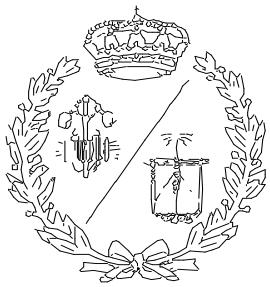
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

CÁLCULO Y DISEÑO DE UN PUENTE GRÚA
(Calculation and design of a bridge crane)

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

Autor: David Ibáñez García
Tutor: Alberto Diez Ibarbia
Juan Martín Osorio San-Miguel

Septiembre - 2018

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO I: Memoria

DOCUMENTO II: Anexos

ANEXO I: Clasificación, parámetros y conceptos generales de los aparatos de elevación.

ANEXO II: Elementos constitutivos

ANEXO III: Cálculos

ANEXO IV: Documentación técnica.

DOCUMENTO III: Planos.

DOCUMENTO IV: Pliego de condiciones.

DOCUMENTO V: Mediciones.

DOCUMENTO VI: Presupuesto.

DOCUMENTO I

MEMORIA

Índice

1. OBJETO 2

2. ALCANCE Y ANTECEDENTES 3

3. REFERENCIAS 6

4. REQUISITOS DE DISEÑO 8

5. SOLUCIÓN ADOPTADA 9

6. PLANIFICACIÓN 18

6.1 Diagrama de Gantt 19

7. PRESUPUESTO 20

1. OBJETO

El objeto de este proyecto es el diseño de un puente grúa capaz de transportar bujes eólicos de 15 toneladas en una nave industrial así como de cargarlos y descargarlos de camiones.

2. ALCANCE Y ANTECEDENTES

Esta máquina cubrirá la necesidad de una empresa de fundición situada en el Polígono Industrial de Villalonquéjar, en la localidad de Burgos, provincia de Burgos, mostrada en la Ilustración 1, la cual fabrica bujes de aerogeneradores. Esta empresa necesita almacenar estos bujes en una nave industrial una vez fabricados para liberar espacio en la fábrica y para tener un espacio donde los camiones puedan cargarlos para proceder a su envío.

Ilustración 1. Localización de la nave industrial.

Dichos tienen la forma de laIlustración 2 Ilustración 2 y tienen unas dimensiones de 2.5x2.5x2.5 metros, son transportados desde la fábrica mediante un camión de 3 ejes a dicho almacén, de uno en uno, ya que la masa máxima autorizada de estos camiones es de 25 toneladas [19]. El camión será descargado en el interior de la nave por dicho puente grúa y será cargado en la fábrica por otro puente ya existente.

Ilustración 2. Buje eólico [1].

A lo largo de los 5 días semanales que trabaja la empresa, recibe camiones para el envío de estos bujes, los cuales son cargados por este puente grúa. La empresa recibe una media de 15 camiones semanales, en este caso los camiones son mayores, habitualmente camiones articulados de 4 ejes, cuya masa máxima autorizada es de 36 toneladas [19], por lo cual pueden transportar 2 bujes cada uno.

El proyecto ha consistido en el diseño de una máquina capaz de soportar el peso de los bujes, movilizarlos por el área de toda la carga y permitir la carga y descarga del camión.

Asimismo, el alcance de este proyecto se limita al diseño del proceso de carga, descarga y almacenamiento de los bujes, así como el diseño y elección de los elementos mecánicos del puente necesarios para esta función. Sin embargo, no se incluye el cálculo de la estructura de la nave necesaria para la sujeción del puente, porque ya existe. Se supone por tanto correcto su cálculo y capacidad para soportar las solicitaciones provocadas por el puente, el cual irá apoyado sobre un camino de rodadura dado, este camino estará formado por vigas IPE 600 que recorren la totalidad de los 72 metros de longitud de la nave. Estos caminos de

rodadura están situado a una altura de 5.85 metros sobre la estructura de la nave.

El diseño de la aparamenta eléctrica y los automatismos necesarios para su movimiento no está dentro del alcance del proyecto porque se solicitarán a una empresa externa, por lo que se contemplará en el presupuesto únicamente.

3. REFERENCIAS

Para la elaboración de los documentos del presente proyecto se ha tomado como referencia la siguiente normativa:

[1] José Santamarta. Sakana eólica fabrica piezas para los aerogeneradores de Siemens. Revista REVE. 28-4-2013.

[2] UNE-58104-87 Parte 1, 2, 3, 3 erramtum, 4 y 5. “Aparatos de elevación. Vocabulario”.

[3] NTP 736: Grúas tipo puente (I): generalidades.

[4] Arnedo, A. Naves industriales con acero. Ed: APTA. (2009)

[5] Hellmut Ernst. Aparatos de Elevación y transporte. Tomo I. Ed: Blume. 1970

[6] Hellmut Ernst. Aparatos de Elevación y transporte. Tomo II. Ed: Blume. 1970

[7] UNE-58109-86. “Aparatos de elevación. Gama de cargas nominales para los modelos de base”.

[8] UNE-58112-91 “Grúas y aparatos de elevación. Clasificación”.

[9] DIN 15400-1991. “Lasthaken für Hebezeuge”.

[10] DIN 15401-1982. “Single hooks”.

[11] DIN 15413-1983. “Lifting hook nuts”,

[12] DIN 15412-1983. “Cross pieces”.

[13] Catálogo Henne Spantechnik GMBH

[14] Demag. www.demag-drivedesigner.de

[15] Prontuario http://prontuarios.info/perfiles/UPN

[16] Catálogo Acindar. Productos para construcción civil.

[17] Catálogo testeros GH.

[18] Miguel Abad. Catálogo de componentes de grúas. Hojas técnicas. Traslaciones y conjuntos rodantes.

[19] Ministerio de fomento. Transporte terrestre. Inspección y seguridad en el transporte.

[20] UNE-157001 “Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico”.

[21] UNE 58128-1987 “Tolerancias de los caminos de rodadura”.

[22] UNE 58106-1986 “Pruebas de recepción.

[23] UNE 58929-1999 “Limitadores de la fuerza de elevación para el control de las solicitaciones de mecanismos de elevación de serie motorizados. Polipastos”,

[24] UNE 36710-1984 “Cables de acero para usos generales”.

[25] UNE 58919-1995 “Medidas a tomar para determinar los periodos de funcionamiento de los aparatos motorizados”.

[26] UNE 58144-5-2005 “Inspecciones de pórticos y puentes grúa”.

[27] UNE 58205-1976 “Aparatos pesados de elevación. Normas de seguridad”.

[28] DIN 687 “Ganchos brutos de forja”.

[29] DIN 655.

[30] DIN 656. “Cables metálicos”.

[31] DIN 4130.

[32] DIN 15059.

[33] DIN 15061.”Groove profile”.

[34] DIN 536. “Crane rails”.

[35] DIN 15046.

[36] DIN 120. “Bases de cálculo para piezas de acero y vías de grúas”. Ed: Balzola. 1953

4. REQUISITOS DE DISEÑO

A la hora de realizar el diseño de esta máquina, es preciso tener los requisitos que el cliente ha planteado. En este caso:

- Ajustarse a las dimensiones de la nave de 15.668 metros de luz, 72 metros de longitud y 9.5 metros de altura al alero.
- Situarse sobre el camino de rodadura IPE 600 situado a 5.85 metros de altura.
- Ser capaz de elevar una carga de 15 toneladas.
- Realizar una media de 7 ciclos diarios.
- La duración del ciclo no debe superar los 30 minutos.

5. SOLUCIÓN ADOPTADA

En la Ilustración 3, se presenta una perspectiva de la estructura de la máquina.

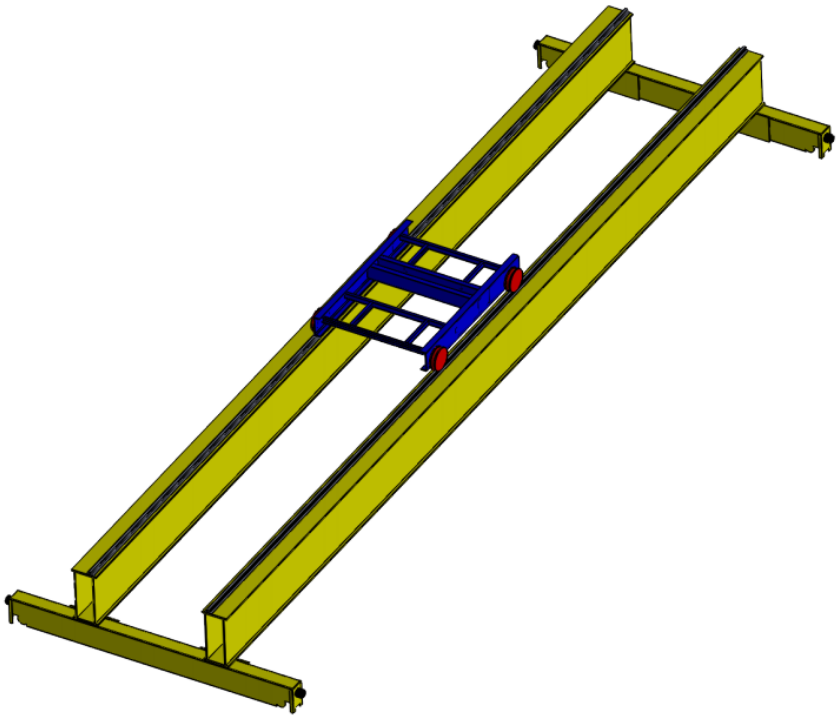


Ilustración 3. Perspectiva del puente grúa.

La máquina diseñada es una grúa puente birraíl, perteneciente al grupo de aparatos de elevación a fijos, debido a que está sujeto a una estructura fija en la nave, siendo un aparato de elevación a gancho. Debido a su sistema de accionamiento eléctrico se clasifica como un aparato de elevación eléctrico y no orientable, ya que no puede girar la carga respecto a su base, sin embargo no supondrá un problema debido a que los movimientos que es capaz de realizar son suficientes para cubrir todo el área de la nave. Continuando con su clasificación, es un aparato de elevación posado ya que como se observa está posado sobre su camino de rodadura.

A continuación se realizará una descripción general de su funcionamiento y principales componentes (Ilustración 4). Por simplicidad de la memoria, todos los elementos constructivos que componen la máquina se recogen en el “Documento II: Anexos”.

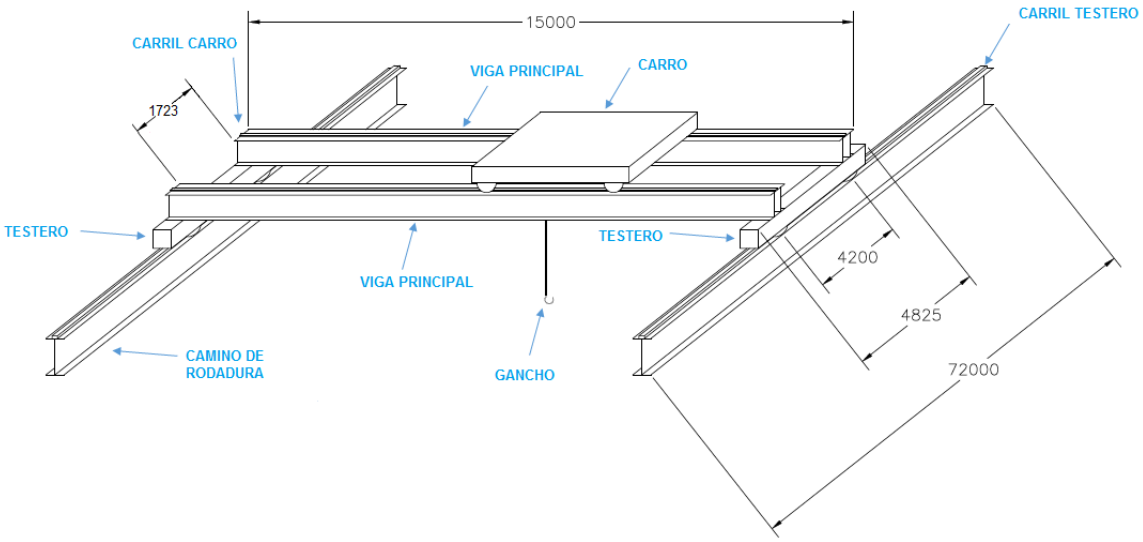


Ilustración 4. Esquema de la perspectiva del puente grúa y sus elementos.

Debido a la masa de 15 toneladas de los bujes se determinó un puente grúa con capacidad para 25 toneladas, primero por razones de seguridad y segundo, porque se acordó con el cliente, debido a que en el futuro es posible que las dimensiones y pesos de estos bujes sean mayores, o que la empresa decida usar el almacén para otros usos.

Por ello se adoptó la solución de realizar un puente birrail con un aparejo simétrico de 4 ramales como el de la Ilustración 5.

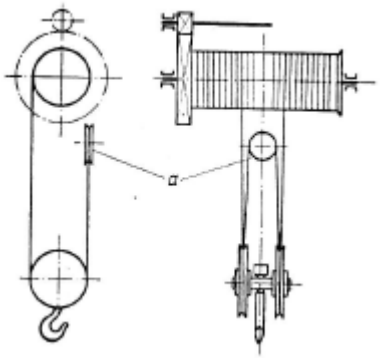


Ilustración 5. Disposición de los ramales del aparejo [5].

Se observa que el aparejo del gancho consta de dos poleas, de las cuales salen dos ramales de cable de cada una, uno de ellos va directamente al tambor que se encarga de almacenar el cable enrollado y el otro ramal

a una polea de compensación, todo ello situado en el carro como se detalla con mayor precisión en el “Documento II:Anexos”. Esto nos asegura una gran capacidad de carga y la reducción de movimientos indeseados de la carga al ser desplazada.

El desplazamiento de la carga, se realizará por motivos de seguridad a una distancia de 0.5 metros del suelo.

Como se puede observar en la Ilustración 6, el puente se sitúa a una distancia de 6.992 metros sobre el suelo. Esta altura se puede ver que se debe a la altura a la que está dispuesto el camino de rodadura, 5.85 metros, la altura de dicho camino, 0.6 metros y a la altura del testero y el carril por el que circulan, que entre ambos suponen 0.542 metros.

Sobre las vigas principales del puente está situado el carro, el cual se encarga de trasladar el aparejo trasversalmente por la nave. Como se observa, la longitud de este carro es de 2.6 metros, con una distancia entre ruedas 2.1 metros. Estas longitudes determinarán la posición máxima del gancho, la cual como se puede ver en la figura es de 1.032 metros respecto el testero, debido a que si se aproximase más, el carro se saldría de la viga principal.

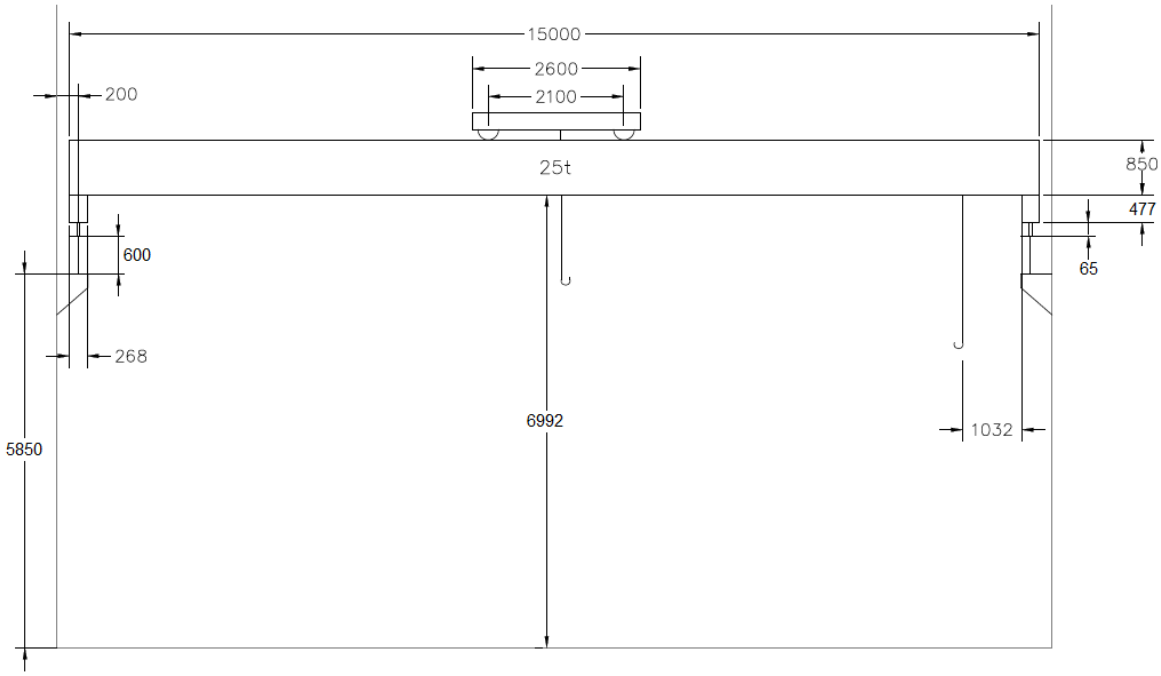


Ilustración 6. Esquema del alzado del puente grúa.

La distancia del carril de rodadura de los testeros sobre el camino de rodadura IPE 600, con la pared de la estructura de la nave es de 200 mm como se observa en la Ilustración 6.

Todas estas medidas están perfectamente detalladas en el “Documento III: Planos”.

A continuación se explicarán los movimientos que realiza el puente grúa:

Como se ha comentado, el puente constará de dos vigas principales como las de la Ilustración 7. Estas vigas, por motivos que se explicarán en el “Documento II: Anexos” serán denominadas como vigas cajón, cuya sección se puede observar en la Ilustración 8.

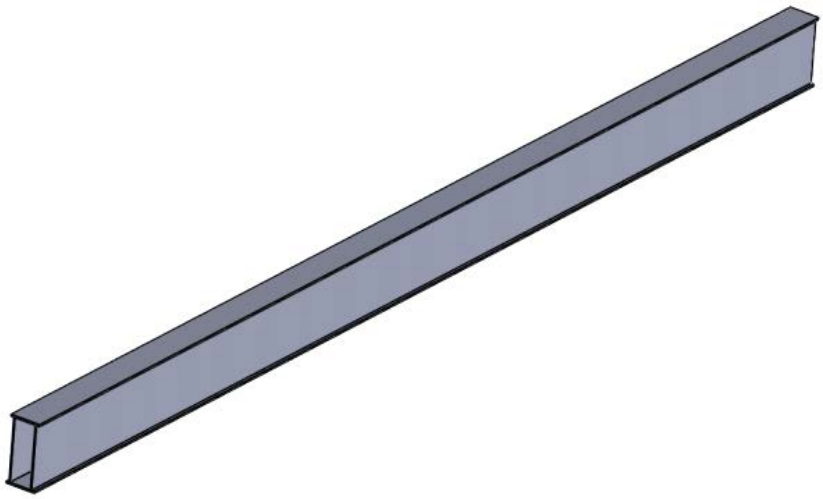


Ilustración 7. Perspectiva de la viga cajón.

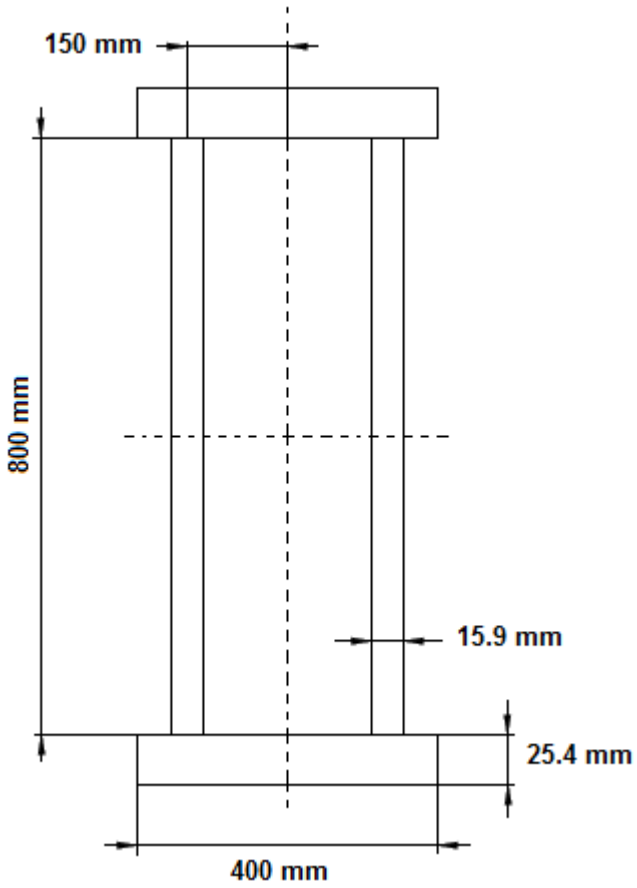


Ilustración 8. Sección de la viga cajón.

Sobre estas vigas circulará el carro a través de un carril, por ello la separación entre ellas debe ser la correcta para que la anchura del carro y sus ruedas estén perfectamente alineadas, por ello finalmente la separación entre ambas vigas principales es de 1.723 metros como se observa en la Ilustración 4. Las medidas del carril quedan detalladas en el "Documento III: Planos".

Como se ha comentado y se observa en la Ilustración 4, el carro desplazará el gancho por el interior de la separación de las dos vigas principales. Estas vigas del carro tienen una sección cuyo perfil será un perfil UPN como el de la Ilustración 9, que variará en función de cada una de las vigas de la disposición del carro como se explica en el "Documento II: Anexos":

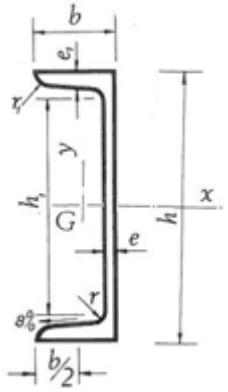


Ilustración 9. Sección UPN de las vigas del carro [15].

Continuando con las vigas cajón, se observa que están apoyadas en los testeros (Ilustración 10), los cuales miden 4.825 metros y la distancia de separación de sus ruedas es de 4.2 metros.

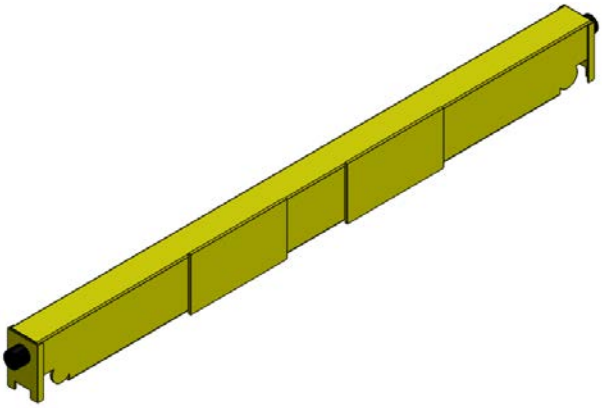


Ilustración 10. Perspectiva del testero.

A su vez, estos testeros circulan sobre unos carriles sobre los caminos de rodadura, las cuales están dispuestas en toda la longitud de la nave, 72 metros. De manera que el puente abarca todo el área del almacén.

A continuación se explica el ciclo establecido para almacenar los bujes en el interior del almacén:

El ciclo comenzará con la entrada del camión en el almacén, en ese momento los bujes serán amarrados mediante cadenas al gancho de la grúa. En este momento comenzará el ciclo de trabajo de la grúa, comenzando con la elevación del buje. A continuación, la grúa se desplazará longitudinalmente para sacarlo del camión y lo descenderá hasta una distancia de seguridad de 0.5 metros de altura sobre el suelo,

siendo 1.5 metros, la distancia del suelo del almacén al del remolque del camión [19]. En este momento, el carro se desplazará transversalmente hasta la mitad de la luz del almacén, ya que a esta altura existe un pasillo central por donde se desplazará posteriormente el puente de manera longitudinal, dado que los bujes se almacenarán a los lados de dicho pasillo.

De esta forma se obtiene una buena organización de la carga y se facilita su transporte, optimizando así el área del almacén y el tiempo para su transporte. Por último, el puente se detendrá en la posición correspondiente para depositar la carga y el carro se moverá transversalmente para llegar a la posición final, donde se descenderá el buje situándolo en su lugar indicado. Una vez hecho esto, el puente realizará el movimiento inverso hasta su posición inicial para completar el ciclo. Sería algo aproximadamente como la Ilustración 11:

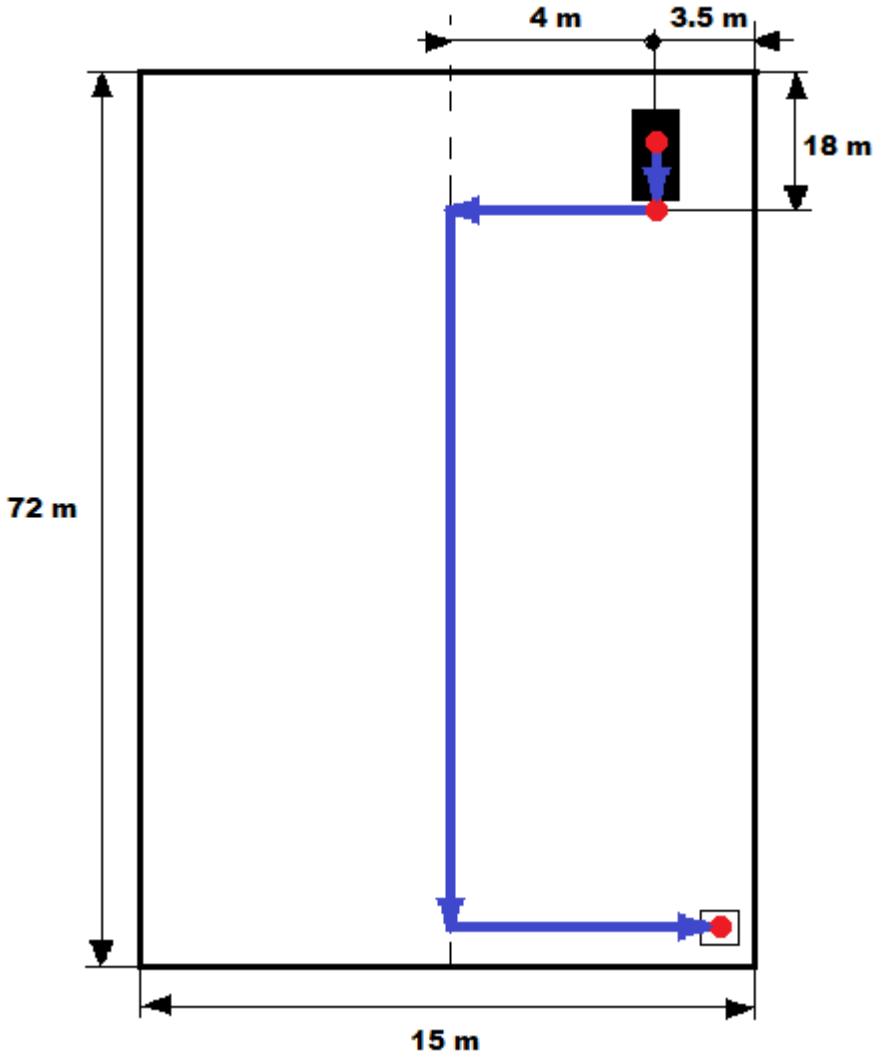


Ilustración 11. Representación del ciclo de descarga del puente en vista en planta de la nave.

En esta Ilustración 11, el rectángulo negro representa el camión, los puntos rojos representan los movimientos de elevación/descenso del gancho y las líneas azules los movimientos transversales y longitudinales de la grúa.

Todo este ciclo lo definimos en la Tabla 1:

Tabla 1. Ciclo del puente grúa.

	IDA			VUELTA		
	m	V(m/s)	t (s)	m	V(m/s)	t(s)
Elevación/Descenso	0.5	0.1	5	0.5	0.1	5
Traslación puente (long.)	14	0.4	35	14	0.5	28
Elevación/Descenso	1.5	0.1	15	1.5	0.1	15
Traslación carro (transv.)	4	0.4	10	4	0.5	8
Traslación puente (long.)	50	0.4	125	50	0.5	100
Traslación carro (transv.)	6	0.4	15	6	0.5	12
Elevación/Descenso	0.5	0.1	5	0.5	0.1	5
Tiempo parcial			210			173
Preparación Amarre						300
TIEMPO CICLO						**683**

De la misma manera que realiza el movimiento de descarga, realizará la carga de los camiones mediante el movimiento inverso.

6. PLANIFICACIÓN

A continuación se presenta la planificación del proyecto, que permite conocer el periodo de tiempo necesario para la realización del mismo, desde que el cliente hace el pedido hasta que la grúa está instalada en el almacén. Esta planificación es aproximada ya que la máquina presenta varios elementos comerciales, y los proveedores pueden retrasarse en la entrega, lo que supone un retraso en el proceso de montaje.

Para esta planificación se estima una jornada laboral de 8 horas, lo que supone 40 horas semanales.

Para presentar esta planificación se utilizará de un diagrama de Gantt, el cual permite entender de forma rápida y visualmente el proceso de diseño, fabricación y montaje de la máquina, conociendo el periodo de tiempo de cada etapa, expresado en semanas.

Como se observa en el diagrama, primero se realiza el diseño, tanto del proceso como el mecánico. A continuación se realizan las compras y fabricación de los elementos mecánicos que precisa la máquina. Posteriormente cuando se reciben estos componentes se procede a su montaje en la grúa. Con la máquina terminada en el taller solo queda su transporte e instalación en el almacén. Por último se realiza la puesta en marcha y comprobación de su correcto funcionamiento.
El plazo estimado desde que se realiza el pedido hasta que la grúa está en el taller en disposición de su uso se estima en 25 semanas.

6.1 Diagrama de Gantt

SEMANAS				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Proyecto	Mecánico		✖	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●											
Compras	Mecánico		✖														●	●	●	●								
	Eléctrico		✖																		●	●	●					
Fabricación de elementos mecánicos			✖														●	●	●	●	●							
Montaje	Mecánico	Dispo. de elevación	✖																		●	●						
		Dispo. de traslación del carro	✖																		●	●						
		Dispo. Traslación de la grúa	✖																		●	●						
		Conjunto	✖																			●	●					
	Eléctrico		✖																				●	●	●			
Programación	Máquina		✖																						●	●	●	
Pta. Marcha	Máquina		✖																								●	●

Observaciones	Sin iniciar/planificado ✖ Inicio Previsto ● Curso previsto ● Finalización prevista ●

7. PRESUPUESTO

El presupuesto de ejecución es de NOVENTA Y NUEVE MIL SEISCIENTOS QUINCE CON QUINCE euros, y se desarrolla en el documento VI del presente proyecto.

Firma

DOCUMENTO II

ANEXOS

ANEXO I

CLASIFICACIÓN, PARÁMETROS Y CONCEPTOS GENERALES DE LOS APARATOS DE ELEVACIÓN

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN 3

2. CLASIFICACIÓN DE LOS APARATOS DE ELEVACIÓN 4

2.1 Clasificación según su concepción 4

2.1.1 Aparato de elevación tipo puente 4

2.1.2 Aparatos de elevación tipo blondin 8

2.1.3 Grúas tipo pluma 8

2.1.4 Grúas tipo pluma 8

2.2 Clasificación según su elemento de aprehensión 9

2.2.1 Aparato de elevación a gancho 9

2.2.2 Aparato de elevación a cuchara 9

2.2.3 Aparato de elevación con electroimán 9

2.2.4 Grúa puente con electroimán y cajón portador 10

2.2.5 Grúa puente cargador de horno 10

2.2.6 Grúa puente para cambiar electrodos 10

2.2.7 Grúa puente apiladora 10

2.2.8 Grúa puente de colada 11

2.2.9 Grúa puente cargadora de lingotes 11

2.2.10 Grúa puente de forja 11

2.2.11 Grúa puente “stripper” 12

2.2.12 Grúa puente “pit” 12

2.3 Clasificación según sus posibilidades de traslación 12

2.3.1 Aparato de elevación fijo 12

2.3.2 Grúa trepadora 13

2.3.3 Aparato de elevación desplazable 13

2.3.4 Aparato de elevación giratorio 13

2.3.5 Aparato de elevación desplazable en servicio 13

2.4 Clasificación según su dispositivo de mando 13

- Aparato de elevación a mano 13
- Aparato de elevación eléctrico 13
- Aparato de elevación hidráulico 13

2.5 Clasificación según su posibilidad de orientación 13

2.5.1 Aparato de elevación orientable 13

2.5.2 Aparato de elevación no orientable 13

2.6 Clasificación según su modo de apoyo 14

2.6.1 Aparato de elevación posado 14

2.6.2 Aparato de elevación suspendido 14

3. PARÁMETROS DE LOS APARATOS DE ELEVACIÓN 15

3.1 Parámetros de cargas 15

3.1.1 Masa neta, G_k 15

3.1.2 Masa total, G_o 15

3.1.3 Carga sobre un apoyo, P 15

3.1.4 Carga nominal o máxima 15

3.1.5 Carga útil 15

3.2 Parámetros dimensionales 15

3.2.1 Alcance desde el carril o alcance de voladizo 15

3.2.2 Aproximación de gancho, C 16

3.2.3 Altura de elevación, H 16

3.2.4 Profundidad de descenso, h 17
3.2.5 Amplitud de elevación, D 17
3.2.6 Altura del camino de rodadura, H_o 18
3.3 Velocidades de los movimientos de trabajo 18
3.3.1 Velocidades de elevación/descenso de la carga, V_u 18
3.3.2 Velocidad de precisión: 18
3.3.3 Velocidad de traslación, V_k 19
3.3.4 Velocidad de desplazamiento del carro, V_c 19
3.3.5 Duración de un ciclo de trabajo: 19
3.4 Parámetros relacionados con el camino de rodadura: 19
3.4.1 Luz, S 19
3.4.2 Vía, K 20
3.4.3 Distancia entre ejes, B 20
3.4.4 Brazo útil 21
3.4.5 Brazo total 21
3.5 Parámetros generales 21
3.5.1 Grupo de clasificación 21
3.5.2 Zona de proximidad 21
4. CONCEPTOS GENERALES 22
4.1 Conceptos sobre movimientos 22
4.1.1 Elevación/descenso de la carga 22
4.1.2 Elevación/descenso de precisión 22
4.1.3 Traslación 22
4.1.4 Desplazamiento del carro 22
4.2 Conceptos sobre estabilidad 23
4.2.1 Estabilidad 23
4.2.2 Estabilidad bajo condiciones de servicio 23
4.2.3 Estabilidad propia 23

1. INTRODUCCIÓN

El concepto general de grúa se refiere a una máquina que se encarga de elevar y distribuir en el espacio cargas suspendidas, de manera discontinúa, bien a través de un gancho o de otro accesorio que forme parte de sus elementos constructivos.

En cualquier proceso industrial se necesita tanto trasladar como manipular los materiales que conforman dicho proceso, tanto en forma de productos elaborados o semielaborados, como de materia prima.

El concepto actual que se tiene de grúa, ha sufrido una evolución tanto en los elementos que la componen como en su uso.

Las primeras grúas proceden de la antigua Grecia, eran de accionamiento manual, para ello usaban tanto a hombres como a animales y se usaban para edificios altos, posteriormente fueron evolucionando mejorando sus características técnicas y ampliando sus posibles usos, como astilleros y puertos para construir barcos.

La revolución industrial supuso la evolución de construirlas en madera, a utilizar hierro fundido y acero. Con la llegada de la máquina de vapor se consiguió acabar con la necesidad de animales y personas para la generación de energía mecánica, y hoy en día se utilizan motores eléctricos, de combustión interna o hidráulicos para su movimiento.

Para conocer los aspectos más importantes sobre los puentes grúa se hará referencia a la normativa UNE 58104 sobre los aparatos de elevación y en la NTP 736 que se centra en las generalidades de las grúas tipo puente junto con NTP 737 y 738.

Para comenzar el documento se centrará en los distintos aparatos de elevación, partiendo de que un aparato de elevación es un aparato de funcionamiento discontinuo destinado a elevar y distribuir en el espacio las cargas suspendidas, con la ayuda de un gancho u otro accesorio de aprehensión.

2. CLASIFICACIÓN DE LOS APARATOS DE ELEVACIÓN

Los aparatos de elevación pueden clasificarse según su concepción, sus posibilidades de traslación, su dispositivo de mando, su posibilidad de orientación y su modo de apoyo.

2.1 Clasificación según su concepción

2.1.1 Aparato de elevación tipo puente

Aparato de elevación en el que un dispositivo de aprensión está suspendido de un carro, aparejo o de una grúa pluma capaz de desplazarse a lo largo de un puente.

2.1.1.1. Grúa puente

Aparato de elevación cuyos elementos portadores se apoyan directamente sobre un camino de rodadura. Su principal aplicación es el transporte dentro del taller, ya que al circular por vías elevadas permite dejar libre toda la superficie del pavimento del taller, de forma que los trabajos a realizar sobre el suelo podrán efectuarse sin estorbos. Estos pueden ser de 2 tipos, según sus vigas principales, monorraíl o birraiíl (Ilustración 1 e Ilustración 2).

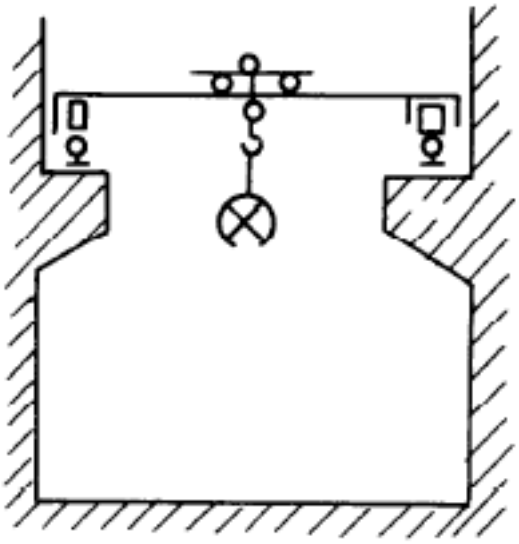


Ilustración 1. Esquema grúa puente [2].

I

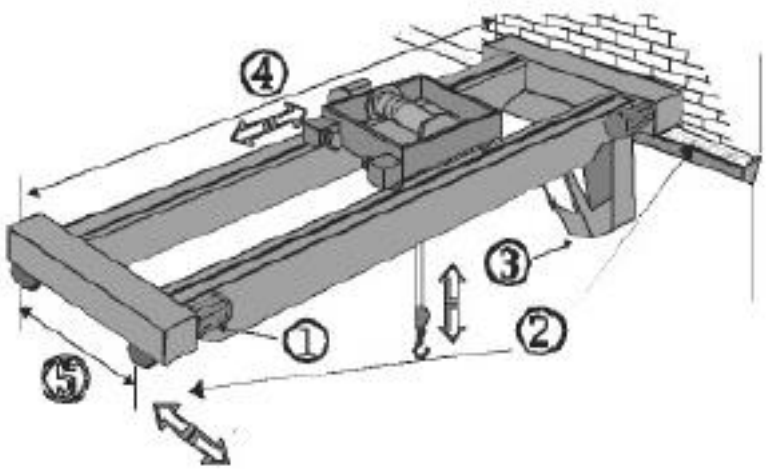


Ilustración 2. Boceto grúa puente [3].

2.1.1.2. Grúa pórtico

Aparato de elevación cuyos elementos portadores se apoyan sobre un camino de rodadura por intermedio de patas de apoyo (Ilustración 3 e Ilustración 4). Se puede considerar como una especie de puente grúa provisto de apoyos. Se sitúan principalmente en parques y patios de fábricas. En las ocasiones que no entorpezcan la circulación por el suelo, se los prefiere a los puentes grúa, ya que al circular por raíles en el suelo, los gastos de primera instalación son menores que para los puentes grúa, ya que estos circulan por caminos de rodadura elevados.

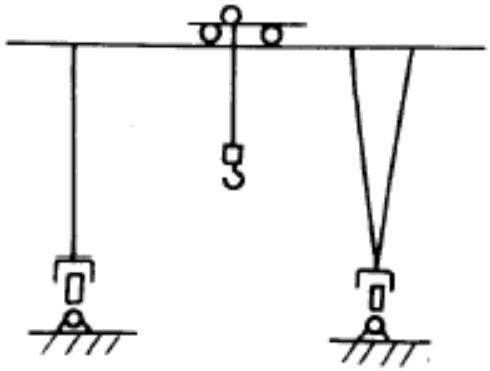


Ilustración 3. Esquema de grúa pórtico [2].

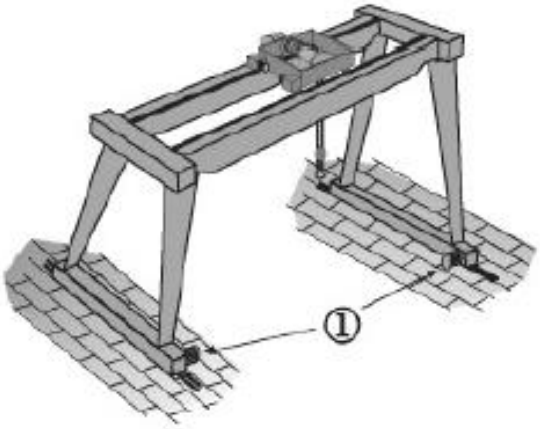


Ilustración 4. Boceto de grúa pórtico [3].

2.1.1.3. Semipórtico

Aparato de elevación cuyos elementos portadores se apoyan sobre un camino de rodadura, directamente de un lado y por intermedio de patas de apoyo por otro (Ilustración 5 e Ilustración 6).

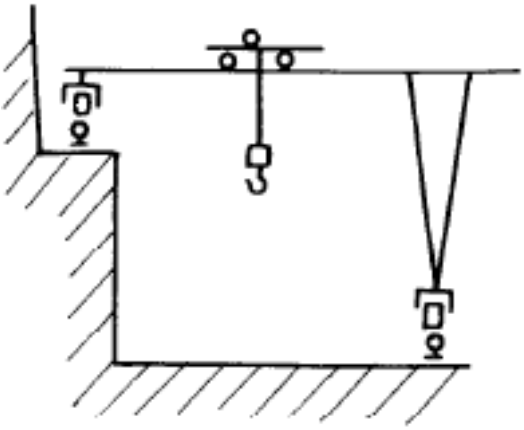


Ilustración 5. Esquema de grúa semipórtico [2].

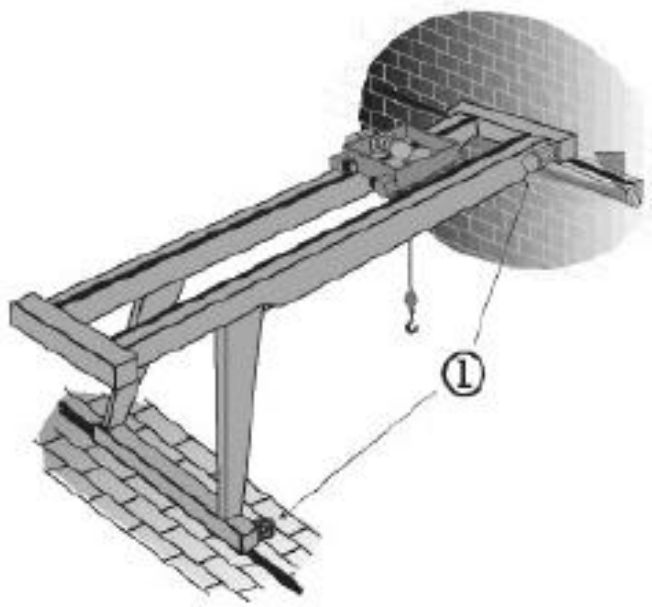


Ilustración 6. Boceto de grúa semipórtico [3].

2.1.1.4. Grúa ménsula

Permiten evitar los puentes grúa, su forma es la de una viga en voladizo que cubre hasta un tercio de la nave y circula sobre un único camino de rodadura que se encuentra en una de las paredes del edificio de forma longitudinal (Ilustración 7). Se reservan principalmente para el transporte de cargas ligeras a gran velocidad.

