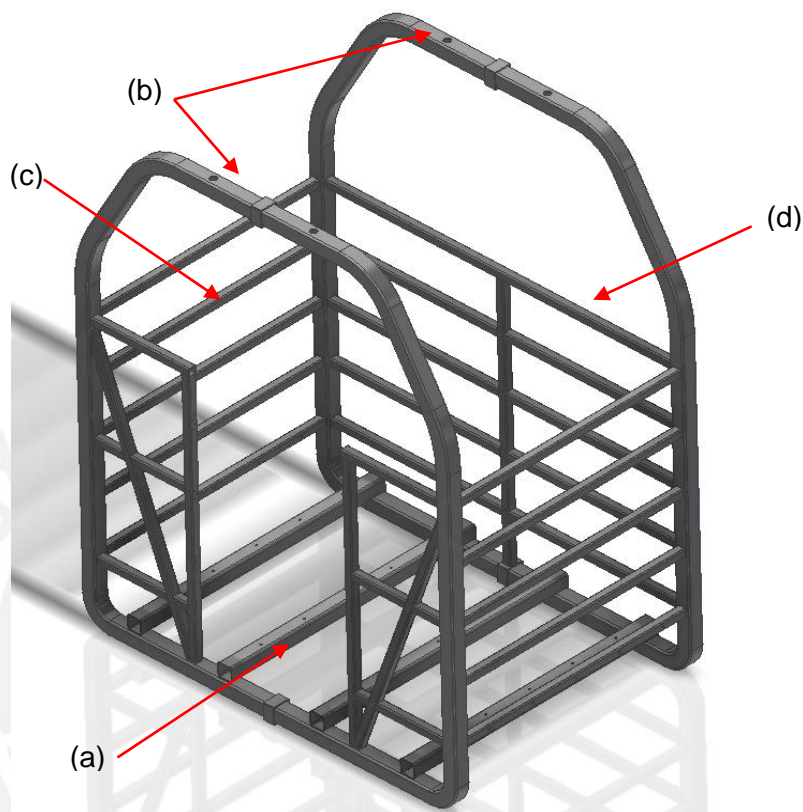


Figura 3.41: Estructura de la canasta: Perfiles transversales para el piso (a), arcos de soporte (b), perfiles transversales laterales (c), perfiles rigidizadores (d). Fuente: Elaboración propia.

a. Cálculo de resistencia de la canasta

La cabina estará colgada de la parte superior de los arcos de soporte y el peso se distribuirá en los perfiles transversales que soportarán el piso, este peso será de 500 kg.

a.1. Perfiles transversales para el piso

Estos perfiles se comportan como vigas empotradas. El perfil solo tiene una fuerza puntual en el medio como lo muestra la figura 3.42. Sabiendo que el perfil mide 1200 mm se puede hallar las reacciones en los apoyos.

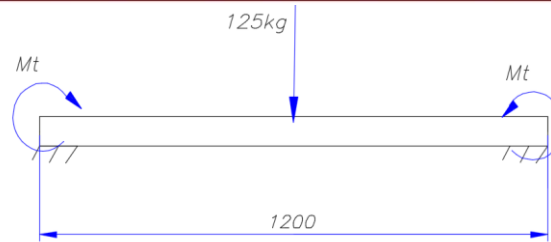


Figura 3.42: Fuerzas en los perfiles del piso. Fuente: Elaboración propia

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{1226}{2} = 613 \text{ N}$$

$$M_{Ay} = M_{By} = \frac{1226 * 1200}{8} = 183.9 \text{ N.m}$$

Estas fuerzas en los extremos generan el diagrama de fuerzas mostrado en 3.43.

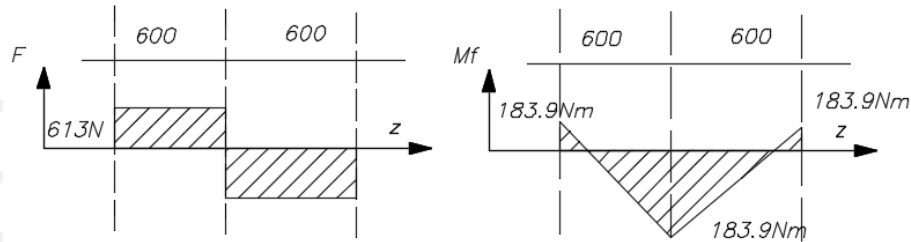


Figura 3.43: Diagrama de momentos y fuerzas para perfil transversal de piso

Esto muestra nuevamente que el mayor estado de esfuerzos lo presenta el extremo, se calculará la soldadura en este caso ya que tiene menor resistencia que el área empotrada perteneciente a tubo al tener menor área. El perfil irá soldado como mostrado en la figura 3.44 con un cateto de 3mm.

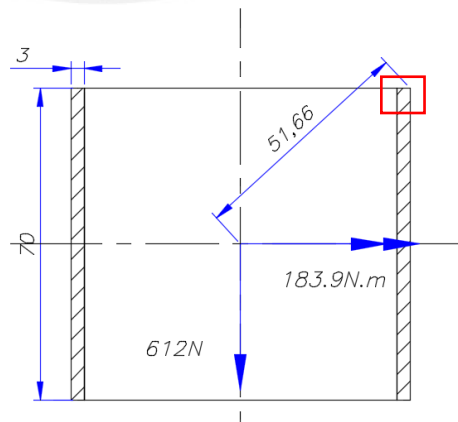


Figura 3.44: Esquema de la soldadura para los perfiles longitudinales. Fuente: Elaboración propia

El centroide está posicionado en el centro geométrico de la soldadura por ser simétrica, se calcula la inercia en el eje horizontal x-x.

$$I_{xx} = \sum(I_{xxi} + y_i^2 * A_i) = 2 * \frac{3 * 70^3}{12} = 171500 \text{ mm}^4 \quad (22)$$

Finalmente se puede hallar los esfuerzos en el plano del cateto para la zona más crítica mediante las ecuaciones 22 y 23.

$$n_1 = \frac{M_x * d}{I_{xx}} = \frac{183000 * (35)}{171500} = 37.3 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$t_t = \frac{F_i}{A} = \frac{612}{1.45} = 1.45 \text{ MPa} \quad (24)$$

A continuación se calculan los esfuerzos principales y el factor de seguridad.

$$\sigma_n = \frac{37.3 + 1.45}{\sqrt{2}} = 28.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_n = \frac{37.3 - 1.45}{\sqrt{2}} = 25.35 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{1.25 * 0.8}{360} * \sqrt{(28.5)^2 + 3 * (25.35)^2} = \frac{1}{6.87}$$

La unión soldada resiste con un coeficiente de seguridad mayor a 6.

a.2. Arco de soporte

El arco de soporte se calcula como perfil curvo sometido a las reacciones trasladadas por las soldaduras de los perfiles transversales inferiores y apoyados en la zona superior. Se utilizan las ecuaciones 25 y 26 para hallar el radio del eje neutro y el esfuerzo total respectivamente por el método de Winkler, se calcularán los radios de 215 mm y 65 mm de la cabina por ser considerados críticos. En la figura 3.45 se puede observar las cargas y distancias en los radios.

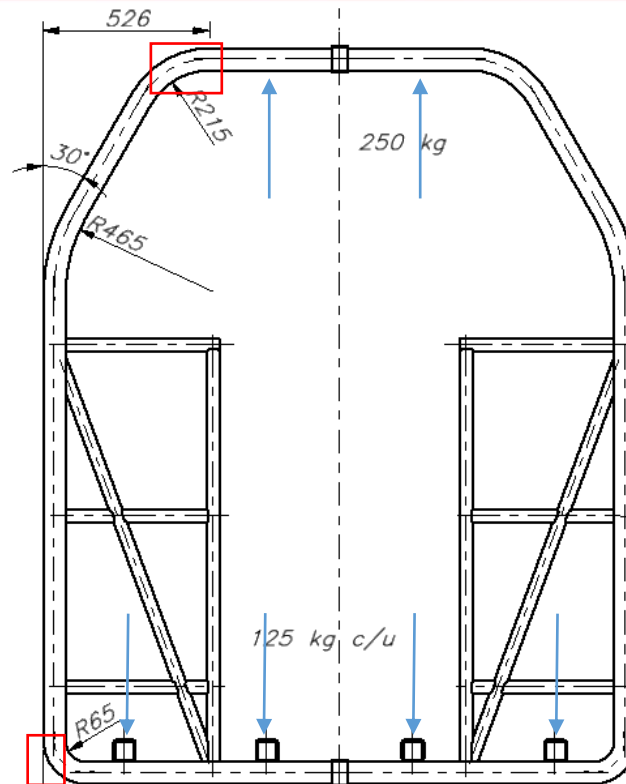


Figura 3.45: Arco de soporte. Fuente: Elaboración propia

Se sabe que el perfil tiene un espesor e de 5 mm y ancho b de 70 mm, se calcula entonces el radio de curvatura para el radio interno de 215 mm y el externo de 285 mm.

$$r_n = \frac{(b - 2 * e) * (2 * e) + 2 * e * b}{b * \left(\ln\left(\frac{r_i + e}{r_i}\right) + \ln\left(\frac{r_o}{r_o - e}\right) \right) + 2 * e * \ln\left(\frac{r_o - e}{r_i + e}\right)} = 247 \text{ mm} \quad (25)$$

Además El momento trasladado a este radio es de 250 kg por la distancia de 526 mm a la zona crítica, el área aproximada es de 1400 mm². Existe además un esfuerzo cortante producido por la fuerza.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(M * \frac{r_n - r_i}{r_i * A * e} \right)^2 + 3 * \left(\frac{F}{A} \right)^2} = 32.71 \text{ MPa} \quad (26)$$

Comparado con el esfuerzo de fluencia (250 MPa) hay un factor de seguridad de 7.6. A continuación se realiza el mismo cálculo para el radio interno de 65 mm. En este caso el momento se calcula como una viga empotrada siendo n el número de fuerzas iguales distribuidas en la viga empotrada, es decir 4, y F la fuerza de 125 kg que se distribuye.

$$M' = F * l * \frac{2 * n^2 + 1}{24 * n} = 788 \text{ 248 N * m}$$

$$r_n' = 92 \text{ mm}, \quad \sigma_{eq}' = 70.7 \text{ MPa}, \quad FS' = 3.53$$

b. Análisis estático por Método de Elementos Finitos de la canasta

Para tener mayor seguridad de los resultados obtenidos, se realiza el análisis estático de la estructura en el software Autodesk Inventor, la simulación se realiza por el Método de Elementos Finitos en la cual se restringe el movimiento de los extremos superiores de los tubos de soporte y se colocan las fuerzas del peso de la cabina y del peso de las personas en las vigas inferiores.