Ilustración 7. Boceto de grúa ménsula [3].

2.1.1.5. Grúa de brazo giratorio

En este caso, el pescante giratorio se encuentra unido de forma rígida a una columna, la cual está apoyada en un cojinete superior y otro inferior (Ilustración 8).

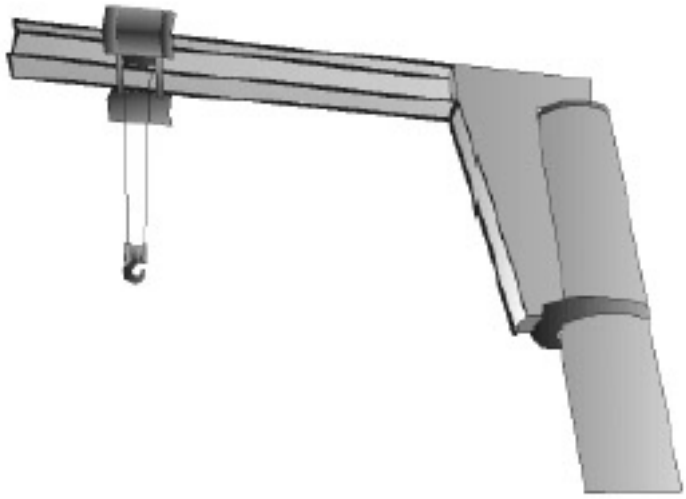


Ilustración 8. Boceto de grúa brazo de giratorio [3].

2.1.2 Aparatos de elevación tipo blondin

Aparato de elevación cuyo dispositivo de aprehensión está suspendido de un carro que se desplaza a lo largo de cables portadores fijados a torres de apoyo que hacen de soportes. Dentro de esta categoría están los blondin y los pórticos a cable.

2.1.3 Grúas tipo pluma

Aparato de elevación cuyo dispositivo de aprehensión está suspendido de un carro que se desplaza a lo largo de cables portadores fijados a torres de apoyo que hacen de soportes. Dentro de esta categoría están los blondin y los pórticos a cable.

2.1.4 Grúas tipo pluma

Aparato de elevación cuyo dispositivo de aprehensión está suspendido de la pluma o de un carro que se desplaza a lo largo de la misma. Aquí se incluye la grúa orientable sobre pórtico y sobre semipórtico, la grúa móvil,

la grúa torre, la grúa sobre ferrocarril, la grúa flotante, la grúa de cubierta, la grúa derrick (tanto con vientos como con apoyo rígido) y la grúa con pescante o de palomilla (incluye palomilla de columna, grúa de pared y grúa velocípeda).

2.2 Clasificación según su elemento de aprehensión

2.2.1 Aparato de elevación a gancho

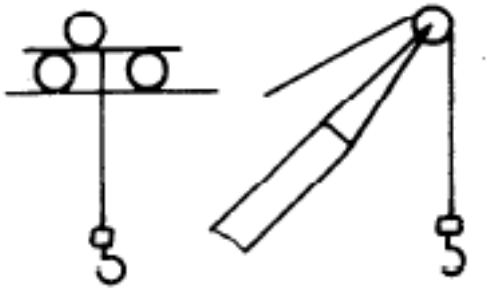


Ilustración 9. Esquema de aparato de elevación gancho [2].

2.2.2 Aparato de elevación a cuchara

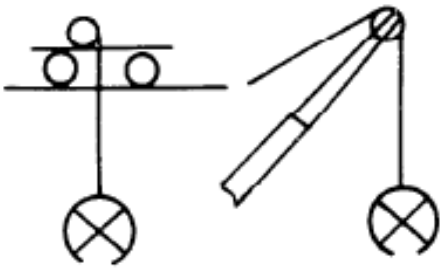


Ilustración 10. Esquema de aparato de elevación cuchara [2].

2.2.3 Aparato de elevación con electroimán

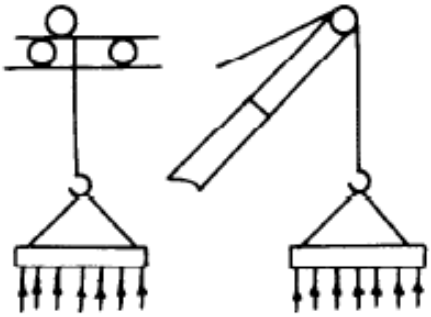


Ilustración 11. Esquema de aparato de elevación con electroimán [2].

2.2.4 Grúa puente con electroimán y cajón portador

El electroimán está provisto de un dispositivo para manuntencionar las cargas (Ilustración 12).

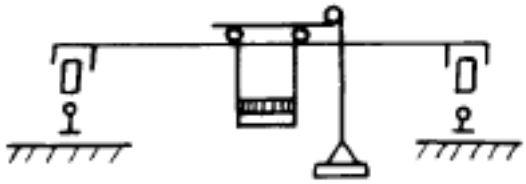


Ilustración 12. Esquema de aparato de elevación con electroimán y cajón [2].

2.2.5 Grúa puente cargador de horno

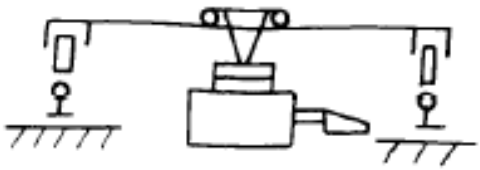


Ilustración 13. Esquema de grúa cargador de horno [2].

2.2.6 Grúa puente para cambiar electrodos

Su elemento de aprehensión es un dispositivo para efectuar la manutención de los electrodos de los baños electrolíticos (Ilustración 14).

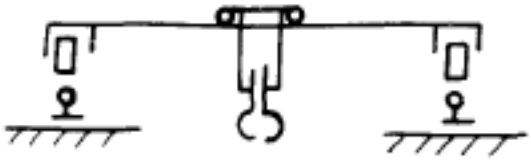


Ilustración 14. Esquema de grúa de cambio electrodos [2].

2.2.7 Grúa puente apiladora

Tiene un armazón suspendido verticalmente que porta una horquilla para apilar bultos (Ilustración 15).

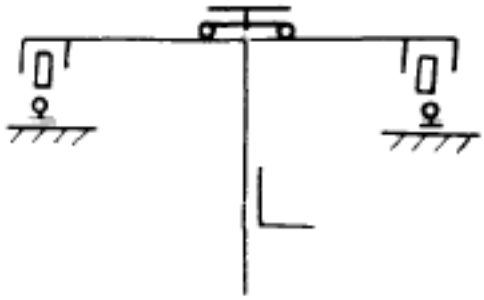


Ilustración 15. Esquema de grúa apiladora [2].

2.2.8 Grúa puente de colada

Tiene un dispositivo para soportar y voltear la cuchara de colada (Ilustración 16).

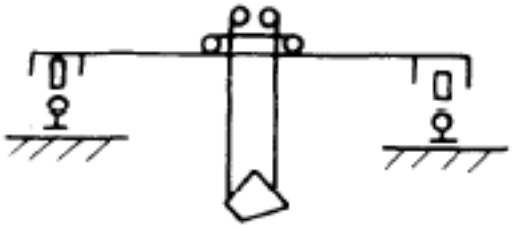


Ilustración 16. Esquema de grúa de colada [2].

2.2.9 Grúa puente cargadora de lingotes

Tiene un armazón vertical pivotante de cuya parte inferior sale una pinza horizontal para manipular los lingotes (Ilustración 17).

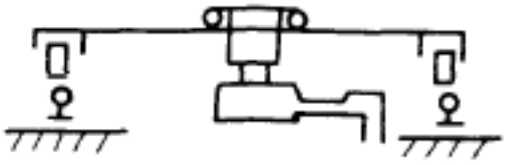


Ilustración 17. Esquema de grúa de lingotes [2].

2.2.10 Grúa puente de forja

Su elemento de aprehensión lo forman dispositivos para elevar, manipular y voltear las piezas de forja (Ilustración 18).

Ilustración 18. Esquema de grúa de forja [2].

2.2.11 Grúa puente "stripper"

Su dispositivo de aprehensión está constituido por un dispositivo para extraer los lingotes de las lingoteras (Ilustración 19)

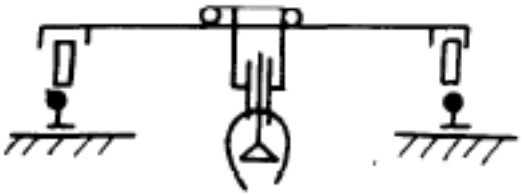


Ilustración 19. Esquema de grúa stripper [2].

2.2.12 Grúa puente "pit"

Su dispositivo de aprehensión está constituido por una pinza destinada a la carga de un horno pit (Ilustración 20).

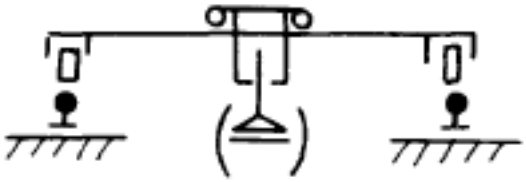


Ilustración 20. Esquema de grúa pit [2].

2.3 Clasificación según sus posibilidades de traslación

2.3.1 Aparato de elevación fijo

Fijado a una fundación o a cualquier tipo de base estacionaria.

2.3.2 Grúa trepadora

Grúa instalada sobre el armazón de un edificio en construcción, la cual puede desplazarse hacia arriba por sus propios medios a medida que la construcción progresa.

2.3.3 Aparato de elevación desplazable

Montado sobre una base susceptible de ser desplazada de un sitio a otro, bien manualmente o por medio de un equipo auxiliar.

2.3.4 Aparato de elevación giratorio

Susceptible de girar alrededor de un eje vertical fijo en el curso del trabajo.

2.3.5 Aparato de elevación desplazable en servicio

Susceptible de ser desplazado en el curso del trabajo. Incluye los aparatos de elevación automotriz los aparatos de elevación remolcables.

2.4 Clasificación según su dispositivo de mando

- **Aparato de elevación a mano**
- **Aparato de elevación eléctrico**
- **Aparato de elevación hidráulico**

2.5 Clasificación según su posibilidad de orientación

2.5.1 Aparato de elevación orientable

Su parte giratoria puede rotar con carga, en un plano con respecto a la parte fija, incluye los aparatos de elevación de orientación limitada y los de orientación total.

2.5.2 Aparato de elevación no orientable

No pueden girar la carga respecto a su base.

2.6 Clasificación según su modo de apoyo

2.6.1 Aparato de elevación posado

Aparato de elevación elevado (tipo puente) o bajo posado sobre un camino de rodadura elevado.

2.6.2 Aparato de elevación suspendido

Aparato de elevación tipo puente suspendido de las alas inferiores de un camino de rodadura aéreo.

3. PARÁMETROS DE LOS APARATOS DE ELEVACIÓN

Siguiendo la norma, existen una serie de parámetros que son necesarios conocer a la hora de trabajar con los aparatos de elevación, en este caso se expondrán aquellos que afectan a los puentes grúa.

3.1 Parámetros de cargas

3.1.1 Masa neta, G_k

Masa de un aparato de elevación, sin lastre ni contrapesos, carburante lubricante y agua.

3.1.2 Masa total, G_o

Masa total de un aparato de elevación en orden de marcha, con lastre, contrapesos, carburante, lubricante y agua.

3.1.3 Carga sobre un apoyo, P

Valor de la carga máxima vertical transmitida a través de un apoyo al camino de rodadura o al suelo.

3.1.4 Carga nominal o máxima

Valor fijado de la carga por el fabricante, incluyendo los accesorios de elevación e indicado en la placa de características.

3.1.5 Carga útil

Carga bajo el aparejo o los accesorios si los hay.

3.2 Parámetros dimensionales

3.2.1 Alcance desde el carril o alcance de voladizo

Distancia máxima horizontal entre el eje del camino de rodadura más próximo al voladizo y el eje del elemento de aprehensión emplazado sobre el voladizo (Ilustración 21).

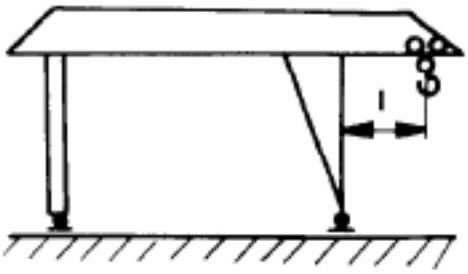


Ilustración 21. Distancia del alcance voladizo [2].

3.2.2 Aproximación de gancho, C

Distancia horizontal mínima entre el eje de la vía del camino de rodadura y el eje vertical del dispositivo de aprehensión (Ilustración 22).

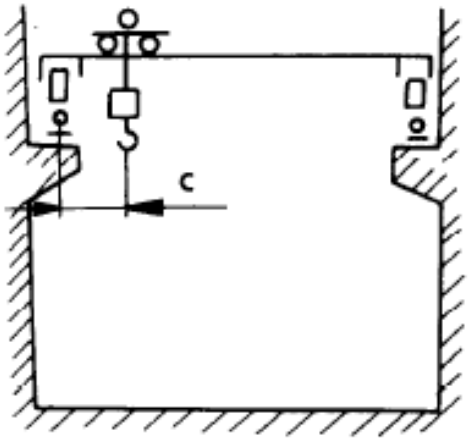


Ilustración 22. Distancia de aproximación del gancho [2].

3.2.3 Altura de elevación, H

Distancia vertical entre el nivel de apoyo del aparato de elevación y el dispositivo de aprehensión cuando éste se encuentra en la posición más elevada de trabajo. Para el caso de ganchos, la medida se toma a su superficie y en el caso concreto de grúas puente, la altura se tomará a partir del suelo, sin carga y con el aparato de elevación instalado sobre una superficie horizontal (Ilustración 23).

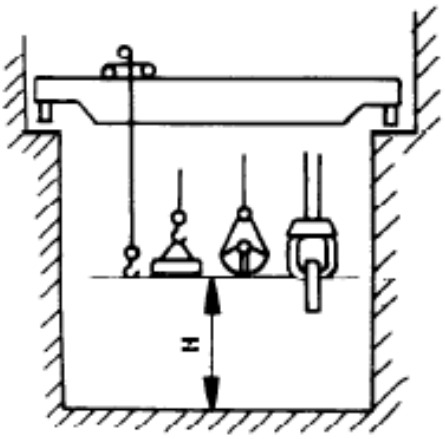


Ilustración 23. Distancia de altura de elevación del gancho [2].

3.2.4 Profundidad de descenso, h

Distancia vertical entre el nivel de apoyo del aparato de elevación y el dispositivo de aprehensión, estando éste en su posición de trabajo más baja. Para ganchos desde su superficie de apoyo y para el caso concreto de grúas puente, la profundidad se determina desde el nivel del raíl, tomándola sin carga y con el aparato instalado sobre un terreno horizontal (Ilustración 24).

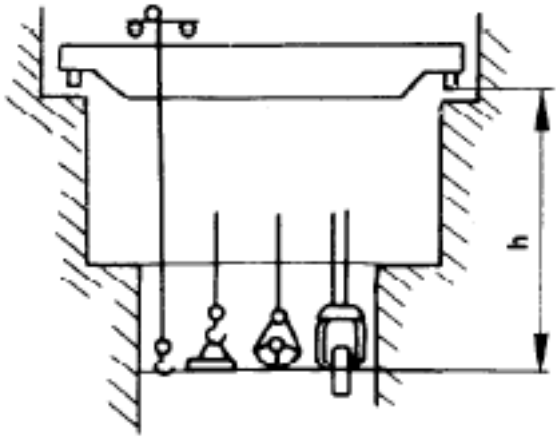


Ilustración 24. Distancia de profundidad del descenso [2].

3.2.5 Amplitud de elevación, D

Distancia vertical entre la posición de trabajo superior e inferior del dispositivo (Ilustración 25).

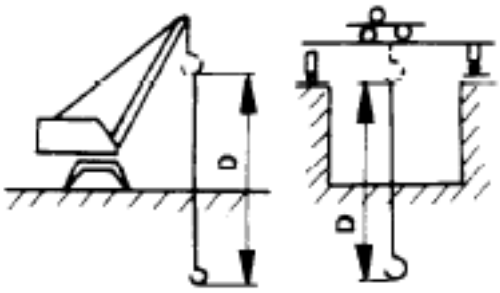


Ilustración 25. Distancia de amplitud de elevación [2].

3.2.6 Altura del camino de rodadura, H_o

Distancia vertical entre el nivel del suelo y el nivel superior del camino de rodadura (Ilustración 26).

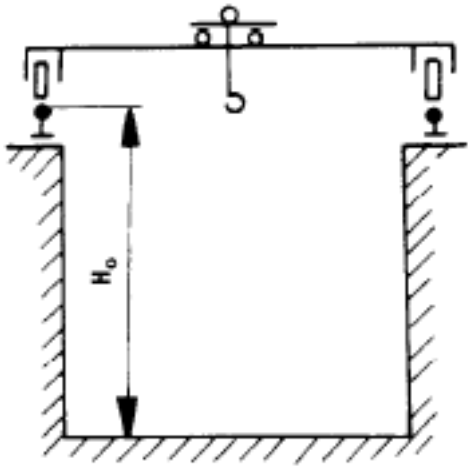


Ilustración 26. Altura del camino de rodadura [2].

3.3 Velocidades de los movimientos de trabajo

3.3.1 Velocidades de elevación/descenso de la carga, V_u

Velocidad de desplazamiento vertical de la carga elevada en régimen establecido.

3.3.2 Velocidad de precisión:

Velocidad mínima de descenso de la carga máxima en el curso de las operaciones de montaje o colocación de la misma, en régimen establecido.

3.3.3 Velocidad de traslación, V_k

Velocidad de desplazamiento de un aparato de elevación en el régimen establecido. Se determina con el aparato en carga y desplazándose sobre una vía o superficie horizontal.

3.3.4 Velocidad de desplazamiento del carro, V_c

Velocidad de desplazamiento del carro en el régimen establecido. Se determina desplazándose el carro sobre un camino de rodadura horizontal y portando la carga máxima admisible.

3.3.5 Duración de un ciclo de trabajo:

Tiempo necesario para el cumplimiento de un ciclo de trabajo tal como se haya especificado.

3.4 Parámetros relacionados con el camino de rodadura:

3.4.1 Luz, S

Distancia horizontal entre los ejes de los carriles de la vía de rodadura de los aparatos de elevación de tipo puente (Ilustración 27).

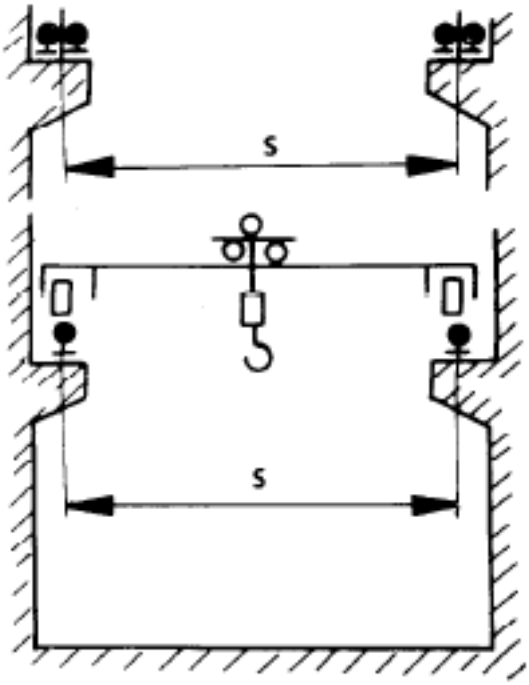


Ilustración 27. Esquema de la luz del puente grúa [2].

3.4.2 Vía, K

Para el caso de los carros, distancia horizontal entre los ejes de los carriles de desplazamiento (Ilustración 28).

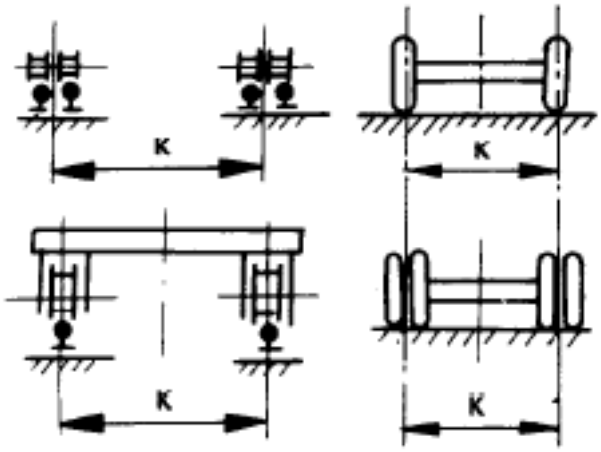


Ilustración 28. Esquema de la distancia de la vía [2].

3.4.3 Distancia entre ejes, B

Distancia entre los ejes de los soportes del aparato de elevación, medidos paralelamente al eje longitudinal de desplazamiento (Ilustración 29).

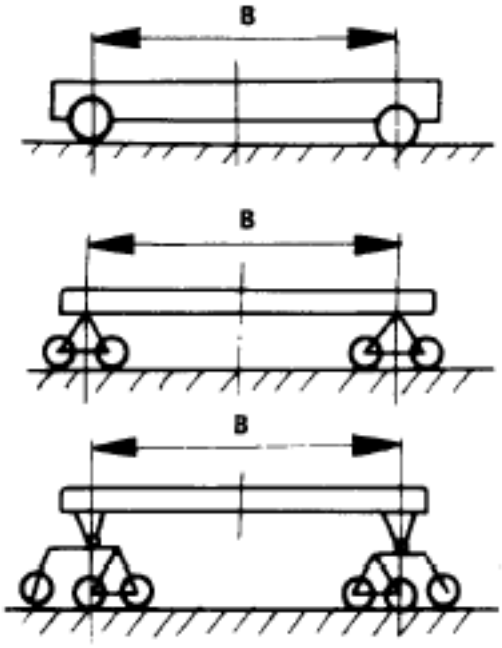


Ilustración 29. Esquema de la distancia entre ejes [2].

3.4.4 Brazo útil

Distancia horizontal entre el eje de rodadura y el eje vertical del elemento de prensión (en nuestro caso del gancho).

3.4.5 Brazo total

Distancia horizontal entre el eje de rodadura y el eje vertical del extremo de la estructura.

3.5 Parámetros generales

3.5.1 Grupo de clasificación

Clasificación del aparato de elevación teniendo en cuenta su utilización con respecto a las cargas nominales a elevar, a la duración y al número de ciclos.

3.5.2 Zona de proximidad

Espacio restringido por las condiciones de seguridad cuando la utilización del aparato de elevación se realiza en la proximidad de construcciones y cuyos límites no pueden ser franqueados por el dispositivo de aprehensión en el curso de la realización de operaciones de elevación.

4. CONCEPTOS GENERALES

A continuación, la norma describe los conceptos generales sobre los principales aparatos de elevación, aunque en este caso se expondrán aquellos que competen a las grúas puente.

4.1 Conceptos sobre movimientos

Debido a la movilidad del puente y del carro que corre sobre él, el campo que recorre la grúa es un rectángulo, el cual en un caso ideal, tiene la misma superficie que la planta de la nave. Sin embargo dicha superficie no coincide con la planta, ya que el gancho no puede situarse muy cerca de las paredes de la nave debido a las dimensiones del carro. Esta movilidad se debe a los movimientos de:

4.1.1 Elevación/descenso de la carga

Desplazamiento vertical de la carga.

4.1.2 Elevación/descenso de precisión

Desplazamiento vertical de la carga a velocidad mínima, durante el montaje o en operaciones de posicionamiento de la carga.

4.1.3 Traslación

Desplazamiento del aparato de elevación en su conjunto, cuando éste está en disposición de trabajo. En el caso del puente grúa, será un movimiento longitudinal de la grúa sobre los caminos de rodadura de la estructura a lo largo de la nave.

4.1.4 Desplazamiento del carro

Desplazamiento del carro a lo largo del puente, de manera horizontal sobre los carriles situados en la viga principal del puente (Ilustración 30).

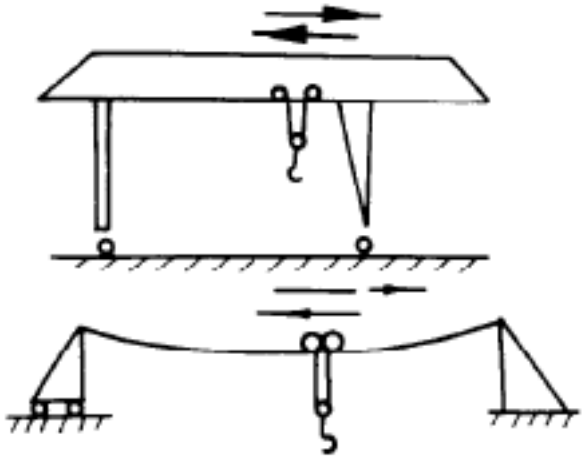


Ilustración 30. Esquema del desplazamiento del carro [2].

Toda esta serie de movimientos se realiza por etapas, de manera que ninguno de los 3 movimientos se producen de manera simultánea, de manera que al realizar los movimientos transversales y longitudinales, la carga debe estar situada a una altura cercana al suelo por motivos de seguridad, al igual que en el momento de elevación y descenso de esta, el carro y puente deben estar inmóviles.

4.2 Conceptos sobre estabilidad

4.2.1 Estabilidad

Aptitud de un aparato de elevación a resistir los pares de vuelco.

4.2.2 Estabilidad bajo condiciones de servicio

Aptitud de un aparato de elevación a resistir los pares de vuelco originados por el peso de la carga, las fuerzas de inercia, las solicitaciones del tiempo y otras causas.

4.2.3 Estabilidad propia

Aptitud de un aparato de elevación a resistir los pares de vuelco originados por las solicitaciones debidas al viento y otras causas, estando el aparato en fuera de servicio.

ANEXO II

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

ÍNDICE

1. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA MÁQUINA 3
1.1 Mecanismo de elevación 3
1.2 Mecanismo de traslación 3
1.3 Mecanismo de distribución del carro 3
1.4 Cabrestante 4
1.5 Polipasto 5
1.6 Puente o bastidor 5
1.7 Carro 5
1.8 Freno 6
1.9 Polea 6
1.10 Aparejo 6
1.11 Aparejo gancho 6
1.12 Órgano de aprehensión 6
1.13 Camino de rodadura 7
2. DISPOSITIVO DE ELEVACIÓN 8
2.1 Gancho 8
2.2 Equipos de los ganchos y aparejos 9
2.3 Cable de elevación 10
2.4 Tambor 13
2.5 Inclinación y guiado del cable 15
2.6 Motor de elevación 18
2.7 Reductor 20
2.8 Freno 20
2.9 Freno parada 21
3. DISPOSITIVO DE TRASLACIÓN DEL CARRO 23
3.1 Ruedas del carro 23
3.2 Carril 24
3.3 Motor de traslación 25
3.4 Reductor 27
3.5 Carro 27
4. DISPOSITIVO DE TRASLACIÓN DE LA GRÚA 28
4.1 Viga principal 28
4.2 Viga testera 29

4.3 Ruedas 30
4.4 Carril de los testeros 30
4.5 Motor de traslación del puente 31
4.6 Reductor 31

1. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA MÁQUINA

Para tener una compresión total de la máquina es preciso explicar lo componentes, de la máquina, primero mediante una breve descripción y a continuación entrando en detalle en los más característicos.

En la siguiente figura se observan muy bien las principales partes del puente.

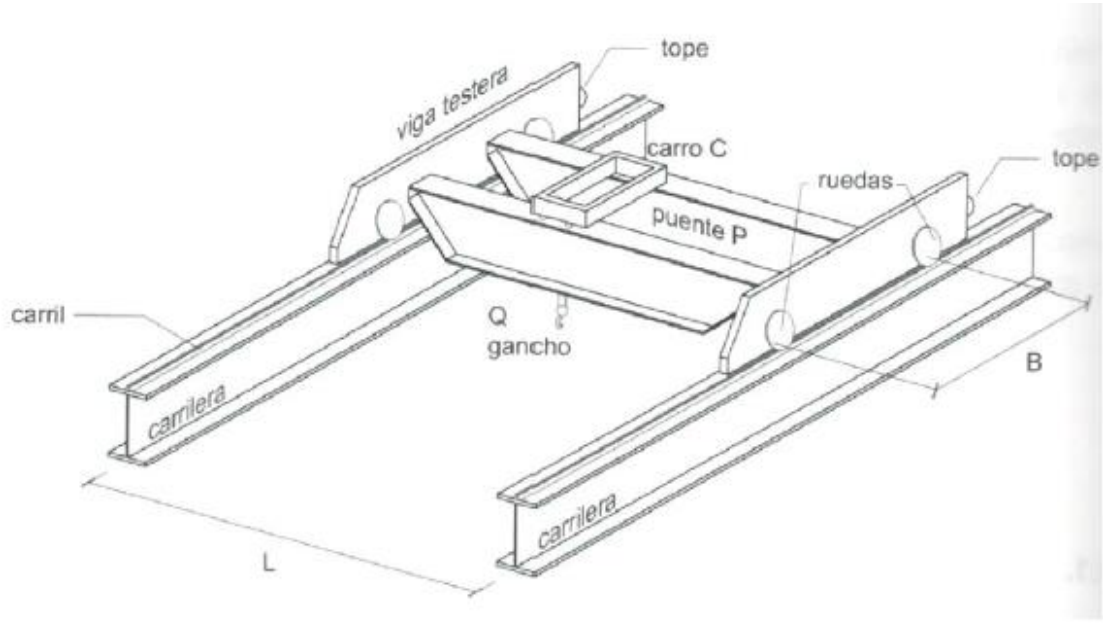


Ilustración 1. Esquema del puente grúa compelto [4].

1.1 Mecanismo de elevación

Sirve para subir y bajar la carga. (Ilustración 5)

1.2 Mecanismo de traslación

Motores, incluidos los testeros como estructuras portantes que se encargan del movimiento longitudinal de la grúa.

1.3 Mecanismo de distribución del carro

Asegura el desplazamiento del carro y de la carga a lo largo de su camino de rodadura a lo largo de la viga principal, forma un sistema mecánico con los mecanismos de elevación. (Ilustración 2 e Ilustración 5)

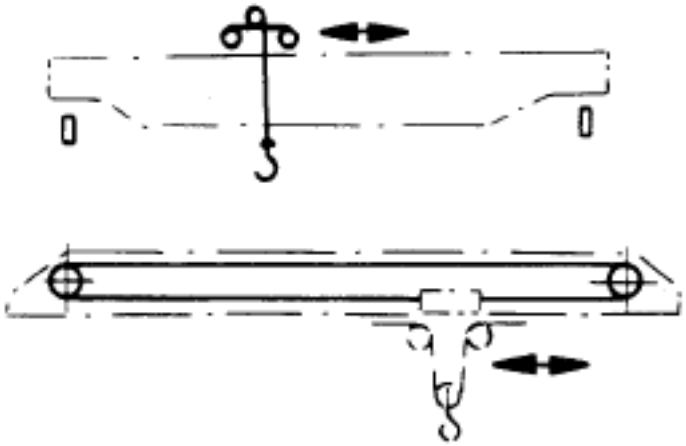


Ilustración 2. Esquema del mecanismo de distribución del carro [2].

1.4 Cabrestante

Mecanismo en el que el esfuerzo es transmitido por un elemento flexible (cable, cadena) a través de un tambor motriz. Estos pueden ser, de cabestrante a tambor, a fricción o vertical de arrastre.

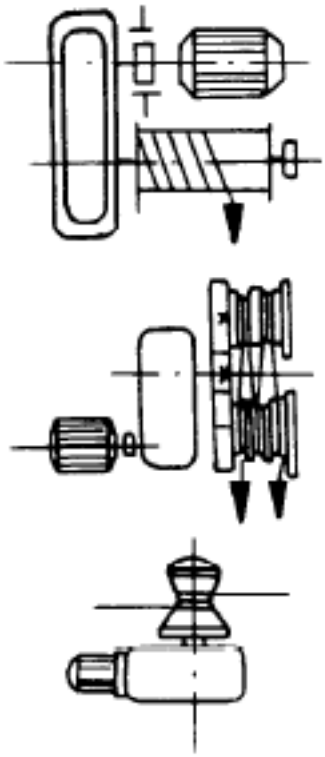


Ilustración 3. Esquema del cabestrante [2].

1.5 Polipasto

Mecanismo de elevación que constituye una unidad autónoma montado o no sobre viga guía.

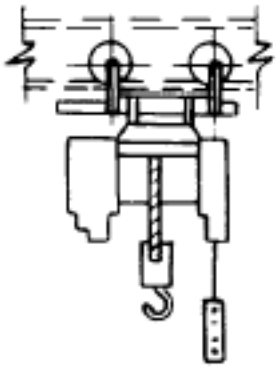


Ilustración 4. Esquema del polipasto [2].

1.6 Puente o bastidor

Estructura portante de los aparatos de elevación de tipo puente destinada a soportar el carro en el curso de sus desplazamientos. Formado por 2 vigas transversales paralelas a la luz de la nave (1 única viga en el caso de puentes monorraíles), llamadas vigas principales, soportan las solicitaciones del carro móvil y la carga, por ello son la parte más crítica de la estructura. Y otras dos vigas laterales, éstas en la dirección longitudinal de la nave, llamadas testeras, sobre ellas descansan las vigas principales y albergan las ruedas sobre las que se apoya la estructura.

1.7 Carro

Conjunto destinado a desplazar las cargas suspendidas. Ilustración 5

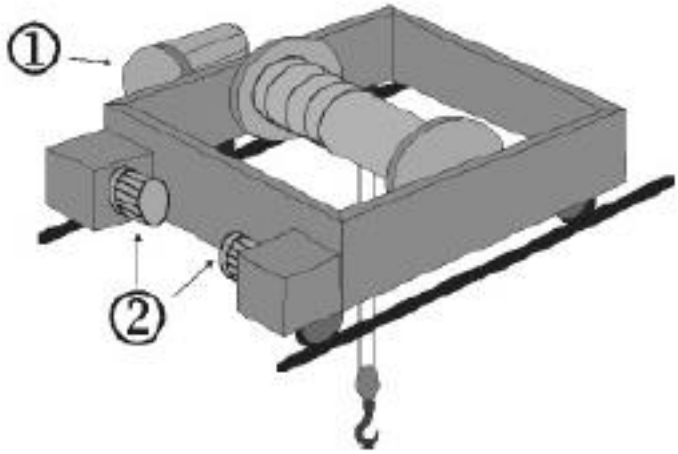


Ilustración 5. Boceto del carro con mecanismo de elevación y traslación [3].

1.8 Freno

Dispositivo destinado a reducir la velocidad o a parar y/o mantener un mecanismo parado.

1.9 Polea

Elemento rotativo con una o varias gargantas destinado a guiar y/o cambiar la dirección de un cable o cadena.

1.10 Aparejo

Sistema de poleas y de cables destinado a hacer variar las fuerzas y las velocidades.

1.11 Aparejo gancho

Conjunto de poleas montadas sobre un armazón al que está fijado un gancho.

1.12 Órgano de aprehensión

Dispositivo (gancho, cuchara, electroimán, etc.) que sirve para suspender o portar la carga.

1.13 Camino de rodadura

Elemento estructural por donde la grúa o el carro se desplazan. Para este caso la viga será una IPE 600.

2. DISPOSITIVO DE ELEVACIÓN

La elección correcta de los dispositivos de enganche es de gran importancia, tanto desde el punto de vista de la seguridad como desde el económico. Esto se debe a que el tiempo para enganchar y desenganchar la carga puede ser mayor que el propio tiempo de marcha de la máquina. Por ello a la hora de la elección de estos dispositivos se trata de reducir al mínimo este tiempo, así como la mano de obra necesaria para ello.

Todo ello sin olvidar la seguridad, ya que un gran número de los accidentes de trabajo se producen por un enganche mal realizado.

2.1 Gancho

Nuestro dispositivo será un dispositivo de gancho.

Existen varios tipos de ganchos, , los cuales están normalizados hasta cargas útiles de 250 toneladas, siendo la DIN 687 la cual establece las dimensiones de los ganchos brutos de forja utilizados para cabestrantes a mano y a motor.

Esta norma establece las medidas para la Ilustración 6:

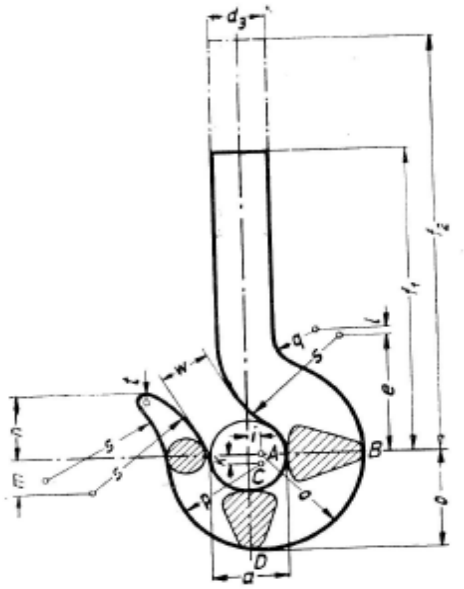


Ilustración 6. Esquema del gancho [5].

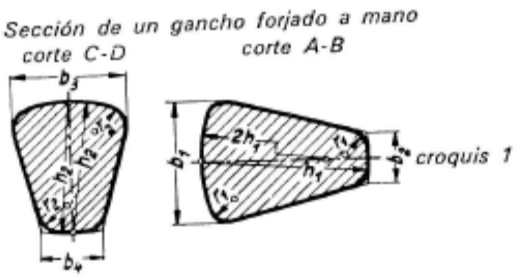


Ilustración 7. Esquema de la sección del gancho [5].

A la hora de normalizar estos ganchos se ha tiene en cuenta que los ganchos, en su parte recta, están sometidos a tracción y en su parte curvada se someten tanto a tracción como a flexión.

Observando la sección del corte A-B y asemejándolo a un trapecio, su base mayor está sometida a tracción y su base menor a compresión. Su forma se debe a que la parte interior es la más peligrosa a la fatiga, por ello su sección es mayor en esta zona que en la exterior.

2.2 Equipos de los ganchos y aparejos

Lo más común es que los ganchos estén suspendidos de un aparejo, los cuales según el número de ramales tendrán una o varias poleas. Ilustración 8

Estos aparejos pueden ser grandes o pequeños en función del uso que se le dará, como se explica en el Anexo III, el nuestro será pequeño. Están compuestos por poleas en voladizo sobre la traviesa del gancho. (Ilustración 9). Estas traviesas son más robustas que las de un aparejo grande y el gancho es más largo.

Para los puentes grúa, los aparejos pueden ser de 2 poleas hasta 30 toneladas, según se aumenta la carga se puede ir aumentando el número de poleas.

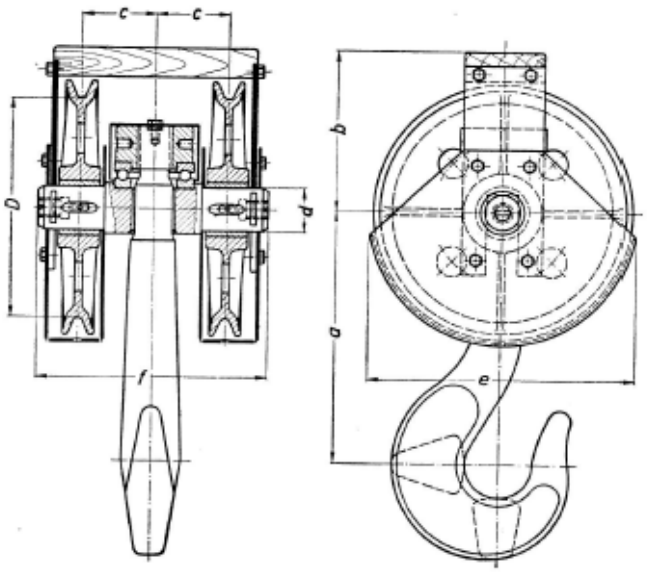


Ilustración 8. Esquema del aparejo del gancho [5].

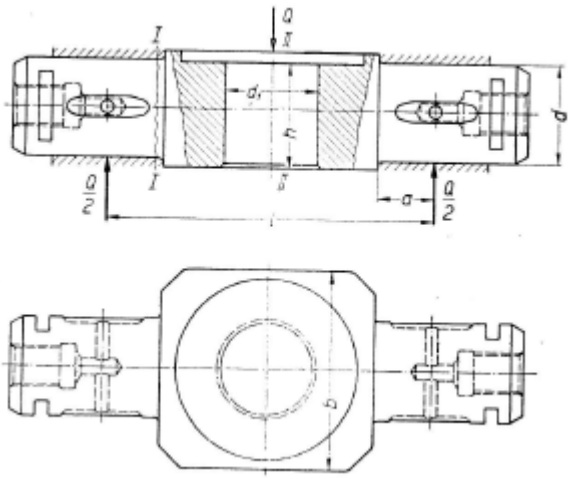


Ilustración 9. Esquema de la traviesa [5].

2.3 Cable de elevación

Los elementos de transmisión de los aparatos de elevación usan cables metálicos compuestos de varios torones, los cuales a su vez están formados por varios cordones alrededor de un alma.

En concreto los cables son de acero debido a sus ventajas en estos aparatos, habiendo sustituido a las cadenas, debido a que su peso es menor, su paso por poleas se realiza sin choques ni ruidos, permiten velocidades mayores y su seguridad es mayor debido a que los hilos se van

rompiendo uno a uno, sin producirse una rotura súbita del cable, por el contrario a la hora de dimensionar tambores y poleas, sus dimensiones deben ser mayores.

Los cables se distinguen según el sentido de arrollamiento a izquierdas y derechas, siendo en ambos casos posible que su cableado sea cruzado o directo (Lang), como se ve:

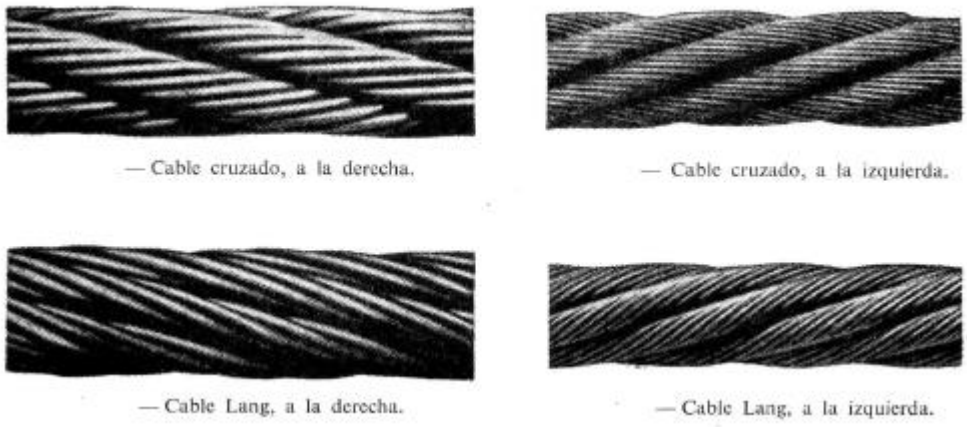


Ilustración 10. Imágenes de arrollamientos de cables [5].

Los cables Lang tienden más a girar y salvo en casos concretos se utilizan casi siempre los cables cruzados, los cuales, como se observa en la figura, sus torones son cableados inversamente a los hilos de los propios torones.

Las principales causas que determinan la duración de un cable, se pueden resumir en:

Solicitación a tracción: A mayor esfuerzo de tracción, menor duración-

Solicitación a flexión: A mayor número de flexiones al pasar el cable por poleas y tambores, la duración disminuye, lo cual además se agrava conforme se disminuyen los diámetros de poleas y tambores. Debiendo evitar además una flexión inversa como la de la derecha de la Ilustración 11.

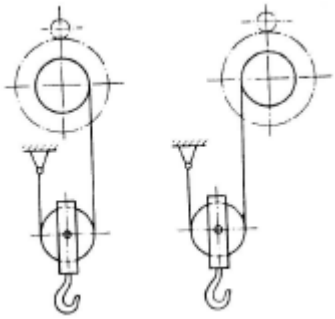


Ilustración 11. Esquema de disposición del cable [5].

Calidad del hilo: A mayor calidad, mayor resistencia pero la duración no aumenta de la misma manera. Aumentando las calidades 130-160-180 kg/mm^2, para el mismo diámetro y carga la resistencia aumenta progresivamente, sin embargo de 130 a 160 kg/mm^2 la duración apenas aumenta, y para 180 kg/mm^2 existe aún menos diferencia. De forma que en los aparatos de elevación, salvo para ciertos usos concretos es absurdo superar los 160 kg/mm^2 de calidad.

Perfil y material de las gargantas: Un buen dimensionamiento y material ayudan a alargar la duración del cable, disminuyendo su desgaste y deformación.

Composición y cableado: la composición es básica, los alambres deben tener un buen apoyo en los alambres que los preceden, por ello los cables Seal-Lay son muy ventajosos, ya que su paso es constante en todas sus capas. En las 3 composiciones que encontramos en la DIN 655 (6x19, 6x37 y 8x37), los primeros se usan en casos de gran desgaste y los segundos en un uso considerado normal, sin embargo para ambos casos es mejor el cable Seal-Lay de la DIN 656, con un número de alambres aproximado. El tercer caso se usa para cables de gran diámetro.

En nuestro caso como se explicara en el Anexo III el cable será un cable Seal-Lay de 6 x 19, sus torones están formados por un grueso hilo central cubierto de una capa de 9 finos hilos y estos a su vez de otros 9, formando

así los 19 hilos, su paso es contante, la inclinación de sus hilos varía de una a otra y sus hilos no se cruzan nunca ya que los hilos de las capas exteriores se alojan entre los espacios de las capas precedentes. Por ello el diámetro de sus hilos es diferente.

2.4 Tambor

Los tambores se encargan de almacenar el cable conforme la carga es elevada, estos tambores deben ser lo suficientemente grandes como para arrollar la totalidad del cable en una única capa, ya que los tambores con más capas son usados únicamente en cabestrante para obras públicas, cucharas mecánicas y casos concretos. En cualquier caso, los tambores deben disponer de dos pestañas que eviten para evitar la caída del cable, dichas pestañas deben tener una altura de 1.5 veces el diámetro del cable.

Un factor muy importante es la dimensión de sus ranuras:

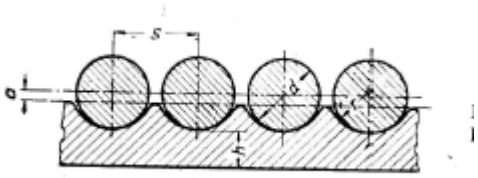


Ilustración 12. Esquema de las espiras del tambor [5].

En las espiras del tambor, existen como mínimo 1.5, preferiblemente 2 ó 3 espiras muertas que sirvan de refuerzo para la fijación del cable y que impiden que aunque el gancho alcance su posición más baja, el tambor se desenrolle por completo, además hay que sumarle otras 2 ó 4 espiras para la tuerca que guiará al cable como se explicara posteriormente.

Los tambores están sometidos a torsión, flexión debida a la tracción del cable y a compresión ocasionada por el apriete del propio cable. En estos esfuerzos el de torsión es lo suficientemente pequeño como para despreciarlo, por tanto el espesor del tambor depende de la solicitación del arrollamiento.

Esta solicitación es evidente cuando el tambor soporta una única espira.

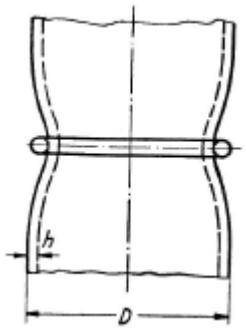


Ilustración 13. Solicitación de una espira del tambor(4)

Influenciado por la tracción del cable, el tambor es comprimido con la máxima deformación debido al arrollamiento, conforme nos alejamos de la espira, esta deformación y la compresión disminuyen.

Pero durante el servicio del aparato de elevación, el tambor nunca estará cargado por una única espira. Lo normal es que el arrollamiento comience desde un extremo del tambor, podríamos calcular el esfuerzo total mediante la superposición de espiras, pero la flexión local sería nula, ya que al no variar la tracción, la deformación por compresión será constante y la generatriz del tambor será recta. Los esfuerzos de compresión se añadirán hasta que la sección del paso sea solicitada por la tracción del cable.

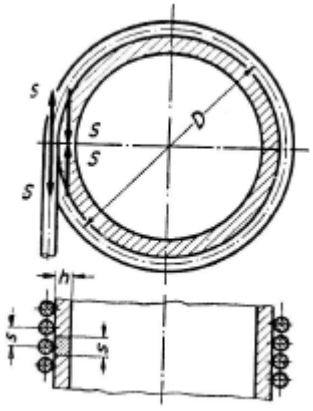


Ilustración 14. Solicitación por tracción del cable del tambor [5].

Sin embargo esto no ocurre exactamente así, ya que al situarse la primera espira, el tambor no sufre deformación total, el cual es resultado del arrollamiento total. Según la deformación aumenta influenciado por las espiras, la tracción de las primeras espiras del cable disminuyen, siendo h el espesor del tambor.

En el extremo del arrollamiento el esfuerzo disminuye, debido a que la parte que aún no se ha recubierto de espiras, refuerza a la parte que sí, en este lado por tanto, existe una flexión local.

Las solicitaciones de flexión y compresión se producen a la vez, pero actúan en secciones desfasadas 90º.

2.5 Inclinación y guiado del cable

Tanto el ramal ascendente como el descendente del cable deben estar en el plano de las gargantas de los tambores y poleas para que el cable no dé saltos, para ello, puede ser necesario dar al cable una leve inclinación sobre el plano de las gargantas, siempre que esto no provoque la salida del cable de la llanta.

En la siguiente figura se ve la inclinación del cable sobre la polea.

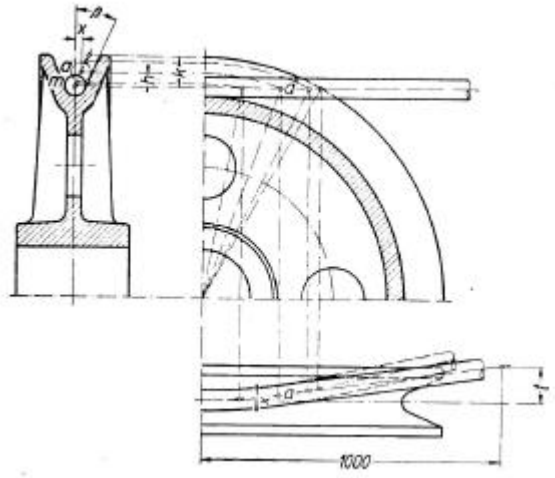


Ilustración 15. Esquema de la inclinación del cable en la polea [5].

Haciendo que k sea superior a h, evitamos que el cable se apoye en el borde de la polea, siendo k la profundidad de la garganta y h la altura al punto a, donde el cable abandona la garganta. Si definimos β al ángulo de la pared sobre la garganta, se podrá obtener su inclinación máxima como se observará en el Anexo III.

Para el caso del tambor, sus ranuras helicoidales tienen la inclinación:

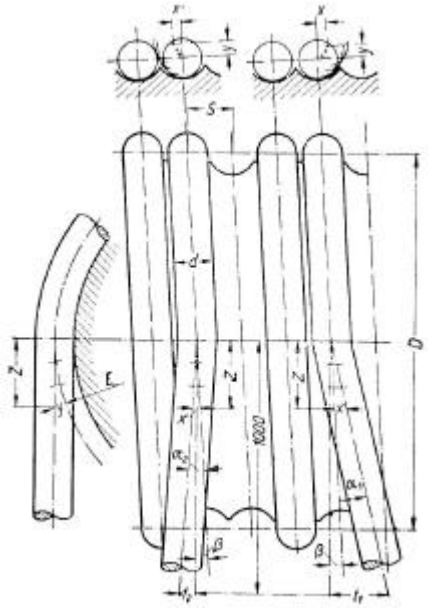


Ilustración 16. Esquema de la inclinación del cable en el tambor [5].

Observando la figura, la inclinación α_1 del lado vacío del tambor se limita por la situación en la que el cable monte sobre la arista de la ranura y que α_2 es la inclinación de lado de las espiras precedentes, limitadas por la misma situación.

A la hora de asegurarse una correcta disposición del cable, se debe prever dispositivos para guiar el cable sobre ranuras o gargantas. Como se ha dicho a la hora de calcular el número de gargantas, el tambor tendrá un sistema de guiado por medio de una tuerca (Ilustración 17) que se ajusta en las ranuras del tambor vacías.

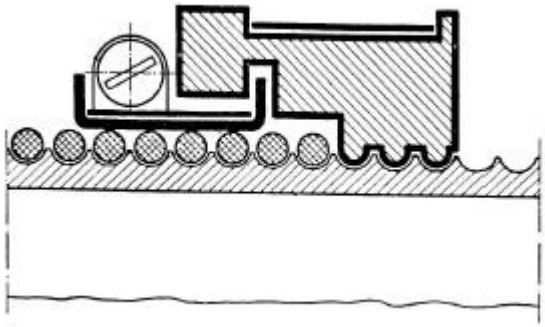


Ilustración 17. Esquema de la tuerca de guiado del cable [5].

Cuando el tambor rota, la tuerca coloca el cable adecuadamente desplazándose lateralmente en las ranuras.

De forma que la disposición de nuestro sistema de elevación será:

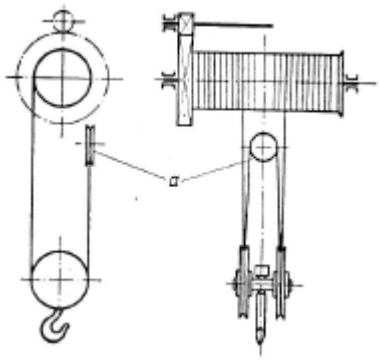


Ilustración 18. Esquema de la disposición del aparejo [5].

La ventaja de un aparejo simétrico como éste, es evitar el desplazamiento lateral de la carga en la elevación, como sucede en aparejos de un solo ramal.

La polea de compensación acoge los ramales muertos, la cual permite igualar los alargamientos del cable.

2.6 Motor de elevación

El motor de elevación cuando se ponga en marcha para elevar la carga necesitará un gran par de arranque, estando esta carga suspendida en el aire deben acelerarla en poco tiempo desde una situación de reposo. Además los motores son conectados y desconectados frecuentemente durante el ciclo, para ello deben tener un motor reversible para así afrontar las tareas de elevación y descenso, además de un par de frenado.

A la hora de elegir un motor de elevación, es básico su potencia de régimen para el movimiento de la carga a la velocidad de régimen, siendo calculada en CV como se verá en el Anexo III.

Sin embargo esta potencia de régimen no es la potencia real necesaria, ya que existen más consideraciones, no solo se ve limitada por su par. El calentamiento y su tipo der marcha, continua o intermitente tienen una gran influencia.

Un motor de marcha continua sufre un aumento progresivo de su temperatura, hasta alcanzar la máxima, donde tanto la generación como la evacuación del calor se equilibran.

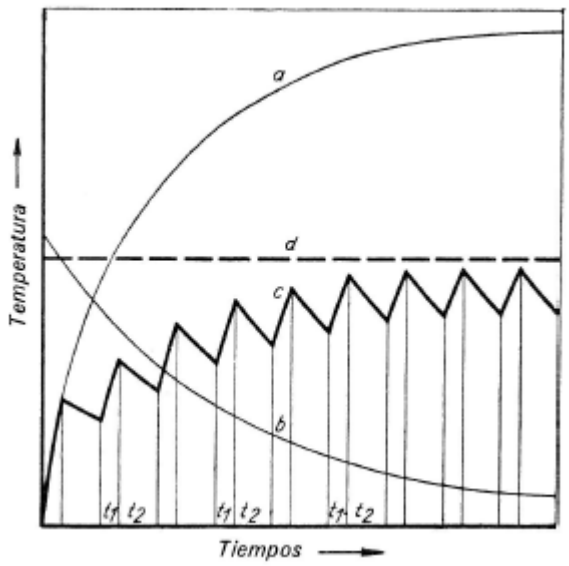


Ilustración 19. Gráfica del calentamiento del motor [5].

En la Ilustración 19, se puede observar la comparación del calentamiento de un motor, dando el mismo par tanto para un servicio continúo (a), como para un servicio intermitente (c), con la refrigeración que se produce en las paradas (b), observando la temperatura máxima admisible (d),siendo t1 el tiempo de marcha y t2 el de parada.

Como se ve, cuando actúa en marcha intermitente, como es lo habitual en los aparatos de elevación, el motor aprovecha los tiempos de parada para enfriarse. Sin embargo, tras un número de ciclos, el motor llega a un punto en el que la temperatura es estacionaria, siendo esta temperatura menor a la de un motor de marcha continua suministrando el mismo par.

Esto nos permite concluir que si admitimos el mismo calentamiento, un motor en servicio intermitente puede suministrar una potencia mayor a la de un servicio continuo.

El calentamiento también depende de la carga relativa, es decir, a menor frecuencia de funcionamiento a plena carga, mayor potencia se podrá pedir al motor sin un calentamiento excesivo.

Se concluye por tanto, que para elegir el motor se debe tener en cuenta también, el servicio intermitente, la carga relativa y su aceleración.

Carga relativa: El ciclo tiene movimientos de carga y de vacío, estas variaciones se tienen en cuenta mediante el factor M_r que permite representar el momento relativo en función del par de carga (M_R) y del par en vacío (M_0).

Para la carga relativa se pueden utilizar una serie de valores:

-Para cabestrantes de ganchos Mr=0.55 a 0.6.

-Para cabestrantes de cucharas Mr=0.75 0.8.

-Para traslación de los carros de gancho Mr=0.65 a 0.75

-Para traslación de puentes grúa de gancho Mr=0.75 a 0.9.

-Para traslación de carros de cuchara Mr=0.85 a 0.95.

-Para traslación de pórticos Mr=0.9 a 1.00.

Conociendo este valor se obtiene el valor de un factor "r" que representa la relación de la potencia de catálogo entre la potencia de régimen a plena carga.

La potencia nominal de un motor, está relacionado con su factor de marcha, de tal forma que cuanto mayor es su ED, menor es dicha potencia, es decir, si un motor tiene un factor de marcha del 40%, tendrá una potencia nominal menor que si este factor fuera del 25%.

De forma aproximada, estas potencias varían relacionadas con las raíces cuadradas de sus factores de marcha, esto permite adoptar un factor de marcha adecuado indicado en los catálogos.

Trabajo de aceleración: Como se ha dicho antes, el motor realiza en el arranque una potencia extra, sin embargo el caso de los motores de elevación este trabajo es despreciable, en movimientos horizontales y traslaciones principales es distinto.

2.7 Reductor

Es un elemento que se encarga de conseguir las revoluciones deseadas en el tambor para permitir la velocidad de elevación diseñada, partiendo de las revoluciones de salida del motor de elevación.

2.8 Freno

Los motores de elevación actuales suelen incluir un freno cónico, estos frenos tienen la ventaja de su posibilidad de inclusión en construcciones recogidas como es el caso, en la siguiente figura se ve un motor-freno cónico deslizante similar al de nuestro motor:

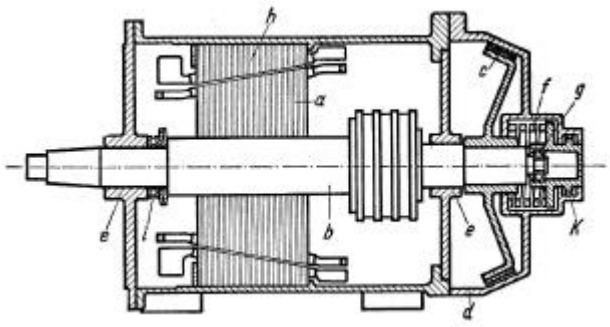


Ilustración 20. Esquema de motor-freno cónico [5].

El árbol del motor (b), con rotor (a) y el cono de freno (d) se desplaza axialmente en el soporte (e). En el momento de la parada el resorte (f) empuja al árbol hacia la derecha aplicando el cono de freno contra el cárter (d). Por el contrario. Cuando el motor es alimentado, el rotor cónico es atraído por el bobinado del estator hasta el soporte (i), este desplazamiento afloja el freno. El amortiguador (k) se encarga de amortiguar todos los desplazamientos, principalmente el apriete del freno. El intereje de los soportes (e) guía adecuadamente e impide el acuñamiento del freno, sin existir rozamiento entre la chaveta y ranura debido a que el árbol se desplaza sobre el cono.

2.9 Freno parada

En ocasiones los motores no tienen un freno integrado como el anterior. En ese caso es necesario la existencia de un freno de parada o enclavamiento en el sistema.

Este freno debe poder mantener la carga suspendida tanto al final del movimiento de elevación como de descenso. Estos frenos además deben absorber una parte de la energía cinética de la carga y cabestrante, además de la energía potencial que se produce en el desplazamiento de frenado.

A partir de la potencia del motor de elevación en CV y sus revoluciones por minuto se determinará el diámetro y anchura de la polea de freno como se verá en el Anexo III.

También se debe tener en cuenta el trabajo de despegue apertura del freno, ya que los electroimanes se dimensionan según el trabajo necesario para aflojar el freno.

Siendo λ el aflojamiento de las zapatas en cm.

Con este trabajo de despegue se elige el electroimán de los catálogos de los fabricantes.

3. DISPOSITIVO DE TRASLACIÓN DEL CARRO

3.1 Ruedas del carro

Tanto ruedas como carriles son solicitados análogamente por la presión local a engranajes y rodamientos. Llamando D al diámetro de la rueda y (b-2r) a la anchura efectiva del carril, siendo "b" el ancho de la cabeza del carril y "r" el radio de redondeamiento, así como por el peso del carro.

Para la elección de la rueda se deberá obtener su presión donde es muy importante el peso del carro, ya que será su principal solicitación.

Las condiciones del contacto de una rueda, si se comparasen con las de un engranaje, son más imperfectas debido a que las superficies tienen una peor alineación y mecanización, además es común que exista una falta de lubricación y haya suciedad y polvo sobre los carriles, además se debe sumar el hecho de que las ruedas transmiten unas fuerzas tangenciales considerables. Por ello la presión rueda-carril debe ser menor que en el caso de los engranajes.

Conociendo las condiciones de servicio y el material de la rueda, se determinará el coeficiente k mediante la siguiente tabla, lo cual permitirá determinar el diámetro de la rueda tras conocer las dimensiones del carril.

Para la elección del carril se seguirá la tabla de carriles Burbach, según la DIN 536 [34].

Las ruedas más frecuentes están provistas de dos pestañas, la anchura de dichas pestañas es algo superior a la anchura del carril. El radio de estas pestañas debe ser menor que el radio del redondeo del carril, para así evitar que la rueda monte sobre dicho carril. Cuando los carriles son de cabeza plana como es el caso las ruedas tienen una superficie de rodadura cilíndrica.

El dimensionamiento de las pestañas es muy importante, ya que sufren solicitaciones causadas por las fuerzas de guiado, las cuales suelen ser grandes y por ello están expuestas a un gran desgaste.

El plato de la rueda entre llanta y cubo, se suele disponer ligeramente cónico para facilitar la colada, previniéndola además de agujeros de aligeramiento.

La rueda gira libremente alrededor de un eje fijo, o bien esta enchavetada al árbol, lo más común es lo primero. Habitualmente los cojinetes de las ruedas, sufren presiones muy elevadas, sin embargo es inútil aumentar su longitud, ya que debido a la deformación, el eje solo carga sobre los extremos.

Las ruedas motoras, reciben una corona dentada que se fija mediante bulones y se centra sobre tetones fundidos en la rueda. Se considera útil usar cojinetes para transmitir el trabajo tangencial para absorber el trabajo de cortadura.

Cuando estas ruedas con corona son obtenidas por fundición, suelen usarse cuando las reacciones son pequeñas o el servicio poco intenso. Para tratar delimitar el número de piezas y modelos de recambios, es recomendable proveer a las ruedas cortadoras de tetones que permitan el montaje de diversas coronas dentadas, por esto mismo se usan cubos simétricos al eje del carril.

3.2 Carril

A la hora de la elección del carril se debe considerar que tipo de carril utilizar.

Se puede utilizar el carril de llantones, los cuales son carriles ordinarios que se emplean frecuentemente en caminos de rodadura sobre perfiles laminados, estos carriles tienen las esquinas superiores redondeadas o achanfladas con la superficie bombeada.

Ilustración 21. Carril de llantones [5].

Otra opción muy común son los rieles Burbach, estos se usan frecuentemente tanto para carriles elevados como es nuestro caso como sobre hormigón.

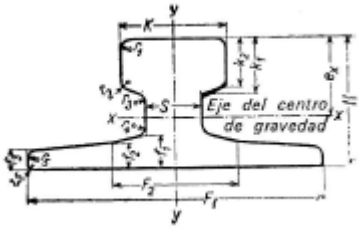


Ilustración 22. Carril Burbach [5].

Su cabeza es ancha para soportar grandes cargas y su patín es muy ancho facilitando así su fijación. Han sido diseñados para un uso específico, que es permitir el desplazamiento de las grúas, tanto pequeñas como grandes. Además son capaces de soportar cargas muy altas aunque sus requerimientos de velocidad son bajas.

Tanto para el carril del carro como para el de la grúa se usará este tipo de carriles como se explicará en el Anexo III.

3.3 Motor de traslación

En este caso, este motor se encargará de la traslación del carro sobre los carriles de la viga principal del puente. Al igual que para los motores de elevación, el motor de traslación necesitará un gran par de arranque cunado se ponga en marcha ya que la carga se encuentra suspendida en el aire y debe acelerarla en poco tiempo desde una situación de reposo. Además los motores son conectados y desconectados frecuentemente durante el ciclo, para ello deben tener un motor reversible para así afrontar los movimientos en ambas direcciones, además de un par de frenado.

Su potencia de régimen cambia respecto al motor de elevación ya que tiene más condicionantes, como son: Q la plena carga en kg; G el peso propio del carro en kg; v la velocidad normal en m/s; w la resistencia a la rodadura en kg por tonelada y η el rendimiento mecánico.

Todas los condicionantes necesarios a tener en cuenta para la elección del motor explicados en el apartado del motor de elevación son aplicables también para este motor de traslación, con la diferencia de que en este caso la influencia del trabajo de aceleración no es despreciable.

Para ello se considera una potencia de aceleración necesaria para acelerar el carro en un tiempo t_a hasta la velocidad de régimen. Para ello admitimos un par de arranque constante, por tanto dicha potencia alcanzará su valor máximo en el momento del arranque.

Realmente el par de arranque nunca es constante, puede considerarse como una curva en zig-zag, como se muestra en la Ilustración 23, cuyo valor medio se sitúa entre 1.7 y 2.0.

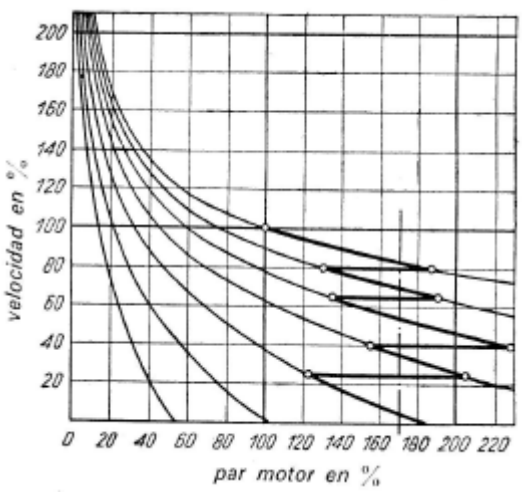


Ilustración 23. Par de arranque del motor [5].

Durante los periodos de arranque y frenado, bajo la hipótesis de que la aceleración y deceleración serán constantes, la velocidad será la mitad.

Un factor determinantes en estos motores es la potencia térmica equivalente, debido a que el movimiento a plena carga está compuesta por el periodo de arranque, con una potencia de $N_A + N_R$, el tiempo de marcha en régimen t_1 que se ha definido con la potencia N_R y por último el tiempo de frenado eléctrico con potencia N_F.

3.4 Reductor

Este elemento se encargará de reducir las revoluciones de salida del motor de traslación, a las revoluciones deseadas de las ruedas del carro, para que estas se muevan a la velocidad deseada.

3.5 Carro

Los carros están divididos en tres partes, el mecanismo de elevación, el de traslación y el bastidor. Los dos primeros se situarán sobre este último, el cual, se procede a diseñar a continuación.

El bastidor soporta las fuerzas de la maquinaria colocada encima de él y las traslada a las ruedas.

A la hora de calcularlo se debe tener en cuenta que se encuentra formado por varias vigas soldadas entre si, por lo cual, representa un sistema estáticamente indeterminado de alto grado, apoyado sobre cuatro ruedas, por ello el cálculo exacto es una tarea muy complicada. Sobre el sistema actúan fuerzas debido a la carga, presiones de apoyo, pares de giro de los motores o frenos, pesos propios de la maquinaria…

Por ello en la práctica los cálculos se limitan a aproximaciones sometidas a posibles errores. En el Anexo III se procederá teniendo en cuenta las principales fuerzas debidas a la carga y pesos propios de los mecanismos de elevación y traslación y las vigas necesarias para la transmisión de ellas a las ruedas del carro.

4. DISPOSITIVO DE TRASLACIÓN DE LA GRÚA

4.1 Viga principal

Todos los puentes disponen de una o dos vigas principales sobre las que se apoyan los carriles del carro y las dos vigas testeras, dispuestas de forma perpendicular a la viga principal y llevan las ruedas de la grúa.

En el caso de dos vigas principales como es éste, el gancho del carro se mueve entre ellas.

En función de la carga y luz del puente, la viga principal será de perfil laminado, almas de plancha, de celosía o vigas cajón. Este último será el perfil de este proyecto como se explicará en el Anexo II.

La viga cajón a diferencia de los otros perfiles no necesita arriostrados para resistir las fuerzas de aceleración y frenado debido a su gran resistencia lateral. Además gracias a su rigidez torsional, permite que el mecanismo de traslación sea fijado a la viga principal.

Debido a las grandes luces de estas vigas, el peso propio supone una parte considerable de la carga, por ello es muy importante conocer su peso.

La DIN 120 para ello facilita una serie de gráficas en función del perfil de la viga para estimar su peso propio por metro de la viga en función de la luz del puente su carga.

Tras finalizar el cálculo debe comprobarse esta hipótesis.

En nuestro caso, como se explica en el Anexo II, no necesitamos de estas tablas debido al perfil elegido.

Para realizar el diseño de la viga principal del puente se utilizará la DIN 120 [36].

Las solicitaciones que influyen para el diseño del perfil, son la solicitación de flexión de la viga por efecto de la carga móvil, el peso propio y las fuerzas de frenado, además de la flecha de la propia viga.

La viga principal es la parte más grande de toda la estructura de la grúa y la que está sometida a mayores esfuerzos, principalmente momentos flectores, por ello el perfil debe cumplir estrictamente con las necesidades de rigidez y resistencia.

El momento máximo producido por las dos presiones de las ruedas del carro se produce aproximadamente en el centro de la viga, exactamente cuando la primera carga pasa por el centro de la viga a una distancia $a_1/4$, siendo "a_1" la distancia entre las ruedas del carro.

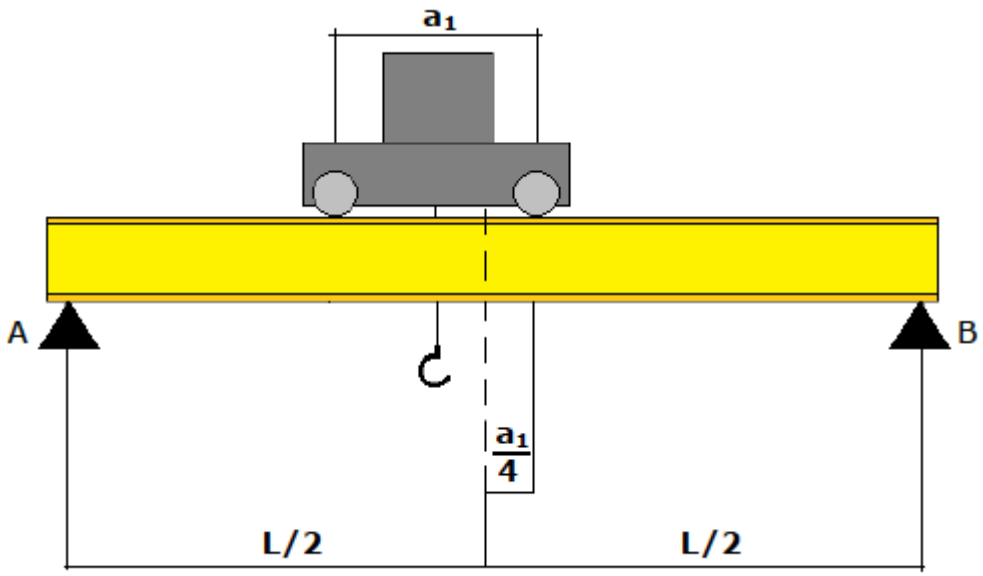


Ilustración 24. Esquema de la posición del carro del momento máximo.

La tensión de flexión está afectada por 2 coeficientes, uno de ellos es el coeficiente de choque "φ" que está relacionado con la velocidad y otro de ellos será un coeficiente de compensación o mayoración "Ψ" en función del grupo de clasificación al que pertenezca.

4.2 Viga testera

La viga principal estará simplemente apoyada sobre las vigas testeras (Ilustración 25), siendo esta la solución más simple, en ocasiones en las

que el espacio superior al puente es reducido, se opta por empotrarlas en las vigas testeras o incluso suspender a la viga principal de la testera.

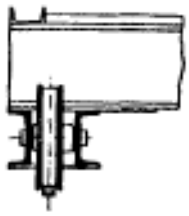


Ilustración 25. Apoyo del puente en el testero [6].

La viga testera se apoya sobre el carril de rodadura mediante las ruedas que lleva integrada en su estructura, permitiendo de esta forma el movimiento de la grúa.

4.3 Ruedas

De manera general giran sobre ejes fijos apoyados en las vigas testeras.

La reacción media dependerá del número de ruedas del mecanismo, con fuerzas portantes pequeñas y medias normalmente es suficiente con cuatro ruedas. Con mayores cargas y luces pueden llegar a ponerse seis o incluso ocho ruedas.

Para guiar correctamente la grúa y evitar la marcha inclinada la distancia entre ruedas extremas ha de valer como mínimo 1/7 de la luz. Para compensar diferencias de desgaste en ambos márgenes, muchas veces se suelen ejecutar las ruedas de uno de los lados como guía con pestañas muy ajustadas al carril, mientras que las del otro lado están provistas de secciones rodantes anchas.

Para evitar que las ruedas patinen al arrancar una parte de las ruedas deben tener accionamiento propio, hasta 6 ruedas y 2 m/s es suficiente dos ruedas motoras.

4.4 Carril de los testeros

Dicho carril será un carril Burbach, cuyas características se han explicado anteriormente.

En este caso el carril recorrerá los 72 metros de longitud de la nave, permitiendo de esta forma la traslación completa del puente por todo el área de la nave.

4.5 Motor de traslación del puente

Las características de este motor son muy similares a las del motor de traslación del carro explicadas anteriormente.

Sin embargo en este caso, el motor se encargará de trasladar la máquina completa, por ello se deben tener en cuenta además del peso de la carga neta y del peso del carro, los pesos de los testeros y de las vigas principales. Para ello en los cálculos habrá que modificar algún coeficiente como se explica en el Anexo III.

EL motor de traslación puede disponerse sobre el propio puente o sobre las vigas testeras, dependerá en cada caso.

En ambos caso el motor necesitará normalmente dos reducciones.

4.6 Reductor

En este caso su objetivo será similar al reductor del dispositivo de traslación del carro, sin embargo esta vez reducirá alas revoluciones de salida del motor de traslación del puente a las revoluciones deseadas de las ruedas de los testeros para que el puente se traslade a la velocidad deseada.

ANEXO III

CÁLCULOS

ÍNDICE

1. CLASIFICACIÓN 2
1.1 Prestaciones de la grúa 2
1.1.1 Dimensiones principales del puente grúa: 2
1.1.2 Capacidad de carga: 3
1.1.3 Uso previsto de la grúa: 3
1.1.4 Vida esperada: 6
1.2 Clasificación aparato 6
1.2.1 Clase de utilización: 7
1.2.2 Estado de carga: 8
1.2.3 Grupo de clasificación del aparato completo: 9
1.3 Clasificación mecanismos 9
1.3.1 Clase de utilización 9
1.3.2 Estado de carga 11
1.3.3 Grupo de clasificación de mecanismos completos: 12

2. DISPOSITIVO DE ELEVACIÓN 15
2.1 Selección del gancho 15
2.2 Equipos de los ganchos y aparejos 16
2.3 Cable de elevación 24
2.4 Poleas 28
2.5 Tambor 32
2.6 Inclinación y guiado del cable 35
2.7 Motor de elevación 39
2.8 Reductor 43
2.9 Freno parada 44

3. DISPOSITIVO DE TRASLACIÓN DEL CARRO 46
3.1 Ruedas del carro 46
3.2 Motor de traslación 51
3.3 Reductor 55
3.4 Carro 55

4. DISPOSITIVO DE TRASLACIÓN DEL PUENTE 62
4.1 Viga principal 62
4.2 Carril del carro 69
4.3 Viga testera 70
4.4 Ruedas 73
4.5 Carril de los testeros 78
4.6 Motor de traslación del puente 78
4.7 Reductor 83

1. CLASIFICACIÓN

A la hora de diseñar un aparato de elevación, se debe establecer las condiciones de servicio, ya que estas pueden variar tanto dentro de una misma categoría, en nuestro caso la grúa puente, como entre aparatos de elevación de categorías distintas. Dichas condiciones de servicio nos permiten determinar el nivel de seguridad y la vida necesarias para cumplir con las exigencias del caso a tratar. Por tanto la clasificación de un aparato de elevación permite establecer el diseño de las estructuras y mecanismos sobre bases racionales, sirviendo de referencia tanto a compradores como a fabricantes.

1.1 Prestaciones de la grúa

1.1.1 Dimensiones principales del puente grúa:

Vienen determinadas por la nave donde se instalará la nave, la cual tiene una luz de 15 metros, que será igual al del puente. Como se ha dicho el puente será utilizado para la carga y descarga de camiones, por ello la altura de elevación la estimamos en 7 metros.

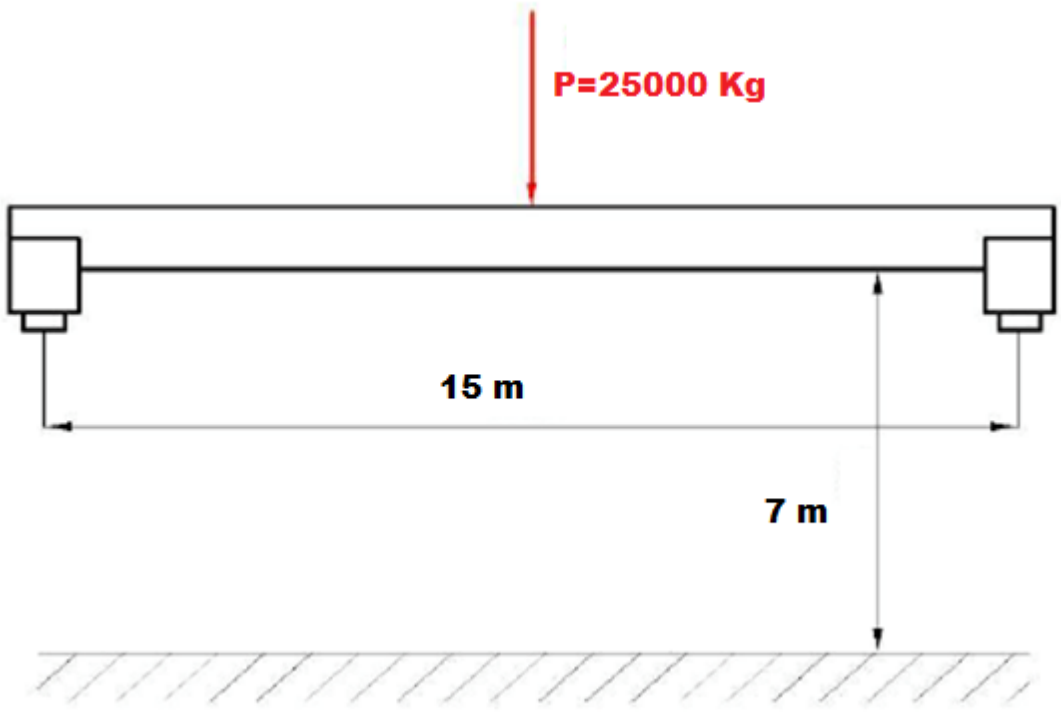


Ilustración 1. Esquema de las principales dimensiones del puente.

1.1.2 Capacidad de carga:

La capacidad estimada para la carga y descarga de los camiones según la norma UNE 58109 (Tabla 2), será de 25 toneladas, ya que la función será la de la carga y descarga de bujes de 15 toneladas, siendo esta la carga máxima a la que se someterá, pero ante posibles usos futuros, la carga máxima será de 25 toneladas.

Tabla 1. Capacidad de carga [7].

0,1	1	10	100	1 000
—	—	(11,2)	(112)	
0,125	1,25	12,5	125	
—	—	(14)	(140)	
0,16	1,6	16	160	
—	—	(18)	(180)	
0,2	2	20	200	
—	—	(22,5)	(225)	
0,25	2,5	25	250	
—	—	(28)	(280)	
0,32	3,2	32	320	
—	—	(36)	(360)	
0,4	4	40	400	
—	—	(45)	(450)	
0,5	5	50	500	
—	—	(56)	(560)	
0,63	6,3	63	630	
—	—	(71)	(710)	
0,8	8	80	800	
—	—	(90)	(900)	

NOTA — Se debe evitar la utilización de los valores de cargas nominales indicados entre paréntesis.

1.1.3 Uso previsto de la grúa:

La grúa está diseñada para un almacén de una empresa de fundición, la cual fábrica bujes (Ilustración 2) para los aerogeneradores. Dicha fábrica, genera cuatro bujes diarios, los cuales pesan 15 toneladas y miden aproximadamente 2.5x2.5x2.5 metros y son transportados mediante un camión de 3 ejes a dicho almacén de uno en uno, ya que la masa máxima autorizada de estos camiones es de 25 toneladas. La empresa trabaja 5 días a la semana por lo que almacena 20 bujes, sin embargo, a su vez, a

lo largo de la semana carga una media de 15 camiones semanales para enviar los bujes a sus respectivos destinos, en este caso los camiones son mayores, habitualmente camiones articulados de 4 ejes, cuya masa máxima autorizada es de 36 toneladas, por lo cual pueden transportar 2 bujes cada uno. Por tanto, la grúa realizara 35 ciclos semanales de media, es decir, 7 ciclos diarios.

Ilustración 2. Buje de aerogenerador [1].

El puente, debido a las condiciones de uso será birraíl y tendrá una capacidad de 25 toneladas, montado sobre vigas carril de acero. Dicho puente se montará en un almacén de 15 metros de luz entre pilares, 72 metros de longitud y 9.5 metros de altura al alero, la cual está formada por 9 pórticos separados 8 metros, la altura máxima en cumbrera es de 12 metros.

Los datos sobre los camiones se han obtenido del Ministerio de Fomento (Referencia 19). Según estos datos y las dimensiones del almacén se diseña el ciclo que realizará el puente a la hora de transportar los bujes. Para describir el ciclo tomamos como referencia los 16.5 metros de longitud máxima de los vehículos articulados.

Un ciclo según la UNE 58112, se considera que comienza en el momento en el cual la carga está dispuesta para ser izada y acaba cuando el aparato está disponible para izar la carga siguiente. Por tanto en nuestro caso comenzará cuando el camión entre en el almacén y los bujes estén preparados para ser izados, en este momento el puente elevará el buje, se desplazará longitudinalmente para sacarlo del camión y lo descenderá hasta una distancia de seguridad de 0.5 metros de altura sobre el suelo (Tomamos 1.5 metros, la distancia del suelo del almacén al del remolque del camión), en este momento el carro se desplazará transversalmente hasta la mitad de la luz del almacén, ya que a esta altura existe un pasillo central por donde se desplazará posteriormente el puente de manera longitudinal, ya que los bujes se almacenarán a los lados de dicho pasillo, por último, el puente se parará en su posición correspondiente y el carro se moverá transversalmente para llegar a la posición final, donde se descenderá el buje situándolo en su lugar correspondiente. Una vez hecho esto, el puente realizará el movimiento inverso hasta su posición inicial para completar el ciclo. Sería algo aproximadamente como la Ilustración 3.

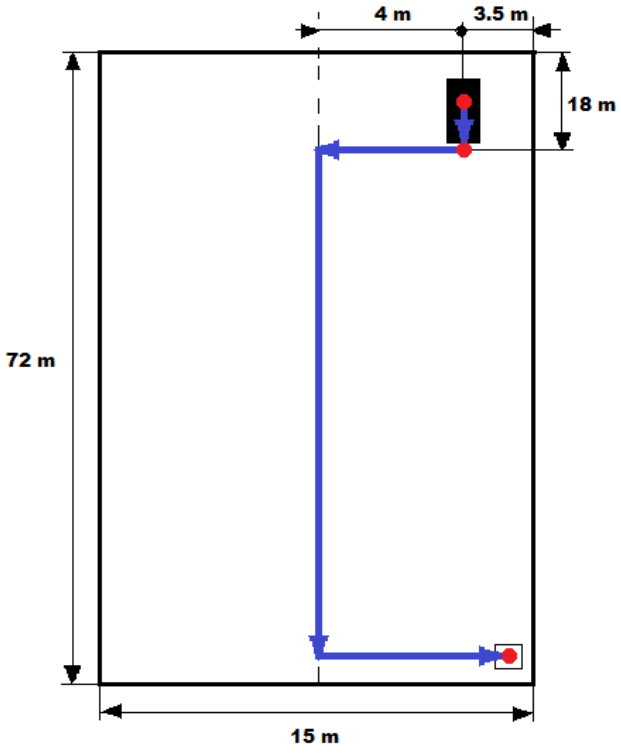


Ilustración 3. Representación del ciclo de descarga.

En la figura Ilustración 3, el rectángulo negro representa el camión, los puntos rojos representan los movimientos de elevación/descenso del gancho y las líneas azules los movimientos transversales y longitudinales de la grúa. Todo este ciclo lo definimos en la Tabla 2:

Tabla 2. Ciclo de funcionamiento.

	IDA			VUELTA		
	m	V(m/s)	t (s)	m	V(m/s)	t(s)
Elevación/Descenso	0.5	0.1	5	0.5	0.1	5
Traslación puente (long.)	14	0.4	35	14	0.5	28
Elevación/Descenso	1.5	0.1	15	1.5	0.1	15
Traslación carro (transv.)	4	0.4	10	4	0.5	8
Traslación puente (long.)	50	0.4	125	50	0.5	100
Traslación carro (transv.)	6	0.4	15	6	0.5	12
Elevación/Descenso	0.5	0.1	5	0.5	0.1	5
Tiempo parcial			210			173
Preparación Amarre						300
TIEMPO CICLO						**683**

1.1.4 Vida esperada:

Necesitamos estimar la vida de la grúa tanto para su clasificación según la normativa como para los cálculos a fatiga de los elementos. Para ello se parte de una duración de 20 años, teniendo en cuenta que anualmente se usará 250 días durante 1.33 horas al día. En esta estimación se tiene en cuenta que no todos los días son laborables y que de media al día realiza 7 ciclos como he explicado anteriormente.

1.2 Clasificación aparato

A la hora de realizar la clasificación del puente, siguiendo la norma UNE 58-112-91/1 [8] se clasificará el aparato completo en un grupo según la clase de utilización de este y según su estado de carga.