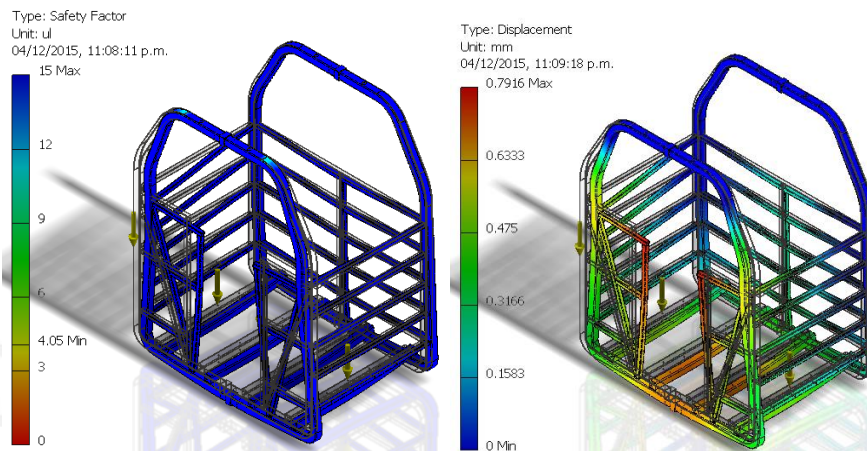


Figura 3.46: Resultado de ensayo de esfuerzos para la cabina soldada por MEF en Autodesk Inventor.
Fuente: Elaboración propia

De este resultado se observa un factor de seguridad mínimo de 4 en los radios superiores de los tubos principales de soporte y una deflexión máxima de 0.8 mm cercana a la puerta.

c. Componentes adicionales

c.1. Puerta de la cabina

Finalmente, la puerta de la cabina la formará una estructura rectangular formada por perfiles cuadrados DIN 40x40x2.9 unida a la cabina mediante tres bisagras y cuyo cierre es asegurado por 2 seguros como mostrados en la figura 3.47.

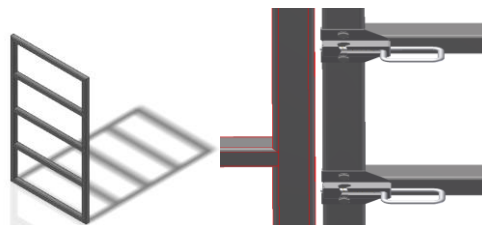


Figura 3.47: Detalles de la puerta de la cabina. Fuente: Elaboración propia.

c.2. Piso de la cabina

El piso de la cabina lo formará una plancha gruesa ASTM A36 perforada de 4 mm de espesor y doblada que se atornillará a la estructura de la canasta. Ver figura 3.41.

3.3.2. Sistema de freno de carro

De acuerdo con la normativa europea, para los sistemas de transporte por cable bicable o tricable se debe tener un freno que actúe automática y directamente en el carro sobre alguno de los cables carriles en caso de rotura del cable tractor o de alguno de los elementos de unión entre el carro y el sistema motriz.

a. Accionamiento del freno de carro

Este freno debe actuar inmediatamente después de la rotura del cable tractor. Debido a que no se cuenta con ninguna clase de alimentación eléctrica dentro de la cabina, fue imperativo que el freno sea accionado por la falta de tensión del cable tractor, esto se logró mediante un juego de cilindros hidráulicos conectados entre sí de manera que cuando uno detecte la falta de tensión, el resorte interno de retorno genere la fuerza suficiente como para accionar el otro y este activar un mecanismo de frenado. En la figura 3.48 se muestra la configuración en la cual el retorno del pistón A acciona al pistón B a la hora de rotura del cable del medio o tractor.

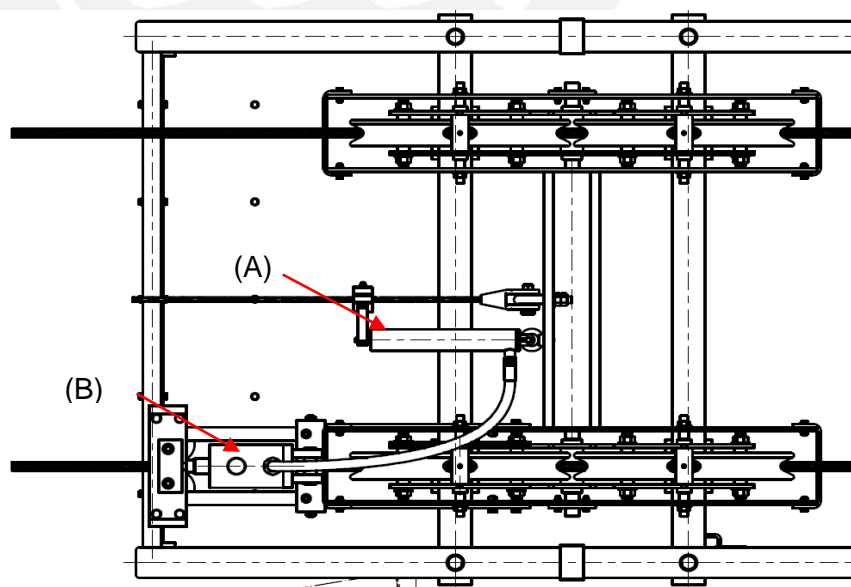


Figura 3.48: Accionamiento de pistones para freno de carro
Fuente: Elaboración propia

El accionamiento del pistón B desviará dos rodillos excéntricos ubicados en el freno y los acercarán al cable para generar la fricción, esto se puede apreciar mejor en la figura 3.49.

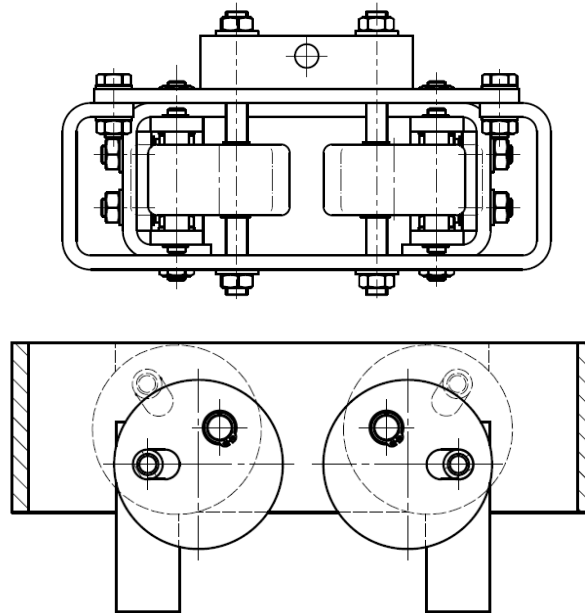


Figura 3.49: Movimiento de rodillos de freno
Fuente: Elaboración propia

Los rodillos excéntricos están hechos del material de fricción rígido RWT, este compuesto brinda altos coeficientes de fricción y altas propiedades mecánicas. Si bien es cierto que este material desgastará prematuramente el cable carril al ser usado como freno, esta es una situación de emergencia y en caso de la rotura de cable tractor toda la instalación debe pasar por mantenimiento inmediato. En la figura 3.50 se muestran las características de este material.

MATERIAL	Coef. Fricción Dinámico (F.A.S.T. test)	T° Fading (F.A.S.T. test)	Resis. Tracción (A.S.T.M. D-638)	Resis. Compresión (UNE 53205)	Desgaste @79N, 7m/s
RWT	0.55 ±0.05 μ	400°C	35N/mm2	185 N/mm2	60± 10 mm ³ /Kwh

Figura 3.50: Características del material de fricción RWT
http://www.frenossauleda.com/friccion/?q=es/Materialdefriccionlista&lista=listmaterials_Rcas&id=ES

b. Fuerza de frenado

El cálculo de la fuerza de frenado para la respectiva selección de los pistones hidráulicos necesarios sigue el esquema de la figura 3.51. Conocida la fuerza que necesita la cabina

para desacelerar con una aceleración de 0.2 m/s^2 en la máxima pendiente, se estima la fuerza con la que deben presionar los rodillos. La fuerza F_f es igual a la fuerza que necesita el carro para frenarse, proporcional a la fuerza F_n (fuerza normal entre las superficies) y todo eso causado por la fuerza F_{p1} , que es la fuerza en el pistón (b).

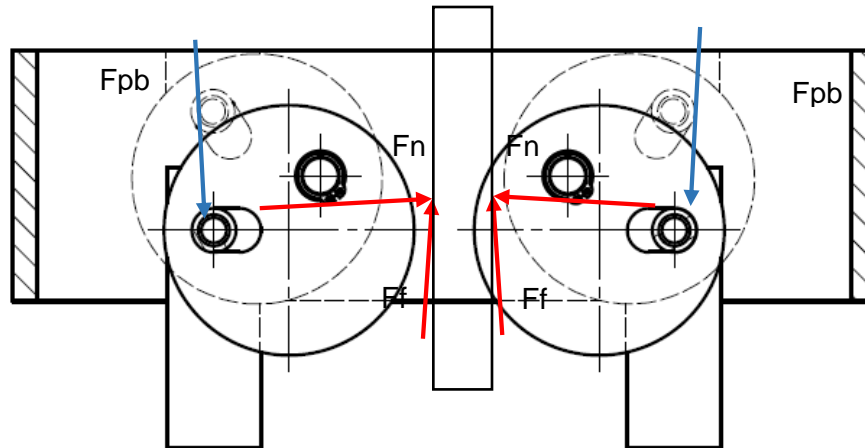


Figura 3.51: Fuerzas en el accionamiento en el frenado del carro
Fuente: Elaboración propia

La fuerza de frenado es proporcional al peso de la cabina y la inclinación del camino también, en este caso cuando $\beta = 17.4^\circ$ y la aceleración esperada es de 0.2 m/s^2 .

$$2 * F_f = Q * (g * \sin(\beta) + a_f) = 3068 \text{ N} \tag{27}$$

$$F_f = 1534 \text{ N}$$

El coeficiente de fricción de la figura 3.49 se ve afectado pues en el peor de los casos el cable se encontrará engrasado y mojado, por lo disminuirá de 0.55 a 0.40. Con esto:

$$F_N = \frac{F_f}{\mu} = \frac{1534}{0.4} = 3835 \text{ N}$$

Realizando la sumatoria de momentos para el punto de pivote de la rueda (donde se encuentra el anillo retenedor) se tiene la fuerza necesaria en el pistón (b) para que el rodillo quede en equilibrio y a su vez frene el carro.

$$\sum M = 0 = F_N * 17.3 - F_f * 30 - F_{pb} * 24/2$$

$$F_{pb} = 1685 \text{ N}$$

Se calculó la fuerza que debe ejercer el pistón (b), luego se debe hallar la fuerza que ejerce el pistón (a) sabiendo que el resorte debe ejercer una fuerza menor a la menor

tensión del cable tractor (de lo contrario se activaría el freno solo) de 800N. Se fijará la fuerza realizada por el resorte a su máxima compresión en 500N, con esto se seleccionan los pistones cuya relación de áreas origine esto.