1.2.1 Clase de utilización:

Para ello se debe estimar el número de ciclos de maniobra que cumplirá el aparato a lo largo de su vida útil. Por ello y según lo estimado anteriormente, en los 20 años de vida esperada que se suponen del aparato y los 250 días al año que este trabajará, se estima un número máximo de ciclos de 35000, ya que al día realizará 7 ciclos de media.

Por tanto, siguiendo la Tabla 3, la cual divide el espectro de los números de ciclos de maniobra en diez clases de utilización.

Tabla 3. Clase de utilización del aparato [8].

Clase de utilización	Número máximo de ciclos de maniobra	Observaciones
U_0	$1,6 \times 10^4$	Utilización ocasional
U_1	$3,2 \times 10^4$	
U_2	$6,3 \times 10^4$	
U_3	$1,25 \times 10^5$	
U_4	$2,5 \times 10^5$	Utilización regular en servicio ligero
U_5	5×10^5	Utilización regular en servicio intermitente
U_6	1×10^6	Utilización regular en servicio intensivo
U_7	2×10^6	Utilización intensiva
U_8	4×10^6	
U_9	Más de 4×10^6	

La clase de utilización será la U2-Utilización ocasional, por aproximación sería U1, pero para tener un nivel de seguridad mayor se toma U2.

1.2.2 Estado de carga:

El estado de carga según la norma, se trata del número de veces que es elevada una carga, de un orden de magnitud determinado correspondiente a la capacidad del aparato.

Si se dispone de datos precisos en cuanto a magnitud de las cargas y al número de veces que serán cargadas durante la vida del aparato, se podrá calcular el coeficiente del espectro de las cargas (K_p) del aparato completo de la forma:

$$K_p = \sum \left[\frac{C_i}{C_T} \left(\frac{P_i}{P_{máx}} \right)^m \right]$$

Siendo C_i el número medio de ciclos de maniobra para cada nivel distinto de carga, C_T el total de ciclos de carga individuales para todos los niveles de carga, P_i las magnitudes individuales de las cargas características, $P_{máx}$ la carga mayor autorizada a levantar por el aparato, es decir la carga útil y siendo m=3.

En nuestro caso, en todos los ciclos vamos a levantar la misma carga, ya que solo vamos a cargar y descargar bujes de 15 toneladas, siendo la carga mayor autorizada del aparato 25 toneladas, por tanto nuestro espectro de cargas será:

$$K_p = \left(\frac{15}{25} \right)^3 = 0.216$$

Por tanto, tomando la tabla de la norma correspondiente al espectro de cargas (Tabla 4) nuestro aparato se sitúa en la categoría Q2-Moderado, Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas.

Tabla 4. Estado de carga del aparato de elevación [8].

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas K_p	Observaciones
Q1 – Ligero	0,125	Aparato que levanta raramente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas muy pequeñas
Q2 – Moderado	0,25	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
Q3 – Pesado	0,50	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas
Q4 – Muy pesado	1,00	Aparato que corrientemente maneja cargas próximas a la carga máxima de servicio

1.2.3 Grupo de clasificación del aparato completo:

Una vez determinada la clase de utilización (U2) y el estado de carga (Q2), se obtendrá el grupo de clasificación según la Tabla 5:

Tabla 5. Clasificación del aparato de elevación [8].

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas K_p	Clases de utilización y número máximo de ciclos de maniobra del aparato									
		U_0	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9
Q1 – Ligero	0,125	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2 – Moderado	0,25	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3 – Pesado	0,5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4 – Muy pesado	1,0	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

El grupo de clasificación del aparato completo es el A2.

1.3 Clasificación mecanismos

1.3.1 Clase de utilización

La clase de utilización de los mecanismo, según la norma se determina por la duración del servicio total, en horas. Considerando un mecanismo en servicio, cuando éste se encuentra en movimiento.

Para calcular el servicio total máximo se puede realizar a partir de la duración del servicio diario medio, del número de días laborables por año y del número de años previstos de servicio. Según esto se clasificará a partir de la Tabla 6:

Tabla 6. Clase de los mecanismos [8].

Clase de utilización	Duración total de servicio h	Observaciones
T_0	200	Utilización ocasional
T_1	400	
T_2	800	
T_3	1600	
T_4	3200	Utilización regular en servicio ligero
T_5	6 300	Utilización regular en servicio intermitente
T_6	12 000	Utilización regular en servicio intensivo
T_7	25 000	Utilización intensiva
T_8	50 000	
T_9	100 000	

Como ya se ha dicho, se estiman 20 años de servicio, con 250 días al año y 7 ciclos al día.

Por tanto para los tres mecanismos que conforman el puente:

Mecanismo de elevación: Estimando la elevación/descenso a 0.1 m/s, la duración del servicio será 50 segundos en cada ciclo, lo que hace un total de 1.75×10^6 segundos, es decir, 486.11 horas. Por tanto pertenecería a la clase de utilización T2 Utilización ocasional, al igual que antes se aproxima más a la clasificación T1, pero para conseguir mayor seguridad, se elige T2, ya que su duración es superior a 400 horas.

Mecanismo de traslación del carro: Estimando el movimiento del carro a 0.4 m/s con carga y 0.5 m/s sin carga, se estima la duración de servicio por ciclo en 45 segundos, lo que hace un total de 15.75 x 10^5 segundos, es decir, 437.5 horas. Al igual que en el mecanismo de elevación, la clase será T2 Utilización ocasional, por seguridad, aunque se aproxima más a la T1, pero su duración es superior a 400 horas.

Mecanismo de traslación del puente: Estimando el movimiento del carro a 0.4 m/s con carga y 0.5 m/s sin carga, se estima la duración de servicio por ciclo en 288 segundos, lo que hace un servicio total de 10.1 x 10^6 segundos, es decir, 2800 horas, por tanto su clase será T4 Utilización regular en servicio ligero.

Las duraciones de servicio totales, se deben interpretar como valores teóricos convencionales, que nos sirven de base para el diseño de los elementos de los distintos mecanismos, en ningún caso deben considerarse como garantías, por ello en cada caso se ha actuado con precaución a la hora de clasificarlos.

1.3.2 Estado de carga

Indica la medida en la que un mecanismo se somete a una carga máxima o solo a cargas reducidas. Para ello calculamos el coeficiente del espectro de cargas (K_m) para cada mecanismo, lo cual nos permitirá asociarlo a uno de los 4 estados de carga nominales que indica la norma.

$$K_m = \sum \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{máx}} \right)^m \right]$$

Siendo t_i la duración media de servicio del mecanismo, a los niveles de carga individual, t_T la suma de todas las duraciones individuales de todos los niveles de carga, P_i las magnitudes de cargas individuales características del servicio del mecanismo, $P_{máx}$ la magnitud de la carga máxima aplicada al mecanismo y siendo m=3.

En los tres mecanismos de los que dispone el puente se puede diferenciar de dos servicios, cuando el mecanismo porta la carga y cuando no. En el

caso de portar la carga, ésta siempre será de 15 toneladas, pudiendo llegar a portar hasta 25. Por tanto, según los datos anteriormente explicados, del movimiento de los mecanismos:

Mecanismo de elevación: $K_p = \frac{25}{50}\left(\frac{15}{25}\right)^3 + \frac{25}{50}\left(\frac{0}{25}\right)^3 = 0.108$

Mecanismo de traslación del carro: $K_p = \frac{25}{45}\left(\frac{15}{25}\right)^3 + \frac{20}{45}\left(\frac{0}{25}\right)^3 = 0.12$

Mecanismo de traslación del puente: $K_p = \frac{160}{288}\left(\frac{15}{25}\right)^3 + \frac{128}{288}\left(\frac{0}{25}\right)^3 = 0.12$

Para los tres casos, con sus correspondientes coeficientes de espectro de cargas, observando la Tabla 7:

Tabla 7. Estado carga de los mecanismos [8].

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de cargas K_m	Observaciones
L1 – Ligero	0,125	Mecanismo sometido excepcionalmente a la carga máxima de servicio y normalmente a cargas muy pequeñas
L2 – Moderado	0,25	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a la carga máxima de servicio y corrientemente a cargas pequeñas
L3 – Pesado	0,50	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a su carga máxima de servicio y corrientemente a cargas medias
L4 – Muy pesado	1,00	Mecanismo corrientemente sometido a su carga máxima de servicio

Observamos que para los tres mecanismos les corresponde un estado de carga L1 Ligero, Mecanismo sometido excepcionalmente a la carga máxima de servicio y normalmente a cargas muy pequeñas.

1.3.3 Grupo de clasificación de mecanismos completos:

Una vez que se ha determinado la clase de utilización y el estado de carga de cada mecanismo, se puede clasificar según los grupos de la Tabla 8:

Tabla 8. Clasificación de los mecanismos [8].

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro en cargas K_m	Clases de utilización del mecanismo									
		T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
L1 – Ligero	0,125	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 – Moderado	0,25	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3 – Pesado	0,5	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4 – Muy pesado	1,0	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Como se observa:

Mecanismo de elevación: Como habíamos dicho su clase de utilización era T2 y su estado de carga L1-Ligero, por tanto su clasificación será M1.

Mecanismo de traslación del carro: En este caso su clase de utilización era T2 y su estado de carga L1-Ligero, luego su clasificación será M1.

Mecanismo de traslación del puente: Clase de utilización T4 y estado de carga L1-Ligero, por tanto M3.

Por tanto, ya se puede determinar la clasificación total de la grúa, tanto de forma conjunta como de cada uno de los mecanismos.

Tabla 9. Resumen de la clasificación del puente.

	Estructura	Mecanismo Elevación	Mecanismo Traslac.Carro	Mecanismo Traslac.Puente
Condiciones de utilización	U2	T2	T2	T4
	Utilización ocasional	Utilización ocasional	Utilización ocasional	Utilización regular en servicio ligero
Ciclos/horas de funcionamiento	3.5×10^4	486.11	437.5	2800
Estado de carga	Q2-Moderado	L1-Ligero	L1-Ligero	L1-Ligero
Coeficiente nominal	0.216	0.108	0.12	0.12
Grupo de clasificación	A2	M1	M1	M3

2. DISPOSITIVO DE ELEVACIÓN

Para la elección y diseño de los dispositivos de suspensión, se sigue la normativa DIN, ya que para ello se ha seguido principalmente el libro "Aparatos de elevación y transporte" de Hellmut Ernst.

Nuestro dispositivo será un dispositivo de gancho, el cual será lo primero que se dimensione.

2.1 Selección del gancho

Existen varios tipos de ganchos, en nuestro caso, el gancho será un gancho simple, los cuales están normalizados hasta cargas útiles de 250 toneladas, siendo la DIN 687 la cual establece las dimensiones de los ganchos brutos de forja utilizados para cabestrantes a mano y a motor.

Debido a su antigüedad, se observa que la norma establece las dimensiones del gancho para una carga de 20.000 kg y 32.000kg Tabla 10, para cabestrantes a motor, y a su vez observamos que en los mismos casos para cabestrantes manuales su carga es el doble, por ello se adoptarán las medidas del cabestrante manual de 50.000 kg al nuestro de 25.000 kg a motor debido a su aproximación. Como se explicará más adelante elegimos la forma B del gancho.

Esta norma establece las medidas para Ilustración 4:

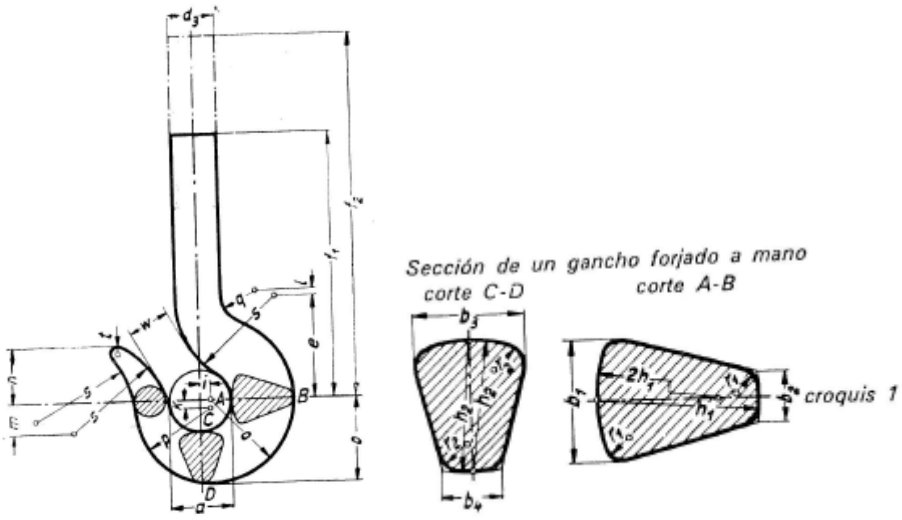


Ilustración 4. Esquema del gancho y su sección [5].

Por tanto observando la Tabla 10

Tabla 10. Selección del gancho de elevación [5].

Carga útil (1) para		Abertura		Caña			Corte según A-B					Corte según C-D												Radios					Pesos (6) (7,85 kg/dm³) (kg) ≈	
		Diámetro		Diámetro	Longitud (2)																									
Cabrestante a motor (kg)	Cabrestante manual (kg)	a	Boca w	d_3	Forma A f_1	Forma B f_2	h_1	b_1	b_2	g	r_1	h_2	b_3	b_4	g	r_2	e	l	i	k	m	n	o	p	q	s	t	Forma A	Forma B
—	125	30	27	15	80	—	20	14	5	15	2	17	14	8	15	2	50	1,5	3	1,5	26	17	32	30,5	30	52	3	0,24	—
160	250	35	30	18	100	—	28	20	8	20	4	24	20	12	20	4	54	7	3,5	2	24	19	42	40	27	50	4	0,5	—
300	500	40	32	22	130	—	32	25	10	20	4	27	23	13	20	4	57,5	8	4,5	2,5	20	22	47,5	45	25	50	4	0,7	—
500	1 000	45	34	26	160	—	38	30	12	25	5	32	27	15	25	6	64	9	5,5	4	17	24	55	51	25	52	6	1,2	—
800	1 600	50	38	30	195	—	45	34	13	25	6	38	31	16	25	7	72	10	6,5	4,5	21	28	63,5	59	25	60	7	1,75	—
(4)1 000	2 500	55	42	40	240	—	55	40	15	30	6	46	37	18	30	8	87,5	8	8	6	28	35	74,5	68,5	30	77	7	3,8	—
2 000	4 000	60	45	45	270	370	65	50	20	40	10	54	44	25	40	12	104	6	10	8	31,5	45	85	77	35	100	8	6,2	7,4
3 000	6 000	70	55	52	290	410	75	65	25	50	10	63	53	30	50	12	131	7	11	12	34,5	50	99	87	45	125	10	9,7	11,7
—	8 000	80	63	60	315	450	90	70	25	60	10	77	59	32	60	14	156	9	12	19	36	60	118	99	50	145	11	15,7	18,6
5 000	10 000	90	70	60	340	480	100	80	30	70	10	86	67	40	70	14	168	10	13	20	37	70	132	112	50	160	12	20,5	24,5
—	12 500	100	78	70	380	530	110	90	32	80	10	95	74	42	80	15	197	11	14	25	37,5	80	146	121	55	185	13	26	30
8 000	16 000	110	85	80	420	580	120	100	40	90	10	105	80	46	90	20	225	13	14	31	35	85	161	130	58	210	15	32	37
10 000	20 000	120	95	85	450	610	130	110	40	—	15	114	87	50	—	20	250	15	15	35	36	90	175	140	60	230	17	48	55
12 500	25 000	130	105	85	490	650	140	125	45	—	15	119	95	60	—	25	270	15	20	35	46	95	185	150	75	260	17	62	70
16 000	32 000	140	115	95	530	700	150	135	50	—	15	128	105	65	—	25	300	10	20	35	53	105	200	165	85	290	20	76	86
20 000	40 000	160	130	112	620	800	170	145	60	—	20	149	115	70	—	30	345	10	20	40	58	120	230	190	100	330	25	117	130
—	50 000	180	150	120	670	880	190	160	65	—	20	164	130	80	—	30	380	10	25	40	66	135	255	215	110	355	25	150	170
32 000	63 000	200	165	132	720	950	210	180	70	—	25	178	145	90	—	30	415	10	30	45	68	150	280	235	120	380	25	186	210
50 000	80 000	240	195	160	880	1 150	260	225	85	—	30	223	175	105	—	35	495	20	35	60	73	180	345	285	140	450	35	352	388
80 000	—	280	225	190	1 100	1 350	320	275	105	—	30	272	215	125	—	50	580	25	45	75	78	210	415	340	170	520	45	645	696
100 000	—	300	240	220	1 200	1 500	355	300	110	—	40	302	235	135	—	60	630	30	50	80	88	225	455	375	180	560	50	860	936
125 000	—	330	265	240	1 350	1 680	400	340	120	—	40	330	260	150	—	70	690	35	65	85	98	240	500	415	195	615	50	1295	1370
160 000	—	370	295	260	1 500	1 850	440	380	135	—	50	352	290	170	—	80	770	25	80	85	98	260	545	460	220	685	55	1722	1857
200 000	—	400	320	280	1 650	2 000	490	420	150	—	50	385	315	190	—	90	845	25	95	90	105	285	595	503	260	755	60	2288	2475
250 000	—	450	360	320	1 850	2 200	550	470	165	—	60	422	350	210	—	100	955	10	115	90	125	315	660	570	310	860	60	2851	3075

Las medidas del gancho serán:

Tabla 11. Medidas del gancho de elevación.

P	a	w	d_3	f_2	h_1	b_1	b_2	G	r_1	h_2	b_3	b_4
(kg)	(mm)											
25000	180	150	120	880	190	160	65	-	20	164	130	80
r_2	e	l	i	k	m	n	o	p	q	s	t	Peso
(mm)												(kg)
30	380	10	25	40	66	135	255	215	110	255	25	170

Por tanto nuestro gancho será el BK 25000 DIN 687 de material St C 25.61.

2.2 Equipos de los ganchos y aparejos

El aparejo tendrá 4 ramales y 2 poleas y será un aparejo pequeño como el de la Ilustración 5, su traviesa es más robusta que en aparejos grandes y el gancho es más largo, por ello a la hora de elegir el gancho, se ha optado por la forma B.

Para los puentes grúa, los aparejos pueden ser de 2 poleas hasta 30 toneladas, por ello el nuestro será de esta forma, según aumentamos la carga se puede ir aumentando el número de poleas.

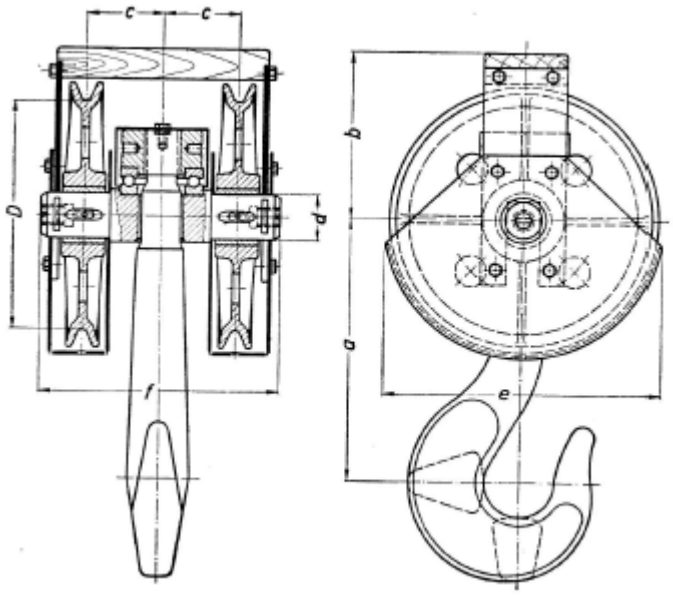


Ilustración 5. Esquema del aparejo del gancho de elevación [5].

El cual está dimensionado según la tabla:

Carga útil (Tm)	Diámetro del cable	Dimensiones					Polea		Peso total (kg)
		a	*b*	*c*	*e*	*f*	*D*	*d*	
1	6,5-9	250	155	80	248	250	200	40	27
2,5	9-11	295	195	90	312	280	250	50	50
5	9-11	350	220	100	360	310	300	60	86
7,5	13-18	400	260	110	424	340	350	70	120
10	13-18	450	285	125	480	380	400	80	170
15	20-25	530	345	140	592	420	500	90	270
20	20-25	600	370	160	642	470	550	100	360
25	24-31	660	410	180	712	530	600	110	480
30	24-31	735	465	200	810	590	700	125	640

Ilustración 6. Medidas del aparejo del gancho [5].

Las dimensiones de nuestro aparejo será:

Tabla 12. Dimensión del aparejo del gancho.

Carga (kg)	Diámetro Cable(mm)	a (mm)	b (mm)	c (mm)	e (mm)	f (mm)	D (mm)	d (mm)	Peso total(kg)
25000	24-31	660	410	180	712	530	600	110	480

Para el cálculo de la traviesa (Ilustración 7), asemejamos ésta a una viga con dos apoyos:

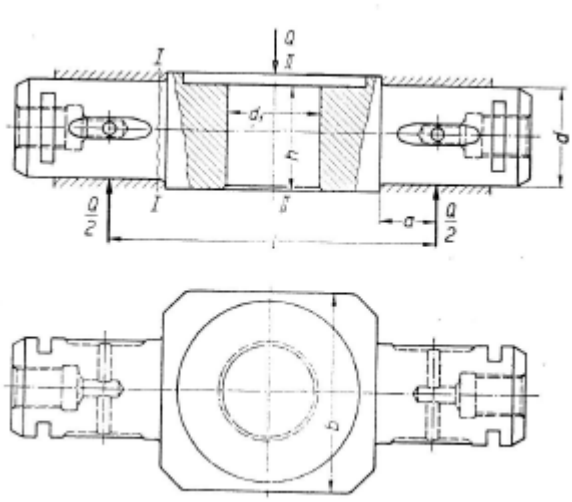


Ilustración 7. Traviesa del aparejo [5].

La fatiga admisible para una traviesa de St 50.11 estará entre 800 y 1200 kg/cm^2.

$$M_f = Q\frac{l}{4} = Q\frac{2c}{4} = 25000\frac{2 \cdot 18}{4} = 22.5 \cdot 10^4\ kg \cdot cm$$

$$W = \frac{I}{v} = \frac{1}{6}(b - d_1)h^2 = \frac{1}{6}(25 - 11.5)11^2 = 272.25\ mm^2$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = 826.446\ kg/mm^2$$

Cumple las especificaciones para acero St 50.11.

Para las dimensiones de la traviesa que no venían especificadas me ayude de la DIN 15412 y lo relacione con las dimensiones del aparejo.

Esta norma es la norma DIN actual que especifica las dimensiones de las traviesas, pero el Hellmut Ernst es anterior a dicha norma. A continuación se explica la dimensión de las principales partes del aparejo respecto esta normativa actualizada donde se observará sus ventajas en tamaño y peso debido a la mejora de los materiales.

Sin embargo, a lo largo del proyecto se tomará como base el aparejo de dicho libro, ya que nos es muy útil para posteriores fases del diseño del proyecto.

Para ello calificamos el aparato de elevación según el porcentaje de su ciclo de trabajo, con los tiempos que se han establecido en la clasificación:

$$Ciclo\ de\ trabajo(\%) = \frac{t_{operación}}{t_{operación} + t_{reposo}} 100 = \frac{383}{683} 100 = 56.08\%$$

Según esto, clasificamos el aparato según DIN, estableciendo que su grupo de carga es 3m.

Con ello, la capacidad de carga, 25000 kg y eligiendo una clase de resistencia P, como recomienda la norma, se obtiene el número del gancho según la tabla de la norma DIN 15400:

Tabla 13. Número del gancho DIN 15400-1 [9].

Strength class	Drive group[1]										Strength class
M	Hooks used in a drive group lower			$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m		M
P	than $1B_m$ are not included here			$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m	–	P
S			$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m	–	–	S
T		$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	–	–	–	–	T
V	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	–	–	–	–	–	V
Hook number	Lifting capacity, in kg										Hook number
006	320	250	200	160	125	100	–	–	–	–	006
010	500	400	320	250	200	160	125	100	–	–	010
012	630	500	400	320	250	200	160	125	100	–	012
020	1000	800	630	500	400	320	250	200	160	125	020
025	1250	1000	800	630	500	400	320	250	200	160	025
04	2000	1600	1250	1000	800	630	500	400	320	250	04
05	2500	2000	1600	1250	1000	800	630	500	400	320	05
08	4000	3200	2500	2000	1600	1250	1000	800	630	500	08
1	5000	4000	3200	2500	2000	1600	1250	1000	800	630	1
1.6	8000	6300	5000	4000	3200	2500	2000	1600	1250	1000	1.6
2.5	12500	10000	8000	6300	5000	4000	3200	2500	2000	1600	2.5
4	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	4000	3200	2500	4
5	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	4000	3200	5
6	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	4000	6
8	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	8
10	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	10
12	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	12
16	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	16
20	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	20
25	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	25
32	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	32
40	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	40
50	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	50
63	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	63
80	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	80
100	500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	100
125	–	500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	125
160	–	–	500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	160
200	–	–	–	500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	200
250	–	–	–	–	500000	400000	320000	250000	200000	160000	250

El gancho será el número 20.

Ahora según la tabla de a continuación de la misma norma determinamos el material y el diámetro del vástago:

Tabla 14. Material del gancho DIN 15400-2 [9].

Hook number	Shank diameter[1], d_1, in mm	Steel as specified in					Hook number
		DIN 17102 and DIN 17103		DIN 17102, DIN 17103 and DIN 17200[2]			
		To be used for hooks of strength class					
		M	P	S	T	V	
006	14						006
010	16						010
012							012
020	20						020
025					StE 500		025
04	24				34 CrMo 4	34 CrMo 4	04
05							05
08	30						08
1							1
1.6	36						1.6
2.5	42						2.5
4	48						4
5	53						5
6	60						6
8	67						8
10	75						10
12	85	StE 285 [3]	StE 355	StE 420			12
16	95						16
20	106			34 CrMo 4	34 CrMo 4	34 CrNiMo 6	20
25	118						25
32	132						32
40	150						40

El material será StE 355 y d_1=106 mm.

Teniendo el número del gancho, material y diámetro, se obtienen el resto de sus dimensiones según la DIN 15401:

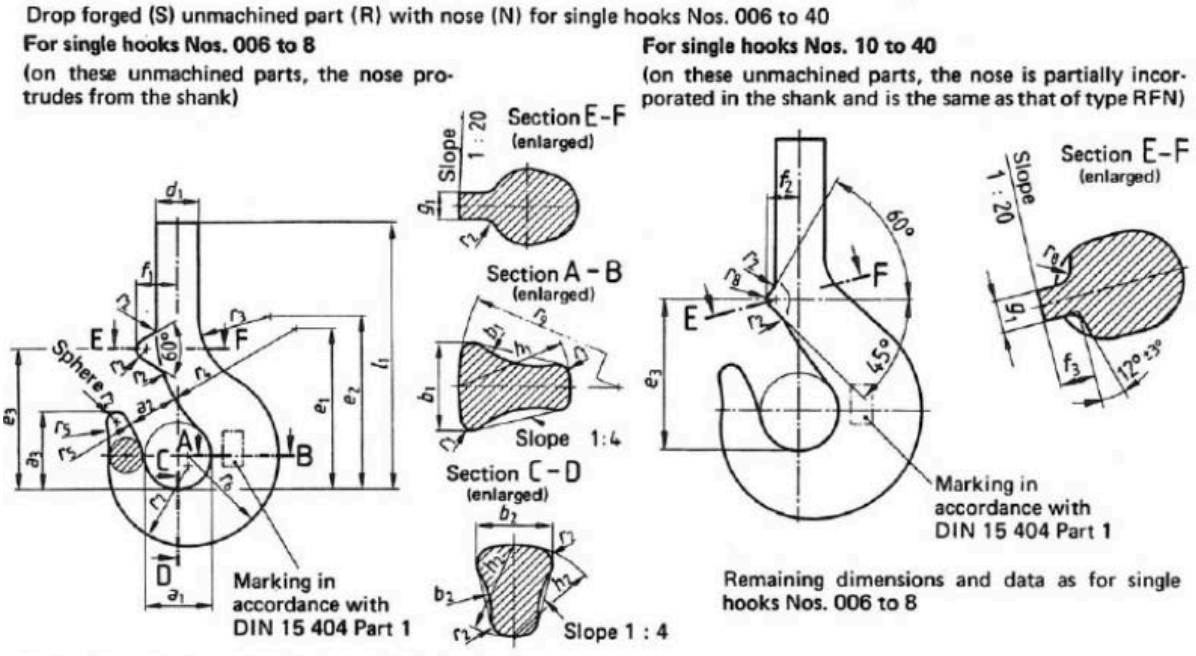


Ilustración 8. Esquema del gancho y su sección DIN 15401 [10].

Tabla 15. Dimensiones del gancho DIN 15401 [10].

Single hook No.	a_1	a_2	a_3	b_1	b_2	d_1	e_1	e_2	e_3	f_1	f_2	f_3	g_1	h_1	h_2	l_1	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	r_6	r_7	r_8	r_9	Weight in kg ≈
006	25	20	28	13	11	14	60	60	52	14,5	—	—	6,5	17	14	100	2	3	32	53	53	27	26	—	34	0,2
010	28	22	32	16	13	16	67	68	60	16,5	—	—	7	20	17	109	2	3,5	35	60	60	31	30	—	40	0,3
012	30	24	34	19	15	16	71	73	63	18	—	—	7,5	22	19	115	2,5	4	37	63	63	34	33	—	44	0,4
020	34	27	39	21	18	20	81	82	70	20	—	—	8,5	26	22	138	2,5	4,5	40	71	71	39	37	—	52	0,6
025	36	28	41	22	19	20	85	88	74	22	—	—	9	28	24	144	3	5	43	75	75	42	40	—	56	0,8
04	40	32	45	27	22	24	96	100	83	25	—	—	10	34	29	155	3,5	5,5	46	85	85	49	45	—	68	1,1
05	43	34	49	29	24	24	102	108	89	26	—	—	10,5	37	31	167	4	6	48	90	90	53	48	—	74	1,6
08	48	38	54	35	29	30	115	120	100	29	—	—	12	44	37	186	4,5	7	52	100	100	61	56	—	88	2,3
1	50	40	57	38	32	30	120	128	105	31	—	—	12,5	48	40	197	5	8	55	106	106	65	60	—	96	3,2
1.6	56	45	64	45	38	36	135	146	118	35	—	—	14	56	48	224	6	9	60	118	118	76	68	—	112	4,5
2.5	63	50	72	53	45	42	152	167	132	40	—	—	16	67	58	253	7	10	65	132	132	90	78	—	134	6,3
4	71	56	80	63	53	48	172	190	148	45	—	—	16	80	67	285	8	12	71	150	150	103	90	—	160	8,8
5	80	63	90	71	60	53	194	215	165	51	—	—	18	90	75	318	9	14	80	170	170	114	100	—	180	12,3
■ 6	90	71	101	80	67	60	218	240	185	57	—	—	18	100	85	380	10	16	90	190	190	131	112	—	200	17,1
8	100	80	113	90	75	67	242	268	210	64	—	—	23	112	95	418	11	18	100	212	212	146	125	—	224	24
■10	112	90	127	100	85	75	256	286	221	—	46	26	23	125	106	452	12	20	65	165	236	163	140	12	250	34
■12	125	100	143	112	95	85	292	316	252	—	53	34	28	140	118	510	14	22	70	185	265	182	160	16	280	47
■16	140	112	160	125	106	95	325	357	280	—	58	35	33	160	132	582	16	25	80	210	300	204	180	16	320	66
■20	160	125	180	140	118	106	370	405	330	—	68	45	33	180	150	653	18	28	90	240	335	232	200	20	360	95
25	180	140	202	160	132	118	415	455	360	—	74	45	38	200	170	724	20	32	100	270	375	262	224	20	400	136
■32	200	160	225	180	150	132	465	510	400	—	80	45	38	224	190	796	22	36	115	300	425	292	250	20	448	187
■40	224	180	252	200	170	150	517	567	447	—	93	55	42	250	212	893	25	40	130	335	475	326	280	25	500	264

■ Specially selected for production cranes, e.g. steel works cranes and rolling mill cranes

Nuestro gancho será el gancho simple DIN 15401-RSN 20-P.

El gancho se suspende de la traviesa por medio de una tuerca, la cual conociendo el número del gancho, está dimensionada según la DIN 15413:

Type C for lifting hooks Nos. 6 to 250

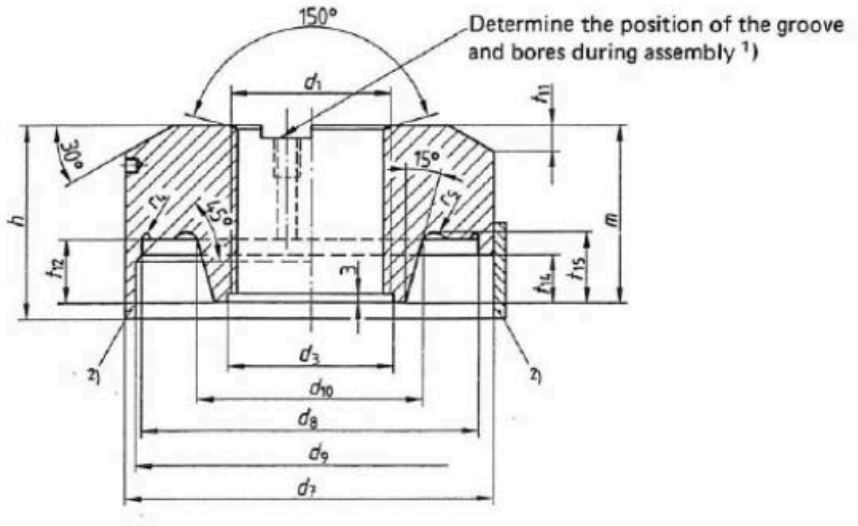


Ilustración 9. Esquema de la tuerca del aparejo [11].

Tabla 16. Dimensión de la tuerca del gancho [11].

d_1 Metric thread as in DIN 13 Part 1	d_1 Knuckle thread as in DIN 15 403	d_3 c11	d_7	d_8 E8	d_9	d_{10}	d_{14}	h	m	r_4	r_5	r_{12}	t_{11}	t_{12}	t_{13}	t_{14}	t_{15}	t_{16}	Mass per unit kg ≈ Type A	Type B	Type C	For lifting hook No.
M 10	–	–	28	–	–	–	19	–	9	–	–	2,7	1,6	–	–	–	–	1,65	0,03	–	–	006
M 12	–	–	32	–	–	–	22	–	11	–	–	2,7	2	–	–	–	–	1,65	0,06	–	–	010 / 012
M 16	–	–	35	–	–	–	26,5	–	15	–	–	2,7	2,5	–	–	–	–	1,65	0,09	–	–	020 / 025
M 20	–	–	42	–	–	–	31	–	18	–	–	3,25	3	–	–	–	–	2	0,14	–	–	04 / 05
M 24	–	–	48	–	–	–	36	–	22	–	–	3,25	3	–	–	–	–	2	0,22	–	–	08 / 1
M 30	–	–	60	52	55	–	–	38	27	0,6	–	–	4	11	7	–	–	–	–	0,47	–	1.6
M 36	–	–	70	60	63	–	–	44	32	0,6	–	–	4	12	8	–	–	–	–	0,76	–	2.5
M 42	–	–	80	70	73	–	–	49	36	0,6	–	–	5	13	9	–	–	–	–	1,1	–	4
M 45	–	–	95	85	88	–	–	56	40	1	–	–	5	16	9	–	–	–	–	2,0	–	5
–	Rd 50 × 6	50,6	115	105	108	68	–	60	55	1,6	4	–	8	20	–	15	22	–	–	–	3,0	6
–	Rd 56 × 6	56,5	125	115	118	78	–	67	62	1,6	4	–	8	21	–	16	23	–	–	–	4,0	8
–	Rd 64 × 8	64,8	145	135	138	88	–	76	67	2,5	5	–	8	24	–	18	26	–	–	–	6,0	10
–	Rd 72 × 8	72,8	165	150	155	98	–	87	76	2,5	5	–	8	25	–	19	27	–	–	–	8,5	12
–	Rd 80 × 10	81	175	160	165	108	–	91	84	2,5	6	–	10	29	–	23	32	–	–	–	10	16
–	Rd 90 × 10	91	185	170	175	118	–	102	93	2,5	6	–	10	28	–	22	31	–	–	–	13	20
–	Rd 100 × 12	101,2	205	190	195	128	–	113	103	2,5	6	–	10	33	–	25	36	–	–	–	17	25
–	Rd 110 × 12	111,2	240	225	230	144	–	131	115	2,5	8	–	10	33	–	25	36	–	–	–	25	32
–	Rd 125 × 14	126,4	270	250	255	164	–	144	125	2,5	8	–	10	35	–	27	39	–	–	–	38	40
–	Rd 140 × 16	141,6	320	300	305	187	–	153	140	2,5	10	–	10	48	–	38	53	–	–	–	55	50
–	Rd 160 × 18	161,8	360	340	345	207	–	181	153	2,5	12	–	10	48	–	38	53	–	–	–	80	63
–	Rd 180 × 20	182	400	380	385	235	–	198	173	2,5	16	–	10	53	–	43	58	–	–	–	110	80
–	Rd 200 × 22	202,2	445	420	430	258	–	228	193	2,5	16	–	10	58	–	46	63	–	–	–	150	100
–	Rd 225 × 24	227,4	490	460	470	290	–	246	215	3	18	–	12	63	–	51	69	–	–	–	210	125
–	Rd 250 × 28	252,8	530	500	510	320	–	274	241	3	18	–	12	75	–	60	82	–	–	–	270	160
–	Rd 280 × 32	283,2	590	560	570	360	–	343	266	3	20	–	12	81	–	63	89	–	–	–	370	200
–	Rd 320 × 36	323,6	680	650	660	420	–	383	296	3	20	–	12	91	–	69	100	–	–	–	520	250

El conocer el número del gancho también nos permite obtener la dimensión de su traviesa a través de la DIN 15412, siendo esta norma la que tomamos como referencia para dimensionar la traviesa del aparejo, que como se ha demostrado cumplía las restricciones:

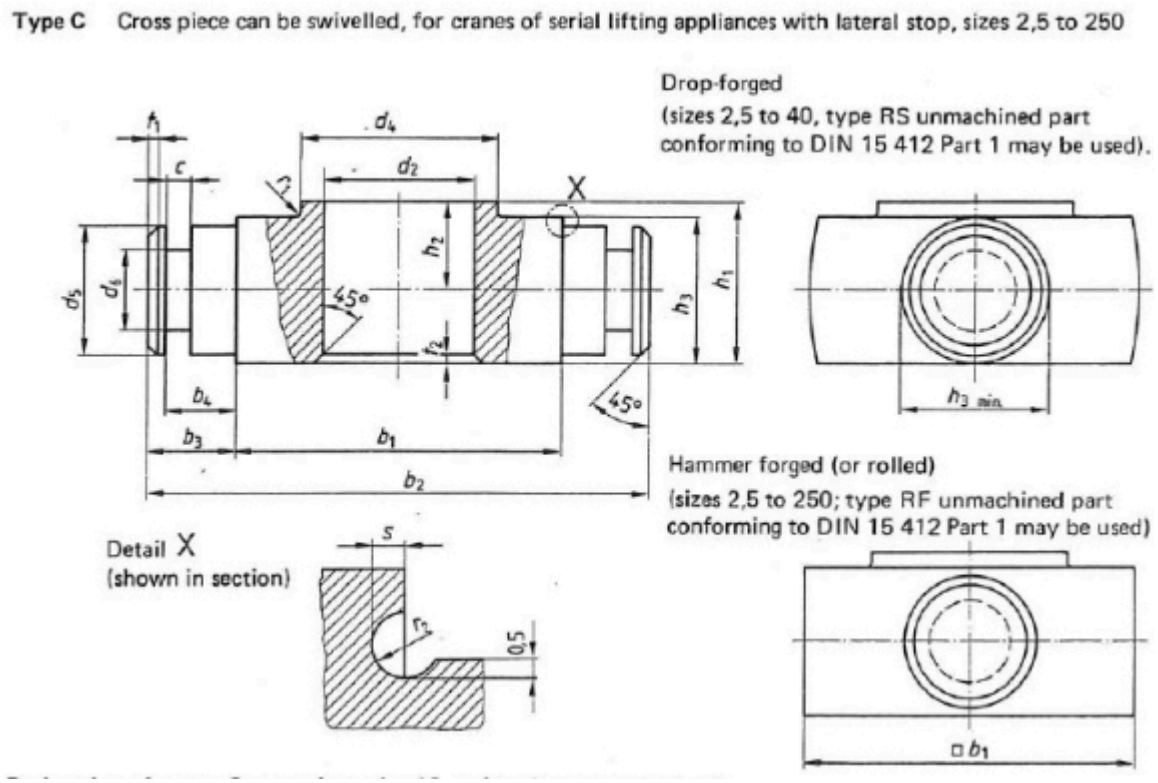


Ilustración 10. Esquema de traviesa del gancho [12].

Tabla 17. Dimension de la traviesa del gancho [12].

Size (lifting hook No.)	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	c	d_2	d_4 j6	d_5 h9	d_6	d_{14}	h_1	h_2	h_3 h11	r_1	r_2	r_{12}	s	t_1	t_2	t_{16}	t_{17}	Mass per unit kg ≈ Type A	Type B	Type C drop forged	Type C hammer forged or rolled
006	30	–	–	–	7,5	45	–	11	–	15	–	19	–	9,5	19	–	0,8	2,7	0,8	–	1	1,65	0,5	0,1	–	–	–
010 012	35	–	–	–	7,5	50	–	13	–	15	–	22	–	9,5	19	–	0,8	2,7	0,8	–	1,2	1,65	0,5	0,2	–	–	–
020 025	38	–	–	–	10	58	–	17	–	20	–	25,5	–	12	24	–	0,8	2,7	0,8	–	1,6	1,65	1	0,2	–	–	–
04 05	45	–	–	–	12,5	70	–	21	–	20	–	31	–	12,5	25	–	1	3,25	1	–	2	2	1	0,3	–	–	–
08 1	50	–	–	–	17,5	85	–	25	–	25	–	36	–	15	30	–	1	3,25	1	–	2	2	1	0,5	–	–	–
1.6	65	–	–	–	17,5	100	–	31	35	25	–	–	30	16	26	0,6	1	–	1	–	2	–	1	–	0,7	–	–
2.5	80	125	22,5	17	20	120	8	37	40	30	19	–	40	21,5	37	0,6	1	–	1	2	2	–	1	–	1,4	1,4	1,7
4	90	140	25	19	22,5	135	8	43	50	35	23	–	45	24	42	0,6	1	–	1	3	2	–	1,5	–	2,1	2,1	2,5
5	100	155	27,5	22	25	150	8	46	60	40	27	–	50	27,5	45	1	1	–	1	3	2	–	1,5	–	2,8	2,8	3,4
6	125	185	30	24	27,5	180	10	51	70	45	32	–	55	30	50	1	1,2	–	1,2	4	2,5	–	1,5	–	4,6	4,6	6,0
8	140	210	35	29	30	200	10	58	80	50	36	–	60	32,5	55	1	1,2	–	1,2	4	3,5	–	1,5	–	7,0	7,0	8,3
10	160	230	35	29	30	220	10	66	90	55	40	–	65	35	60	1,3	1,2	–	1,2	4	5	–	1,5	–	9,0	9,0	12
12	180	265	42,5	34	35	250	10	74	100	60	42	–	78	42	72	1,3	2	–	2	5	6	–	2	–	13	13	16
16	190	275	42,5	36	35	260	12	82	110	70	50	–	88	47	82	1,3	2	–	2	5	7	–	2	–	17	17	22
20	200	295	47,5	41	–	–	12	93	120	80	56	–	95	51	88	1,3	2	–	2	5	6,5	–	–	–	–	20	26
25	220	318	49	41	–	–	12	103	130	90	64	–	105	56	98	1,6	2	–	2	5	8	–	–	–	–	28	35
32	260	378	59	51	–	–	12	113	160	100	72	–	115	62	106	1,6	2	–	2	5	9	–	–	–	–	43	55
40	285	415	65	58	–	–	14	128	180	110	80	–	130	70	120	1,6	2,5	–	2,3	5	11	–	–	–	–	58	74
50	335	465	65	58	–	–	14	143	220	125	92	–	145	77,5	135	2	2,5	–	2,3	5	12	–	–	–	–	–	115
63	380	522	71	63	–	–	14	163	240	140	104	–	160	85	150	2,5	2,5	–	2,3	5	13	–	–	–	–	–	163
80	420	585	72,5	63	–	–	14	183	280	160	120	–	180	95	170	2,5	2,5	–	2,3	6	15,5	–	–	–	–	–	224
100	470	645	87,5	77	–	–	18	203	300	180	136	–	200	105	188	2,5	2,5	–	2,3	6	18,5	–	–	–	–	–	314
125	510	685	87,5	77	–	–	18	229	340	200	150	–	240	126	228	2,5	5	–	3,4	6	20	–	–	–	–	–	423
160	550	750	100	87	–	–	18	254	360	220	164	–	270	142	256	3	5	–	3,4	6	25	–	–	–	–	–	567
200	610	810	100	87	–	–	18	284	360	240	184	–	305	160	290	4	5	–	3,4	6	25	–	–	–	–	–	773
250	700	920	110	97	–	–	18	325	420	260	200	–	350	185	330	5	5	–	3,4	6	27	–	–	–	–	–	1149

Por tanto en este caso la traviesa será: Traviesa DIN 15412-C-20-P.

Sin embargo, se usarán las dimensiones del aparejo para este proyecto para usar como guía en el desarrollo del proyecto el libro de Hellmut Ernst “Aparatos de elevación y transporte”.

2.3 Cable de elevación

Para el dimensionamiento de los cables acudimos a la DIN 4130, la cual basa dicho dimensionamiento dependiendo las condiciones de explotación de la máquina:

Grupo	Frecuencia de los movimientos	Importancia de la carga
I	Movimiento de precisión	Sin precisar
II	» poco frecuente	Raramente plena carga
III	» frecuente	» » »
	» poco frecuente	Plena carga
IV	» frecuente	» »
V	» »	Todas las cargas en la industria siderúrgica

Ilustración 11. Grupo de la máquina de elevación [5].

Pese haber realizado nuestra clasificación bajo normativa UNE se asocia fácilmente dicha clasificación a esta, asociando nuestra máquina al grupo III.

A partir de esta tabla (Ilustración 11Ilustración 11) se seleccionan los coeficientes adecuados para nuestro cálculo según otra tabla de la misma norma (
Ilustración 12. Coeficientes en función del grupo de clasificación):

Grupo	Cable		Tambor	Polea	Polea de compensación
	Valores de v para 160 kg/mm²	k	c	c	c
		Para cables de 160 y 180 kg/mm²			
I	5,5 a 6	0,30 a 0,32	5 a 6	5,5 a 7	4,5 a 5
II	5,5 a 6	0,30 a 0,32	6 a 7	7 a 8	4,5 a 5
III	6 a 7	0,32 a 0,34	7 a 8	8 a 10	5 a 6
IV	7 a 8	0,34 a 0,37	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5
V	8 a 9,5	0,37 a 0,40	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5

Ilustración 12. Coeficientes en función del grupo de clasificación [5].

El diámetro del cable se calculará con la fórmula:

$$d = k\sqrt{S}$$

Siendo k, coeficiente de la tabla, se toma 0.32 en este caso y S la tracción máxima sobre un ramal del cable en kg.

Determinamos S como:

$$S = \frac{Q + P}{i}$$

Definiendo como Q la carga máxima del aparato, P el peso propio del aparejo, 480 kg como se ha determinado anteriormente, e i el número de ramales de nuestro aparejo, obteniendo:

$$S = \frac{Q + P}{i} = \frac{25000 + 480}{4} = 6370\ kg$$

$$d = k\sqrt{S} = 0.32\sqrt{6370} = 25.54\ mm \approx 26mm$$

El diámetro está dentro de los valores de la tabla que fijaba su valor entre 24 y 31 mm.

Para elegir el cable, se debe calcular la carga mínima de rotura según:

$$S_{rot} = v \cdot S$$

Siendo S la tracción máxima del ramal como se ha comentado y v el coeficiente de seguridad de la norma para una calidad de 160 kg/mm^2, 6 para este caso:

$$S_{rot} = v \cdot S = 6 \cdot 6370 = 38220\ kg$$

Por tanto ahora que se conocen d y S_{rot} se determina el cable, para ello se observa a la Ilustración 13:

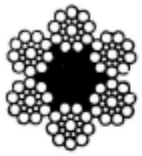
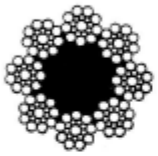
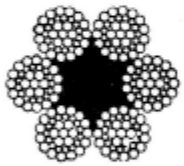
Composición		Número de cordones	Número de hilos por cordón	Número total de hilos	Diámetro nominal del cable (tolerancia admisible ± 5 %)	Diámetro del hilo (mm) int.	Diámetro del hilo (mm) media	Diámetro del hilo (mm) ext.	Sección metálica del cable (mm²)	Peso (kg/m) (tolerancia admisible ± 5 %)	Carga de ruptura calculada bajo una resistencia del hilo (kg/mm²) de 130	160	180
Seal-Lay  6 × 19 = 114 hilos + 1 alma textil	A	6	1 9 9 / 19	114	8	0,80	0,37	0,65	26,7	0,26	3 450	4 250	4 800
					10	0,95	0,45	0,80	39,9	0,38	5 150	6 350	7 150
					12	1,2	0,55	0,95	57,8	0,55	7 500	9 250	10 400
					14	1,4	0,65	1,1	78,4	0,75	10 150	12 550	14 100
					16	1,6	0,7	1,3	104,5	1,00	13 550	16 700	18 800
					18	1,7	0,8	1,4	123,8	1,18	16 100	19 800	22 250
					20	1,9	0,9	1,6	159,9	1,53	20 750	25 550	28 750
					22	2,2	1,0	1,7	187,7	1,79	24 400	30 000	33 800
					24	2,4	1,1	1,9	231,5	2,20	30 100	37 000	41 650
					26	2,6	1,2	2,0	262,5	2,50	34 100	42 000	47 250
					29	2,8	1,3	2,2	313,8	2,98	40 800	50 200	56 500
					31	3,0	1,4	2,4	369,8	3,51	48 050	59 150	66 550
 8 × 19 = 152 hilos + 1 alma textil	B	8	1 9 9 / 19	152	14	1,1	0,5	0,9	67,5	0,67	8 750	10 800	12 150
					16	1,3	0,6	1,0	87,5	0,87	11 350	14 000	15 750
					17,5	1,4	0,65	1,1	104,6	1,05	13 600	16 700	18 800
					20	1,6	0,7	1,3	139,3	1,39	18 100	22 250	25 050
					22	1,7	0,8	1,4	165,1	1,65	21 450	26 400	29 700
					24	1,9	0,9	1,6	213,2	2,13	27 700	34 100	38 350
					27	2,2	1,0	1,7	250,3	2,50	32 550	40 050	45 050
					30	2,4	1,1	1,9	308,7	3,09	40 100	49 400	55 550
					32	2,6	1,2	2,0	350,0	3,50	45 500	56 000	63 000
 6 × 37 = 222 hilos + 1 alma textil	C	6	7 15 15 / 37	222	**25**	1,3	0,95	1,3	239,0	2,27	31 050	38 200	43 000
					20	1,4	1,0	1,4	273,8	2,60	35 600	43 800	49 250
					29	1,5	1,1	1,5	318,7	3,02	41 400	51 000	57 350
					31	1,6	1,2	1,6	367,1	3,48	47 700	58 750	66 050
					33	1,7	1,2	1,7	401,4	3,81	52 150	64 200	72 250
					35	1,8	1,3	1,8	455,3	4,32	59 150	72 850	81 950
					37	1,9	1,4	1,9	512,8	4,87	66 650	82 000	92 300
					39	2,0	1,5	2,0	537,7	5,45	74 550	91 750	103 250
							capa						
Warrington 6 × 19 = 114 hilos + 1 alma textil	D	6	1 6 6 + 6 / 19	114	**8**	0,6	0,45	0,6	27,7	0,26	3 600	4 400	5 000
					10	0,7	0,55	0,7	38,5	0,36	5 000	6 150	6 900
					12	0,85	0,65	0,85	56,2	0,53	7 300	8 950	10 100
					14	1,0	0,75	1,0	77,1	0,73	10 000	12 300	13 850
					16	1,1	0,85	1,1	94,5	0,89	12 250	15 100	17 000
					18	1,3	0,95	1,3	129,0	1,22	16 750	20 600	23 200
					20	1,4	1,1	1,4	154,2	1,46	20 050	24 650	27 750
					22	1,6	1,2	1,6	197,5	1,87	25 650	31 600	35 550
					24	1,7	1,3	1,7	224,8	2,13	29 200	35 950	40 450
					26	1,9	1,4	1,9	276,5	2,62	35 950	44 250	49 750
					28	2,0	1,5	2,0	308,6	2,93	40 100	49 350	55 550
					30	2,2	1,6	2,2	368,8	3,50	47 950	59 000	66 350
8 × 19 = 152 hilos + 1 alma textil	E	8	1 6 6 + 6 / 19	152	14	0,85	0,65	0,85	74,9	0,75	9 700	11 950	13 450
					16	0,95	0,70	0,95	92,1	0,92	11 950	14 750	16 550
					18	1,1	0,8	1,1	122,9	1,23	15 950	19 650	22 100
					20	1,2	0,9	1,2	148,1	1,48	19 250	23 700	26 650
					22	1,3	0,95	1,3	172,0	1,72	22 350	27 500	30 950
					24	1,4	1,1	1,4	205,7	2,06	26 700	32 900	37 000
					27	1,6	1,2	1,6	263,3	2,63	34 200	42 100	47 400
					29	1,7	1,3	1,7	299,7	3,00	38 950	47 950	53 950
					32	1,9	1,4	1,9	368,7	3,69	47 900	59 000	66 350

Ilustración 13. Dimensiones cables DIN 656 [5].

Nuestro cable será: Cable A 26 x 160 DIN 656.

2.4 Poleas

Para calcular las poleas del aparejo se recurrirá de nuevo a la Ilustración 12. Coeficientes en función del grupo de clasificación , donde para el grupo III se adoptará c=8 y c=5 para la polea de compensación, la cual solo se encuentra en aparejos simétricos como se explicará más adelante. De esta forma:

$$D = c\sqrt{S}$$

Para las poleas del aparejo: $D = c\sqrt{S} = 8\sqrt{6370} = 638.5\ mm$

Para la polea de compensación: $D = c\sqrt{S} = 5\sqrt{6370} = 399.06\ mm$

A continuación según la figura Ilustración 14, y la Tabla 18 de la DIN 15059 determinamos las dimensiones de la polea:

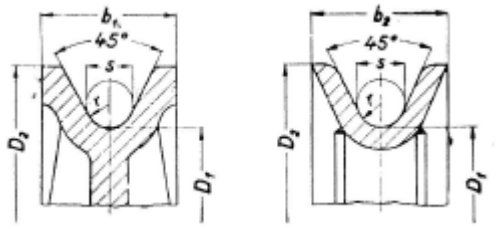


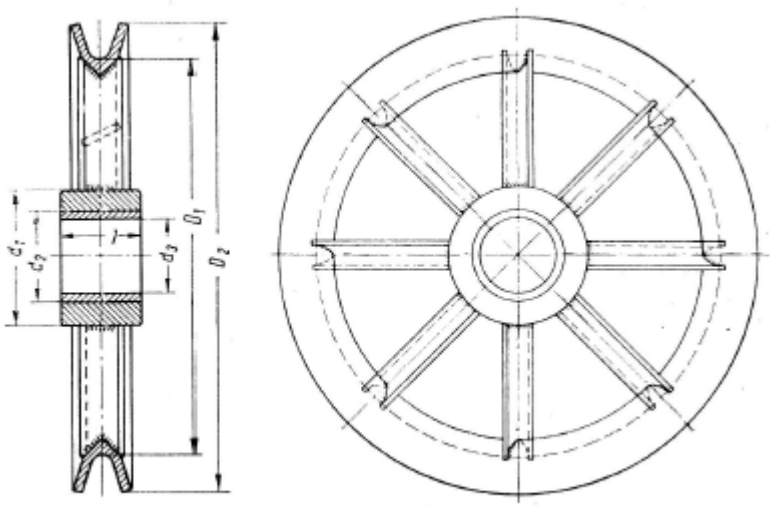
Ilustración 14. Perfil de la polea de compensación [5].

Tabla 18. Dimensiones de las poleas [5].

D_1	Poleas de polipasto y de reenvío										Poleas de compensación						
	D_1	b_1		b_2 (*)	d		l **		r	Diámetro del cable s	D_2	b_1		b_2 *	d	l	r	Diám. del cable s
		Fundición	Acero mold.	Acero	Cota mín.	Cota máx.	Cota mín.	Cota máx.				Fundic.	Acero mold.	Acero	Cota máx.	Cota máx.		
80	105	22	22		20	25	30	50	2	3,5	—	—		—	—	—	—	—
100	130	25	25		20	25	30	50	2,7	3,5-5	—	—		—	—	—	—	—
125	160	30	30		25	30	35	60	3,5	5-6,5	—	—		—	—	—	—	—
160	200	32	30		25	40	35	60	4,3	6,5-8	200	36		32	50	60	5,4	8-10
200	240	36	32		25	50	40	60	5,4	8-10	250	40		36	60	70	7	10-13
250	300	40	36		25	60	50	70	7	10-13	305	50		45	70	80	8,5	13-16
315	375	50	45		30	80	60	80	8,5	13-16	380	60		55	80	100	12	16-22
400	460	60	55		40	100	70	120	12	16-22	480	70		65	90	110	14,5	22-27
500	580	70	65		50	125	80	140	14,5	22-27	590	80		75	110	140	18	27-33
630	720	80	75		60	140	80	150	18	27-33	730	95		90	125	150	23	40-43
710	800	85	80		70	160	90	180	18	27-33	840	115		110	125	150	26	43-45-48
800	900	95	90		80	180	100	200	23	33-40-43	930	135		130	140	170	29	48-51-54
900	1010	105	95		90	200	130	240	24	40-43-45								
1000	1120	110	105		90	200	130	240	24	40-43-45								
		115	110						29	48-51-54								
1120	1250	115	110		100	220	130	250	26	43-45-48								
		125	115						32	51-54-58								
1250	1400	125	120		100	220	160	250	26	45-48								
		135	130						32	51-54-58								
1400	1550	135	130		100	220	200	250	32	51-54-58								

Según esto, estas poleas del polipasto tendrán un D_1=630 mm y D_2= 720 mm, sin embargo como determinamos al diseñar el aparejo, D_1 debe ser 600mm, por ello se interpolan los valores de la tabla. Por el contrario, la polea de compensación tendrá un D_1=400 mm y D_2=480 mm, pudiéndose observar que para el mismo diámetro de cable las poleas de compensación son menores.

Siendo por tanto las dimensiones en mm de la polea de compensación las mostradas en la Tabla 19:



— Polea de cable en construcción soldada

Ilustración 15. Esquema de polea compensación [5].

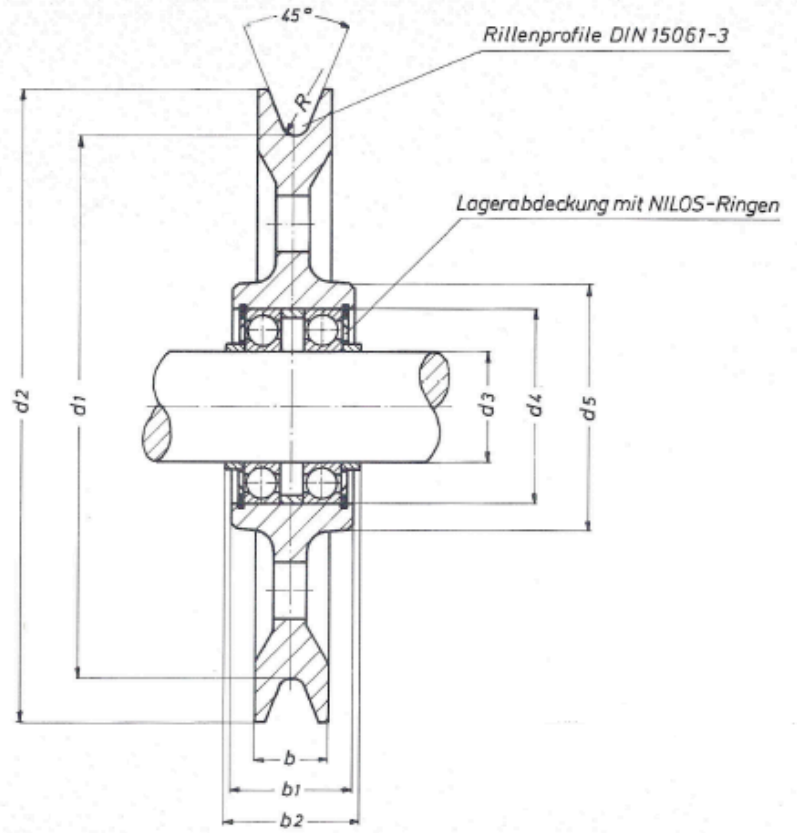
Tabla 19. Dimensiones de polea de compensación.

D_1	D_2	b_1	d (cota máx.)	l	r	Diam. Cables
400	480	70	90	110	14.5	22-27

Para dimensionar las poleas del aparejo se utilizará el catálogo alemán “Henne Spantechnik GMBH” de poleas para polipasto, basado en la DIN 15061, eligiendo la polea (Tabla 20) como se observa, con las dimensiones de los diámetros idénticas a las de la tabla anterior, pero con dimensiones más exactas además de los cojinetes de anillos incluidos en su dimensionamiento.

Tabla 20. Esquema y dimensiones de polea del aparejo [13].

SPANTECHNIK GmbH	Seilrollen mit Wälzlagerung	Baureihe 20



Seilrolle d1	d2	d3	d4 M7	d5	b	b1	b2	R	Lagerung	Gew. ca. kg	Bestell-Nr.
315	365	60	110	145	45	70	75	8,0	6212	18	20.123
		70	125	160		75	80		6214	20	20.124
		80	140	175		80	85		6216	23	20.125
355	415	60	110	145	50	70	75	9,0	6212	23	20.126
		70	125	160		75	80		6214	27	20.127
		80	140	175		80	85		6216	30	20.128
400	460	70	125	160	55	75	80	10,0	6214	34	20.129
		80	140	175		80	85		6216	38	20.130
		90	160	200		90	95		6218	43	20.131
450	520	80	140	175	60	80	85	11,0	6216	36	20.132
		90	160	200		90	95		6218	41	20.133
		100	180	220		100	110		6220	45	20.134
		110	200	250		110	120		6222	53	20.135
500	575	90	160	200	65	100	110	12,5	6218	48	20.136
		100	180	220		110	120		6220	55	20.137
		110	200	250		120	130		6222	62	20.138
		120	215	265		130	140		6224	70	20.139
560	640	100	180	220	70	110	120	14,0	6220	83	20.140
		110	200	250		120	130		6222	93	20.141
		120	215	265		130	140		6224	108	20.142
		140	250	310		140	150		6228	123	20.143
630	720	110	200	250	75	120	130	16,0	6222	105	20.144
		120	215	265		130	140		6224	120	20.145
		140	250	310		140	150		6228	132	20.146
		150	270	330		150	160		6230	145	20.147
710	810	120	215	265	85	130	140	18,0	6224	130	20.148
		140	250	310		140	150		6228	147	20.149
		150	270	330		150	160		6230	160	20.150
		160	290	350		160	170		6232	180	20.151
800	910	140	250	315	95	140	150	20,0	6228	165	20.152
		150	270	330		150	160		6230	190	20.153
		160	290	350		160	170		6232	220	20.154
		180	320	390		170	180		6236	250	20.155

Werkstoff: C45, 42 Cr Mo 4 V. Auf Wunsch Seilrille flammgehärtet

2

Como se ha dicho, se interpola para obtener la medida D_1=600 mm establecida en el aparejo, para un diámetro de la traviesa d=110 mm. De forma que nuestras poleas tendrán las dimensiones:

Tabla 21. Dimensiones polea aparejo

d1	d2	d3	d4 M7	d5	b	b1	b2	R	Peso (kg)
600	690	110	200	250	73	120	130	15	100

2.5 Tambor

Para el cálculo del diámetro del tambor recurrimos de nuevo a la DIN 4130, (Ilustración 12) donde como se observa, para el grupo III se toma c=7, siendo por tanto el diámetro del tambor:

$$D = c\sqrt{S} = 7\sqrt{6370} = 558.69 \approx 600\, mm$$

A continuación según la Tabla 22 siguiente se determinan las dimensiones de las ranuras de los tambores:

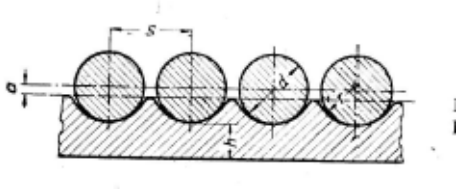


Ilustración 16. Ranuras del tambor [5].

Tabla 22. Medidas de espiras tambor de arrolamiento [5].

Diámetro del cable	10.	13.	16.	19.	22.	27.	33.	40.	44.
s	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

Para nuestro diámetro de cable de 26 mm, interpolando:

Tabla 23. Dimensiones de espiras del tambor.

Diámetro	s	r	a
26	30	14	3.4

La longitud del tambor depende del número de espiras, el cual depende a su vez de la longitud de cable a enrollar:

$$n = \frac{L}{D\pi}$$

Siendo n, el número de espiras; L, la longitud del cable a enrollar, que será 14 m de longitud a enrollar con 7 m de carrera y por último D, el diámetro del tambor.

Por tanto:

$$n = \frac{L}{D\pi} = \frac{14}{0.6\pi} = 7.43 \approx 8$$

Es necesario dejar como mínimo 1.5, preferiblemente 2 ó 3 espiras muertas que sirvan de refuerzo para la fijación del cable y que impiden que aunque el gancho alcance su posición más baja, el tambor se desenrolle por completo, además hay que sumarle otras 2 ó 4 espiras para la tuerca que guiará al cable como se explicara posteriormente. Siendo por tanto el número de espiras: n=8+3+4=15 espiras. Por tanto, se calcula la longitud del tambor:

$$l = n \cdot s = 15 \cdot 30 = 450\, mm$$

Sin embargo, dado que es un aparejo simétrico, esta longitud se duplica, de forma que una vez tendrá la rosca a izquierdas y en la otra a derechas, entre ambas partes existirá un espacio sin rosca, de forma que para tratar que la inclinación del cable sea menor, y al ser la disposición del aparato simétrico, observando las dimensiones del aparejo esta separación será 2c=360 mm.

Por tanto la longitud del tambor será:

$$L_t = 2l + 360 = 1260 \approx 1300mm$$

Siendo h el espesor del tambor, el cual se obtiene a partir de la Tabla 24 del primer tomo de “Aparatos de elevación y transporte” de Hellmut Ernst,

para tambores soldados de acero (St 37.21) de 37 kg y de fundición (Ge 18.91) de 18 kg, estos últimos son los valores en paréntesis.

Tabla 24. Espesor de tambor de arrollamiento [5].

Diámetro del cable (mm)	Paso (mm)	Diámetro del tambor (mm)						
		250	300	400	500	600	700	800
8	9,5	4 (6)	4 (6)	—	—	—	—	—
10	12	6 (9)	6 (9)	—	—	—	—	—
13	15	—	8 (12)	7 (11)	—	—	—	—
16	18	—	9 (14)	8 (13)	—	—	—	—
16	18	—	—	10 (15)	10 (12)	—	—	—
19	22	—	—	11 (16)	11 (16)	—	—	—
22	25	—	—	—	12 (18)	—	—	—
24	27	—	—	—	14 (20)	14 (20)	—	—
27	31	—	—	—	—	15 (22)	14 (22)	—
29	33	—	—	—	—	16 (24)	16 (24)	—
31	35	—	—	—	—	—	17 (26)	—
31	35	—	—	—	—	—	19 (27)	18 (26)
33	37	—	—	—	—	—	20 (28)	19 (27)

Debido a su menor peso se elige fundición, interpolando según el diámetro del cable, para un diámetro de tambor de 600 mm, como se ha calculado, el espesor será:

Tabla 25. Medidas del tambor de arrollamiento.

Diámetro cable (mm)	s (mm)	h (mm)
26	30	22

En el extremo del arrollamiento el esfuerzo disminuye, debido a que la parte que aún no se ha recubierto de espiras, refuerza a la parte que sí, siendo el esfuerzo a compresión de esta última parte:

$$\sigma_a = 0.5\frac{S}{hs} = 0.5\frac{6370}{2.2 \cdot 3} = 483\ kg/cm^2$$

En este lado, existe una flexión local:

$$\sigma_{fa} = S \cdot 0.96\sqrt[4]{\frac{1}{D^2h^6}} = 6370 \cdot 0.96\sqrt[4]{\frac{1}{60^2 2.2^6}} = 242\ kg/cm^2$$

Ambas solicitaciones se producen a la vez, pero actúan en secciones desfasadas 90º, para fundición (Ge 18.91) estos esfuerzos no deben sobrepasar los valores: $\sigma_a = 200 - 250\ kg/cm^2$ y $\sigma_{fa} = 500\ kg/cm^2$.

Se observa que σ_a es bastante más elevada de lo permitido, sin embargo σ_{fa} es mucho más baja de lo admisible, por tanto el espesor determinado es aceptable.

2.6 Inclinación y guiado del cable

En la siguiente figura se ve la inclinación del cable sobre la polea:

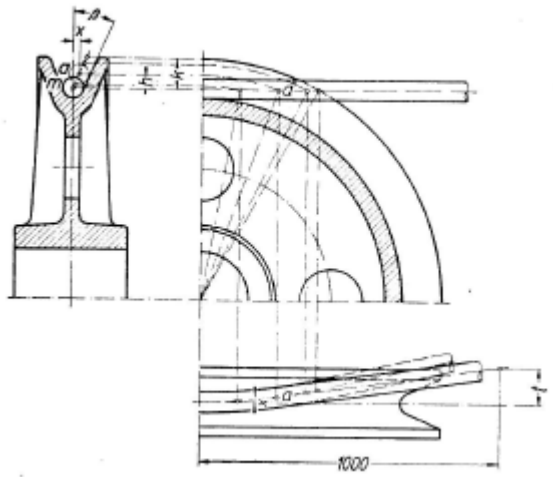


Ilustración 17. Inclinación del cable en las poleas [5].

Haciendo que k sea superior a h, evitamos que el cable se apoye en el borde de la polea, siendo k la profundidad de la garganta y h la altura al punto a, donde el cable abandona la garganta. Si definimos β al ángulo de la pared sobre la garganta, se obtiene la inclinación máxima que puede tener el cable a 1000mm del centro de la polea, sin que el cable salte el borde:

$$máx\ t = \frac{2000 tg\beta}{\sqrt{1+\frac{D}{k}}}$$

Observando los datos calculados en el diseño de las poleas:

$$\beta = \frac{45º}{2} = 22.5º \quad k = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{690-600}{2} = 45\ mm$$

$$máx\ t = \frac{2000tg\beta}{\sqrt{1+\frac{D}{k}}} = \frac{2000tg22.5}{\sqrt{1+\frac{690}{45}}} = 205\ mm$$

Para la disposición que nosotros habíamos diseñado:

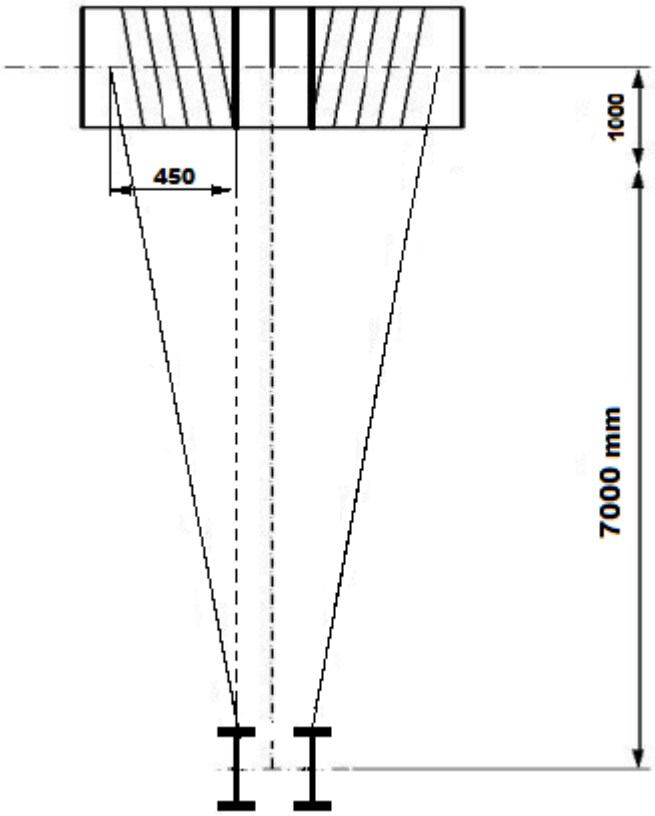


Ilustración 18. Disposición del cable del polipasto.

Pese a que nunca se dará la situación, tomamos como posición más desfavorable el extremo del tambor de forma que a una distancia de 1000 mm, la inclinación será:

$$tan\gamma = \frac{450}{8000}; t = 1000tan\gamma = 56.25\ mm < 205\ mm$$

Para el caso del tambor, sus ranuras helicoidales tienen la inclinación:

$$tg\beta = \frac{s}{D\pi} = \frac{30}{600\pi};\ \beta = 0.912º$$

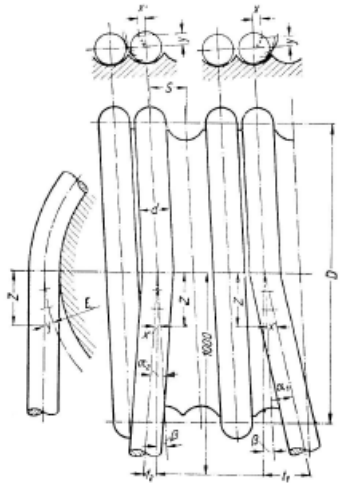


Ilustración 19. Inclinación del cable en el tambor de arrolamiento [5].

Observando la figura la inclinación α_1 del lado vacío del tambor se limita por la situación en la que el cable monte sobre la arista de la ranura y que α_2 es la inclinación de lado de las espiras precedentes, limitadas por la misma situación.

A partir de las tablas:

Tabla 26 Valor t1 [5].

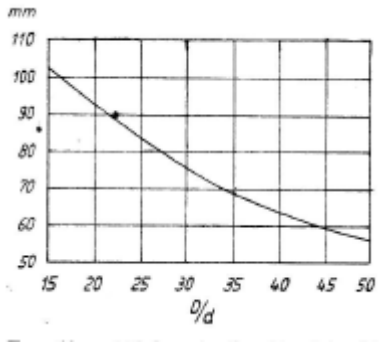
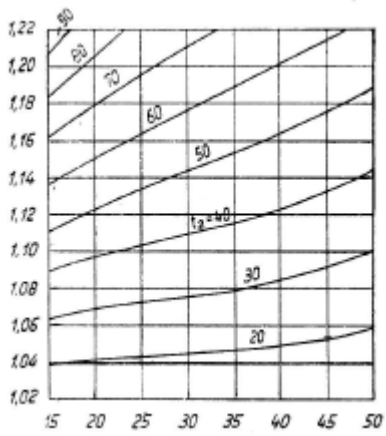


Tabla 27. Valor t2 [5].



Se obtiene t_1, la máxima inclinación del cable en sentido de la inclinación de las ranuras por 1000mm, de la Tabla 26 y t_2, la máxima inclinación en sentido contrario a la inclinación de las ranuras por 1000mm de la Tabla 27.
Para ello nos ayudamos de las relaciones:

$$\frac{D}{d} = \frac{Diámetro\ del\ tambor}{Diámetro\ del\ cable}\ y\ \frac{s}{d} = \frac{Paso\ de\ las\ ranuras}{Diámetro\ del\ cable}$$

De forma que con $\frac{D}{d} = \frac{600}{26}$ se obtiene de la primera figura que t_1=88 mm, con esta relación y con $\frac{s}{d} = \frac{30}{26}$ se calcula t_2=56 mm de la segunda figura.

De manera que como:

$$t_1 = 1000tg(\alpha_1 + \beta)\ y\ t_2 = 1000tg(\alpha_2 + \beta)$$

Se obtiene $\alpha_{1máx}$ y $\alpha_{2máx}$:

$$\alpha_{1máx} = tan^{-1}\left(\frac{t_1}{1000}\right) - \beta = 4.118^o$$

$$\alpha_{2máx} = tan^{-1}\left(\frac{t_2}{1000}\right) + \beta = 4.115^o$$

Sin embargo según la disposición elegida, al ser el tambor simétrico con rosca en sentido contrario en cada lado, no se tiene α_2 ya que en ambos

casos el cable sigue la inclinación de la ranura, es decir α_1 en cada lado del tambor es:

$$\alpha_1 = \gamma = tan^{-1}(\gamma) = tan^{-1}\left(\frac{450}{8000}\right) = 3.22^o < 4.118^o$$

La disposición es correcta.

2.7 Motor de elevación

A la hora de elegir un motor de elevación, es básico su potencia de régimen para el movimiento de la carga a la velocidad de régimen, siendo calculada en CV de la forma:

$$N_R = \frac{Qv}{75\eta}$$

Siendo Q, la carga de elevación en kg; v la velocidad normal en m/s y η el rendimiento mecánico:

$$Q = 2 \cdot S = 2 \cdot 6370 = 12740\ kg \quad v = 0.1\frac{m}{s}$$

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_r \cdot \eta_t$$

Donde η_p es el rendimiento del aparejo, para 4 ramales, en nuestro caso las poleas llevan cojinetes por lo tanto según la (Tabla 28), η_p=0.98, ya que al ser un polipasto simétrico, su rendimiento será como el de uno simple con la mitad de ramales.

Tabla 28. Rendimiento de aparejos [5].

Número de ramales portantes	2	3	4	5	6	7	8
Con cojinetes	0,98	0,96	0,95	0,92	0,905	0,89	0,87
Con rodamientos	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93

Siendo η_r el rendimiento del reducto que será 0.94 y η_t el del tambor, 0.97.

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_r \cdot \eta_t = 0.98 \cdot 0.94 \cdot 0.97 = 0.89$$

$$N_R = \frac{Qv}{75\eta} = \frac{12740 \cdot 0.1}{75 \cdot 0.89} = 19.09\ CV = 14.32\ kW$$

Como se ha explicado en el Anexo II, para elegir el motor se tiene en cuenta también, el servicio intermitente, la carga relativa y su aceleración.

Para la carga relativa se pueden utilizar una serie de valores, para el caso de cabestrantes de gancho el valor varía de 0.55 a 0.6, conociendo este valor se obtiene el valor de un factor "r" que representa la relación de la potencia de catálogo entre la potencia de régimen a plena carga a través de:

Tabla 29. Coeficiente de disminución de potencia [5].

Carga relativa M	0,55	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
$r =$ potencia de catálogo / potencia de régimen (a plena carga)	0,74	0,74	0,76	0,83	0,91	1,00

Como se observa, en nuestro caso r=0.74.

Por ello la potencia de nuestro motor de elevación será:

$$N_m = r \cdot N_R = 0.74 \cdot 14.32 = 10.6\ kW$$

Factor de marcha o de intermitencia, viene definido por:

$$ED(\%) = \frac{\Sigma\ Tiempo\ de\ marcha}{\Sigma\ Tiempo\ de\ marcha + \Sigma\ Tiempo\ de\ parada} \cdot 100$$

Según nuestro ciclo:

$$\Sigma\ Tiempo\ de\ marcha = t_{subida} + t_{descenso} = 50\ s$$

$$\Sigma\ Tiempo\ de\ parada = t_{ciclo} - \Sigma t_{marcha} = 683 - 50 = 633\ s$$

$$ED(\%) = \frac{50}{633} \cdot 100 = 7.9\ \%$$

Recordamos que en nuestro ciclo se ha considerado que el desplazamiento de la carga se realiza a 1.5 m de altura, por lo que los movimientos verticales de la carga son cortos, sin embargo para mayor seguridad y posibles usos distintos en el futuro, se considera un movimiento de la carga elevándola a 4 m de altura, por ello para calcular este factor de marcha modificaremos levemente el ciclo, de forma que ahora:

$$\Sigma\, Tiempo\ de\ marcha = t_{subida} + t_{descenso} = 160\ s$$

$$t_{ciclo} = 683 - 50 + 160 = 793\ s$$

$$ED(\%) = \frac{160}{793} \cdot 100 = 20.18 \approx 20\ \%$$

La potencia nominal de un motor, está relacionado con su factor de marcha, de tal forma que cuanto mayor es su ED, menor es dicha potencia, es decir, si un motor tiene un factor e marcha del 40%, tendrá una potencia nominal menor que si este factor fuera del 25%.

En nuestro caso se cambiará el factor de marcha a un 40%.

$$\frac{N_{40}}{N_{20}} = \frac{\sqrt{20}}{\sqrt{40}}\ ;\ N_{40} = N_{20}\sqrt{\frac{20}{40}}$$

$$N_{40} = 10.6\sqrt{\frac{20}{40}} = 7.5\ kW$$

Trabajo de aceleración: Como se ha dicho antes, el motor realiza en el arranque una potencia extra, sin embargo el caso de los motores de

elevación este trabajo es despreciable, en movimientos horizontales y traslaciones principales es distinto.

De esta forma, acudimos al catálogo con el nuevo factor de marcha y potencia nominal, en nuestro caso el de la empresa DEMAG y se obtiene el motor KBA 140 B 6 B5 1, cuyas principales características se observan a continuación:

Login Mis productos

MOTOR

KBA 140 B 6 B5 1

400 V, 50 Hz, 40 °C, 40 %

Producto básico

Tipo de motor	K - Motor de rotor cónico
Ejecución del motor	B - con freno
Aplicación del motor	A - Motor estándar
Tamaño	140
Graduación de potencia	B
Número de polos	6
Freno	Freno cónico
Código forma de construcción	B5
Posición de la caja de bornas	1 - derecha

Precio base **Previa consulta**

Características

Incluido en el precio básico

- Tipo testero B5
- Final del eje del motor Eje IEC

Equipamiento

Capa de terminación (C2), acrílica con 2 componentes Color = Azurblau , RAL = 5009	Sin sobreprecio
con brida A300	Sin sobreprecio
Protección Protección de corta duración (1M)	Sin sobreprecio
Grado de protección IP 54	Sin sobreprecio
Clase térmica Aislamiento según clase térmica F	Sin sobreprecio

Precio total **Previa consulta**

Configuración realizada por: $Internet,25/08/2018,18:52.07,Deutschland,0040004,01

Informaciones

CAD

Documentación

Diagramas

Descripción técnica

Resumen de precios

Precio total Previa consulta

Peso propio aprox.

Peso total 88 kg

Plazo

21 Días hábiles

Ilustración 20. Motor elevación-1 [14].

Datos técnicos

Datos de placa Motor

Número de polos	6
Factor de marcha	40 %
Potencia	7,7 kW
Tensión de red (D)	230 V
Tensión de red (Y)	400 V
Frecuencia	50 Hz
Corriente (D/Y)	34 A / 19,7 A
Velocidad de motor	935 min^{-1}
Temperatura ambiente máxima	-20 °C / 40 °C

Otros datos

Par nominal	79 Nm

Ilustración 21. Motor elevación-2 [14].

2.8 Reductor

A partir de las revoluciones de salida del motor de elevación y las revoluciones del tambor deseadas, se selecciona el reductor correspondiente del catálogo Demag. La elección depende de la potencia del motor de elevación que se ha calculado anteriormente, por ello, con estos datos se elige el siguiente reductor:

REDUCTOR

AUH 60 TS-B14.0-60-1-239

Producto básico

Tipo de reductor	A - Reductor plano
Ejecución de carcasa	U - Ejecución universal
Ejecución árbol de salida	H - Árbol macizo con chaveta
Tamaño de reductor	60
Número de escalones	T - de tres escalones
Tipo de accionamiento	S - Acoplamiento pesado
Código forma de construcción	B14.0
Código árbol de salida	60
Posición de la caja de bornas	1 - derecha
Relación de transmisión	239

Precio base Previa consulta

Características

Equipamiento

Capa de terminación (C2), acrílica con 2 componentes Color = Azul , RAL = 5009	Sin sobreprecio
Válvula de aireación, reductor Válvula de aireación, reductor	Sin sobreprecio
Gearbox-side coupling half including roller spider Acoplamiento H 2 N - 24	Previa consulta
Protección Protección de corta duración (1M)	Sin sobreprecio
Lubricante Aceite estándar	Sin sobreprecio
Intermediate flange for motor fitting con brida 250.5T Tamaño de motor KB 140	Previa consulta

Suma Características Previa consulta

Precio total Previa consulta

Configuración realizada por: SInternet,15/09/2018,13:07.17,Deutschland,0040004,01

Datos técnicos

Tamaño constructivo del motor	KB 140
Revoluciones eje de entrada	960 (6-pole with 50 Hz) min^{-1}
Revoluciones eje de salida	4 min^{-1}
Par eje de salida	2600 Nm
Potencia	1,1 kW
Temperatura ambiente máxima	-10 °C / 50 °C

Informaciones

CAD

Documentación

Descripción técnica

Resumen de precios

Precio total Previa consulta

Peso propio aprox.

Peso total 92 kg

Plazo

9 Días hábiles

Peso propio aprox.

Peso total 92 kg

Plazo

9 Días hábiles

Ilustración 22. Reductor [14].

2.9 Freno parada

Como se ha explicado en el Anexo II, nuestro motor viene con un freno cónico integrado, sin embargo no tiene por qué tenerlo, por ello se procede a diseñar un freno de parada o enclavamiento.

A partir de la potencia del motor de elevación en CV y sus revoluciones por minuto, determinamos el diámetro y anchura de la polea de freno a partir de:

Tabla 30 Diámetro de la polea de freno [5].

Polea de freno		Potencia del motor de elevación en CV. a n r.p.m.		
Diámetro (mm)	Anchura (mm)	$n = 570$	$n = 730$	$n = 960$
160	50	9	10	11
200	65	13	15	16
250	80	19	21	24
320	100	31	35	40
400	125	52	59	67
500	160	85	96	112
630	200	135	156	—
800	250	220	260	—

Como se observa en las especificaciones del motor, este tiene una potencia de 7.7 kW = 10.27 CV y una velocidad de 935 r.p.m.

De esta manera, interpolando los valores de la tabla se obtiene que la polea tiene un diámetro de D=160 mm y una anchura de h=50 mm.

A continuación calculamos el trabajo de despegue apertura del freno, ya que los electroimanes se dimensionan según el trabajo necesario para aflojar el freno mediante la fórmula:

$$A_D = \frac{vM\eta^2}{D\mu}\lambda$$

Siendo λ el aflojamiento de las zapatas en cm, el cual se obtiene de la Tabla 31, en función del diámetro de la polea:

Tabla 31. Recorrido de separación [5].