Se seleccionaron los pistones Parker 1.50 BBRDHBTA9 (9" de carrera) y 3.25 BBRDHBTA1 (1" de carrera), ya que tienen el mismo volumen (la carrera completa de uno originará la carrera completa del otro), además la relación de áreas entre ambos (4.55) multiplica la fuerza del resorte en A para frenar el carro. El resorte tendrá 1.106 N/mm de coeficiente de rigidez.

3.3.3. Carro de rodadura de la cabina

Se opta por el siguiente diseño de carro mostrado en la figura 3.52, este consta de 2 trenes de rodadura (a) con 4 poleas-rueda (b) en cada uno, sostenidas mediante dos balancines (c) a un soporte superior lineal de placas (d), este conjunto soportará el peso total transportado y a su vez mediante el pivote conectado al soporte inferior (e) la cabina recibirá un grado de libertad (oscilación) con el fin de no generar momentos y mantener a las personas verticales para su confort.

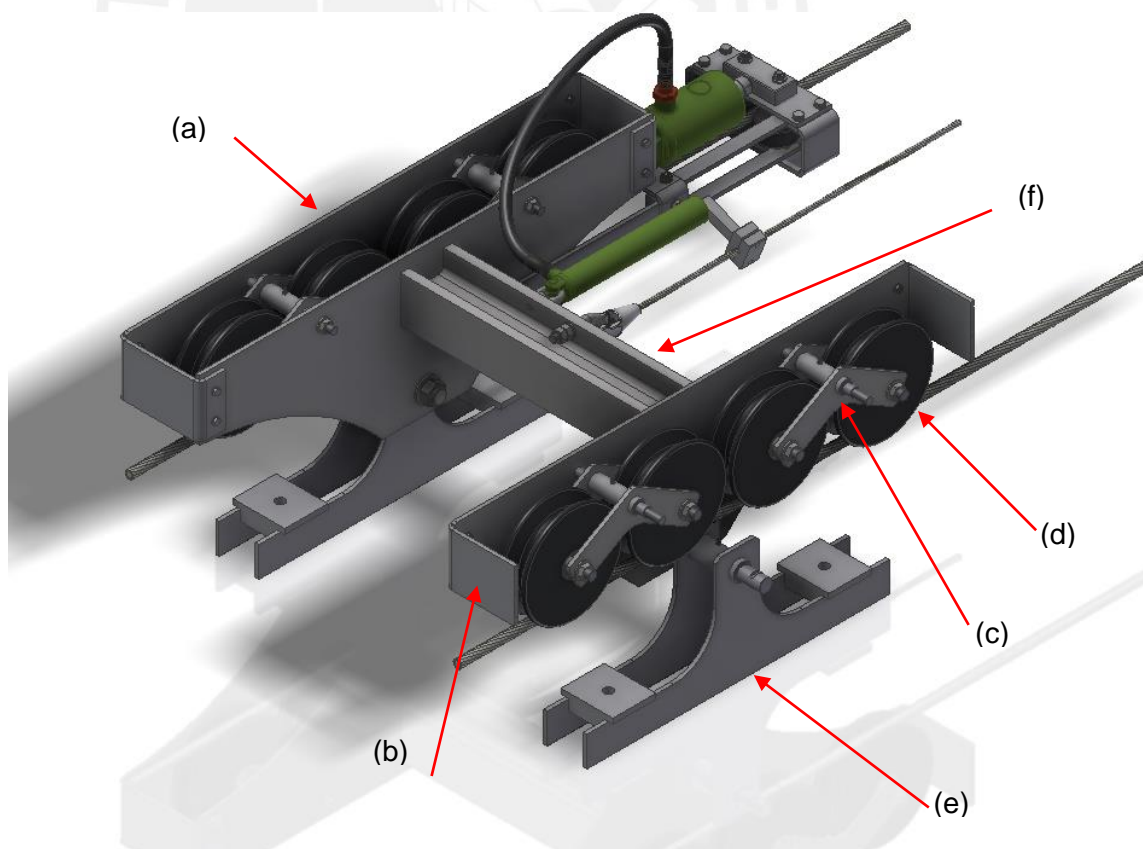


Figura 3.52: Carro de rodadura de la cabina (a): Soporte superior (b), balancines (c), ruedas (d), soporte inferior (e), union transversal (f). Fuente: Elaboración propia

a. Consideraciones iniciales del tren de ruedas

La experiencia demuestra que la mayoría de los accidentes en estos sistemas se debe a la inestabilidad de las cabinas, esto significa, al carro de poleas. Para evitar esto existen relaciones que deben verificarse a la hora del diseño del carro.

a.1. Relaciones de carga con la tensión del cable

Se debe verificar que la relación entre la carga promedio por rueda-tensión de cable y la carga total del conjunto de rodillos-tensión del cable se encuentren por debajo de 1/60 y 1/12 respectivamente¹⁵, esto evitará que cargas altas generen deflexiones excesivas en un cable poco tensado y las ruedas no trabajen como conjunto. Ver figura 3.53.

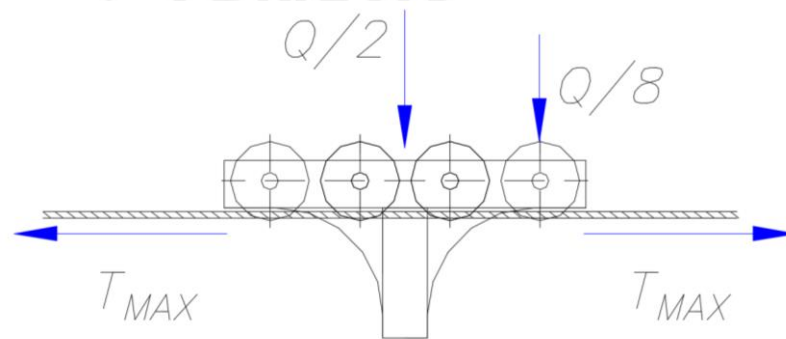


Figura 3.53: Cargas en el conjunto de rodillos

$$i = \frac{Q}{2 * T_x} = \frac{1000 * 9.81}{2 * 76800} = 0.06386 < 1/12$$

$$i' = \frac{Q}{2 * T * n_{ruedas}} = \frac{1000 * 9.81}{2 * 76800 * 4} = 0.01596 < 1/60$$

a.2. Relación de profundidad de garganta

Se verificará también que la profundidad de garganta sea tal que no deje descarrillar al cable, esto se logra también fijando una profundidad mayor a 0.4 veces el diámetro de cable portador, con lo que la profundidad de garganta mínima en las ruedas será de:

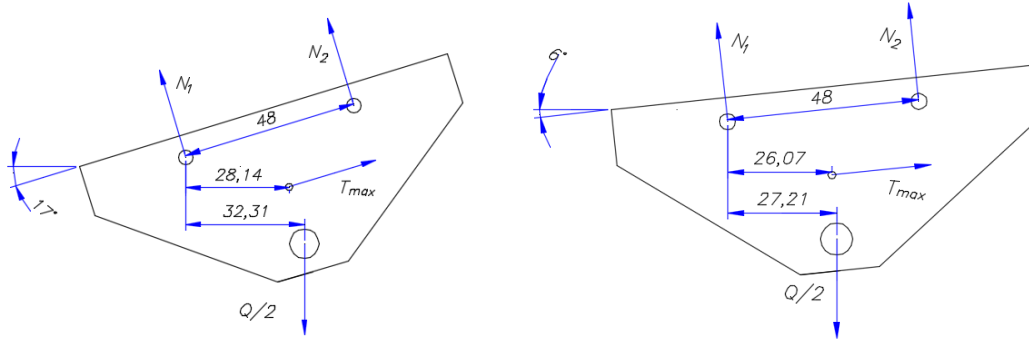
$$p_{min} = 0.4 * d_{tractor} = 0.4 * 19 = 7.6 \text{ mm}$$

b. Soporte superior del carro ruedas

b.1. Fuerzas en el soporte superior

Cada soporte superior suporta la mitad de la carga total de la cabina y la mitad de la tensión de la cuerda, esta fuerza se traslada a los dos ejes de balancines ubicados en la

parte superior, debido a la inclinación del cable las fuerzas en cada balancín son distintas. Debido a la configuración geométrica las normales en los ejes de los balancines N_1 y N_2 variarán tanto con la tensión como con la inclinación del camino de rodadura, mientras menor sea la tensión más distintas serán las normales, por lo que se observaron los dos casos en los cuales la tensión es menor para la inclinación mayor (17°) y menor (6°). En las figuras 3.54 y 3.55 se muestran las distancias relativas para ambos casos y las fuerzas aplicadas (dimensiones en cm).



Figuras 3.54 y 3.55: Diagrama de cuerpo libre para mayor y menor inclinación en el cable respectivamente. Medidas en cm. Fuente: Elaboración propia

Con esto se realiza una sumatoria de momentos en el eje del balancín de la izquierda (N_1) y se calculan ambas reacciones normales.

$$\sum M_{N1} = 48 * N_{2(17^\circ)} - 32.31 * \frac{Q}{2} + 28.14 * T_{subida\ min} * \sin(17) = 0 \quad (28)$$

$$N_{2(17^\circ)} = \frac{\left[32.31 * \frac{1000 * 9.81}{2} + 28.14 * 1419 * 0.292 \right]}{48} = 3544.6\ N$$

$$N_{1(17^\circ)} = 1146\ N$$

Luego para una inclinación de 6° :

$$\sum M_{N1} = 48 * N_{2(6^\circ)} - 27.21 * \frac{Q}{2} + 26.07 * T_{bajada\ min} * \sin(6) = 0 \quad (29)$$

$$N_{2(6^\circ)} = \frac{\left[27.21 * \frac{1000 * 9.81}{2} + 26.07 * 827 * 0.114 \right]}{48} = 2831.7\ N$$

$$N_{1(6^\circ)} = 2041.4\ N$$

Con esto se puede observar que la mayor fuerza normal para los balancines y las ruedas se presenta en la subida, con esta fuerza normal ($N_{2(17^\circ)}$) se calcularán sus resistencias.

c. Balancines

c.1. Fuerzas en el balancín

Los balancines permiten a las 4 ruedas acomodarse en el cable y trabajar simultáneamente, como mencionado en el acápite anterior, la fuerza de cálculo será la máxima reacción es de 3545 N, debido a la simetría del balancín y la dirección normal de las fuerzas la reacción en cada rueda será igual a la mitad de la reacción normal. Ver figura 3.56 (dimensiones en cm).

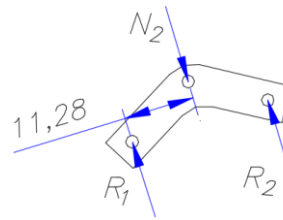


Figura 3.56: Diagrama de fuerzas en el balancín

De esto, la reacción máxima en cada rueda es de 1772.3N.

c.2. Resistencia del eje de balancín

En la figura 3.57 se observa el diagrama de momento flector en el eje propuesta una longitud de 150 mm y diámetro de 20 mm y se verifica que el eje sometido a flexión no falle. Para diámetros pequeños el esfuerzo cortante por fuerza radial es considerado en la ecuación de Von Mises (ver ecuación 30).

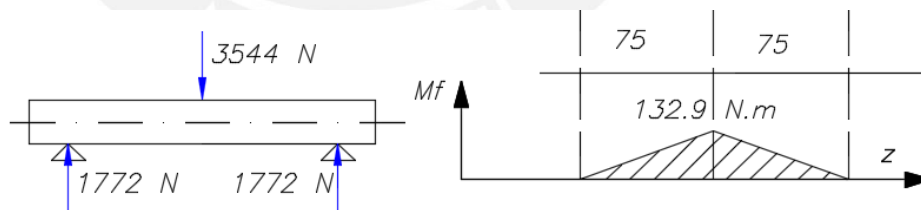


Figura 3.57: Esquema y diagrama de momento flector para eje de balancín

Considerando un eje de AISI 1045 con resistencia a la fluencia de 310 MPa, un momento flector máximo de 132.9 N.m y fuerza cortante de 3544 N se tiene lo siguiente:

$$\frac{1}{FS} = \frac{1}{\sigma_f} * \sqrt{\left(\frac{32 * M_f}{\pi * d_{eje}^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{4 * F}{\pi * d_{eje}^2}\right)^2} = \frac{1}{6.08} \quad (30)$$

Se comprueba que el eje de balancines propuesto cumple con los requerimientos.

d. Ruedas

d.1. Resistencia de las ruedas

Las ruedas se fabricarán con ROBALÓN-S, un polímero de alta resistencia al desgaste y propiedades mecánicas mostradas en la figura 3.58 muy utilizado para los carros de rodadura por su bajo peso, resistencia al desgaste y la ventaja de no dañar los cables tractores.

	Measuring proc.	ROBALON-S	ROBALON-W	ROBALON-Z	ROBALON-E	ROBALON-GL	ROBALON-R
Density - g/cm ³	DIN EN ISO 1183	0,93	0,93	0,93	0,94	0,97	0,93
Average molar mass - g/mol	Viscosimetrically determined	9.2 million – arithmetically determined in accordance with the Margolies equation					
Yield stress at 50 % elongation - MPa	DIN EN ISO 527-1	18	17	18	16	19	16
Breaking elongation - %	DIN EN ISO 527-1	200	300	280	270	370	200
Traction E module - MPa	DIN EN ISO 527-1	550	470	580	600	670	550
Notched impact strength (Charpy 23°C) - kJ/m	DIN EN ISO 179-2	140	160	160	110	-	-
Shore hardness - scale D	DIN EN ISO 868, 15s	63	63	63	63	64	63
Melting temperature DSC, 10 K/min - °C	DIN EN ISO 3146	135					
Therm. length elongation coefficient - 10 ⁻⁶ K ⁻¹ (in mm per 10°C temp. difference and running metres)	DIN 53752	2	2	2	2	2	2
Application temperature - °C	constant	-200 to 80	-200 to 80	-200 to 80	-200 to 80	-200 to 80	-200 to 80
Water absorption - %	-	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
Specif. surface resistance - Ω	DIN IEC 60093	10 ¹⁰	10 ¹²	10 ¹⁰	10 ⁷	10 ¹⁰	10 ¹⁰
Specif. contact resistance - Ωm	DIN IEC 60093	10 ¹⁰	10 ¹²	10 ¹⁰	10 ⁴	10 ¹⁰	10 ¹⁰
Pressure creep test	Stress 2N/mm ² , 1 hr. > compression approx. 2 % at 23°C Stress 10N/m ² , 56 hrs > compression approx. 20 % at 80°C						

Figura 3.58: Diagrama de fuerzas en el balancín
Ficha técnica de Robalón- Rochilin IA

Conocida la fuerza normal generada por la rueda más solicitada, es posible mediante un factor de corrección hallar la presión de aplastamiento que se generarán en ambas superficies tanto del cable como de la rueda (ecuación 31)¹⁶, utilizando la presión admisible afectada por un factor de seguridad de 5 para la rueda se hallará el diámetro mínimo de esta.

$$p_{adm} > \sqrt{0.35 * \frac{F_{rueda}}{d_{tractor} * D_{rueda}} * 2 * \frac{E_{cable} * E_{rueda}}{E_{cable} + E_{rueda}}} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \quad (31)$$

Además se conoce el esfuerzo admisible de fluencia para la rueda de robalón-s (18 MPa), el esfuerzo máximo generado por la presión es proporcional a la presión de contacto calculada por la mecánica de contacto Hertziana¹⁷, la ecuación 32 se da para el caso de dos cilindros en contacto convexo:

$$\sigma_{max} = 0.304 * p_{adm} = \frac{\sigma_F}{FS} = 3.6 \text{ MPa} \tag{32}$$

$$p_{adm} = \frac{\sigma_{max}}{0.304} = \frac{78}{0.304} = 11.84 \text{ MPa}$$

Sabiendo además que el factor de corrección de MPa a kg/cm² es 10.2 y conociendo los módulos de elasticidad del cable y robalón-s (550 MPa) se tiene el diámetro mínimo de la rueda. Se despeja el diámetro de la ecuación 31.

$$D_{rueda} > 0.35 * \frac{F_{rueda}}{d_{tractor} * p_{adm}^2} * 2 * \frac{E_{cable} * E_{rueda}}{E_{cable} + E_{rueda}} = 15.78 \text{ cm}$$

$$D_{rueda} > 0.35 * \frac{\frac{1772.3}{9.8}}{1.9 * (11.84 * 10.2)^2} * 2 * \left[\left(\frac{180000 * 550}{180000 + 550} \right) * 10.2 \right] = 15.52 \text{ cm}$$

El diámetro primitivo de las 8 ruedas será entonces 190 mm y 60 mm de ancho.

d.2. Resistencia del eje de las ruedas

Con la ecuación 30 se calcula el factor de seguridad del eje de las ruedas teniendo el diagrama de momentos flectores de la figura 3.59, proponiendo una longitud de 100 mm y un diámetro de 20mm para el eje de acero AISI 1045.

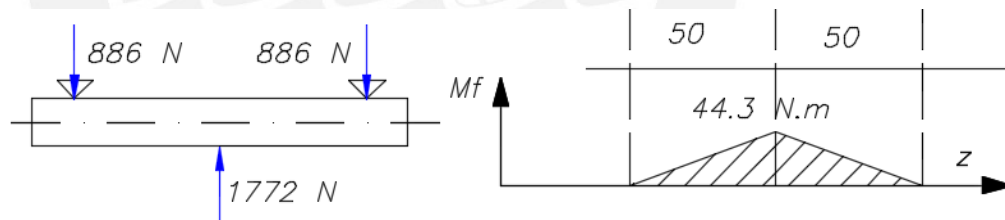


Figura 3.59: Esquema y diagrama de momento flector para eje de rueda.

$$\frac{1}{FS} = \frac{1}{310} * \sqrt{\left(\frac{32 * 44300}{\pi * 20^3} \right)^2 + 3 * \left(\frac{4 * 1772}{\pi * 20^2} \right)^2} = \frac{1}{4.99}$$

El factor de seguridad muestra que el eje sí cumple con los requerimientos.

d.3. Rodamientos del eje de las ruedas

Para este eje se utilizará un rodamiento de rodillos cónicos SKF NU 204 EC con 47mm de diámetro exterior y C=25.1kN. Se calcula el tiempo de vida usando el método de cálculo del manual general de SKF¹⁸ y se obtienen los coeficientes de corrección de la ecuación 33.

- ✓ Dado $d_m=33$ mm y $n= 185$ rpm, entonces $v_1 = 120$ mm²/s.
- ✓ Dado $d_m=33$ y un grado de contaminación ligera, entonces $\dot{\eta}_c = 0.4$.
- ✓ Dado $P= F_{\text{radial}}=1.77$ kN, $P_u= 25.1$ kN (característica del rodamiento) y $\dot{\eta}_c = 0.4$; entonces $\dot{\eta}_c * P_u /P= 0.76$. (P será igual a la F_{radial} solo cuando es la única que actúa)
- ✓ Dado $k= 0.8$ y $\dot{\eta}_c * P/P_u = 0.88$, entonces $a_{skf} = 0.5$.
- ✓ Con una confiabilidad de 90%, $a_1 = 1$.