Diámetro de la polea de freno D	160-200-250	320-400-500	630-800
Recorrido de separación λ (cm)	0,1 a 0,15	0,15 a 0,20	0,18 a 0,25

Tomamos por tanto, λ=0.1.El coeficiente de fricción μ=0.45 para un ferodo de fibra, el rendimiento η=0.89 como se ha indicado anteriormente, v es un coeficiente de seguridad comprendido entre 2 y 3 para los frenos parada, se tomará v=2.5. Por último, M es el par nominal del motor según el cálculo:

$$M = 79000\frac{10.27}{935} = 867.63\ kg\ cm$$

$$A_D = \frac{v M \eta^2}{D\mu}\lambda = \frac{2.5 \cdot 867.63 \cdot 0.89^2}{16 \cdot 0.45}0.1 = 52.5\ kg\ cm$$

En consideración con el electroimán, se elige un trabajo efectivo superior en un 25%, por tanto A_D=1.25·52.5=65.63 kg cm, siendo este por tanto el trabajo efectivo de la carrera.

Con este trabajo de despegue se elige el electroimán de los catálogos de los fabricantes.

3. DISPOSITIVO DE TRASLACIÓN DEL CARRO

3.1 Ruedas del carro

Tanto ruedas como carriles son solicitados análogamente por la presión local a engranajes y rodamientos. Llamando D al diámetro de la rueda y (b-2r) a la anchura efectiva del carril, siendo “b” el ancho de la cabeza del carril y “r” el radio de redondeamiento. Conociendo los módulos de elasticidad de la rueda y el carril E_1 y E_2 respectivamente, además de la reacción de la rueda “P”, se calcula la presión “p” según la fórmula de Hertz:

$$p^2 = 0.35 \frac{P}{(b-2r)D} 2 \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

Sin embargo, siendo k un factor empírico, existe esta otra fórmula de uso más común:

$$k = \frac{P}{(b-2r)D}$$

Para calcular la presión de la rueda necesitamos el peso propio del carro, para ello acudimos a la siguiente Ilustración 23, del tomo II del libro “Aparatos de elevación y transporte” de Hellmut Ernst, donde se observa una estimación de este peso:

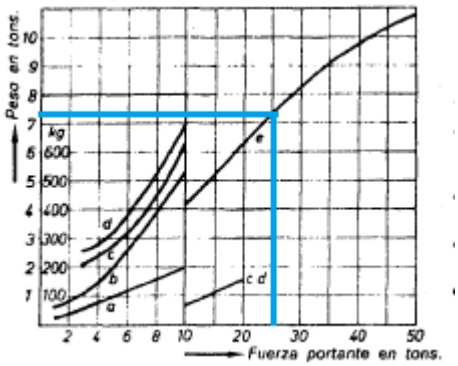


Ilustración 23. Pesos propios del carro [6].

Siendo nuestra fuerza portante 25 toneladas, observando la recta del carro “e”, se determina que el peso propio del carro será aproximadamente 7.2 toneladas. Considerando que la carga actúa aproximadamente centrada

respecto a las ruedas del carro, admitimos presiones iguales en cada rueda, por tanto la presión en cada rueda será:

$$P = \frac{25 + 7.2}{4} = 8.05\ toneladas$$

Conociendo las condiciones de servicio y el material de la rueda, se determinará el coeficiente k mediante la siguiente Tabla 32, lo cual nos permitirá determinar posteriormente el diámetro de la rueda conociendo las dimensiones del carril.

Tabla 32. Valores admisibles de k [5].

Plena carga	Frecuencia de utilización	Velocidad de traslación (m/mm)	Tipo de servicio	Valores admisibles de k		
				Acero moldeado 60 kg	Acero moldeado 60 kg temple al soplete	Ruedas de bandaje
raramente	rara	inferior a 60	ligero	70	80 ÷ 90	90
raramente	rara	superior a 60	normal	60	70 ÷ 80	80
raramente	elevada	inferior a 60				
frecuente	rara	inferior a 60				
raramente	elevada	superior a 60	semipesado	50	60 ÷ 70	70
frecuente	rara	superior a 60				
frecuente	elevada	inferior a 60				
frecuente	elevada	superior a 60	pesado	40	50 ÷ 60	60

Como se definió en la clasificación, el mecanismo de traslación del carro tiene una utilización ocasiona y un estado de carga ligero, adoptándolo a esta tabla, trabajará raramente a plena carga, con un tipo de servicio ligero inferior a 60 m/min. Por tanto, se obtiene k=70 kg/cm^2 para Stg 60.81 moldeado.

Para la elección del carril se acude a la tabla de carriles Burbach, según la DIN 536:

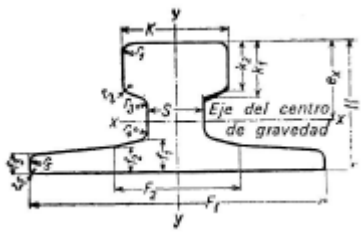


Ilustración 24. Esquema del carril del carro [5].

Carril Burbach n.º	Designación según DIN 536	Cotas principales H	F_1	F_2	K	S	f_1	f_2	f_3	k_1	k_2	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	Sección (cm^2)	Peso (kg/m)	I_x [a] (cm^4)	e_x [b] (cm)	W_x [c] (cm^3)	I_y [d] (cm^4)	W_y [e] (cm^3)
1	KS 22	55 ± 1	125	54	45	24	14,5	11	8	24	20	4	3	4	5	4	28,3	22,2	91	3,31	27,5	169	27,0
2	KS 32	65 ± 1	150	66	55	31	17,5	12,5	9	28,5	25	5	5	5	6	5	40,7	32,0	182	3,88	46,9	337	44,9
3	KS 43	75 ± 1	175	78	65	38	20	14	10	34	30	6	5	5	6	5	55,4	43,5	327	4,44	73,7	609	69,6
4	KS 56	85 ± 1	200	90	75	45	22	15,4	11	39,5	35	8	6	6	8	6	72,1	56,6	545	5,00	109	1010	101
	KS 75	95 ± 1,5	200	100	100	60	23	16,5	12	45,5	40	10	6	6	8	6	95,6	75,2	888	5,21	170	1360	136
	KS 101	105 ± 1,5	220	120	120	72	30	20	14	55,5	47,5	10	6	10	10	6	129,0	101,3	1420	05,70	249	2370	215

Material: Acero de $R = 60$ kg/mm² min. Longitudes normales: 4 a 12 metros; tolerancia en las longitudes ± 50 ó + 100 mm (indicar al pedido).

(a) Momento de inercia I_x; (b) Distancia del centro de gravedad e_x; (c) Módulo de resistencia $W_x = \frac{I}{v}$; (d) Momento de inercia I_y; (e) Módulo de resistencia $W_y = \frac{I}{v}$.

Ilustración 25. Dimensiones del carril del carro [5].

Se escoge el carril KS 22 DIN 536, destacando que K=b=45 mm y r_1=r=4 mm, por tanto:

$$k = \frac{P}{(b-2r)D};\ D = \frac{P}{(b-2r)k}$$

$$D = \frac{8050}{(4.5 - 2 \cdot 0.4)70} = 31.08\ cm$$

Este carril escogido KS 22 DIN 536 estará dispuesto sobre la viga cajón de 15 metros, del puente de la grúa como se explicará más adelante.

El dimensionamiento de las pestañas de las ruedas es muy importante, ya que sufren solicitaciones causadas por las fuerzas de guiado, las cuales suelen ser grandes y por ello están expuestas a un gran desgaste.

Observando la Ilustración 26, dimensionamos la rueda para cojinetes de bronce lisos según la DIN 15046.

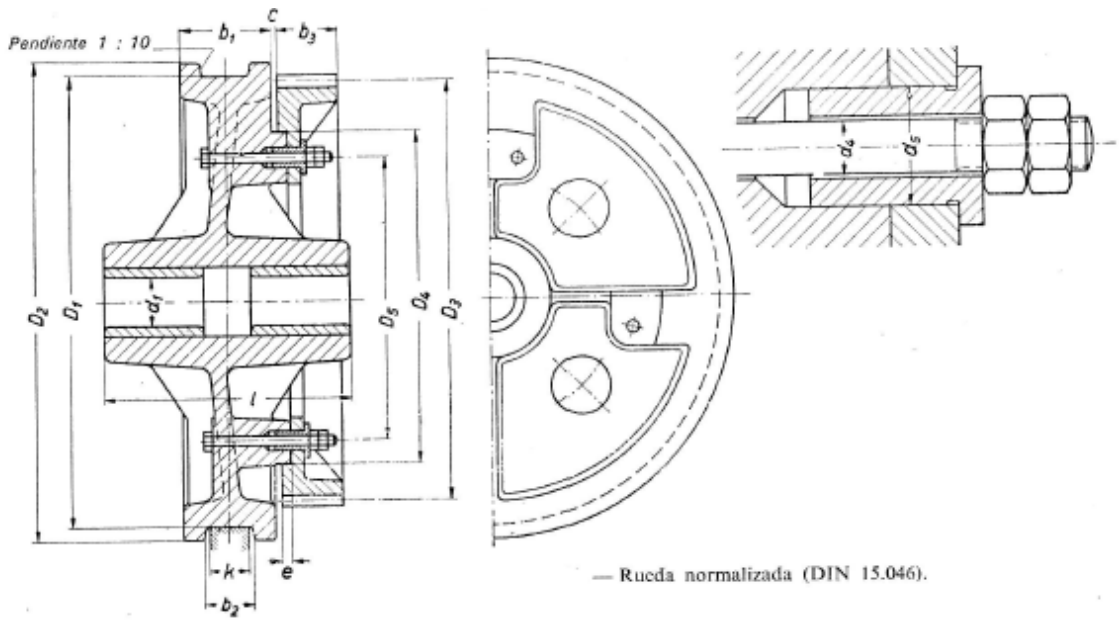


Ilustración 26. Esquema de rueda del carro [5].

Tabla 33. Dimensiones de rueda del carro [5].

Diámetro de la rueda D_1	Anchura del carril k			b_1	b_2 para la cota normal de k (**)	b_2	c	D_2	Corona				D_5
	DIN 536		DIN 5902						Número de dientes	Módulo	D_3	D_4	
	Cota normal	(*)											
200	45	55	—	95	55	40	15	230	40	5	200	160	125
250	45	55	—	95	55	50	15	280	50	5	250	200	155
320	45	55	—	95	55	60	15	350	52	6	312	270	225
400	55	65	58	110	65	65	15	440	50	8	400	320	260
									40	8	320	260	210
500	55	65	58	110	65	70	15	540	50	10	500	410	350
									42	10	420	350	290
630	65	75	67	130	75	80	20	680	62	10	620	530	470
									54	10	540	470	410
710	65	75	67	130	75	90	20	760	58	12	696	600	540
									50	12	600	510	450
800	75	100	67	160	85	100	20	850	66	12	792	680	620
									58	12	696	610	550
900	100	120	—	180	110	110	20	950	64	14	896	770	710
									56	14	784	680	620
1000	100	120	—	180	110	110	20	1050	70	14	980	870	780
									64	14	896	800	720
1120	120	—	—	200	135	125	25	1180	68	16	1088	980	890
									62	16	992	880	800
1250	120	—	—	200	135	125	25	1310	76	16	1216	1110	1020
									70	16	1120	1000	920
1440	120	—	—	200	135	140	25	1460	86	16	1376	1240	1140
									80	16	1280	1170	1080
1600	120	—	—	200	135	160	25	1660	88	18	1584	1440	1340
									82	18	1476	1350	1250

D_1	a_1	d_4	d_5	e	l	Tornillos	
						Número	Diámetro
200	45	14	30	5	220	4	12 *SI*
250	50	18	35	5	240	4	16 »
320	(60) 63	18	35	5	260	4	16 »
400	80	23	40	5	300	4	20 »
500	90	23	40	5	310	4	20 »
630	100	27	45	5	360	4	24 »
710	110	27	45	5	380	6	24 »
800	125	27	45	5	420	6	24 »
900	140	27	45	5	480	6	24 »
1000	160	33	55	5	480	6	30 »
1120	180	33	55	10	550	8	30 »
1250	200	33	55	10	550	8	30 »
1400	200	40	60	10	580	8	36 »
1600	220	40	60	10	620	8	36 »

Elegimos la rueda de diámetro D_1=320 mm, como se observa, las dimensiones de ésta cuadran con las del carril y como se ha explicado cumple que la anchura de las pestañas de la rueda b_2=55 mm a la anchura del carril k=45 mm.

3.2 Motor de traslación

Para escoger su potencia de régimen la fórmula cambia respecto al motor de elevación ya que tiene más condicionantes:

$$N_R = \frac{(G+Q)wv}{1000 \cdot 75\eta}$$

Siendo Q la plena carga en kg; G el peso propio del carro en kg; v la velocidad normal en m/s; w la resistencia a la rodadura en kg por tonelada y η el rendimiento mecánico.

En este caso Q=25000 kg, G=7200 kg, v=0.4 m/s, η=0.89 y la resistencia a rodadura se obtiene relacionándola con el diámetro de las ruedas del carro montadas sobre cojinetes de bronce como se dijo en el diseño de las ruedas, a través de:

Tabla 34. Resistencia a la rodadura [5].

Diámetro de la rueda (y del eje) (mm)		200 (55)	250 (60)	320 (70)	400 (80)	500 (90)	630 (100)	710 (110)	800 (125)	900 (140)	1000 (160)	1120 (180)	1250 (200)
w para ruedas sobre	cojinetes de bronce .	27	23	21	18,5	16,5	14,5	14	14	14	14	14	14
	rodamientos	5,5	4,5	3,5	3,0	2,5	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	1,0	1,0

Siendo por tanto w=21 kg/T resulta:

$$N_R = \frac{(G+Q)wv}{1000 \cdot 75\eta} = \frac{(25000+7200) \cdot 21 \cdot 0.4}{1000 \cdot 75 \cdot 0.89} = 4.05\ CV = 3.04\ kW$$

Todas los condicionantes necesarios a tener en cuenta para la elección del motor explicados en el motor de elevación son aplicables también para este motor de traslación, con la diferencia de que en este caso la influencia del trabajo de aceleración no es despreciable.

Para ello se calcula la potencia de aceleración necesaria para acelerar el carro en un tiempo t_a=2 segundos hasta la velocidad de régimen. Para ello admitimos un par de arranque constante, por tanto dicha potencia que alcanza su valor máximo en el momento del arranque será:

$$N_A = \frac{G+Q}{g}\frac{v}{t_a}\frac{v}{75\eta}\beta$$

Siendo β un coeficiente que considera las masas en rotación situado entre 1.1 y 1.2, se toma β=1.2. Por tanto:

$$N_A = \frac{G+Q}{g}\frac{v}{t_a}\frac{v}{75\eta}\beta = \frac{(25000+7500)\cdot 0.4^2}{9.81\cdot 2\cdot 75\cdot 0.89}\cdot 1.2 = 4.72\ CV = 3.54\ kW$$

Como la potencia es proporcional al par, la potencia nominal necesaria será:

$$N_{nom} = \frac{N_A+N_R}{1.7}\ a\ \frac{N_A+N_R}{2.0}$$

En nuestro caso:

$$N_{nom} = \frac{N_A+N_R}{1.8} = \frac{4.72+4.05}{1.8} = 4.87\ CV = 3.65\ kW$$

A continuación calculamos para un tiempo de frenado de 2 segundos su potencia térmica:

$$N_f = (N_A - N_R)\eta^2 = (4.72-4.05)0.89^2 = 0.53\ CV = 0.4\ kW$$

Durante los periodos de arranque y frenado, bajo la hipótesis de que la aceleración y deceleración serán constantes, la velocidad será la mitad, por tanto en este periodo el carro se moverá:

$$\left(t_a + t_f\right)\frac{v}{2} = 4\frac{0.4}{2} = 0.8\,m$$

Observando el ciclo definido, tomando como carrera media 10 m, restarán entonces 9.2 m por recorrer. Siendo por tanto el tiempo de marcha en régimen:

$$t_1 = \frac{9.2}{0.4} = 23\ s$$

Por tanto la duración de la traslación será t=2+23+2=27 segundos.

Siendo por tanto el tiempo para un ciclo T=2·27=54 segundos.

Los tiempos de arranque pese no haberlos tenido en cuenta a la hora de diseñar el ciclo, debido a su escasa duración, se incluye en los 300 segundos de preparación.

Calculamos ahora el factor de marcha:

$$E.D.(\%) = \frac{54}{683} \cdot 100 = 7.9\,\% \approx 8\%$$

Se calcula ahora la potencia térmica equivalente, debido a que el movimiento a plena carga está compuesta por el periodo de arranque, con una potencia de N_A + N_R, el tiempo de marcha en régimen t_1 que se ha definido con la potencia N_R y por último el tiempo de frenado eléctrico con potencia N_F.

$$N_{mt} = \sqrt{\frac{(N_A + N_R)^2 t_a + N_R^2 t_1 + N_F^2 t_f}{t}}\ ;$$

$$N_{mt} = \sqrt{\frac{(4.72 + 4.05)^2 \cdot 2 + 4.05^2 \cdot 23 + 0.53^2 \cdot 2}{27}} = 4.44\ CV = 3.33\ kW$$

En este caso la carga relativa para la traslación de los carros de ganchos es de 0.65 a 0.75, se tomará M_r=0.75, por tanto se interpola los valores de la Tabla 29, que se observa la elección del motor de elevación.

Se determina r=0.795.

Con lo cual concluimos:

$$N_t = r \cdot N_{mt} = 0.795 \cdot 4.44 = 3.53\ CV = 2.65\ kW$$

Por tanto un motor de 4.87 CV será suficiente sin sufrir un calentamiento superior a lo normal, ya que N_{nom} > N_t. Siendo 4.87 CV=3.65 kW

Para elegir el motor en el catálogo, se calcula la potencia para un factor de marcha de 15 y 40%, ya que son los factores de marcha que facilitan en el catálogo.

$$\frac{N_{15}}{N_8} = \frac{\sqrt{8}}{\sqrt{15}}; N_{15} = 3.65\frac{\sqrt{8}}{\sqrt{15}} = 2.67\ kW$$

$$\frac{N_{40}}{N_8} = \frac{\sqrt{8}}{\sqrt{40}}; N_{15} = 3.65\frac{\sqrt{8}}{\sqrt{40}} = 1.63\ kW$$

Por tanto para un ED=15%, se necesitará un motor de 2.67 kW y para un ED=40%, un motor de 1.63 kW.

Finalmente se escoge el catálogo de Demag, un motor de 1.9 kW y ED=40%, en concreto el motor KBF 125 A 4 B5 1, cuyas principales características son:

Login Mis productos

MOTOR

KBF 125 A 4 B5 1

400 V, 50 Hz, 40 °C, 40 %

Producto básico

Tipo de motor	K - Motor de rotor cónico
Ejecución del motor	B - con freno
Aplicación del motor	F - Motor de traslación
Tamaño	125
Graduación de potencia	A
Número de polos	4
Freno	Freno cónico
Código forma de construcción	B5
Posición de la caja de bornas	1 - derecha

Precio base **Previa consulta**

Características

Incluido en el precio básico

- Tipo testero B5
- Final del eje del motor Final del eje del acoplamiento

Equipamiento

Capa de terminación (C2), acrílica con 2 componentes Color = Azul , RAL = 5009	Sin sobreprecio
con brida A300	Sin sobreprecio
Protección Protección de corta duración (1M)	Sin sobreprecio
Grado de protección IP 54	Sin sobreprecio
Clase térmica Aislamiento según clase térmica F	Sin sobreprecio

Precio total **Previa consulta**

Configuración realizada por: $Internet,02/09/2018,22:06.56,Deutschland,0040004,01

Informaciones

CAD

Documentación

Diagramas

Descripción técnica

Resumen de precios

Precio total Previa consulta

Peso propio aprox.

Peso total 48 kg

Plazo

16 Días hábiles

Ilustración 27. Motor traslación carro-1 [14].

Datos técnicos

Datos de placa Motor

Número de polos	4
Factor de marcha	40 %
Potencia	1,9 kW
Tensión de red (D)	230 V
Tensión de red (Y)	400 V
Frecuencia	50 Hz
Corriente (D/Y)	7,1 A / 4,1 A
Velocidad de motor	1380 min^{-1}
Temperatura ambiente máxima	-20 °C / 40 °C

Otros datos

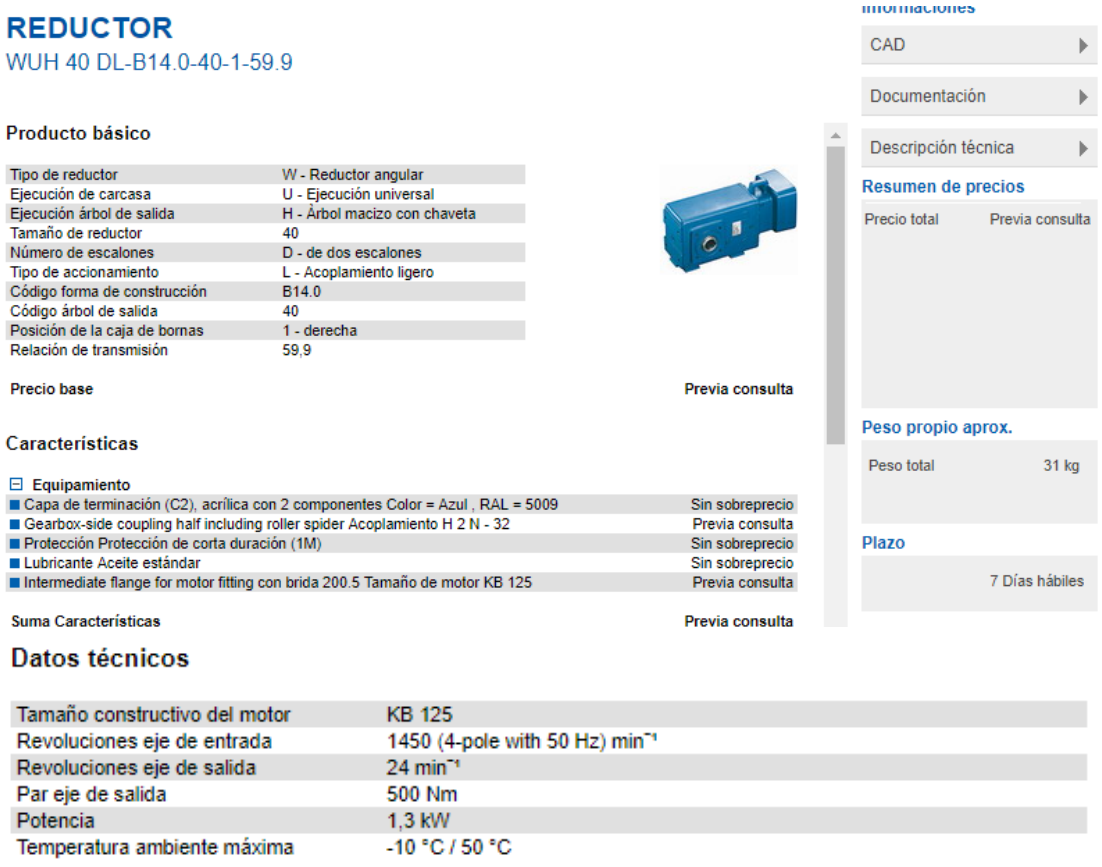
Par nominal	13,1 Nm

Ilustración 28. Motor traslación carro-2 [14].

El motor tiene integrado un freno cónico, al igual que el motor de elevación

3.3 Reductor

A partir de las revoluciones por minuto (r.p.m.) de salida del motor de traslación del carro y las r.p.m. deseadas de las ruedas, dado que se conoce su velocidad lineal y el diámetro de las ruedas, se obtiene su velocidad angular en r.p.m. fácilmente dividiendo la velocidad lineal entre el radio de las ruedas y los radianes por minuto obtenidos los pasamos a revoluciones ya que 2π radianes es una revolución.
Con estos datos y la potencia del motor se selecciona el reductor del catálogo Demag.



REDUCTOR
WUH 40 DL-B14.0-40-1-59.9

Producto básico

Tipo de reductor	W - Reductor angular
Ejecución de carcasa	U - Ejecución universal
Ejecución árbol de salida	H - Árbol macizo con chaveta
Tamaño de reductor	40
Número de escalones	D - de dos escalones
Tipo de accionamiento	L - Acoplamiento ligero
Código forma de construcción	B14.0
Código árbol de salida	40
Posición de la caja de bornas	1 - derecha
Relación de transmisión	59,9

Precio base — Previa consulta

Características

Equipamiento

Capa de terminación (C2), acrílica con 2 componentes Color = Azul , RAL = 5009	Sin sobreprecio
Gearbox-side coupling half including roller spider Acoplamiento H 2 N - 32	Previa consulta
Protección Protección de corta duración (1M)	Sin sobreprecio
Lubricante Aceite estándar	Sin sobreprecio
Intermediate flange for motor fitting con brida 200.5 Tamaño de motor KB 125	Previa consulta

Suma Características — Previa consulta

Datos técnicos

Tamaño constructivo del motor	KB 125
Revoluciones eje de entrada	1450 (4-pole with 50 Hz) min⁻¹
Revoluciones eje de salida	24 min⁻¹
Par eje de salida	500 Nm
Potencia	1,3 kW
Temperatura ambiente máxima	-10 °C / 50 °C

Informaciones
CAD
Documentación
Descripción técnica
Resumen de precios
Precio total — Previa consulta
Peso propio aprox.
Peso total — 31 kg
Plazo
7 Días hábiles

Ilustración 29. Reductor [14].

3.4 Carro

Se procede teniendo en cuenta las principales fuerzas debidas a la carga y pesos propios de los mecanismos de elevación y traslación y las vigas necesarias para la transmisión de ellas a las ruedas del carro.

La distancia de separación entre los ejes de las ruedas será $a_1 = 2.1$ metros.

De esta forma se logra un esquema del bastidor simplificado:

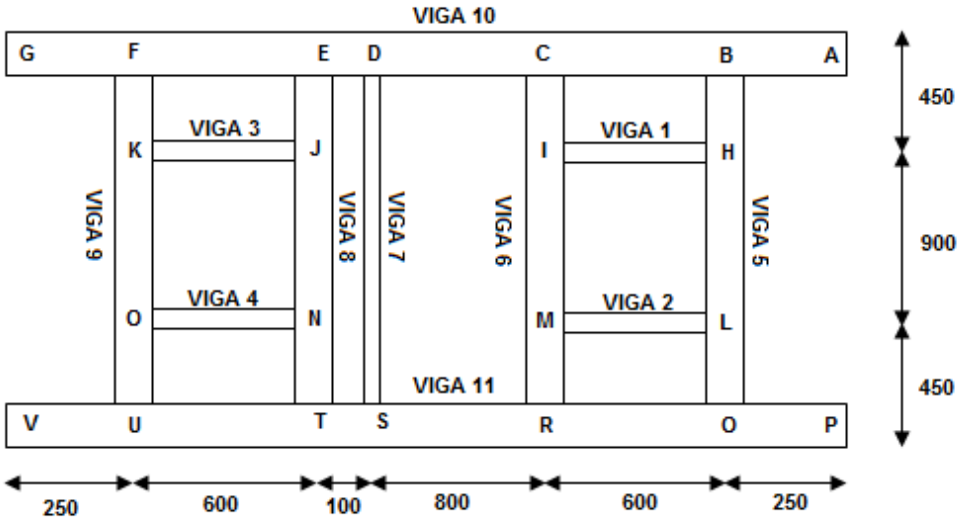


Ilustración 30. Esquema de la disposición del carro del puente

Tabla 35. Dimensiones carro

VIGA	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
mm	600	600	600	600	1800	1800	1800	1800	1800	2600	2600

Se supone que cada viga se encuentra simplemente apoyada, considerando estas fuerzas de apoyo de una viga, como cargas sobre otra viga, se determinarán las fuerzas que actúan en cada viga avanzando de una viga a otra. Se debe tener en cuenta que las solicitaciones son aproximaciones, por ello se utilizará un coeficiente de mayoración de 2 a la hora de la elección de las vigas.

Para hacerse una idea, una aproximación de la disposición de los elementos en el carro sería:

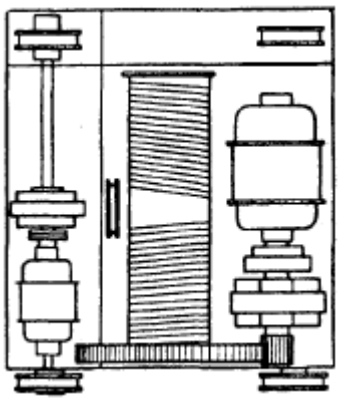


Ilustración 31 Disposición elementos del carro [6].

VIGA 1-2: Sobre ellas va montado el mecanismo de elevación, a excepción del tambor, es decir, el motor de elevación, reductor freno y todo lo necesario para su funcionamiento. Para todo ello estimamos un peso de 500 kg.

Ilustración 32. Viga 1-2

$$R_{elev} = \frac{500}{2} = 250\ kg$$

$$\Sigma M_I = 0 \rightarrow 250 \cdot 300 - R_H \cdot 600 = 0 \rightarrow R_H = 125\ kg$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_I + R_H = R_{elev} \rightarrow R_I = 125\ kg$$

Por tanto:

$$R_I = R_H = R_M = R_L = 125\ kg$$

VIGA 3-4: Sobre ellas va montado el mecanismo de traslación, encargado de accionar las ruedas motoras. Estimamos su peso en 300 kg.

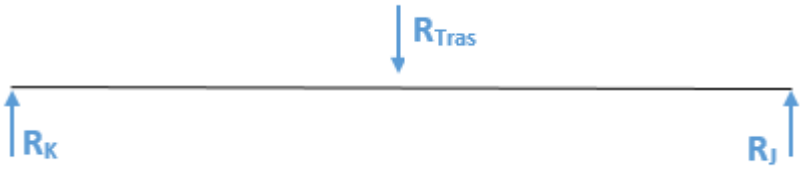


Ilustración 33. Viga 3-4

$$R_{tras} = \frac{300}{2} = 150\ kg$$

$$\Sigma M_K = 0 \rightarrow 150 \cdot 300 - R_J \cdot 600 = 0 \rightarrow R_J = 75\ kg$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_K + R_J = R_{tras} \rightarrow R_I = 75\ kg$$

Por tanto:

$$R_J = R_K = R_N = R_O = 75\ kg$$

VIGA 5-6:

Ilustración 34. Viga 5-6

$$\Sigma M_B = 0 \rightarrow R_H L_{HB} + R_L L_{LB} - R_Q \cdot 1800 = 0;\ siendo\ L_{HB} = 450\ y\ L_{LB} = 1350$$

$$125 \cdot 450 + 125 \cdot 1350 - R_Q \cdot 1800 = 0 \rightarrow R_Q = 125\ kg$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_B + R_Q = R_H + R_L \rightarrow R_B = 125\ kg$$

Por tanto:

$$R_B = R_Q = R_C = R_R = 125\ kg$$

VIGA 7-8-9: Sobre las vigas 7 y 8, va apoyada la polea de compensación, la cual soporta la tensión de dos ramales de cable, 2·S=2·6370=12740 kg.

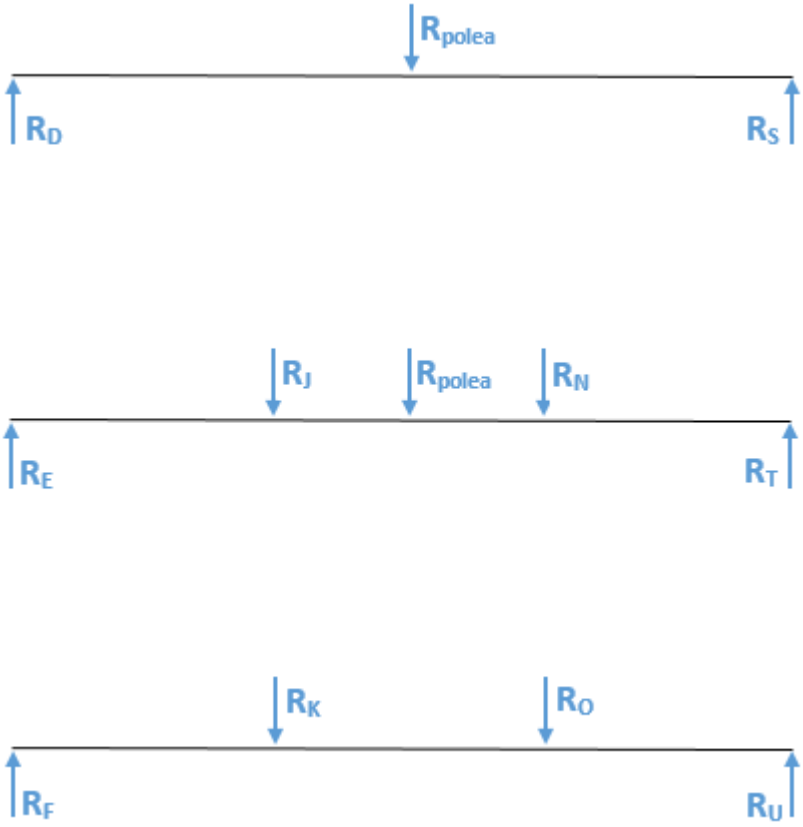


Ilustración 35. Viga 7-8-9

$$R_{polea} = \frac{2S}{2} = 6370\ kg$$

$$\Sigma M_D = 0 \rightarrow 6370 \cdot 900 - R_S \cdot 1800 = 0 \rightarrow R_S = 3185\ kg$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_D + R_S = R_{polea} \rightarrow R_D = 3185\ kg$$

Por tanto:

$$R_S = R_D = 3185\ kg$$

$$\Sigma M_E = 0 \rightarrow R_J L_{JE} + R_{polea} \cdot 900 + R_N L_{NE} - R_T \cdot 1800 = 0$$

$$75 \cdot 450 + 6370 \cdot 900 + 75 \cdot 1350 - R_T \cdot 1800 = 0 \rightarrow R_T = 3260\ kg$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_E + R_T = R_J + R_{polea} + R_N \rightarrow R_E = 3260\ kg$$

Por tanto:

$$R_T = R_E = 3260\ kg$$

$$\Sigma M_F = 0 \rightarrow R_K \cdot 450 + R_O \cdot 1350 - R_U \cdot 1800 = 0 \rightarrow R_U = 75\ kg$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_F = R_U = 75\ kg$$

VIGA 10-11: Sobre ellas además de las reacciones del resto de vigas se apoya el tambor, que al igual que la poleas soporta 2·S=12740 kg. A este peso proveniente de los 2 ramales se debe sumar el peso del propio tambor y del cable, los cuales serán despreciables en comparación. Por tanto debido a nuestra aproximación y para lograr una mayor seguridad, se estima un peso de 15000 kg.

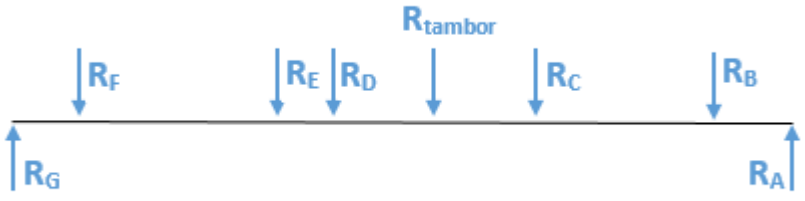


Ilustración 36. Viga 10-11

$$R_{tambor} = \frac{15000}{2} = 7500\ kg$$

$$\Sigma M_G = 0 \rightarrow R_F L_{FG} + R_E L_{EG} + R_D L_{DG} + R_{tambor} 1350 + R_C L_{CG} + R_B L_{BG} - R_A 1800 = 0$$

$$75 \cdot 250 + 3260 \cdot 850 + 3185 \cdot 950 + 7500 \cdot 1350 + 125 \cdot 1750 + 125 \cdot 2350 -$$

$$-R_A \cdot 2600 = 0 \rightarrow R_A = 6328.08\, kg$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_G + R_A = R_F + R_E + R_D + R_{tambor} + R_C + R_B \rightarrow R_G = 7941.92\, kg$$

Por simetría:

$$R_A = R_P = 6328.08\, kg$$

$$R_G = R_V = 7941.92\, kg$$

A continuación se elegirán los perfiles de las vigas Ilustración 37 como se ve en la Tabla 36, para ello se obtienen los datos del prontuario de ingeniería civil (http://prontuarios.info/perfiles/UPN). Resultando:

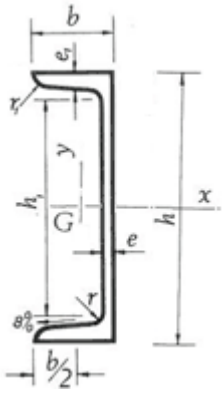


Ilustración 37. Esquema de la sección de vigas del carro [15].

Tabla 36. Dimensiones de las vigas del carro

							Elegido	
ID	L	Mk	Md	Md	σ adm	Wnec	Perfil	Wperfil
	m	kg·m	kg·m	kN·m	MPa	cm^3		cm^3
1	0,6	37,5	75	0,75	261	2,87	UPN 80	26,5
2	0,6	37,5	75	0,75	261	2,87	UPN 80	26,5
3	0,6	22,5	45	0,45	261	1,72	UPN 80	26,5
4	0,6	22,5	45	0,45	261	1,72	UPN 80	26,5
5	1,8	56,25	112,5	1,125	261	4,31	UPN 80	26,5
6	1,8	56,25	112,5	1,125	261	4,31	UPN 80	26,5
7	1,8	2866,5	5733	57,33	261	219,66	UPN 220	245
8	1,8	2900,25	5800,5	58,005	261	222,24	UPN 220	245
9	1,8	33,75	67,5	0,675	261	2,59	UPN 80	26,5
10	2,6	7735	15470	154,7	261	592,72	UPN 320	679
11	2,6	7735	15470	154,7	261	592,72	UPN 320	679

Para ello se ha calculado el momento máximo de cada viga según las reacciones calculadas, se ha aplicado el coeficiente de mayoración de 2 y cambiamos de kg a kN, a continuación se obtiene:

$$W(cm^3) = \frac{M_d}{\sigma_{adm} \cdot 1000} \cdot 10^6$$

Según esto, seleccionamos el perfil UPN comparándolo con su W.

4. DISPOSITIVO DE TRASLACIÓN DEL PUENTE

4.1 Viga principal

Para realizar el diseño de la viga principal del puente se utiliza la DIN 120 [36].

Para comenzar, se adaptará a la clasificación UNE del mecanismo de traslación de la grúa a la nomenclatura DIN según:

Grupo	Tiempo de servicio específico	Carga específica	Impactos
I	pequeño	pequeño	normal
II	grande pequeño pequeño	pequeño grande pequeño	normal normal fuerte
III	grande grande pequeño	grande pequeño grande	normal fuerte fuerte
IV	grande	grande	fuerte

Ilustración 38. Clasificación de la máquina [5].

En nuestro caso el tiempo de servicio específico durante el día será pequeño, su carga será grande y los impactos normales, por ello se incluye la máquina el en grupo III.

Esta clasificación nos permite determinar el coeficiente de mayoración, en nuestro caso Ψ=1.4 según la tabla:

Grupo	Coeficiente de mayoración ψ
I	1,2
II	1,4
III	1,6
IV	1,9

Ilustración 39. Coeficientes de mayoración [5].

Además a partir de la velocidad de traslación, v=0.4 m/s se determina el coeficiente de choque con ayuda de la tabla:

Velocidad de traslación (m/s)		Coeficientes de choque φ
Carril con juntas normales	Carril sin juntas o con juntas soldadas	
$\leq 1{,}0$ $> 1{,}0$	$\leq 1{,}5$ $> 1{,}5$	1,1 1,2

Ilustración 40. Coeficientes de choque [5].

Para nuestra máquina φ=1.1.

A continuación, se determina la flecha admisible de la viga, la cual no debe superar la luz de la viga entre 750:

$$f_{adm} = \frac{L}{750} = \frac{15}{750} = 0.02\ m = 2\ cm$$

Recordamos que sobre las vigas principales del puente se sitúan los carriles sobre los que circula el carro.

Dicho peso se reparte entre las 4 ruedas del carro como se ha explicado en el apartado del diseño de estas ruedas, las cuales están sometidas a una presión de 8050 kg que transmitirán a su vez a la viga principal.

Para el diseño de esta viga es fundamental elegir el perfil adecuado, ya que su geometría establecerá en gran parte la resistencia y estabilidad de la máquina. Dicho perfil debe ser capaz de resistir el pandeo al que puede someterse la viga y tener unas almas fuertes que soporten los esfuerzos tangenciales a los que puede someterse el puente.

La viga principal es la parte más grande de toda la estructura de la grúa y la que está sometida a mayores esfuerzos, principalmente momentos flectores, por ello el perfil debe cumplir estrictamente con las necesidades de rigidez y resistencia.

El momento de inercia mínimamente necesario será:

$$I_{nec} = I_{xx} = \frac{2PL^3}{48Ef} = \frac{2 \cdot 8050 \cdot 1500^3}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 2} = 269531.25\ cm^4$$

En el mercado existen numerosos perfiles con sus propias características que los hacen apropiados para distintas situaciones. Unos de los más comunes son:

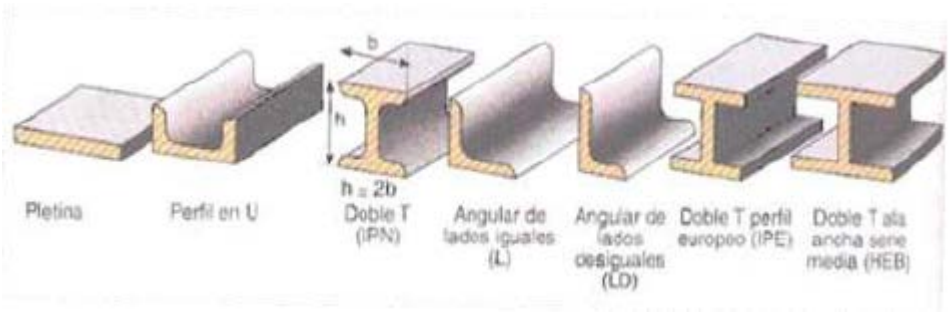


Ilustración 41. Perfiles habituales de vigas [16].

Para la elección del perfil acudimos al fabricante Acindar y observamos que los perfiles IPE, IPB y/o IPBL no cumplen con las necesidades de inercia.

Debido a que no se ha encontrado un perfil que cumpla nuestras especificaciones se opta por diseñarlo mediante un perfil laminado soldado, conocido como perfil de doble alma o viga cajón (Ilustración 42).

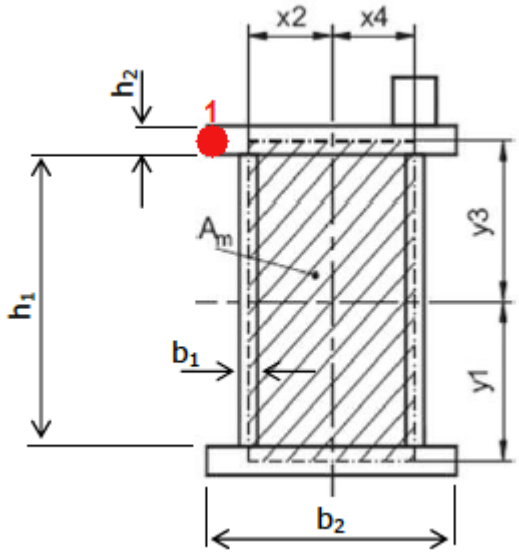


Ilustración 42. Sección viga cajón

Para el dimensionamiento optamos por guiarnos con el catálogo de Acindar para los espesores de las planchuelas laminadas que conforman la viga.

Inicialmente tomamos las medidas b_1=15.9 mm, b_2=400 mm, h_1=800 mm y h_2=25.4 mm.

Siendo x2=x4 las distancias al eje Y 150 mm y siendo y1=y3 las distancias al eje X 412.7 cm.