Siendo $C = 104$ kN (característica del rodamiento) y $P= F_{\text{radial}}=6.15$ kN, finalmente:

$$L_{10m} = a_1 * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 723 \text{ millones de revoluciones} \quad (33)$$

Si la cabina se traslada a 1.5 m/s y el diámetro de las ruedas es de 190 mm, las ruedas avanzarán a 75.4 rpm, lo que quiere decir que los rodamientos durarán 159 837 horas.

e. Eje del soporte inferior del carro de ruedas

El soporte inferior del carro tiene las mismas fuerzas que el soporte superior, con la única salvedad de que el soporte inferior se encuentra vertical. Finalmente cada pin entre los soportes cargará con la mitad del peso de la cabina, su longitud será de 150 mm y su diámetro es de 30 mm. En la figura 3.60 se observa el diagrama de momentos para este eje.

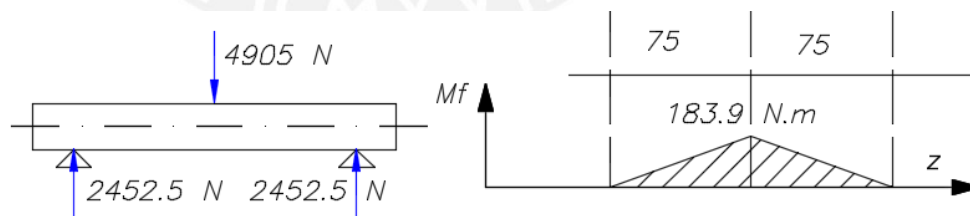


Figura 3.60: Esquema y diagrama de momento flector para eje de rueda.

El factor de seguridad se calcula nuevamente con la ecuación 30 y cumple satisfactoriamente.

$$\frac{1}{FS} = \frac{1}{310} * \sqrt{\left(\frac{32 * 183900}{\pi * 30^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{4 * 2452}{\pi * 30^2}\right)^2} = \frac{1}{4.45}$$

3.3.4. Consideraciones adicionales de la cabina como conjunto

a. Peso de la cabina

La cabina fue modelada y su peso calculado mediante el software Autodesk Inventor. El peso estimado de la cabina es de 561 kg, eso quiere decir que el peso resultante para los pasajeros es de 440 kg aproximadamente.

b. Ángulo de oscilación longitudinal

El máximo ángulo de oscilación en la cabina con respecto a la vertical está acotado por la normativa europea EN-12929-1 y debe ser como máximo de 0.34 radianes longitudinalmente. Este ángulo se estima mediante la ecuación 34¹⁹ brindada por la norma y depende de ángulo del cable y de la desaceleración máxima en frenado. Para el peor de los casos la mayor desaceleración es de 0.88 m/s² y el menor ángulo será de 6.6°.

$$\alpha_{max} = 0.2 * a * \cos(\beta) = 0.175 \text{ rad} \quad (34)$$

Sí se cumplen las especificaciones de la norma.

c. Flecha de oscilación transversal

Luego se halla la flecha transversal impuesta en el cable debido a la acción del viento, como visto antes la velocidad máxima del viento era de 4 metros por segundo, lo que ocasiona una presión baja, sin embargo para el diseño la norma impone una presión de diseño mucho mayor²⁰.

$$p_{viento} = \frac{\rho * V^2}{2} = 1.2 * \frac{16}{2} = 9.6 \frac{N}{m^2} \quad ; \quad p_{diseño} = 21 \frac{kg}{m^2} = 205.8 \frac{N}{m^2}$$

Teniendo la presión transversal del viento, se utilizan las mismas ecuaciones anteriormente descritas para flechas en cables suspendidos (ecuación 2) pero reescribiéndolas pues las cargas ahora se encuentran en otra dirección y se halla la flecha máxima transversal con la ecuación 35, considerándose coeficientes de arrastre al viento de cabina y cable (superficie cilíndrica) como 1.2 y 1.125, respectivamente.

$$f_{tr} = \frac{c_{cabina} * p_{diseño} * A_{cabina} * L}{4 * T_x * n_{cables}} + \frac{c_{cables} * p_{viento} * A_{cables} * L^2}{8 * T_x} = 0.937m \quad (35)$$

La flecha producida por el viento es 6 veces menor a la flecha máxima, además estar calculada con fuerzas de viento 20 veces mayores, por lo que no presentará ningún problema de desviación lateral o riesgo de descarrilamiento.

3.4. CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DE LAS ESTACIONES

Finalmente, es necesario dar algunas pautas que ha de tenerse en cuenta a la hora del diseño de la estación como la geometría de esta y los accesorios de línea que se deberá instalar. El diseño de las estaciones y pórticos no está dentro del alcance de esta tesis.

3.4.1. Soportes del cable carril

El soporte sobre el cual el cable carril descansará, y desviará su ángulo desde los anclajes hacia la catenaria (figura 3.61), debe tener cierto diámetro de curvatura mínimo según la norma europea (figura 3.62) y una longitud necesaria para apoyar el cable en todo el desvío.

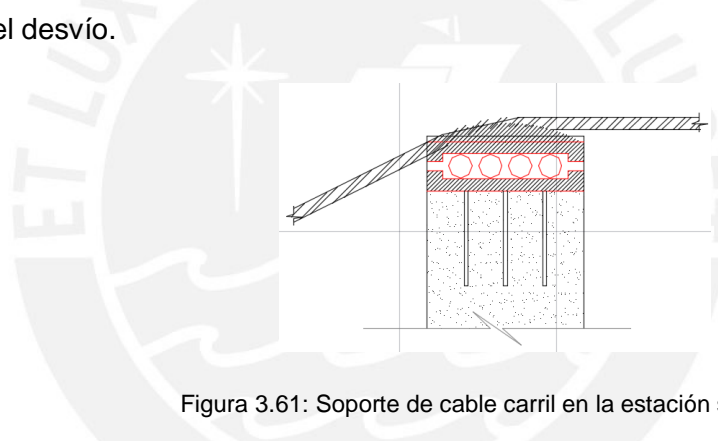


Figura 3.61: Soporte de cable carril en la estación superior.

Función del cable	Tipo de soporte	Relación de enrollamiento
Cable carril	Cadena de rodillos	150
	Soporte/soporte de línea	250
Cable de tensión para cable carril	Soporte	250

Figura 3.62: Relación de diámetros para soportes de cables.
UNE-EN 12927-2. Requisitos de seguridad de las instalaciones por cable destinadas a personas. Pág 12

Con esta información se concluye que el radio de curvatura mínimo ha de ser 250 veces el radio del cable carril.

$$R_{soporte} > 250 * \frac{d_{carril}}{2} = 250 * \frac{19}{2} = 2375 \text{ mm}$$

3.4.2. Anclaje del cable carril

a. Anclaje del cable carril al piso

El terminal del cable carril puede ir conectado a un anclaje metálico vaciado en la cimentación de la estación mediante un tensor de anclaje formando un esquema como en la figura 3.63.

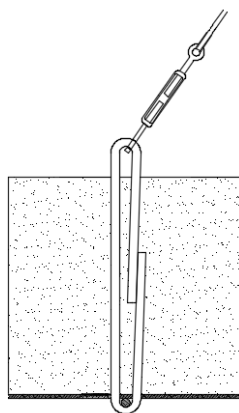


Figura 3.63: Esquema de anclaje del cable carril mediante un tensor.

El anclaje del sistema no es objeto de esta tesis, a pesar de esto la selección del tensor de anclaje es importante y depende únicamente de la tensión máxima en el cable carril, hallada anteriormente calculada en 80 kN (18 122 lbs). En la figura 3.64 se observa el catálogo de CSBeaver de tensores de quijada y ojo.

OJO Y OJO				Dimensiones en Pulgadas									
Díam. Rosca Long. a Tensor (Pulg.)	Limite de Trabajo (Lbs.)	Peso de c/u (Lbs.)		X	L	M	R	S	G	H	Z	A	
				abierto	cerrado	abierto	cerrado				cerrado		
1/4 x 4	500	0.26		0.25	11.80	7.80	12.25	8.25	0.78	0.34	1.75	4.00	
5/16 x 4-1/2	800	0.45		0.31	13.56	9.06	14.12	9.62	0.94	0.44	2.09	4.50	
3/8 x 6	1,200	0.76		0.38	17.47	11.47	18.16	12.16	1.12	0.53	2.52	6.00	
1/2 x 6	2,200	1.54		0.50	20.08	13.08	20.96	13.96	1.44	0.72	3.23	6.00	
1/2 x 12	2,200	2.14		0.50	32.08	19.08	32.96	19.96	1.44	0.72	3.23	12.00	
5/8 x 6	3,500	2.40		0.63	21.93	14.68	22.93	15.68	1.75	0.88	3.90	6.00	
5/8 x 12	3,500	3.42		0.63	33.93	20.68	34.93	21.68	1.75	0.88	3.90	12.00	
3/4 x 6	5,200	3.79		0.75	23.88	16.38	25.12	17.62	2.09	1.00	4.69	6.00	
3/4 x 12	5,200	5.48		0.75	35.88	22.38	37.12	23.62	2.09	1.00	4.69	12.00	
3/4 x 18	5,200	7.19		0.75	47.88	28.38	49.12	29.62	2.09	1.00	4.69	18.00	
7/8 x 12	7,200	7.22		0.88	37.07	23.32	38.57	24.82	2.38	1.25	5.10	12.00	
7/8 x 18	7,200	9.95		0.88	49.07	29.32	50.57	30.82	2.38	1.25	5.10	18.00	
1 x 6	10,000	9.04		1.00	27.97	19.97	29.72	21.72	3.00	1.44	6.36	6.00	
1 x 12	10,000	11.50		1.00	39.97	25.97	41.97	27.72	3.00	1.44	6.36	12.00	
1 x 18	10,000	14.00		1.00	51.97	31.97	53.72	33.72	3.00	1.44	6.36	18.00	
1 x 24	10,000	17.25		1.00	63.97	37.97	65.72	39.72	3.00	1.44	6.36	24.00	
1-1/4 x 12	15,200	19.00		1.25	42.81	28.31	45.06	30.56	3.56	1.81	7.72	12.00	
1-1/4 x 18	15,200	23.00		1.25	54.81	34.31	57.06	36.56	3.56	1.81	7.72	18.00	
1-1/4 x 24	15,200	27.00		1.25	66.81	40.31	69.06	42.56	3.56	1.81	7.72	24.00	
1-1/2 x 12	21,400	27.50		1.50	45.50	30.50	48.00	33.00	4.06	2.12	8.62	12.00	
1-1/2 x 18	21,400	31.00		1.50	57.50	36.50	60.00	39.00	4.06	2.12	8.62	18.00	
1-1/2 x 24	21,400	37.50		1.50	69.50	42.50	72.00	45.00	4.06	2.12	8.62	24.00	
1-3/4 x 18	28,000	52.50		1.75	57.38	39.38	60.38	42.38	4.62	2.38	10.00	18.00	
1-3/4 x 24	28,000	58.00		1.75	69.38	45.38	72.38	48.38	4.62	2.38	10.00	24.00	
2 x 24	37,000	85.25		2.00	75.69	51.69	79.19	55.19	5.75	2.89	13.09	24.00	
2-1/2 x 24	60,000	144.25		2.50	78.62	54.62	82.62	58.62	6.50	3.12	13.78	24.00	
2-3/4 x 24	75,000	194.00		2.75	81.00	57.00	85.50	61.50	7.00	3.25	15.22	24.00	