Una vez dimensionada la viga cajón, se debe estimar su peso por centímetro de la viga, para ello primero se calcula el área de la sección de las planchuelas. Para ello las numeramos:

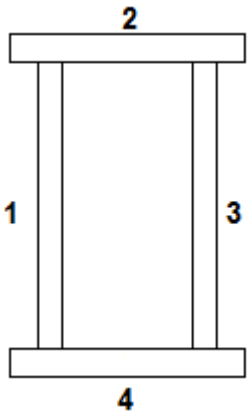


Ilustración 43. Planchuelas viga cajón

$$A_T = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$

Siendo:

$$A_1 = A_3 \; y \; A_2 = A_4$$

$$A_1 = h_1 \cdot b_1 = 127.2 \; cm^2$$

$$A_2 = h_2 \cdot b_2 = 101.6 \; cm^2$$

Por tanto:

$$A_T = 2A_1 + 2A_2 = 457.6 \; cm^2$$

La densidad del acero es ρ_{ac}=0.00785 kg/cm^2.

Por tanto el peso por centímetro de la viga será:

$$q = A_T \cdot \rho_{ac} = 3.59 \; kg/cm^2$$

El siguiente paso será calcular el momento de inercia de la sección:

$$I_X = I_{X1} + I_{X2} + I_{X3} + I_{X4}$$

Siendo:

$$I_{X1} = I_{X3} \ y \ I_{X2} = I_{X4}$$

$$I_{X1} = \frac{1}{12} b_1 h_1^3 = \frac{1}{12} \cdot 1.59 \cdot 80^3 = 67840 cm^4$$

$$I_{X2} = \frac{1}{12} b_2 h_2^3 + A_2 \left(\frac{h_1 + h_2}{2} \right)^2 = \frac{1}{12} \cdot 40 \cdot 2.54^3 + 101.6 \left(\frac{82.54}{2} \right)^2 = 173101.05 cm^4$$

Por tanto:

$$I_X = 484882.1 \ cm^4$$

De la misma forma:

$$I_Y = I_{Y1} + I_{Y2} + I_{Y3} + I_{Y4}$$

$$I_{Y1} = I_{Y3} \ y \ I_{Y2} = I_{Y4}$$

$$I_{Y1} = \frac{1}{12} h_1 b_1^3 + A_1 \cdot X_2^2 = \frac{1}{12} \cdot 80 \cdot 1.59^3 + 127.2 \cdot 15^2 = 28646.8 cm^4$$

$$I_{Y2} = \frac{1}{12} h_2 b_2^3 = \frac{1}{12} \cdot 2.54 \cdot 40^3 = 13546.67 cm^4$$

Por tanto:

$$I_Y = 84386.94 \ cm^4$$

De esta manera se verifica que:

$$I_{nec} = 269531.25 \ cm^4 \ll 481882.1 \ cm^4 = I_X$$

Es decir, la viga cajón supera la inercia necesaria.

Una vez que se tiene la viga dimensionada, se procede al cálculo de sus cargas estáticas y momentos.

Se calcula el momento de flexión sufrido por la viga cajón debido a su propio peso.

$$M_{g1} = \frac{q \cdot L^2}{8} = \frac{3.59 \cdot 1500^2}{8} = 10098687.5 \ kg \cdot cm$$

El momento de flexión ocasionado por la carga móvil del carro. En esta situación se recuerda que las cargas son debidas al peso del carro y serán las mismas que sufren las ruedas de este, por tanto ambas serán iguales, denominándolas como “P”. Por tanto se deben estudiar en su posición más desfavorable, la cual se produce cuando la primera carga pasa por el centro de la viga a una distancia $a_1/4$, siendo “a_1” la distancia entre las ruedas del carro.

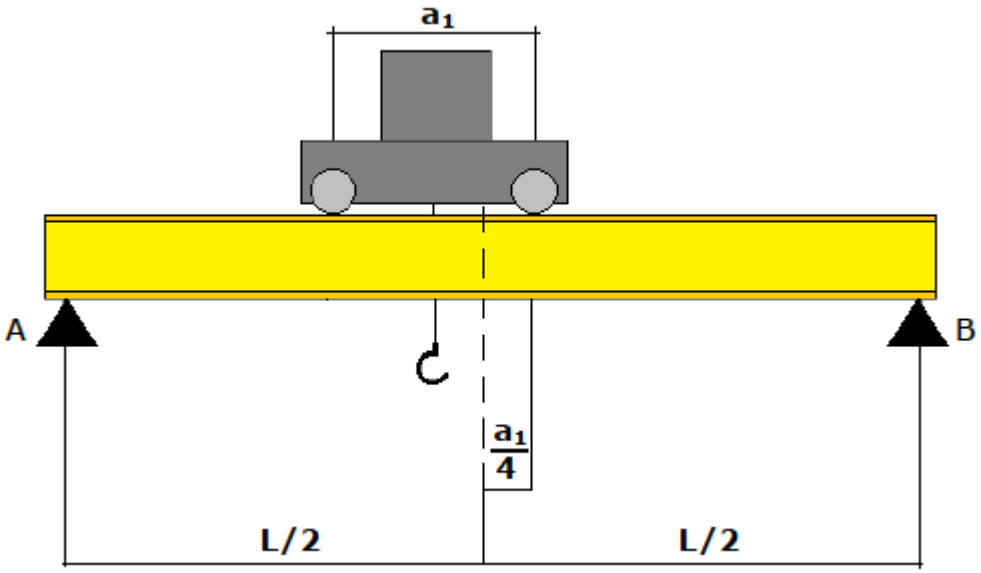


Ilustración 44. Posición momento máximo.

$$máx M_p = \frac{P\left(l - \frac{a_1}{2}\right)^2}{2l} = 8050 \cdot \frac{\left(1500 - \frac{210}{2}\right)^2}{2 \cdot 1500} = 5221833.75\ kg \cdot cm$$

Siguiendo la DIN 120 [36], además de estas dos fuerzas se debe tener en cuenta las fuerzas de frenado, para ello se admite 1/7 de la carga de las ruedas frenadas, siendo la fuerza por rueda:

$$P' = \frac{P}{14}$$

De esta forma el momento debido al peso propio queda determinado como:

$$M'_{g1} = \frac{M_{g1}}{14} = 72120.54\ kg \cdot cm$$

Y el debido al momento de flexión horizontal:

$$máxM'_p = \frac{máxM_p}{14} = 372988.125\ kg \cdot cm$$

Una vez hecho esto se determinarán los módulos resistentes referidos a los puntos más desfavorables de la viga principal, este punto será el punto 1, como se ve en la Ilustración 42.

$$W_X = \frac{I_X}{h_2 + \frac{h_1}{2}} = \frac{481882}{2.54 + \frac{80}{2}} = 11327.74\ cm^3$$

$$W_Y = \frac{I_Y}{\frac{b_2}{2}} = \frac{84386.94}{\frac{40}{2}} = 4219.35\ cm^3$$

Las tensiones admisibles del acero:

Tabla 37. Sigma del acero [16].

Tensión \ Acero	SAE 1010
$\sigma_{adm\ I}$	$1200[kg/cm^2]$
$\sigma_{adm\ II}$	$1400[kg/cm^2]$

Siendo el caso I, aquel en el que no se tiene en cuenta el frenado y el caso II en que sí. En ambos caso la solicitación total deberá ser menor que la admisible. Para ello se tendrán en cuenta los coeficientes de choque y de mayoración.

$$\sigma_I = \frac{\psi M_p + \varphi M_{g1}}{W_X} = \frac{1.4 \cdot 5221833.75 + 1.1 \cdot 1009687.5}{11327.74} = 743.42\ kg/cm^3$$

Como se ve:

$$\sigma_I = 743.42\ kg/cm^3 < 1200\ kg/cm^3$$

Por lo tanto se cumple la condición.

Esta vez teniendo en cuenta el frenado:

$$\sigma_{II} = \frac{\psi M_p + \varphi M_{g1}}{W_X} + \frac{M'_p + M'_{g1}}{W_Y} = 743.42 + \frac{372988.125 + 72120.54}{4219.35}$$
$$= 848.91 kg/cm^3$$

Como se ve:

$$\sigma_{II} = 848.91\ kg/cm^3 < 1400\ kg/cm^3$$

Por lo tanto también se cumple la condición para este otro caso.

Por último se comprueba que la flecha es menor a la admisible calculada al inicio del cálculo. Para ello se denomina flecha f_1 a la provocada por las cargas móviles y f_2 a la provocada por el peso propio de la viga. La suma de las 2 como dijimos debe ser menor a la luz dividida entre 750.

$$f_1 \approx \frac{2PL^3}{48EI_X}; \quad f_2 \approx \frac{5qL^4}{384EI_X}$$

$$f_T = f_1 + f_2$$

$$f_T = \frac{2 \cdot 8050 \cdot 1500^3}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 481882.1} + \frac{5 \cdot 3.59 \cdot 1500^4}{384 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 481882.1} = 1.65\ cm$$

Se observa:

$$f_T = 1.35\ cm < f_{adm} = 2cm$$

De esta forma concluimos que la viga cajón diseñada es adecuada para el puente.

Como se sabe el puente constará de dos de estas vigas idénticas, separadas 1.8 metros.

4.2 Carril del carro

Se recuerda que sobre los 15 metros de la viga cajón irá dispuesto el carril KS 22 DIN 536 de dimensiones:

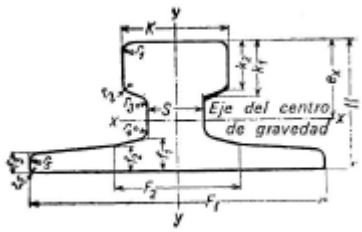


Ilustración 45. Esquema del carril de la viga cajón [5].

Carril Burbach n.º	Designación según DIN 536	Cotas principales H	F_1	F_2	K	S	f_1	f_2	f_3	k_1	k_2	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	Sección (cm^2)	Peso (kg/m)	I_x [a] (cm^4)	e_x [b] (cm)	W_x [c] (cm^3)	I_y [d] (cm^4)	W_y [e] (cm^3)
1	KS 22	55 ± 1	125	54	45	24	14,5	11	8	24	20	4	3	4	5	4	28,3	22,2	91	3,31	27,5	169	27,0
2	KS 32	65 ± 1	150	66	55	31	17,5	12,5	9	28,5	25	5	5	5	6	5	40,7	32,0	182	3,88	46,9	337	44,9
3	KS 43	75 ± 1	175	78	65	38	20	14	10	34	30	6	5	5	6	5	55,4	43,5	327	4,44	73,7	609	69,6
4	KS 56	85 ± 1	200	90	75	45	22	15,4	11	39,5	35	8	6	6	8	6	72,1	56,6	545	5,00	109	1010	101
	KS 75	95 ± 1,5	200	100	100	60	23	16,5	12	45,5	40	10	6	6	8	6	95,6	75,2	888	5,21	170	1360	136
	KS 101	105 ± 1,5	220	120	120	72	30	20	14	55,5	47,5	10	6	10	10	6	129,0	101,3	1420	05,70	249	2370	215

Material: Acero de $R = 60$ kg/mm² min. Longitudes normales: 4 a 12 metros; tolerancia en las longitudes ± 50 ó + 100 mm (indicar al pedido).

(a) Momento de inercia I_x; (b) Distancia del centro de gravedad e_x; (c) Módulo de resistencia $W_x = \frac{I}{v}$; (d) Momento de inercia I_y; (e) Módulo de resistencia $W_y = \frac{I}{v}$.

Ilustración 46. Dimensiones del carril de la viga cajón [5].

4.3 Viga testera

La viga principal estará simplemente apoyada sobre las vigas testeras (Ilustración 47), siendo esta la solución más simple, en ocasiones en las que el espacio superior al puente es reducido, se opta por empotrarlas en las vigas testeras o incluso suspender a la viga principal de la testera.

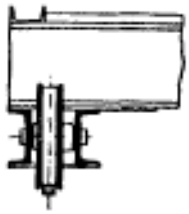


Ilustración 47. Apoyo de la viga cajón sobre el testero [6].

La viga testera la se determina por catálogo, como se explicará a continuación se hará con la elección del diámetro de la rueda en función de la luz y carga del puente. Con estos datos se elegirá un testero fijándonos en la medida de separación delas vigas principales, a continuación se procederá al cálculo del diámetro de las ruedas para comprobar la elección.

Para ello se han elegido dos opciones y finalmente se ha optado por la mejor opción, para ello se ha recurrido a una tabla Excel. A continuación se explicará dicho proceso.

Para la elección de los testeros recurrimos al catálogo de testero de la empresa GH.

Se debe elegir el diámetro de la rueda en función de la carga y luz del puente:

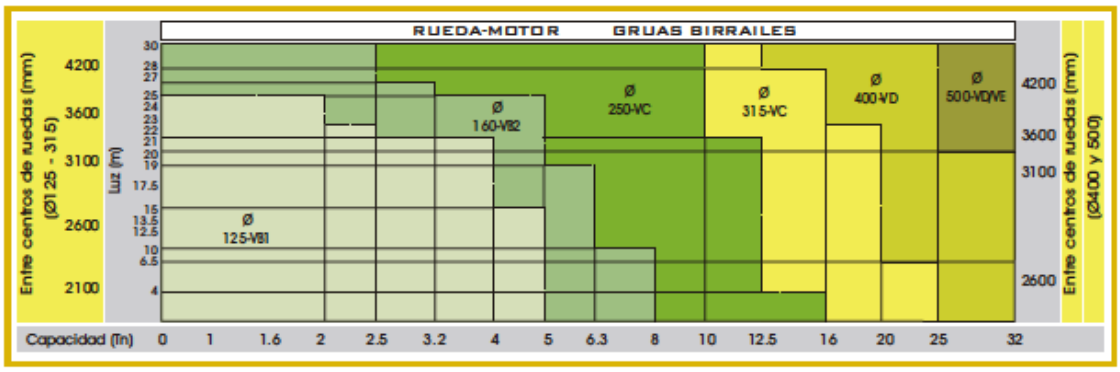
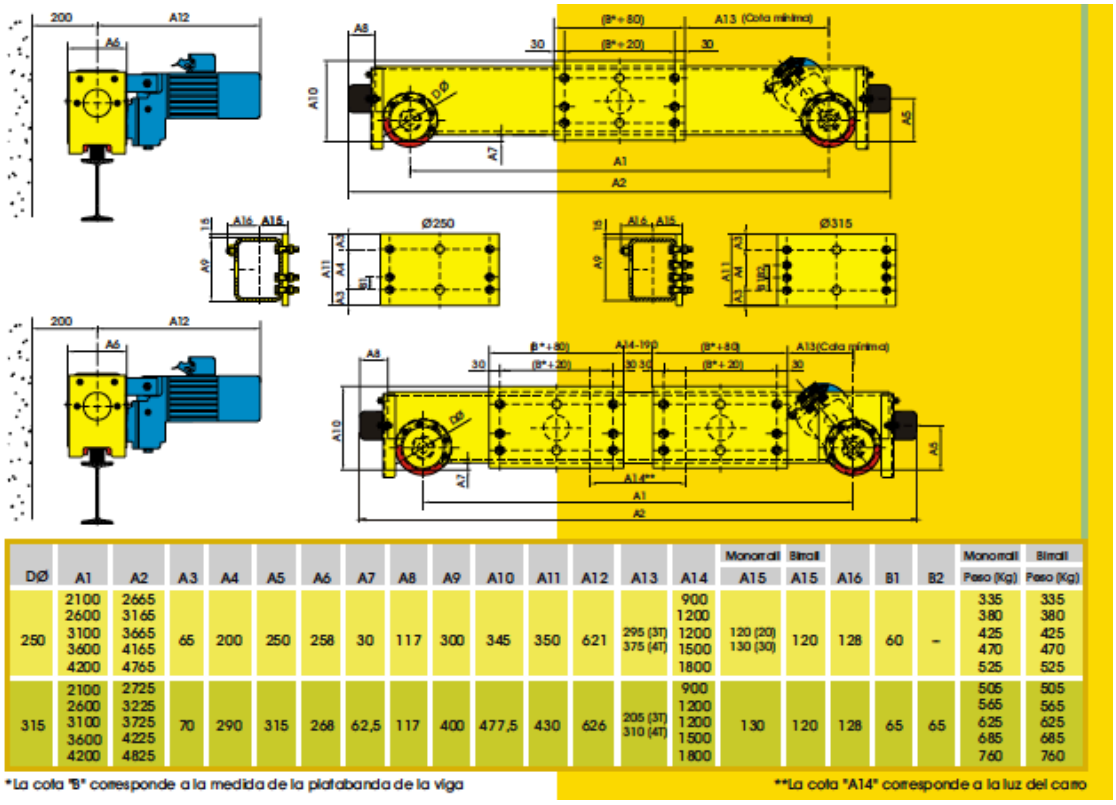


Ilustración 48. Diametros de rueda del testero [17].

Observando la Ilustración 48, para 15 metros de luz y 25 toneladas, la distancia mínima entre ruedas será aproximadamente 2.7 metros. Como se observa, cumple la condición de que la distancia entre ruedas sea como mínimo 1/7 de la luz, 2.14 metros para nuestro caso.

Se evaluarán 2 opciones, diámetro de 315 y 400, además en ambos casos se observa la medida A14 que establece la luz del carro, en nuestro caso 1800.

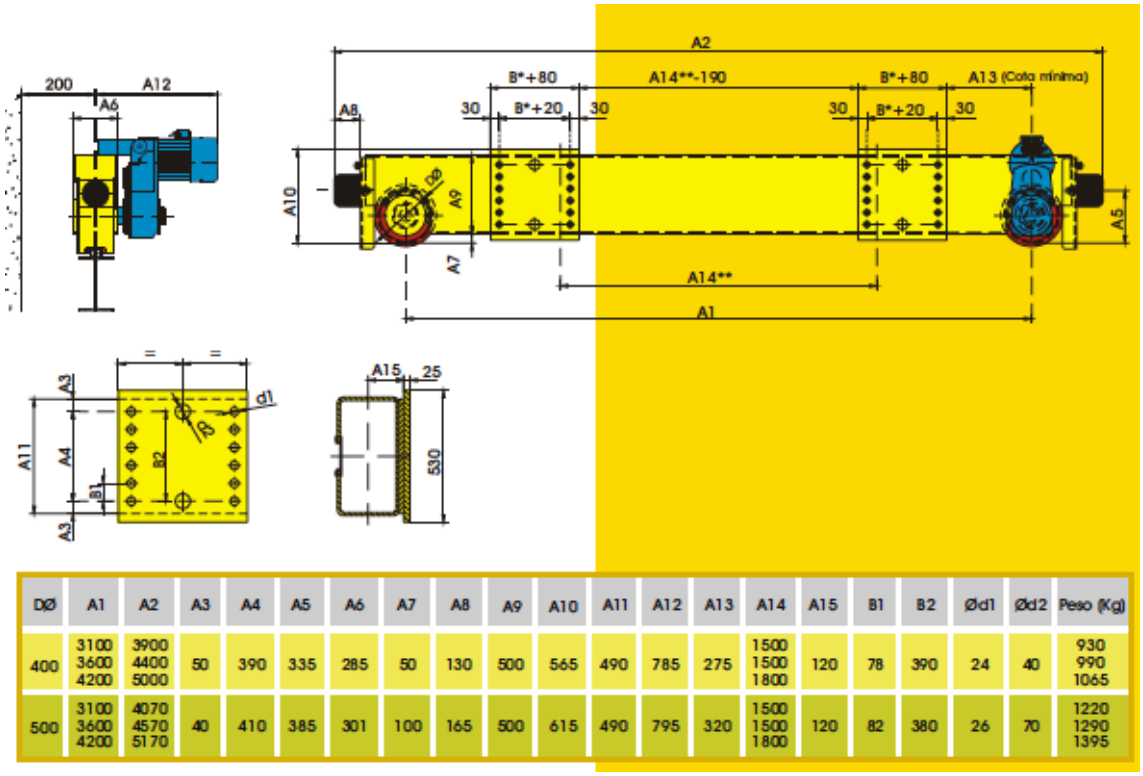


DØ	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11	A12	A13	A14	A15 Monorail	A15 Birail	A16	B1	B2	Peso (Kg) Monorail	Peso (Kg) Birail
250	2100 2600 3100 3600 4200	2665 3165 3665 4165 4765	65	200	250	258	30	117	300	345	350	621	295 (3T) 375 (4T)	900 1200 1200 1500 1800	120 (20) 130 (30)	120	128	60	–	335 380 425 470 525	335 380 425 470 525
315	2100 2600 3100 3600 4200	2725 3225 3725 4225 4825	70	290	315	268	62,5	117	400	477,5	430	626	205 (3T) 310 (4T)	900 1200 1200 1500 1800	130	120	128	65	65	505 565 625 685 760	505 565 625 685 760

*La cota "B" corresponde a la medida de la platabanda de la viga

**La cota "A14" corresponde a la luz del carro

Ilustración 49. Testero 1 [17].



DØ	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11	A12	A13	A14	A15	B1	B2	Ød1	Ød2	Peso (Kg)
400	3100 3600 4200	3900 4400 5000	50	390	335	285	50	130	500	565	490	785	275	1500 1500 1800	120	78	390	24	40	930 990 1065
500	3100 3600 4200	4070 4570 5170	40	410	385	301	100	165	500	615	490	795	320	1500 1500 1800	120	82	380	26	70	1220 1290 1395

Ilustración 50. Testero 2 [17].

Como se detallará a continuación, en la elección de las ruedas, nuestro testero finalmente será:

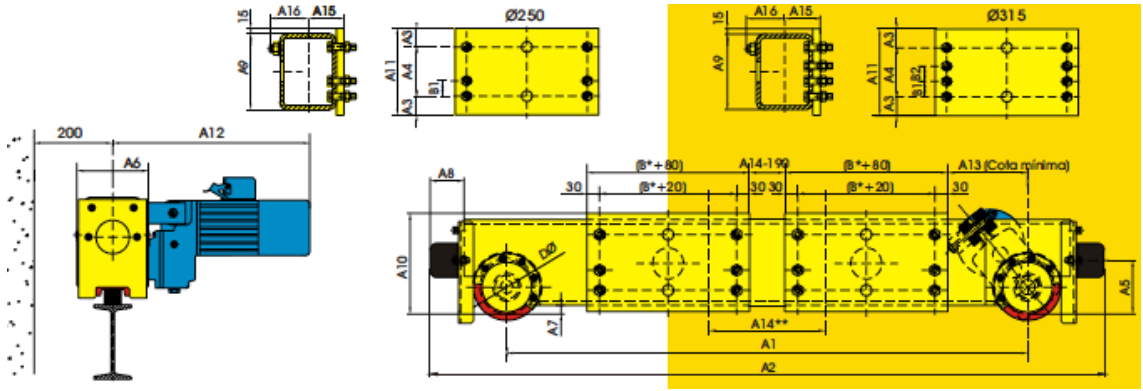


Ilustración 51.Testero del puente grúa [17].

Cuyas medidas son:

Tabla 38. Dimensión del testero del puente grúa.

DΦ	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11	A12	A13	A14	A15	A16	B1	B2	Kg
315	4200	4825	70	290	315	268	62.5	117	400	477.5	430	626	310	1800	120	128	65	65	760

Con cabezal:

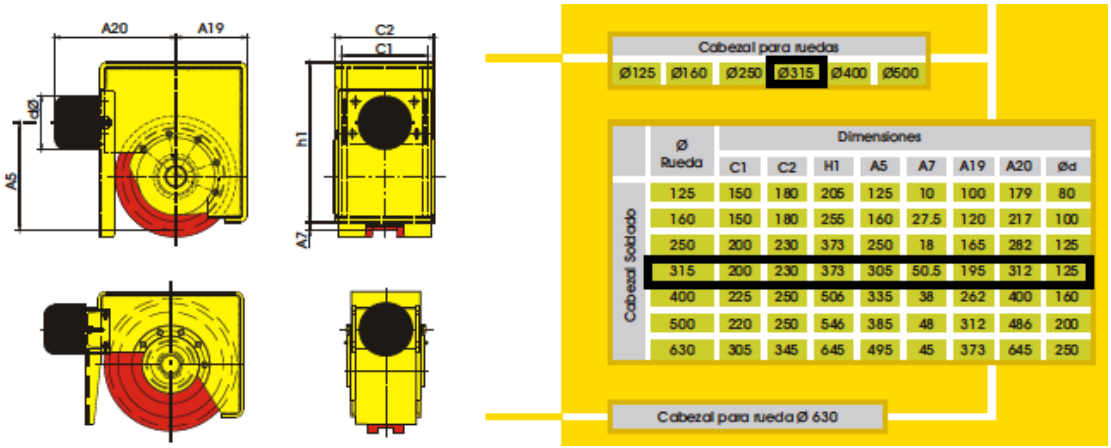


Ilustración 52. Cabezal del testero [17].

4.4 Ruedas

Como se ha explicado en el apartado anterior, se comprobará el diámetro de las ruedas para realizar nuestra elección entre las dos opciones anteriormente mencionadas.

A continuación se explicará el proceso que se ha seguido para ambos casos y se facilitará la tabla realizada en Excel con la cual se ha determinado la mejor opción.

Para comenzar, se calculan las reacciones a las que están sometidas, para ello se determinarán los pesos.

Pesos puntuales:

$$Q_p = Q_{máx} + Q_{carro} = 25000 + 7200 = 32200\ kg$$

Pesos distribuidos de los testeros y vigas principales:

$$Q_{dis} = 2 \cdot 359.2\left(\frac{kg}{m}\right) \cdot 15(m) + 2 \cdot Q_{testero}$$

$$q = \frac{Q_{dis}}{L} = \frac{Q_{dis}}{15}$$

A continuación se calculan las reacciones máximas y mínimas que sufren las ruedas, ya que variarán en función del carro. Si el carro está en un extremo de la viga como se ve en la Ilustración 53, las ruedas correspondientes a dicho testero estarán sometidas a la reacción máxima, sin embargo, las ruedas del testero opuesto estarán sometidas a la reacción mínima.

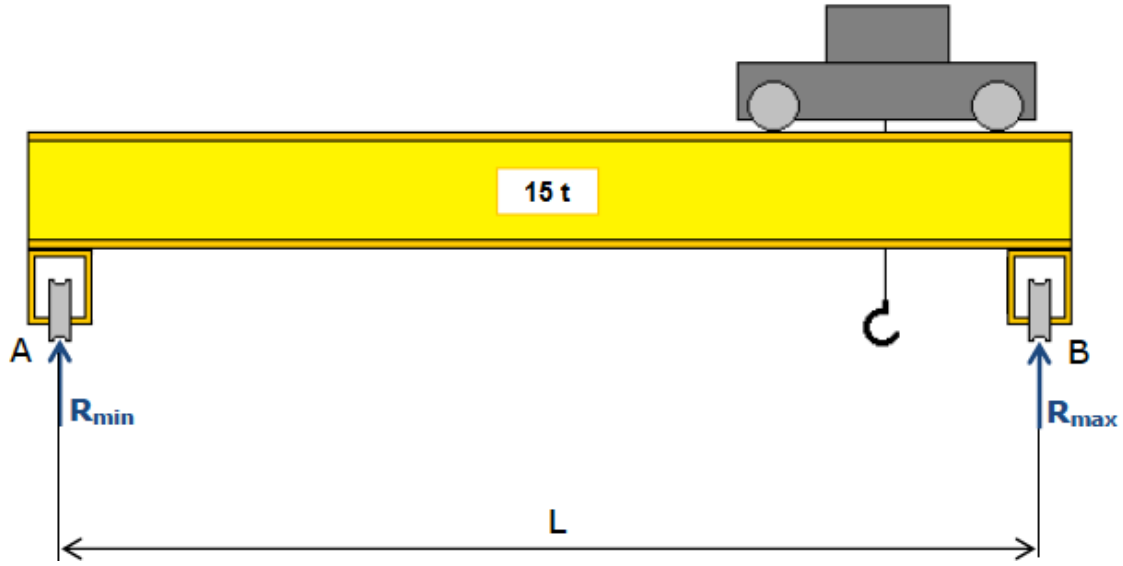


Ilustración 53. Esquema del puente grúa.

$$R_{MÁX} = \frac{Q_p\left(L - \frac{a}{2}\right) + q\left(\frac{L^2}{4}\right)}{L} = \frac{32200\left(15 - \frac{2.1}{2}\right) + q\left(\frac{15^2}{4}\right)}{15}$$

$$R_{MÍN} = Q + q\frac{L}{2} - R_{máx} = 32200 + q\frac{15}{2} - R_{máx}$$

Por tanto las reacciones cada rueda serán:

$$R_{máx} = \frac{R_{MÁX}}{2} \quad y \quad R_{mín} = \frac{R_{MÍN}}{2}$$

La reacción media dependerá del número de ruedas del mecanismo, tras establecer las reacciones máximas y mínimas, la reacción media surge de la siguiente expresión:

$$R_m = \frac{2R_{máx} + R_{mín}}{3}$$

La presión límite con la tensión de rotura de los aceros utilizados tanto para el riel como para las ruedas.

Para las ruedas se usará Acero SAE 1045, cuya tensión de rotura es:

$$\sigma_u = 6750\ kg/cm^2 = 662\ N/mm^2$$

Para los rieles Acero SAE 4140, en este caso:

$$\sigma_u = 10000\ kg/cm^2 = 981\ N/mm^2$$

Para determinar la presión límite acudimos al catálogo de Miguel Abad:

Tabla 39. Presión limite en rueda y carril [18].

Tabla 1		
Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N/mm²	N/ mm²	N/ mm²
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥690	≥ 740	7,00

Por tanto, 7 N/mm² es la presión límite.

Para el carril se selecciona un carril Burbach de la tabla del mismo catálogo:

Tabla 40. Riel de los testeros [18].

Tabla 2				
Riel (Símbolo)			r	L-2r
STD	NUEVO	VIEJO		
mm	mm	mm	mm	mm
	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
DIN 536 P1	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
	A 120	KS 101	10	100
DIN 536 P2	F 100		5	90
	F 120		5	110

En concreto el carril DIN 536 A55, para el cual tiene un ancho de

$$b = L - 2r = 45\ mm$$

A continuación se determinarán una serie de coeficientes necesarios para obtener el diámetro de la rueda.

Para determinar C_1, un coeficiente de mayoración relacionado con el grupo de clasificación DIN al que pertenece, se divide el trabajo diario en horas entre 24 h. Según se ha establecido el ciclo, se realizará una media de 7 ciclos diarios se obtiene un tiempo de operación diario de 5.5%.

Tabla 41. Coeficiente de mayoración del testero [18].

Tabla 3			
Tiempo de Operación Diario (Horas)			C1
Grupo DIN	Desde %	incluido %	
M 3	0	16	1,25
M 4	16	25	1,12
M 5	25	40	1,00
M 6	40	63	0,90
M 7	63	100	0,80

Pertenece al grupo M3 y se establece $C_1 = 1.25$

Por tanto se determina C_2, coeficiente de choque relacionado con la velocidad de la grúa.

Tabla 42. Coeficiente de choque del testero [18].

Tabla 5	Coeficiente C² Real														
Diámetro de la Rueda (mm)	Velocidad Lineal (m / min)														
	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66			
250	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66		
315	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	
400	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66
500	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72
630	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77
710		1.16	1.14	1.13	1.12	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84	0.79
800		1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82
900			1.16	1.14	1.13	1.12	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	089	0.84
1000			1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87
1120				1.16	1.14	1.13	1.	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89
1250				1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91

Para la elección de C_2 se usa v=24 m/min y el diámetro de rueda elegido.

Con todo esto, se calcula el diámetro de la rueda según la DIN:

$$D_n = \frac{R_m}{P_{lim} b C_1 C_2}$$

Tras obtener el diámetro nominal de la rueda, se selecciona la misma en el catálogo el inmediatamente superior.

Como se ha dicho, se han realiazdo estos cálculos en Excel para las dos posibilidades:

Tabla 43. Comprobación de los testeros.

Diámetro	A1	Peso testero	Peso distribuido	q (kg/m)	RMÁX	Rmáx	RMIN	Rmin	Rm	RM	Plim	b	C1	w	C2	Dm
400	4200	1065	12906	860,4	33172,5	16586,25	5480,5	2740,25	11970,92	117,43	7	45	1,25	19,1	1,06	281,36
315	4200	760	12296	819,733	33020	16510	5328	2664	11894,67	116,69	7	45	1,25	24,3	1,03	287,72

Finalmente el diámetro es 315 mm, dado que al aproximar al diámetro inmediatamente superior, en ambos casos es este, mostrando que la elección de 400 mm sería errónea.

4.5 Carril de los testeros

El carril se ha establecido en el apartado anterior, como se ha dicho es un el carril DIN 536 A55, que equivale al carril KS 32 según la nomenclatura antigua, siendo sus medidas:

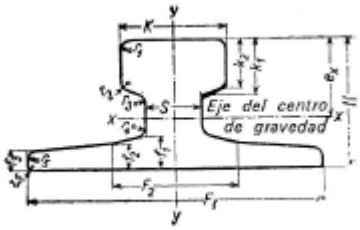


Ilustración 54. Esquema del carrilde los testeros [5].

Carril Burbach n.°	Designación según DIN 536	Cotas principales H	F_1	F_2	K	S	f_1	f_2	f_3	k_1	k_2	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	Sección (cm^2)	Peso (kg/m)	I_x [a] (cm^4)	e_x [b] (cm)	W_x [c] (cm^3)	I_y [d] (cm^4)	W_y [e] (cm^3)
1	KS 22	55 ± 1	125	54	45	24	14,5	11	8	24	20	4	3	4	5	4	28,3	22,2	91	3,31	27,6	169	27,9
2	KS 32	65 ± 1	150	66	55	31	17,5	12,5	9	28,5	25	5	5	5	6	5	40,7	32,0	182	3,88	46,9	337	44,9
3	KS 45	75 ± 1	175	78	65	38	20	14	10	34	30	6	5	5	6	5	55,4	43,5	327	4,44	73,7	609	69,6
4	KS 56	85 ± 1	200	90	75	45	22	15,4	11	39,5	35	8	6	6	8	6	72,1	56,6	545	5,00	109	1010	101
	KS 75	95 ± 1,5	200	100	100	60	23	16,5	12	45,5	40	10	6	6	8	6	95,6	75,2	888	5,21	170	1360	136
	KS 101	105 ± 1,5	220	120	120	72	30	20	14	55,5	47,5	10	6	10	10	6	129,0	101,3	1420	05,70	249	2370	215

Ilustración 55. Dimensiones del carril de los testeros [5].

Dicho carril recorrerá los 72 metros de longitud de la nave.

4.6 Motor de traslación del puente

Comenzamos obteniendo la potencia de régimen permanente:

$$N_R = \frac{A \cdot wv}{1000 \cdot 75\eta}$$

Siendo A la carga total en kg; v la velocidad normal en m/s; w la resistencia a la rodadura en kg por tonelada y η el rendimiento mecánico.

En este caso A será la carga debido a la plena carga, el peso del carro, de las vigas principales y de las vigas testeras.

$$A = 25000 + 7200 + 2 \cdot 760 + 2 \cdot 359.2 \cdot 15 = 44496\ kg$$

La velocidad de traslación será v=0.4 m/s, η=0.89 y la resistencia a rodadura sobre rodamientos 1.45 kg/t.

$$N_R = \frac{A \cdot wv}{1000 \cdot 75\eta} = \frac{44496 \cdot 7 \cdot 0.4}{1000 \cdot 75 \cdot 0.89} = 1.87\ CV = 1.4\ kW$$

Todos los condicionantes necesarios a tener en cuenta para la elección del motor de traslación del carro, explicado anteriormente, son aplicables también para este caso.

Para ello se procede a calcular la potencia de aceleración necesaria para acelerar el carro en un tiempo de arranque t_a=5 segundos hasta la velocidad de régimen. Esta estimación se ha hecho según:

Tabla 44. Coeficiente de mayoración de potencia [5].

Velocidad v (m/s)		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Duración del arranque t_a (seg)		5	6	7	8	9	10
$\frac{N_{nom}}{N_R}$ para	ruedas sobre cojinetes de bronce, w = 20 kg/t	1,0	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5
	ruedas zobre rodamientos, w = 7 kg/t	1,45	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2

Para ello admitimos un par de arranque constante, por tanto la potencia de aceleración que alcanza su valor máximo en el momento del arranque será:

$$N_A = \frac{A}{g}\frac{v}{t_a}\frac{v}{75\eta}\beta$$

Siendo β un coeficiente que considera las masas en rotación situado entre 1.1 y 1.2, se toma β=1.2. Por tanto:

$$N_A = \frac{A}{g}\frac{v}{t_a}\frac{v}{75\eta}\beta = \frac{44496 \cdot 0.4^2}{9.81 \cdot 5 \cdot 75 \cdot 0.89} \cdot 1.2 = 2.61\ CV = 1.96\ kW$$

A continuación se obtiene la potencia nominal mediante la relación de la Tabla 44:

$$\frac{N_{nom}}{N_R} = 1.45$$

Por tanto:

$$N_{nom} = 1.45 \cdot N_R = 1.45 \cdot 1.87 = 2.71\ CV = 2.03\ kW$$

A continuación se calcula para un tiempo de frenado de 5 segundos su potencia térmica:

$$N_f = (N_A - N_R)\eta^2 = 0.79\ CV = 0.6\ kW$$

Durante los periodos de arranque y frenado, bajo la hipótesis de que la aceleración y deceleración serán constantes, la velocidad será la mitad, por tanto en este periodo el carro se moverá:

$$(t_a + t_f)\frac{v}{2} = 10\,\frac{0.4}{2} = 2\ m$$

Observando el ciclo definido, tomando como carrera media 64 m, restarán entonces 62 m por recorrer. Siendo por tanto el tiempo de marcha en régimen:

$$t_1 = \frac{62}{0.4} = 155\ s$$

Por tanto la duración de la traslación será t=5+155+5=165 segundos.

Siendo por tanto el tiempo para un ciclo T=2·165=330 segundos.

Los tiempos de arranque pese no haberlos tenido en cuenta a la hora de diseñar el ciclo, debido a su escasa duración, se pueden incluir en los 300 segundos de preparación.

El factor de marcha es:

$$E.D.(\%) = \frac{330}{683}\cdot 100 = 48.32\ \% \approx 48\%$$

Se procede a calcular la potencia térmica equivalente, debido a que el movimiento a plena carga está compuesta por el periodo de arranque, con una potencia de N_A + N_R, el tiempo de marcha en régimen t_1 que se ha definido con la potencia N_R y por último el tiempo de frenado eléctrico con potencia N_F.

$$N_{mt} = \sqrt{\frac{(N_A + N_R)^2 t_a + N_R^2 t_1 + N_F^2 t_f}{t}}\ ;$$

$$N_{mt} = \sqrt{\frac{(2.61 + 1.87)^2 \cdot 5 + 1.87^2 \cdot 155 + 0.79^2 \cdot 5}{165}} = 1.98\ CV = 1.485\ kW$$

En este caso la carga relativa para la traslación de los puentes grúa de gancho es de 0.75 a 0.9, se tomará M_r=0.8, por tanto se interpolan los valores de la Tabla 29, para la elección del motor de elevación.

Se determina r=0.83

Con lo cual:

$$N_t = r \cdot N_{mt} = 0.83 \cdot 1.98 = 1.64\ CV = 1.23\ kW$$

Por tanto un motor de 2.03 kW será suficiente sin sufrir un calentamiento superior a lo normal, ya que $N_{nom} > N_t$.

Para elegir el motor en el catálogo, se calcula la potencia para un factor de marcha de 40%, ya que es el de marcha que facilita el catálogo.

$$\frac{N_{40}}{N_{48}} = \frac{\sqrt{48}}{\sqrt{40}}; N_{40} = 2.03\frac{\sqrt{48}}{\sqrt{40}} = 2.23\ kW$$

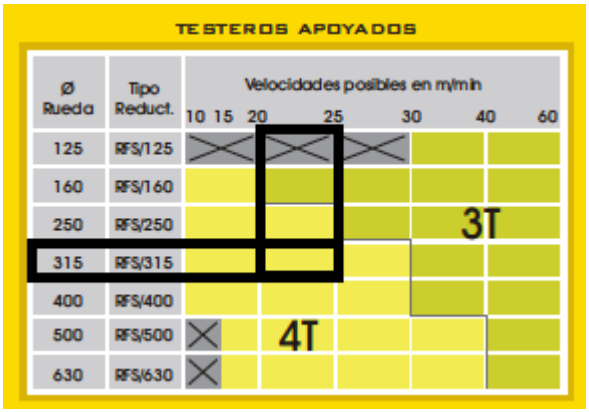
Por tanto para ED=40%, un motor de 2.23 kW.

Acudiendo de nuevo al catálogo de Demag, escogeríamos el motor: KBF 112 A 2 B5 1.

Sin embargo, en esta ocasión se acude al catálogo de testeros GH para de esta forma seguir con la línea de procedimiento que se ha seguido con los testeros y las ruedas de estos.

Para ello a partir de la velocidad y diámetro de la rueda, mediante la Tabla 45. Reductor de la grúa, se determina su reductora y a continuación el motor. Se recuerda que la velocidad será 24m/min y el diámetro de la rueda 315 mm.

Tabla 45. Reductor de la grúa [17].

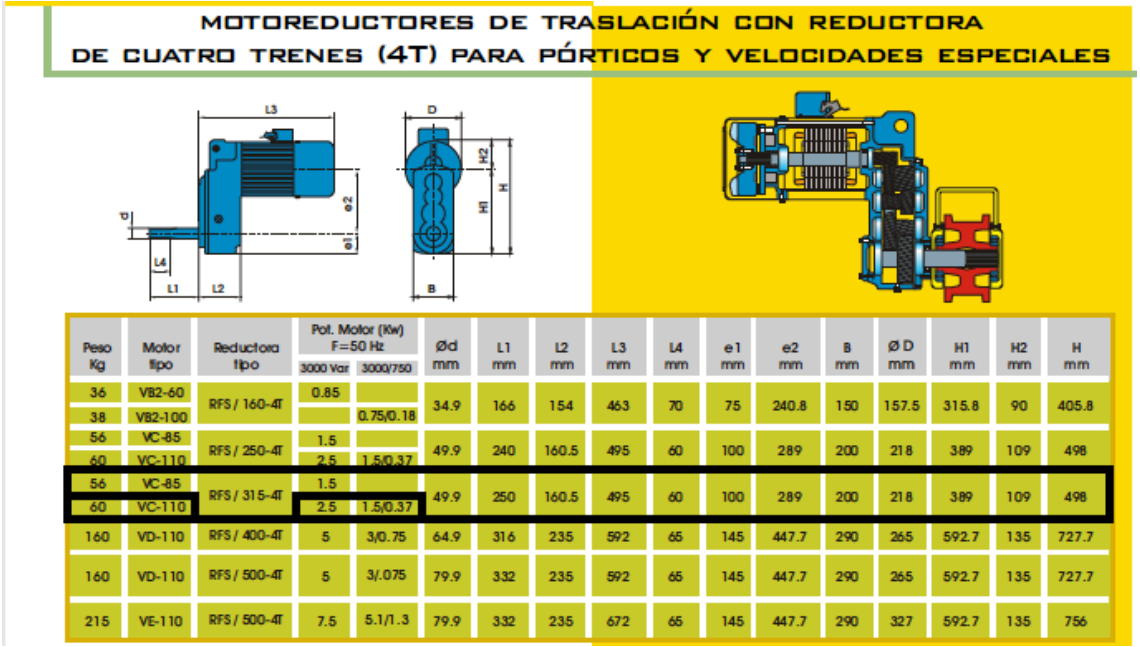


Se observa quela reductora pertenece a la categoría 4T. Por tanto nuestra reductora será la RFS/315-4T.

Con estos datos acudimos a la Tabla 46 y se observa que para esta reductora se tienen dos opciones de motor según la potencia.

Tomando la potencia nominal calculada anteriormente de 2.03 kW, se escoge la opción del motor de 2.5 kW de potencia, siendo este el motor VC-110.

Tabla 46. Motoreductor de la grúa [17].