Figura 3.64: Catálogo de CSBeaver de tensores de quijada y ojo.
<http://www.csbeaver.com/tensores-quijadayojo.html>

Los tensores tienen un factor de seguridad de 5 sobre el límite de trabajo mostrado en el catálogo, la longitud del tensor es proporcional la carrera máxima de tensado y este tensado se realiza girando el cuerpo del tensor, lo cual recoge las roscas en los extremos y disminuye su longitud compensando la tensión que el cable carril perderá con el alargamiento y asentamiento a lo largo del tiempo. Se elige el tensor de 1 1/2” para la tensión obtenida.

b. Terminal del cable carril

Ambos extremos de los cables carriles deben de ir sujetos al tensor, los dos métodos más comunes de sujeción de extremos de cable son doblar la punta y unirla al cable mediante grapas o utilizar un terminal de vaciado en la punta ya sea fundiendo zinc o resina epóxica especial para este tipo de aplicaciones.

La aplicación de grapas no es recomendable cuando se trata de cables de acero en configuración cerrada Z pues su rigidez impide realizar el doblado de la punta, además de que la superficie lisa disminuye la fricción generada por las grapas, por esto se recomienda utilizar terminales de vaciado como el mostrado en la figura 3.65.



Diám. del Cable		Diám. de Hebras Estructural (pulg.)	Carga Ruptura (t)	No. de Parte		Peso c/u (lbs.)	Dimensiones (pulg.)										
(pulg.)	(mm)			G-416 Galv.	S-416 S.C.		A	C	D	F	G	H	J	L	M	N	
1/4	6-7	—	4.5	1039619	1039628	1.10	4.56	.75	.69	.38	.69	1.56	2.25	1.56	1.31	.36	
5/16-3/8	8-10	—	12	1039637	1039646	1.30	4.84	.81	.81	.50	.81	1.69	2.25	1.75	1.50	.44	
7/16-1/2	11-13	—	20	1039655	1039664	2.25	5.56	1.00	1.00	.56	.94	1.88	2.50	2.00	1.88	.50	
9/16-5/8	14-16	1/2	27	1039673	1039682	3.60	6.75	1.25	1.19	.69	1.13	2.25	3.00	2.50	2.25	.56	
3/4	18	9/16-5/8	43	1039691	1039708	5.83	7.94	1.50	1.38	.81	1.25	2.62	3.50	3.00	2.62	.62	
7/8	20-22	11/16-3/4	55	1039717	1039726	9.65	9.25	1.75	1.63	.94	1.50	3.25	4.00	3.50	3.13	.80	
1	24-26	13/16-7/8	78	1039735	1039744	15.50	10.56	2.00	2.00	1.13	1.75	3.75	4.50	4.00	3.75	.88	
1-1/8	28-30	15/16-1	92	1039753	1039762	21.50	11.81	2.25	2.25	1.25	2.00	4.12	5.00	4.62	4.12	1.00	
1-1/4 - 1-3/8	32-35	1-1/16 - 1-1/8	136	1039771	1039780	31.00	13.19	2.50	2.50	1.50	2.25	4.75	5.50	5.00	4.75	1.13	
1-1/2	38	1-3/16 - 1-1/4	170	1039799	1039806	47.25	15.12	3.00	2.75	1.63	2.75	5.25	6.00	6.00	5.38	1.19	

Figura 3.65: Terminal de vaciado CROSBY
Catálogo CROSBY de accesorios para cables

En este caso para una tensión máxima de 80 kN (8.15 ton) se elige el tensor de 7/8” pues con una carga de ruptura de 55 ton ofrece un coeficiente de seguridad mayor a 6.

¹ Roa, L. T. (1970). *TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO de materias primas en la industria básica- Tomo 2*. Madrid: Editorial Blume-Rosario. 355 p.
² Zignoli, V. (1953). *Trasporti Meccanici*. Milán: ULRICO HOEPLI. 153 p.
³ Roa, L. T. (1970). *TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO de materias primas en la industria básica- Tomo 2*. Madrid: Editorial Blume-Rosario. 585 p.
⁴ UNE-EN 122927-2: *Requisitos de seguridad de las instalaciones por cable destinadas a personas*. Cables. (2005). 10 p.
⁵ UNE-EN 13223: *Requisitos de seguridad de las instalaciones por cable destinadas a personas. Accionamientos y otros dispositivos mecánicos*. (2005).

- ⁶ Roa, L. T. (1970). *TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO de materias primas en la industria básica- Tomo 2*. Madrid: Editorial Blume-Rosario. 604 p.
- ⁷ UNE-EN 122927-2: *Requisitos de seguridad de las instalaciones por cable destinadas a personas*. Cables. (2005). 11 p.
- ⁸ Catálogo de Reductores Bonfiglioli Serie 300. Bonfiglioli. 12 p.
- ⁹ Ísmodes, E. (1989). *Como seleccionar un motor eléctrico*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú. 72 p.
- ¹⁰ Catálogo de Reductores Bonfiglioli Serie 300. Bonfiglioli. 11 p.
- ¹¹ Catalogo técnico de motores eléctricos. WEG. 13 P.
- ¹² Alexandrov, M. (1976). *Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte*. Moscú: Editorial MIR. 174 p.
- ¹³ Catalogo técnico de motores eléctricos. WEG. 7 P.
- ¹⁴ Ernst, H. (1970). *Aparatos de elevación y transporte VOL 1*. Barcelona: Editorial Blume. 26 p.
- ¹⁵ Alexandrov, M. (1976). *Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte*. Moscú: Editorial MIR. 204 p.
- ¹⁶ Ernst, H. (1970). *Aparatos de elevación y transporte VOL 1*. Barcelona: Editorial Blume. 145 p.
- ¹⁷ Johnson, K. (1985). *Contact Mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press. 101 p.
- ¹⁸ SKF. (2009). *Catálogo General*. Estocolmo: FSC. 52 p.
- ¹⁹ UNE-EN 122929-1: *Requisitos de seguridad de las instalaciones por cable destinadas a personas. Requisitos aplicables a todas las instalaciones*. (2005). 21 p.
- ²⁰ UNE-EN 122929-1: *Requisitos de seguridad de las instalaciones por cable destinadas a personas. Cálculos*. (2005).

4. ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE

A continuación se presenta el análisis del costo mecánico del sistema de transporte por cable en estudio. Para ello, se dividió todo el sistema de transporte por cable en tres partes, acorde al diseño propuesto en el tercer capítulo: estimación del costo de cables, estimación del costo del sistema motriz y estimación del costo de la cabina.

Con el fin de calcular los costos con mayor precisión, los tiempos aproximados de mano de obra o materiales (Costo/Unid.) fueron obtenidos con ayuda del personal del Taller de Manufactura de la Sección de Ingeniería Mecánica de la Pontificia Universidad Católica del Perú. De igual manera, los costos de los productos seleccionados fueron estimados en relación a los precios del mercado. Para fines del análisis de costo se tomó como valor de tipo de cambio 3.30 soles por cada dólar.

Es importante observar que los costos de transporte, montaje en obra, construcción y diseño de estaciones y componentes menores (tornillos, tuercas, arandelas, etc.) no han sido considerados para la estimación de costos generales del sistema de transporte por cable.

4.1. ESTIMACIÓN DEL COSTO DE LOS CABLES

Como se muestra en la tabla 4.1 el costo de los cables se calculó por metro del cable importado y se añadió el costo de la mano de obra del montaje y los accesorios de anclaje.

CABLES					
Item	Unidad	Costo/Unid.	Cantidad	Total	
Montaje				S/.	\$
Maestro	hh	30.93	1	30.93	9.37
Peones 4	hh	13.12	4	52.48	15.90
Materiales					
Cable Carril 19mm.	m.	41.00	506	20,746.00	6,286.67
Cable Tractor 10mm.	m.	9.78	260	2,542.80	770.55
Tensor 2"	und.	220.00	4	880.00	266.67
Terminal de Anclaje	und.	853.00	4	3,412.00	1,033.94
				27,664.21	8,383.09

Tabla 4.1: Costos de cables y montaje

4.2. ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL SISTEMA MOTRIZ

Para estimar el costo total del sistema motriz y sus componentes, se dividió el mismo en dos partes: el costo de los componentes enteros seleccionados de catálogos y el costo de los componentes diseñados incluyendo su fabricación. El costo total del sistema motriz resultará de la suma de ambos.

4.2.1. Componentes seleccionados

En la tabla 4.2 se muestra el costo aproximado de cada elemento seleccionado en el sistema motriz y la suma total. Los precios tomados tienen como referencia los precios en el Perú incluidos los costos de importación para los elementos importados.

SISTEMA MOTRIZ	Costo	
	\$	S/.
Reductor Planetario Ortogonal	1,200.00	3,960.00
Motofreno Trifásico	1,381.00	4,557.30
Freno de Disco Hidráulico	1,200.00	3,960.00
Unidad de Accionamiento Hidráulico	2,181.00	7,197.30
Variador de Frecuencias	550.00	1,815.00
Tornillo de Cabeza Hexagonal	56.10	185.13
Tuerca Hexagonal	33.01	108.93
Polea de Barreno para Cable de Acero	122.00	402.60
Total	6,723.11	22,186.26

Tabla 4.2: Costos de componentes seleccionados en el sistema motriz.

4.2.2. Componentes diseñados

Para el caso de las piezas diseñadas, los costos incluyen la mano de obra y el costo de manufactura por hora (Costo/Unid.), las cuales también se calcularon sobre la base del total de horas que tomaría en preparar los materiales para el ensamblaje respectivo (Cantidad) y la cantidad de las horas que demorarían los trabajadores en la preparación del sistema de transporte por cable (Cantidad).

En el sistema motriz es conformado principalmente por dos componentes diseñados, la estructura de soporte y el tambor de arrollamiento, el costo del diseño de estos elementos se muestra en las tablas 4.3 y 4.4 respectivamente, este análisis considera los procesos de fabricación por separado.

ESTRUCTURA DE SOPORTE					
Item	Unidad	Costo/Unid.	Cantidad	Total	
Soldado y Armado				S/.	\$
Maquina Soldadora Electrica	hm	30.00	12	360.00	109.09
Maquina Amoladora	hm	7.00	3	21.00	6.36
Maestro	hh	30.93	12	371.16	112.47
Operario	hh	25.80	12	309.60	93.82
Peones	hh	13.12	27	354.24	107.35
Oxicorte					
Maquina Oxicorte	hm	30.00	10	300.00	90.91
Maestro	hh	30.93	10	309.30	93.73
Taladrado					
Maquina Taladora	hm	4.85	8	38.80	11.76
Operario	hh	25.80	8	206.40	62.55
Materiales					
Cartela de Anclaje	plancha 1.20x2.40	853.00	4	3,412.00	1,033.94
W (4x13) Perfil Transversal y Patas	perfil de 6m.	2,145.00	2	4,290.00	1,300.00
W (8x24) Perfil Longitudinal	perfil de 6m.	1,452.00	2	2,904.00	880.00
				12,876.50	3,901.97

Tabla 4.3: Costo de fabricación de la estructura de soporte

TAMBOR DE ARROLLAMIENTO					
Item	Unidad	Costo/Unid.	Cantidad	Total	
Rolado				S/.	\$
Maquina Roladora	hm	45.00	4	180.00	54.55
Maestro operador de maquina roladora	hh	30.93	4	123.72	37.49
Peones	hh	13.12	8	104.96	31.81
Soldado y Ensamblado					
Maquina de Soldar Electrica	hm	30.00	8	240.00	72.73
Maquina Amoladora	hm	7.00	3	21.00	6.36
Maestro	hh	30.93	8	247.44	74.98
Operario	hh	25.80	11	283.80	86.00
Peones	hh	13.12	8	104.96	31.81
Oxicorte					
Maquina Oxicorte	hm	30.00	10	300.00	90.91
Maestro	hh	30.93	10	309.30	93.73
Torneado					
Torno Paralelo	hm	32.00	14	448.00	135.76
Maestro	hh	30.93	14	433.02	131.22
Materiales					
Plancha de acero estructural A36 para cilindro 3/4"	plancha 1.20x2.40	2,559.00	2	5,118.00	1,550.91
Plancha de acero estructural para disco Interno 1/2 "	plancha 1.20x2.40	1,706.00	0.5	853.00	258.48
Plancha de acero estructural para tapa 1" (2)	plancha 1.20x2.40	3,412.00	0.5	1,706.00	516.97
Eje Tambor - acero estructural (1) Ø=2"	barras 6m	300.63	1	300.63	91.10
Plancha Rigidizadora acero, 4mm	plancha 1.20x2.40	426.50	0.5	213.25	64.62
Eje de Polea Compensadora 2 1/2"	barras 6m	576.68	1	576.68	174.75
				11,563.76	3,504.17

Tabla 4.4: Costo de fabricación del tambor de arrollamiento

4.3. ESTIMACIÓN DEL COSTO DE LA CABINA

El costo de la cabina se realiza de forma similar al del sistema motriz, para este capítulo, la cabina ha sido dividida en tres partes: la canasta, el freno de carro y el carro de rodadura.

Es importante observar que ciertos componentes de selección (tornillos, tuercas, arandelas y pistones de freno) no han sido considerados en este apartado.

4.3.1. Costo de la canasta

La canasta está constituida únicamente por componentes diseñados. Como se presenta en la tabla 4.5, la canasta también requirió procesos complementarios antes de ser ensamblados (doblado, taladrado y soldado). Por ese motivo el análisis de costo de la canasta mantiene el mismo análisis que las demás partes antes expuestas.

CANASTA					
Item	Unidad	Costo/Unid.	Cantidad	Total	
Doblado				S/.	\$
Maquina Dobladora	hh	4.50	8	36.00	10.91
Operario	hh	25.80	8	206.40	62.55
Peones	hh	13.12	16	209.92	63.61
Soldado Y Ensamblado					
Maquina de soldar electrica	hm	30.00	8	240.00	72.73
Maquina amoladora	hm	7.00	3	21.00	6.36
Maestro	hh	30.93	8	247.44	74.98
Operario	hh	25.80	35	903.00	273.64
Peones	hh	13.12	24	314.88	95.42
Taladrado					
Maquina Taladora	hm	4.85	8	38.80	11.76
Operario	hh	25.80	8	206.40	62.55
Materiales					
Arcos de Soporte	perfil 6m	240.00	2	480.00	145.45
Transversales Inferiores	perfil 6m	240.00	2	480.00	145.45
Transversales Laterales	perfil 6m	180.00	4	720.00	218.18
Rigidizadores	perfil 6m	180.00	4	720.00	218.18
Pernos	prom. M8	1.20	30	36.00	10.91
Puerta	perfil 6m	180.00	1	180.00	54.55
Piso	plancha 3x½ m.	933.31	1	933.31	282.82
Electrodo E 6011 Ø= 1/8	kg.	15.00	10	150.00	45.45
				5,880.75	1,782.05

Tabla 4.5: Costo de fabricación de la canasta

4.3.2. Costo del freno de carro

De la misma manera, en la tabla 4.6 se exponen las estimaciones del costo de los respectivos materiales para la elaboración del freno de la cabina, como también los costos de la mano de obra implicada.

FRENO					
Item	Unidad	Costo/Unid.	Cantidad	Total	
Cortado					
				S/.	\$
Cizalla Excentrica	hm	10.50	4	42.00	12.73
Operario	hh	25.80	11	283.80	86.00
Peon	hh	13.12	8	104.96	31.81
Doblado					
Maquina Dobladora	hm	4.50	8	36.00	10.91
Operario	hh	25.80	8	206.40	62.55
Peones	hh	13.12	16	209.92	63.61
Armado					
Operario	hh	25.80	3	77.40	23.45
Torneado					
Tomo Paralelo	hm	26.00	4	104.00	31.52
Maestro	hh	30.93	4	123.72	37.49
Materiales					
Planchas de ASTM A36 8mm	plancha 1.20x2.4	853.00	1	853.00	258.48
Eje pivote	barra 1" 6m.	150.32	1	150.32	45.55
Rodillos de Freno	und.	150	2	300.00	90.91
				2,491.52	755.00

Tabla 4.6: Costo de fabricación del freno de carro

4.3.3. Costo del carro de rodadura

La tabla 4.7 muestra los costos de las partes correspondientes al carro de rodadura de la cabina y la mano de obra correspondiente.

CARRO DE RODADURA					
Item	Unidad	Costo/Unid.	Cantidad	Total	
Cortado					
				S/.	\$
Cizalla Excentrica	hm	10.50	4	42.00	12.73
Operario	hh	25.80	11	283.80	86.00
Peon	hh	13.12	8	104.96	31.81
Doblado					
Maquina Dobladora	hm	4.50	8	36.00	10.91
Operario	hh	25.80	8	206.40	62.55
Peones	hh	13.12	16	209.92	63.61
Armado					
Operario	hh	25.80	3	77.40	23.45
Torneado					
Tomo Paralelo	hm	26.00	4	104.00	31.52
Maestro	hh	30.93	4	123.72	37.49
Materiales					
Unión Transversal perfil W4x13	barra 6m.	1,452.00	1	1,452.00	440.00
Soporte Inferior 8mm	plancha 1.20x2.4	853.00	1	853.00	258.48
Soporte Superior 8mm	plancha 1.20x2.4	853.00	1	853.00	258.48
Balancin 8mm	plancha 1.20x2.4	853.00	1	853.00	258.48
Ruedas Robalon de 200mm.	und.	80.00	8	640.00	193.94
Eje de balancin	barra 1" 6m.	150.32	0.5	75.16	22.78
Terminal de vaciado	und.	689.70	1	689.70	209.00
Tomillos, tuercas y arandelas	und.	32.00	24	768.00	232.73
				7,372.06	2,233.96

Tabla 4.7: Costos de fabricación de carro de rodadura

4.4. COMPARATIVA DE COSTOS CON PUENTES

Como mencionado antes los costos de transporte de materiales, montaje en obra, construcción, diseño de estaciones de concreto y componentes menores (tornillos, tuercas, arandelas, etc.) no han sido considerados para la estimación de costos generales del sistema de transporte por cable. Para esto se considera, según datos de otros proyectos similares, el costo de los componentes mecánicos faltantes y su montaje en obra como el 15% del total hallado anteriormente (**s/. 90,035.07**), además de un costo total de **s/. 250,000** para las obras de concreto, lo que resultaría en un costo total del sistema de transporte aproximado de **s/. 353,540.25**.

El costo del sistema de transporte por cable puede ser comparado con el de un puente peatonal colgante o un puente carrozable que sustituirían su función de cruzar el río. Se recopilaron datos del Sistema Nacional de Inversión Pública (SNIP), ver tabla 4.8, que muestran el presupuesto de tres puentes entre 30 a 46 metros lineales de luz implementados a lo largo del país.

UBICACIÓN	MONTO S/.	DESCRIPCIÓN
INCHUPALLA - HUANCANE - PUNO	398,899.00	CONSIESTE EN LA CONSTRUCCIÓN DEL PUENTE CARROZABLE DEL TIPO LOZA DE RODADURA DE CONCRETO ARMADO DE UNA LUZ DE 45.60 METROS LINEALES . CON UN ANCHO DE 5.00 METROS, VEREDAS EN AMBOS LADOS DE 0.65 METROS, AL IGUAL QUE EL CONJUNTO ESTRUCTURAL QUE CONFORMA LOS ESTRIBOS DE APOYO; EL PUENTE ES DE UNA SOLA VÍA, MUROS DE ENCAUZAMIENTO AGUAS ARRIBA Y AGUAS DEBAJO DE 120.00 METROS LINEALES, MEJORAMIENTO DE ACCESOS; CUYO DISEÑO PROPORCIONA LA RIGIDEZ Y RESISTENCIA PARA SOPORTAR LAS CARGAS DE DISEÑO DEL PUENTE DENTRO DE LOS RANGOS APROPIADOS DE SEGURIDAD Y ECONOMÍA. TODO EL CONJUNTO DE LA SUPERESTRUCTURA ESTARÁ APOYADA SOBRE DOS ESTRIBOS DE CONCRETO ARMADO EN AMBAS MÁRGENES, ESTAS A SU VEZ, SE SUSTENTARÁN EN EL SUELO DE FUNDACIÓN. EL PUENTE CARROZABLE DE CALLPACUYO, HA SIDO DISEÑADO TENIENDO EN CUENTA LAS NORMAS AASHTO - LRFD, PARA SOPORTAR LAS CARGAS MUERTAS DEL PESO PROPIO DE LA ESTRUCTURA Y LAS SOBRECARGAS PRINCIPALES.
SAPOSOA-HUALLAGA - SAN MARTIN	581,026.19	CONSTRUCCION DE UN PUENTE PEATONAL COLGANTE DE 40 METROS DE LUZ . CONSTA DE UNA ESTRUCTURA DE TABLERO CONFORMADA POR PLATAFORMA DE MADERA SUJETA ENTRE SÍ POR MEDIO DE PERNOS. 1.- OBRAS PROVISIONALES, 2.- ANDAMIO DE MADERA, 3.- OBRAS PRELIMINARES, 4.- MOVIMIENTO DE TIERRAS, 5.- PLACA TORRE, 6.- CAMARA DE ANCLAJE, 7.- TORRES, 8.- RAMPA DE ACCESO MARGENES, 9.- CABLES, ACCESORIOS Y MONTAJE, 10.- TABLERO DE MADERA, 11.- PINTURA 12.- PLAN DE MANEJO AMBIENTAL, 13.- MEDIDAS DE MITIGACION, 14.- MEDIDAS DE CONTROL, 15.- MICRORELLENO SANITARIO, 16.- FLETE, 17. IGV.
CONCHAMARCA - AMBO - HUANUCO	593,229.71	LA CONSTRUCCIÓN DE UN PUENTE PEATONAL COLGANTE DE 30 METROS DE LUZ POR 2.10 METROS DE ANCHO , CON ESTRIBOS Y PÓRTICOS DE CONCRETO ARMADO, Y PLATAFORMA DE MADERA, SUJETADA MEDIANTE PÉNDOLAS A CABLES DE ACERO Y ESTA A SU VEZ FIJADAS EN SUS EXTREMOS A CÁMARAS DE ANCLAJE. LA CONSTRUCCIÓN DE BARANDAS LATERALES DE ESTRUCTURA METÁLICA, PARA DAR MAYOR SEGURIDAD A LOS PEATONES, LA BARANDA TENDRÁ UNA ALTURA DE 1.20 M E IMPACTO AMBIENTAL. 3.1) LA CONSTRUCCIÓN DE UN PUENTE PEATONAL COLGANTE (L=30ML) ENTABLADO CON MADERA TORNILLO 8" X 1 1/2" X 6.80', LARGUERO DE MADERA TORNILLO 3" X 5", VIGUETAS DE MADERA TORNILLO 4" X 6" X 7.8', BARANDA DE MADERA TORNILLO S/DISEÑO, INCLUYE ACCESOS CON MAMPOSTERIA DE PROTECCION AL CONCRETO CICLOPEO FC=140KG/CM2 + 30 % PM MAMPOSTERIA DE PIEDRA CON MORTERO; BARANDA METALICA CON TUBOS DE FIERRO Ø 2", CONCRETO COLUMNETA FC=210/KGCM2, COLUMNETAS ACERO FY=4200 KG/CM2.

Tabla 4.8: Costos de fabricación de carro de rodadura
Datos recopilados del Sistema Nacional de Inversión Pública (SNIP)

Los presupuestos de puentes colgantes mostrados anteriormente son ligeramente mayores al estimado para el transporte por cable, no obstante es importante mencionar las distintas características de estos sistemas de transporte:

- Los puentes muestran luces menores a las que se requiere atravesar con el diseño presentado en esta tesis, 40 metros del puente contra 247 metros horizontales para el transporte por cable, además que el sistema de transporte por cable muestra la ventaja de cubrir la distancia vertical de 53 metros.
- El transporte por cable tiene costos operativos y de mantenimiento, a diferencia del puente.
- En términos de capacidad de transporte los puentes pueden resistir carga mayor a 1 tonelada y la velocidad de transporte depende del medio adicional en el cual se movilice a través del puente. El sistema de transporte por cable ofrece una velocidad de 1,5 m/s, conveniente al ser comparada con una persona caminando o llevando alguna clase de carga y productos adicionales.

CONCLUSIONES

Cubiertos todos los objetivos de la tesis, es posible llegar a conclusiones acerca de las ventajas y desventajas que tendría el diseño e implementación de este tipo de sistemas en el país.

1. Este sistema, a pesar de ser muy seguro en operación normal al contar con coeficientes de seguridad elevados (como mínimo 3.5), no consume potencias eléctricas elevadas, como observado en la selección de los componentes del sistema motriz pues es alimentado por un motor trifásico de 10 HP de potencia.
2. Las medidas de recuperación en caso de emergencia son parcialmente satisfactorias. En caso de la parada del sistema, ya sea por corte de corriente o accionamiento del freno de carro en caso de rotura del cable tractor, no existirá un sistema de reconexión redundante o salvataje externo, por lo que las personas tendrían que esperar a ser devueltas a las estaciones de manera segura por entes externos.
3. Este tipo de sistema de transporte se limita a los casos en los que la estación superior tiene acceso a alguna red de corriente eléctrica, así que de encontrarse con el caso de un pueblo del lado de la estación superior y que no cuente con corriente eléctrica se debería considerar alternativas de alimentación (por grupos electrógenos o derivar el cable de alimentación eléctrica de manera que cruce el río).
4. Por otra parte, se puede concluir que el precio calculado del sistema de transporte por cable (**s/. 353,540.25**) con 247 metros de luz y 53 metros de diferencia de altura es conveniente al compararse con un puente peatonal colgante (**s/.581,026.09**) de 40 metros de luz únicamente horizontal.
5. Los usuarios cuentan con el beneficio de ser transportados en la cabina a una velocidad de 1.5 m/s, velocidad superior al caminar y sin el riesgo de interactuar con pendientes peligrosas típicas de las montañas del interior del país.
6. Finalmente, se concluye que el sistema es una opción viable para solucionar los problemas de transporte rural en las zonas montañosas en nuestro país.

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

Debido a la envergadura multidisciplinaria del trabajo, a continuación se listan algunas observaciones y recomendaciones complementarias al diseño.

1. Se puede observar que estos sistemas tienen capacidades altas y versátiles de transporte rural, en los que pequeñas cargas (1 tonelada) pueden ser transportadas con gran frecuencia y en un rango de distancias y alturas relativamente grande (250 metros).
2. En el acápite 3.3.4, se calcularon las influencias de la carga y el viento en el cable para condiciones estáticas; sin embargo, las condiciones dinámicas de vibración y resonancia deben considerarse al implementar este diseño pues puede ser una causa de fallo cuando el viento presenta frecuencias cercanas a la natural del sistema.
3. En el acápite 3.2.5, debido a que escapa de los alcances de la tesis, el diseño de un sistema de control para accionar la cabina no se realizó mas se dejaron indicadas algunas pautas necesarias para quien busque profundizarlo.
4. En el cuarto capítulo la estimación de costos no consideró algunas piezas como tornillos, tuercas, chumaceras, etc, además del costo de transporte y montaje en obra del sistema, estos fueron aproximados como un porcentaje del total. Por otra parte, el cálculo de costos de construcción de las estaciones de concreto no es objeto de esta tesis; a pesar de esto, se indicaron valores cercanos provenientes de otras experiencias similares. El costo total estimado de fabricación y construcción es entonces referencial.
5. Finalmente, no cabe duda del impacto social que la implementación de un sistema como este traería a los distintos centros poblados en el Perú, esta obra no solo aumentaría la productividad agrícola de la zona, si no que otorgaría una mejor dinámica social a los pobladores de la zona acercándolos al sistema interconectado de carreteras, y con ello a su desarrollo económico personal y del país.

BIBLIOGRAFÍA

Alva, F. (2009). *Diseño de elementos de máquinas I*. Lima: Universidad Nacional de Ingeniería.

Ernst, H. (1970). *Aparatos de elevación y transporte VOL 1*. Barcelona: Editorial Blume.

Ernst, H. (1970). *Aparatos de elevación y transporte VOL 3*. Barcelona: Editorial Blume.

Ísmodes, E. (1989). *Como seleccionar un motor eléctrico*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

Miravete, A. (1996). *Transportadores y Elevadores*. Barcelona: Editorial Blume.

Roa, L. T. (1970). *TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO de materias primas en la industria básica-Tomo 2*. Madrid: Editorial Blume-Rosario.

Zignoli, V. (1953). *Trasporti Meccanici*. Milán: ULRICO HOEPLI.