Peso Kg	Motor tipo	Reductora tipo	Pot. Motor (Kw) F=50 Hz 3000 Var	3000/750	Ød mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	L4 mm	e1 mm	e2 mm	B mm	Ø D mm	H1 mm	H2 mm	H mm
36	VB2-60	RFS / 160-4T	0.85		34.9	166	154	463	70	75	240.8	150	157.5	315.8	90	405.8
38	VB2-100			0.75/0.18												
56	VC-85	RFS / 250-4T	1.5		49.9	240	160.5	495	60	100	289	200	218	389	109	498
60	VC-110		2.5	1.5/0.37												
56	VC-85	RFS / 315-4T	1.5		49.9	250	160.5	495	60	100	289	200	218	389	109	498
60	VC-110		2.5	1.5/0.37												
160	VD-110	RFS / 400-4T	5	3/0.75	64.9	316	235	592	65	145	447.7	290	265	592.7	135	727.7
160	VD-110	RFS / 500-4T	5	3/.075	79.9	332	235	592	65	145	447.7	290	265	592.7	135	727.7
215	VE-110	RFS / 500-4T	7.5	5.1/1.3	79.9	332	235	672	65	145	447.7	290	327	592.7	135	756

Además se comprueba que el carro al situarse en uno de los extremos no llega a tocar al motor, para ello la longitud del carro a, dividida entre 2, ya

que esta será la distancia del extremo al punto medio del carro donde está situado el gancho, es mayor a la longitud del motor L3 según la Tabla 46.

L3 se observa que será 495 mm y a/2 es 1300 mm, por tanto la elección es correcta y no existirá riesgo de choque.

4.7 Reductor

Como se ha explicado en el apartado anterior el reductor será el RFS/315-4T.

ANEXO IV

DOCUMENTACIÓN TÉCNICA

HENNE SPANTECHNIK GMBH

Serien- und Sonderteile für den Hebezeugbau
sowie für schienengebundene Transportfahrzeuge

Katalog Nr. 310

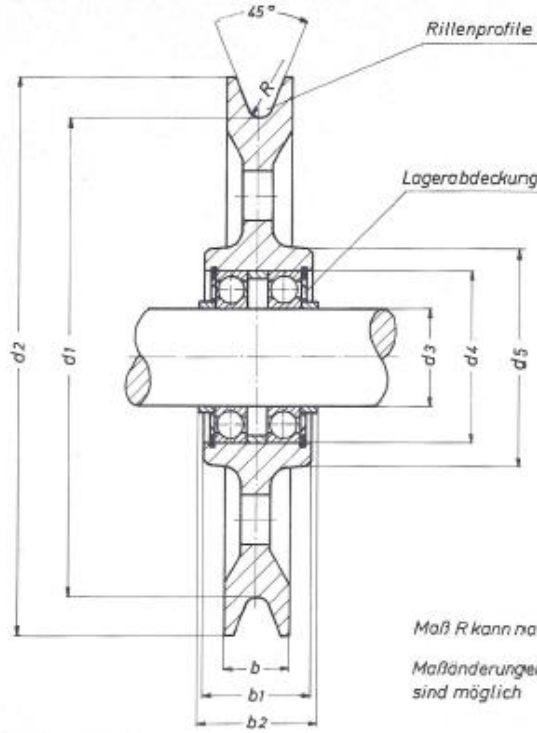
SEILROLLEN

Henne Spantechnik GmbH

57573 Hamm/Sieg
Postfach 33
Seelbacher Straße 15

Telefon 0 26 82 - 60 70
Telefax 0 26 82 - 45 50
Mobil: 017 1-8 98 86 90
www.spantechnik.com
info@spantechnik.com

SPANTECHNIK GmbH	Seilrollen mit Wälzlagerung	Baureihe 20



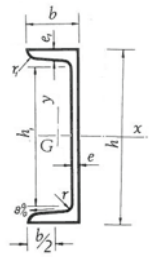
Maß R kann nach Bedarf ausgelegt werden

Maßänderungen und andere Lagerungen sind möglich

Seilrolle d1	d2	d3	d4 M7	d5	b	b1	b2	R	Lagerung	Gew. ca. kg	Bestell-Nr.
315	365	60	110	145	45	70	75	8,0	6212	18	20.123
		70	125	160		75	80		6214	20	20.124
		80	140	175		80	85		6216	23	20.125
355	415	60	110	145	50	70	75	9,0	6212	23	20.126
		70	125	160		75	80		6214	27	20.127
		80	140	175		80	85		6216	30	20.128
400	460	70	125	160	55	75	80	10,0	6214	34	20.129
		80	140	175		80	85		6216	38	20.130
		90	160	200		90	95		6218	43	20.131
450	520	80	140	175	60	80	85	11,0	6216	36	20.132
		90	160	200		90	95		6218	41	20.133
		100	180	220		100	110		6220	45	20.134
		110	200	250		110	120		6222	53	20.135
500	575	90	160	200	65	100	110	12,5	6218	48	20.136
		100	180	220		110	120		6220	55	20.137
		110	200	250		120	130		6222	62	20.138
		120	215	265		130	140		6224	70	20.139
560	640	100	180	220	70	110	120	14,0	6220	83	20.140
		110	200	250		120	130		6222	93	20.141
		120	215	265		130	140		6224	108	20.142
		140	250	310		140	150		6228	123	20.143
630	720	110	200	250	75	120	130	16,0	6222	105	20.144
		120	215	265		130	140		6224	120	20.145
		140	250	310		140	150		6228	132	20.146
		150	270	330		150	160		6230	145	20.147
710	810	120	215	265	85	130	140	18,0	6224	130	20.148
		140	250	310		140	150		6228	147	20.149
		150	270	330		150	160		6230	160	20.150
		160	290	350		160	170		6232	180	20.151
800	910	140	250	315	95	140	150	20,0	6228	165	20.152
		150	270	330		150	160		6230	190	20.153
		160	290	350		160	170		6232	220	20.154
		180	320	390		170	180		6236	250	20.155

Werkstoff: C45, 42 Cr Mo 4 V. Auf Wunsch Seilrille flammgehärtet

UPN (Sección bruta)



A = Área de la sección

I = Momento de Inercia

W = Módulo resistente

i = √(I/A) = Radio de giro

u = Superficie lateral por metro lineal

UPN	Dimensiones (mm)						Sección	Peso	Referido eje x-x			Referido eje y-y			u	UPN
	h	b	e	e1=r	r1	h1	A(cm2)	P(Kg/m)	Ix(cm4)	Wx(cm3)	ix(cm)	Iy(cm4)	Wy(cm3)	iy(cm)	m2/m	
80	80	45	6,0	8,0	4,0	46	11,0	8,64	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	0,312	80
100	100	50	6,0	8,5	4,5	64	13,5	10,6	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	0,372	100
120	120	55	7,0	9,0	4,5	82	17,0	13,4	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	0,434	120
140	140	60	7,0	10,0	5,0	98	20,4	16,0	605	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	0,489	140
160	160	65	7,5	10,5	5,5	115	24,0	18,8	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	0,546	160
180	180	70	8,0	11,0	5,5	133	28,0	22,0	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	0,611	180
200	200	75	8,5	11,5	6,0	151	32,2	25,3	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	0,661	200
220	220	80	9,0	12,5	6,5	167	37,4	29,4	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	0,718	220
240	240	85	9,5	13,0	6,5	184	42,3	33,2	3600	300	9,22	248	39,6	2,42	0,775	240
260	260	90	10,0	14,0	7,0	200	48,3	37,9	4820	371	9,99	317	47,7	2,56	0,834	260
280	280	95	10,0	15,0	7,5	216	53,3	41,8	6280	448	10,9	399	57,2	2,74	0,890	280
300	300	100	10,0	16,0	8,0	232	58,8	46,2	8030	535	11,7	495	67,8	2,90	0,950	300
320	320	100	14,0	17,5	8,8	246	75,8	59,5	10870	679	12,1	597	80,6	2,81	0,982	320
350	350	100	14,0	16,0	8,0	282	77,3	60,6	12840	734	12,9	570	75,0	2,72	1,047	350
380	380	102	13,5	16,0	8,0	313	80,4	63,1	15760	829	14,0	615	78,7	2,77	1,110	380
400	400	110	14,0	18,0	9,0	324	91,5	71,8	20350	1020	14,9	846	102,0	3,04	1,182	400

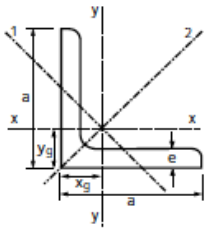
Acindar
Grupo ArcelorMittal

Productos para construcción civil

Productos y servicios. Información técnica
Diseño por resistencia en Hormigón Estructural

Perfiles laminados en caliente

Perfiles ángulo de alas iguales



Usos y aplicaciones:

Construcción metálica: Elementos estructurales (vigas, columnas, entrepisos, reticulados).

Agro: Silos, molinos, máquinas e implementos agrícolas.

Energía y comunicaciones: Elementos estructurales para la fabricación de torres.

Estos perfiles admiten uniones tradicionales, bulones normales, bulones alta resistencia, soldadura, etc.

Ángulo	Dimensiones			Sección	Peso	Valores estáticos		
	a	e	$X_g = Y_g$	S	G	$J_x = J_y$	J_1	J_2
	mm	mm	cm	cm^2	kg/m	cm^4	cm^4	cm^4
1/2" x 1/8"	12,7	3,2	0,42	0,71	0,56	0,17	0,06	0,24
5/8" x 1/8"	15,9	3,2	0,50	0,94	0,74	0,20	0,08	0,31
3/4" x 1/8"	19,0	3,2	0,58	1,13	0,89	0,35	0,14	0,55
7/8" x 1/8"	22,2	3,2	0,65	1,32	1,04	0,56	0,23	0,89
1" x 1/8"	25,4	3,2	0,73	1,51	1,19	0,84	0,34	1,34
1" x 3/16"	25,4	4,8	0,79	2,19	1,72	1,17	0,50	1,84
1 1/4" x 1/8"	31,7	3,2	0,89	1,97	1,55	1,83	0,72	2,93
1 1/4" x 3/16"	31,7	4,8	0,96	2,87	2,25	2,58	1,06	4,10
1 1/2" x 1/8"	38,1	3,2	1,03	2,37	1,86	3,11	1,20	5,02
1 1/2" x 3/16"	38,1	4,8	1,10	3,46	2,71	4,45	1,78	7,12
1 1/2" x 1/4"	38,1	6,4	1,17	4,49	3,53	5,63	2,33	8,93
1 3/4" x 1/8"	44,4	3,2	1,19	2,83	2,22	5,24	1,98	8,50
1 3/4" x 3/16"	44,4	4,8	1,27	4,14	3,25	7,57	2,97	12,17
1 3/4" x 1/4"	44,4	6,4	1,34	5,40	4,24	9,67	3,90	15,43
2" x 1/8"	50,8	3,2	1,34	3,21	2,52	7,76	2,95	12,58
2" x 3/16"	50,8	4,8	1,42	4,72	3,70	11,26	4,41	18,12
2" x 1/4"	50,8	6,4	1,49	6,17	4,84	14,45	5,80	23,10
2 1/4" x 3/16"	57,1	4,8	1,56	5,31	4,17	15,88	6,13	25,64
2 1/4" x 1/4"	57,1	6,4	1,63	6,96	5,46	20,49	8,10	32,87
2 1/2" x 3/16"	63,5	4,8	1,72	6,00	4,71	22,70	8,65	36,76
2 1/2" x 1/4"	63,5	6,4	1,80	7,87	6,18	29,43	11,49	47,37
3" x 1/4"	76,2	6,4	2,09	9,43	7,40	50,39	19,47	81,30
3" x 5/16"	76,2	7,9	2,15	11,49	9,02	60,74	23,89	97,59
3" x 3/8"	76,2	9,5	2,22	13,64	10,71	71,15	28,47	113,82
3 1/2" x 1/4"	88,9	6,4	2,40	11,11	8,72	82,34	31,58	133,09
3 1/2" x 5/16"	88,9	7,9	2,47	13,57	10,65	99,66	38,85	160,47
3 1/2" x 3/8"	88,9	9,5	2,53	16,14	12,67	117,20	46,37	188,04
4" x 1/4"	101,6	6,4	2,71	12,80	10,05	125,53	47,85	203,21
4" x 5/16"	101,6	7,9	2,78	15,65	12,28	152,41	59,00	245,82
4" x 3/8"	101,6	9,5	2,85	18,63	14,63	179,81	70,56	289,07
4" x 1/2"	101,6	12,7	2,98	24,45	19,19	230,95	92,84	269,07
5" x 3/8"	127,0	9,5	3,46	23,44	18,40	355,91	138,04	573,78
5" x 1/2"	127,0	12,7	3,59	30,86	24,22	461,04	182,49	739,60

Productos contra pedido

Normas de Cumplimiento

	Normas de cumplimiento	Correspondencia con otras normas
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-558/06	
Características mecánicas	IRAM-IAS U500-503/12 Hasta 2/12" grados F-24 y bajo pedido F-26, F-36 Para 3",3 1/2" y 4" Grado F - 36 y bajo pedido F-24 y F-26	F-24: es similar a UNE-EN 10025-2:2006, grado S 355 JR F-36: es similar a UNE-EN 10025-2:2006, grado S 355 JR F-26: es similar a ASTM A36 / A36M - 04 F-36: es similar a ASTM A572 / A572 M-04, grado 50
Largos	6 metros para ángulos de hasta 2 1/4" inclusive. 12 metros para ángulos iguales o mayores a 2 1/2" Largos especiales consultar	
Peso del paquete	1000 kg. aproximadamente para largos de 6m. 2000 kg. aproximadamente para largos de 12m.	

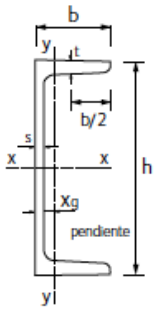
Perfil normal U

Usos y aplicaciones:

Se utilizan como vigas o columnas para diversas aplicaciones estructurales.

U.P.N.	Dimensiones					Sección	Peso	Valores estáticos					
	h	b	s	t	Xg	S	G	Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy - ii
	mm	mm	mm	mm	cm	cm²	kg/m	cm⁴	cm⁴	cm³	cm³	cm	cm
80	80	45	6,0	8,0	1,45	11,0	8,6	106	19,4	26,5	6,36	3,10	1,33
100	100	50	6,0	8,5	1,55	13,5	10,6	206	29,3	41,2	8,49	3,91	1,47
120	120	55	7,0	9,0	1,60	17,0	13,4	364	43,2	60,7	11,1	4,62	1,55
140	140	60	7,0	10,0	1,75	20,4	16,0	605	62,7	86,4	14,8	5,45	1,75
160	160	65	7,5	10,5	1,84	24,0	18,8	925	85,3	116,0	18,3	6,21	1,89
180	180	70	8,0	11,0	1,92	28,0	22,0	1350	114,0	150,0	22,4	6,95	2,02
200	200	75	8,5	11,5	2,01	32,2	25,3	1910	148,0	191,0	27,0	7,70	2,14
220	220	80	9,0	12,5	2,14	37,4	29,4	2690	197,0	245,0	33,6	8,48	2,26
240	240	85	9,5	13,0	2,23	42,3	33,2	3600	248,0	300,0	39,6	9,22	2,42
260	260	90	10,0	14,0	2,36	48,3	37,9	4820	317,0	371,0	47,7	9,99	2,56
280	280	95	10,0	15,0	2,53	53,3	41,8	6280	399,0	448,0	57,2	10,90	2,74
300	300	100	10,0	16,0	2,70	58,8	46,2	8030	495,0	535,0	67,8	11,70	2,90
320	320	100	14,0	17,5	2,60	75,8	59,5	10870	597,0	679,0	80,6	12,10	2,81
350	350	100	14,0	16,0	2,40	77,3	60,6	12840	570,0	734,0	75,0	12,90	2,72
380	380	102	13,5	16,0	2,38	80,4	63,1	15760	615,0	829,5	78,7	14,00	2,77
400	400	110	14,0	18,0	2,65	91,5	71,8	20350	846,0	1020,0	102,0	14,90	3,04

Consultar stock y plazo de entrega antes de realizar la compra.



u	h ≤ 320	h > 320
	b/2	$\frac{b-a}{2}$
Pendiente	8%	5%

Normas de cumplimiento

	Normas de cumplimiento	Correspondencia con otras normas
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-509/08	
Características mecánicas	IRAM-IAS U500-503/12 grados F-24, UPN 80-100 y 120: bajo pedido F26	F-24, es similar a UNE - EN 10025:2006, grado S235 JR F-26, es similar a ASTM A36/A36M - 04
Largos	UPN 80-100 y 120: 6 y 12 metros Medidas mayores a 120: 12 metros Largos especiales consultar	
Peso del paquete	1000 kg. aproximadamente para largos de 6m. 2000 kg. aproximadamente para largos de 12m.	

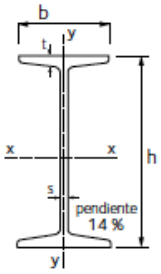
Perfil normal doble T

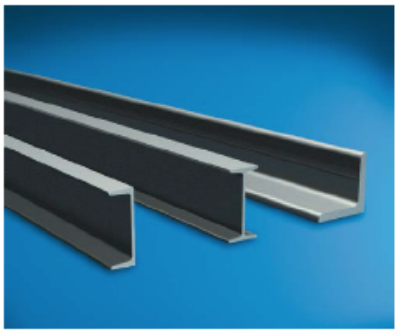
Usos y aplicaciones:

Se utilizan como vigas o columnas para diversas aplicaciones estructurales.

I.P.N.	Dimensiones				Sección	Peso	Valores estáticos					
	h	b	s	t	S	G	Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy - i
	mm	mm	mm	mm	cm²	kg/m	cm⁴	cm⁴	cm³	cm³	cm	cm
80	80	42	3,9	5,9	7,6	5,9	77,8	6,29	19,5	3,0	3,20	0,91
100	100	50	4,5	6,8	10,6	8,3	171	12,2	34,2	4,88	4,01	1,07
120	120	58	5,1	7,7	14,2	11,2	328	21,5	54,7	7,41	4,81	1,23
140	140	66	5,7	8,6	18,3	14,3	573	35,2	81,9	10,7	5,61	1,40
160	160	74	6,3	9,5	22,8	17,9	935	54,7	117	14,8	6,40	1,55
180	180	82	6,9	10,4	27,9	21,9	1450	81,3	161	19,8	7,20	1,71
200	200	90	7,5	11,3	33,5	26,2	2140	117	214	26,0	8,00	1,87
220	220	98	8,1	12,2	39,6	31,1	3060	162	278	33,1	8,80	2,02
240	240	106	8,7	13,1	46,1	36,2	4250	221	354	41,7	9,59	2,20
260	260	113	9,4	14,1	53,3	41,9	5740	288	442	51,0	10,4	2,32
280	280	119	10,1	15,2	61,0	47,9	7590	364	542	61,2	11,1	2,45
300	300	125	10,8	16,2	69,1	54,2	9800	451	653	72,2	11,9	2,56
320	320	131	11,5	17,3	77,7	61,0	12510	555	782	84,7	12,7	2,67
340	340	137	12,2	18,3	86,7	68,0	15700	674	923	98,4	13,5	2,80
360	360	143	13,0	19,5	97	76,0	19610	818	1090	114,4	14,2	2,90
380	380	149	13,7	20,5	107	84,0	24010	975	1260	130,9	15	3,02
400	400	155	14,4	21,6	118	92,4	29210	1160	1460	149,7	15,7	3,13
425	425	163	15,3	23,0	132	104	36970	1440	1740	176,7	16,7	3,30
450	450	170	16,2	24,3	147	115	45850	1730	2040	203,5	17,7	3,43
475	475	178	17,1	25,6	163	128	56480	2090	2380	234,8	18,6	3,60
500	500	185	18,0	27,0	179	141	68740	2480	2750	268,1	19,6	3,72
550	550	200	19,0	30,0	212	166	99180	3490	3610	349,0	21,6	4,02
600	600	215	21,6	32,4	254	199	139000	4670	4630	434,4	23,4	4,30

Consultar stock y plazo de entrega antes de realizar la compra.





Normas de cumplimiento

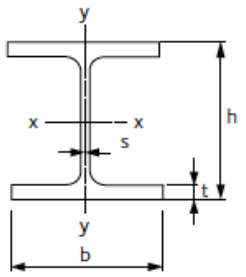
Normas de cumplimiento		Correspondencia con otras normas
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-511/08	
Características mecánicas	IRAM-IAS U500-503/12 grados F-24 IPN 80 - 100: bajo pedido F-26	F-24, es similar a UNE - EN 10025:2006, grado S235 JR F-26, es similar a ASTM A36/A36M - 04
Largos	IPN 80 - 100: 6 y 12 metros Medidas mayores a 100: 12 metros Largos especiales consultar	
Peso del paquete	1000 kg. aproximadamente para largos de 6m. 2000 kg. aproximadamente para largos de 12m.	

Perfil IPB (perfil grey mediano HEB)

Usos y aplicaciones:

Se utilizan como vigas, columnas y canales para diversas aplicaciones estructurales.

I.P.B.	Dimensiones				Sección S	Peso G	Valores estáticos			
	h	b	s	t			Jx	Jy	Wx	Wy
	mm	mm	mm	mm	cm^2	kg/m	cm^4	cm^4	cm^3	cm^3
100	100	100	6,0	10,0	26,0	20,4	450	167	90	34
120	120	120	6,5	11,0	34,0	26,7	864	318	144	53
140	140	140	7,0	12,0	43,0	33,7	1.510	550	216	79
160	160	160	8,0	13,0	54,3	42,6	2.490	889	311	111
180	180	180	8,5	14,0	65,3	51,2	3.830	1.360	426	151
200	200	200	9,0	15,0	78,1	61,3	3.900	2.000	570	200
220	220	220	9,5	16,0	91,0	71,5	8.090	2.840	736	258
240	240	240	10,0	17,0	106,0	83,2	11.260	3.920	938	327
260	260	260	10,0	17,5	118,0	93,0	14.920	5.130	1.150	395
280	280	280	10,5	18,0	131,0	103,0	19.270	6.590	1.380	471
300	300	300	11,0	19,0	149,0	117,0	25.170	8.560	1.680	571
320	320	300	11,5	20,5	161,0	127,0	30.820	9.240	1.930	616
340	340	300	12,0	21,5	171,0	134,0	36.650	9.690	2.160	646
360	360	300	12,5	22,5	181,0	142,0	43.190	10.140	2.400	676
400	400	300	13,5	24,0	198,0	155,0	57.680	10.820	2.880	721
450	450	300	14,0	26,0	218,0	171,0	79.890	11.720	3.550	781
500	500	300	14,5	28,0	239,0	187,0	107.200	12.620	4.290	842
550	550	300	15,0	29,0	254,0	199,0	136.700	13.080	4.970	827



Normas de cumplimiento IPB

	Normas de cumplimiento
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-215-2/04
Características mecánicas	IRAM-IAS U500-503/12 Grado F-24 Otro grado consultar
Largos	12 metros Largos especiales consultar
Peso del paquete	2000 kg. aproximadamente

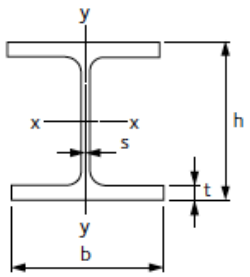
Para todas las medidas, largos y calidad consultar stock y plazo de entregas antes de realizar la compra.

Perfil IPBL (perfil grey liviano HEA)

Usos y aplicaciones:

Se utilizan como vigas, columnas y canales para diversas aplicaciones estructurales.

I.P.B.L.	Dimensiones				Sección	Peso	Valores estáticos			
	h	b	s	t	S	G	Jx	Jy	Wx	Wy
	mm	mm	mm	mm	cm²	kg/m	cm⁴	cm⁴	cm³	cm³
100	96	100	5.0	8.0	21.2	16.7	349	134	72.8	26.8
120	114	120	5.0	8.0	25.3	19.9	606	231	106	38.5
140	133	140	5.5	8.5	31.4	24.7	1,030	389	155	55.6
160	152	160	6.0	9.0	38.8	30.4	1,670	616	220	76.9
180	171	180	6.0	9.5	45.3	35.5	2,510	925	294	103
200	190	200	6.5	10.0	53.8	42.3	3,690	1,340	389	134
220	210	220	7.0	11.0	64.3	50.5	5,410	1,950	515	178
240	230	240	7.5	12.0	76.8	60.3	7,760	2,770	675	231
260	250	260	7.5	12.5	86.8	68.2	10,450	3,670	836	282
280	270	280	8.0	13.0	97.3	76.4	13,670	4,760	1,010	340
300	290	300	8.5	14.0	112	88.3	18,260	6,310	1,260	421
320	310	300	9.0	15.5	124	97.6	22,930	6,990	1,480	466
340	330	300	9.5	16.5	133	105	27,690	7,440	1,680	496
360	350	300	10.0	17.5	143	112	33,090	7,890	1,890	526
400	390	300	11.0	19.0	159	125	45,070	8,560	2,310	571
450	440	300	11.5	21.0	178	140	63,720	9,470	2,900	631
500	490	300	12.0	23.0	198	155	86,970	10,370	3,550	631
550	540	300	12.5	24.0	212	166	111,900	10,820	4,150	721



Normas de cumplimiento IPBL

	Normas de cumplimiento
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-215-3/04
Características mecánicas	IRAM-IAS U500-503/12 Grado F-24 Otro grado consultar
Largos	12 metros Largos especiales consultar
Peso del paquete	2000 kg. aproximadamente

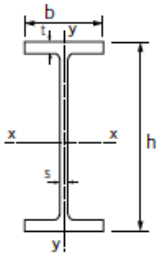
Para todas las medidas, largos y calidad consultar stock y plazo de entregas antes de realizar la compra.

Perfil IPE

Usos y aplicaciones:

Se utilizan como vigas o columnas para diversas aplicaciones estructurales.

I.P.E.	Dimensiones				Sección S	Peso G	Valores estáticos			
	h	b	s	t			Jx	Jy	Wx	Wy
	mm	mm	mm	mm	cm²	kg/m	cm⁴	cm⁴	cm³	cm³
80	80	46	3,8	5,2	7,64	6,0	80	8	20	4
100	100	55	4,1	5,7	10,3	8,1	171	16	34	6
120	120	64	4,4	6,3	13,2	10,4	316	28	53	9
140	140	73	4,7	6,9	16,4	12,9	541	45	77	12
160	160	82	5,0	7,4	20,1	15,8	869	68	109	17
180	180	91	5,3	8	23,9	18,8	1.317	101	146	22
200	200	100	5,6	8,5	28,5	22,4	1.943	142	194	29
220	220	110	5,9	9,2	33,4	26,2	2.772	205	252	37
240	240	120	6,2	9,8	39,1	30,7	3.892	284	324	47
270	270	135	6,6	10,2	45,9	36,1	5.790	420	429	62
300	300	150	7,1	10,7	53,8	42,2	8.356	604	557	81
330	330	160	7,5	11,5	62,6	49,1	11.770	788	713	99
360	360	170	8,0	12,7	72,7	57,1	16.270	1.043	904	123
400	400	180	8,6	13,5	84,5	66,3	23.130	1.318	1.160	146
450	450	190	9,4	14,6	98,8	77,6	33.740	1.676	500	176
500	500	200	10,2	16,0	116,0	90,7	48.200	2.142	1.930	214
550	550	210	11,1	17,2	134,0	106,0	67.120	2.668	2.440	254
600	600	220	12,0	19,0	156,0	122,0	92.080	3.387	3.070	308



Normas de cumplimiento IPE

	Normas de cumplimiento
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-215-5/04
Características mecánicas	IRAM-IAS U500-503/12 Grado F-24 Otro grado consultar
Largos	12 metros Largos especiales consultar
Peso del paquete	2000 kg. aproximadamente

Para todas las medidas, largos y calidad consultar stock y plazo de entregas antes de realizar la compra.

Perfiles laminados en caliente U y T chicos

Usos y aplicaciones:

Los perfiles U y T chicos son muy utilizados en herrería e industria metalúrgica en general. Se utilizan como elementos estructurales, guías, canales, soportes, cerramientos, etc.

Perfiles T chicos

		Espesor			
		pulg.	1/8"	3/16"	1/4"
Altura	pulg.	mm	3,2	4,8	6,4
	3/4"	19	0,89		
	7/8"	22	1,04		
	1"	25	1,19		
	1 1/4"	32	1,54	2,27	
	1 1/2"	38	1,84	2,72	
	1 3/4"	45		3,24	
	2"	51		3,69	4,87

Los valores de las tablas indican peso por metro: kg/m

Normas de cumplimiento

	Normas de cumplimiento	Correspondencia con otras normas
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-561/06	
Características mecánicas	IRAM-IAS U500-503/12 Grado F-24 Grado F-26 bajo pedido	F-24, es similar a UNE - EN 10025:2006, grado S235 JR F-26, es similar a ASTM A36/A36M - 04
Largos	6 metros 5,15 metros para perfil T 2"x1/4"	
Peso del paquete	1000 kg. aproximadamente	

Perfiles U chicos

Medidas	Largo (m)	Peso (kg/m)
40x20x5	6	2,9
50x25x5	6	3,9
60x30x6	6	5,1
50x38x5	6	5,6
65x42x5,5	6	7,1

Normas de cumplimiento

	Normas de cumplimiento	Correspondencia con otras normas
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-509/08	
Características mecánicas	IRAM-IAS U500-503/12 Grado F-24 Grado F-26 bajo pedido	F-24, es similar a UNE - EN 10025:2006, grado S235 JR F-26, es similar a ASTM A36/A36M - 04
Largos	6 metros Largos especiales consultar	
Peso del paquete	1000 kg. aproximadamente	

Planchuelas laminadas

Usos y aplicaciones:

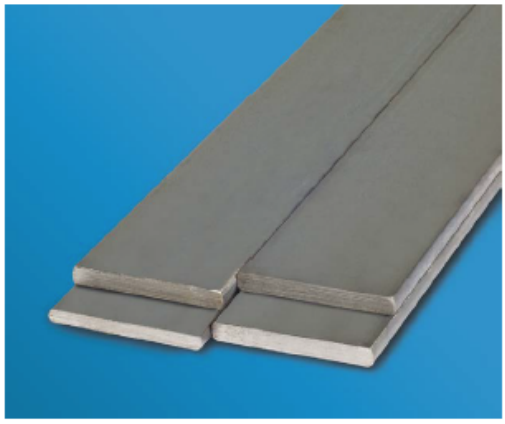
Los usos que tiene este producto son muy variados:

Construcción: platabandas, refuerzos, rejas, cercos, herrería en general.

Agro: elementos estructurales para maquinaria e implementos agrícolas.

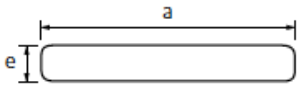
Industria: para fabricación de maquinarias y herramientas, e industria metalúrgica en general.

Industria Automotriz: para la fabricación de acoplados, semirremolques y autopiezas.



Ancho a		Espesor e								
pulg.	mm	1/8" 3.2 mm	3/16" 4.8 mm	1/4" 6.4 mm	5/16" 7.9 mm	3/8" 9.5 mm	1/2" 12.7 mm	5/8" 15.9 mm	3/4" 19.0 mm	1" 25.4 mm
1/2	12,7	0,32	0,48	0,64						
5/8	15,9	0,40	0,60	0,79						
3/4	19,0	0,48	0,72	0,95	1,18	1,42				
7/8	22,2	0,56	0,84	1,12	1,38					
1	25,4	0,64	0,96	1,28	1,58	1,89	2,53			
1 1/4	31,8	0,80	1,20	1,60	1,97	2,37	3,17			
1 1/2	38,1	0,96	1,44	1,91	2,36	2,84	3,80			
1 3/4	44,5	1,12	1,68	2,24	2,76	3,32	4,44			
2	50,8	1,28	1,91	2,55	3,15	3,79	5,06	6,34	7,58	
2 1/4	57,2	1,44	2,16	2,87	3,55					
2 1/2	63,5	1,60	2,39	3,19	3,94	4,74	6,33	7,93	9,52	12,66
3	76,2	1,91	2,87	3,83	4,73	5,68	7,60	9,51	11,37	15,19
3 1/2	88,9	2,23	3,35	4,47	5,51					
4	101,6	2,55	3,83	5,10	6,30	7,58	10,13	12,68	15,15	20,26
5	127,0	3,19	4,79	6,38	7,88	9,47	12,66	15,85	18,94	25,32
6	152,4	3,82	5,73	7,64	9,45	11,37	15,19	19,02	22,73	30,39

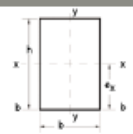
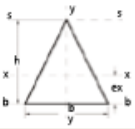
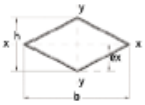
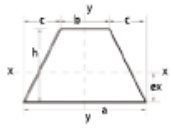
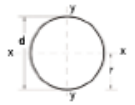
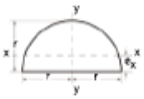
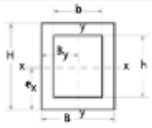
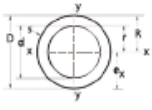
Los valores de la tabla indican peso por unidad de longitud: kg/m.



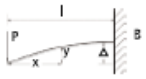
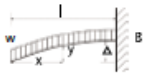
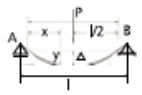
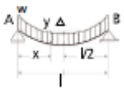
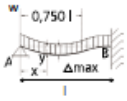
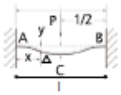
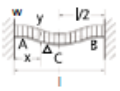
Normas de cumplimiento

	Normas de cumplimiento	Correspondencia con otras normas
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-657/06	
Material por análisis químico	IRAM-IAS U500-600/03 Grados 1010, 1016, 1026, 1045, 1065 y 1518	
Material por características mecánicas	IRAM-IAS U500-503/12 grados F -24 Grado F-26 y F-36 bajo pedido	F-24, es similar a UNE - EN 10025:2006, grado S235 JR F-26, es similar a ASTM A36/A36M - 04 F-36, es similar a UNE - EN 10025:2006, grado S355 JR F-26, es similar a ASTM A572/A572M - 04, grado 50
Largos	6 metros para medidas menores a 3" 6 a 8 metros para medidas iguales o mayores a 3" excepto 5"x3/4" y 4"x1" las cuales se fabrican en largo de 5 a 7 metros. Largos especiales consultar.	
Peso del paquete	1000 kg. aproximadamente	
Rectitud	Menor o igual a 4 mm / m	

Áreas, baricentros, momentos de inercia y resistencia

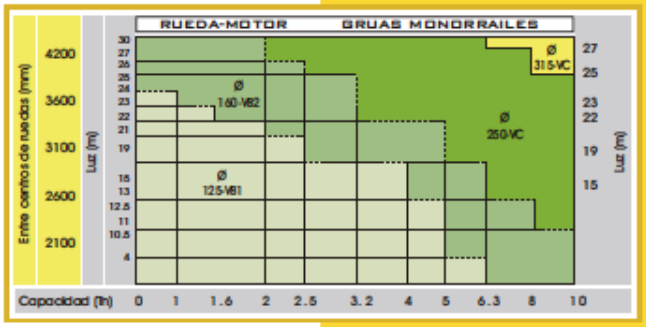
Sección	Área y otros datos	Distancia baricéntrica	Momento de inercia	Momento resistente mínimo
	$F = bh$	$e_x = \frac{h}{2}$ $e_y = \frac{b}{2}$	$J_x = \frac{bh^3}{12}$ $J_b = \frac{bh^3}{3}$ $J_y = \frac{hb^3}{12}$	$W_x = \frac{bh^2}{6}$ $W_x = \frac{hb^2}{6}$
	$F = h^2$	$e_x = e_y = \frac{h}{2}$ $e_\xi = e_\eta = \frac{h}{2}\sqrt{2}$	$J_x = J_y = \frac{h^4}{12}$ $J_\xi = J_\eta = \frac{h^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{h^3}{6}$ $W_\xi = W_\eta = \frac{h}{6} = \frac{\sqrt{2}}{12} h^3$ $= 0{,}11785\, h^3$
	$F = \frac{bh}{2}$	$e_x = \frac{1}{3} h$	$J_x = \frac{bh^3}{36}$ $J_y = \frac{hb^3}{48}$ $J_b = \frac{bh^3}{12}$ $J_s = \frac{bh^3}{4}$	$W_x = \frac{bh^2}{24}$ $W_y = \frac{hb^2}{24}$
	$F = \frac{bh}{2}$	$e_x = \frac{h}{2}$ $e_y = \frac{b}{2}$	$J_x = \frac{bh^3}{48}$ $J_y = \frac{hb^3}{48}$	$W_x = \frac{bh^2}{24}$ $W_y = \frac{hb^2}{24}$
	$F = \frac{3\sqrt{3}}{2} r^2$	$e_x = \frac{a}{2} = 0{,}866\, r$ $e_y = r$ $a = r\sqrt{3}$, $r = \frac{a}{\sqrt{3}}$	$J_x = J_y \Big\} = \frac{5\sqrt{3}}{144} a^4$ $J_\xi = J_\eta \Big\}$ $\approx 0{,}06\, a^4$	$W_x = W_\xi = \frac{5\sqrt{3}}{72} a^3$ $\approx 0{,}1203\, a^3$ $W_y = W_\eta = \frac{5}{48} a^3$ $= 0{,}1042\, a^3$
	$F = \frac{h}{2}(a+b)$	$e_x = \frac{h}{3}\frac{a+2b}{a+b}$	$J_x = \frac{h^3}{36}\frac{a^2+4ab+b^2}{a+b}$ $J_y = \frac{h}{48}(a^3+a^2b+ab^2+b^3)$	$W_x = \frac{J_x}{h-e_x}$ $W_y = \frac{2J_y}{a}$
	$F = \pi r^2 = \frac{\pi d^2}{4}$ perímetro $= d\pi$	$e_x = \frac{d}{2}$	$J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4}$ $\approx 0{,}05\, d^4 \approx 0{,}7854\, r^4$	$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4}$ $\approx 0{,}1\, d^3 \approx 0{,}7854\, r^3$
	$F = \frac{\pi}{2} r^2 = 1{,}57080\, r^2$	$e_x = \frac{4r}{3\pi} \approx 0{,}4244\, r$	$J_x = r^4\left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right) \approx 0{,}1098 r^4$ $J_y = \frac{\pi r^4}{8} \approx 0{,}3927 r^4$	$W_x \approx 0{,}1907 r^3$ $W_y = \frac{\pi r^3}{8} \approx 0{,}3927 r^3$
	$F = BH - bh$	$e_x = \frac{H}{2}$ $e_y = \frac{B}{2}$	$J_x = \frac{1}{12}(BH^3 - bh^3)$ $J_y = \frac{1}{12}(HB^3 - hb^3)$	$W_x = \frac{1}{6H}(BH^3 - bh^3)$ $W_y = \frac{1}{6B}(HB^3 - hb^3)$
	$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$	$e_x = e_y = \frac{D}{2}$	$J_x = J_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)$	$W_x = W_y = \frac{\pi}{32}\frac{(D^4 - d^4)}{D} = \frac{\pi}{2}\frac{(R^4 - r^4)}{R}$

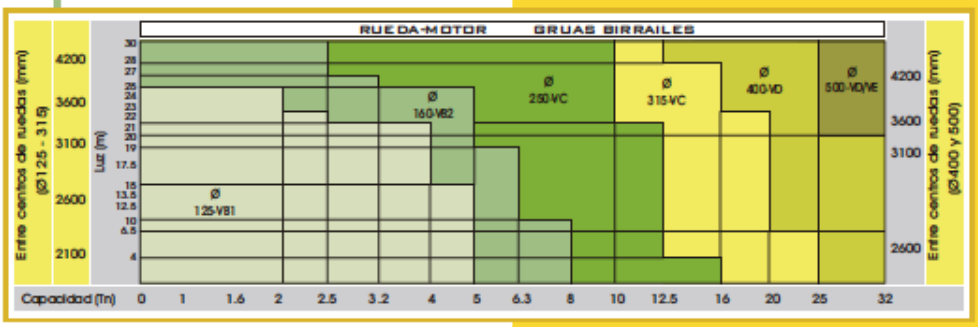
Reacciones, momentos flectores y flechas

Disposición de los apoyos y distribución de las cargas	Reacciones A y B	Momento Flector	Flecha máxima
	$B=P$	$Mx=P\cdot x$ $Mmax=P\cdot l$	$\Delta=\frac{P\cdot l^3}{3E\cdot J}$
	$B=w\cdot l$	$Mx=\frac{w\cdot x^2}{2}$ $M\ max=MB=\frac{-w\cdot l^2}{2}$	$\Delta=\frac{w\cdot l^4}{8E\cdot J}$
	$A=B=\frac{P}{2}$	$Mx=\frac{P\cdot x}{2}$ $M\ max=\frac{P\cdot l}{4}$	$\Delta=\frac{P\cdot l^3}{48E\cdot J}$
	$A=B=\frac{w\cdot l}{2}$	$Mx=\frac{w\cdot x\cdot(l-x)}{2}$ $M\ max=\frac{wl^2}{8}$	$\Delta=\frac{5\,w\cdot l^4}{384E\cdot J}$
	$A=\frac{5P}{16}$ $B=\frac{11P}{16}$	$Mx=\frac{5}{16}P\cdot x\left(x<l/2\right)$ $Mx=P\cdot l\left(\frac{1}{2}+\frac{1}{16}\cdot\frac{x}{l}\right)\left(x>l/2\right)$ $Mc=\frac{5\,P\cdot l}{32}$ $Mmax=Mx=\frac{3P\cdot l}{16}$ $Mx=0\ \text{PARA}\ x=\frac{5}{22}l$	$\Delta=\frac{7\,P\cdot l^3}{768\,E\cdot J}$ para x= 0,447l
	$A=\frac{3}{8}w\cdot l$ $B=\frac{5}{8}w\cdot l$	$Mx=\frac{w\cdot x}{2}\left(\frac{3}{4}l-x\right)$ $Mmax=\frac{9}{128}w\cdot l^2$ para $x=\frac{3}{8}l$ $Mb=\frac{w\cdot l^2}{8}$	$\Delta=\frac{w\cdot l^4}{185E\cdot J}$ para x= 0,4215·l
	$A=B=\frac{P}{2}$	$Mx=\frac{P}{2}\left(x-\frac{l}{4}\right)$ $MA=Mb=-\frac{P\cdot l}{8}$ $Mc=\frac{P\cdot l}{8}$	$\Delta=\frac{P\,l^3}{192E\cdot J}$
	$A=B=\frac{w\cdot l}{2}$	$Mx=\frac{w}{2}\left(l\cdot x-\frac{l^2}{6}-x^2\right)$ $MA=Mb=-\frac{w\cdot l^2}{12}$ $Mc=\frac{w\cdot l^2}{24}$	$\Delta=\frac{w\cdot l^4}{384\,E\cdot J}$

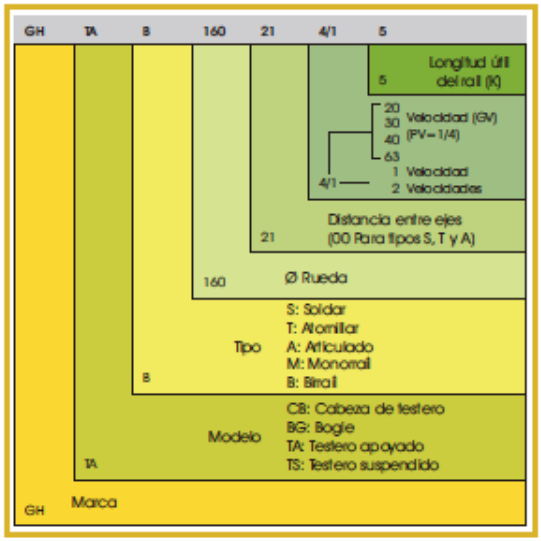
INDUSTRIAS ELECTROMECANICAS GH, S.A.
GH
COMPONENTES
PARA GRÚAS
it ingytec s.r.l.
MARTINIANO LEGUIZAMON 1969
C1440DYO - Buenos Aires - Argenitna
ingytec@ingytecsrl.com.ar
Tel.: (54-11) 4687-7012
Fax: (54-11) 4687-8279
www.ingytec.com
Certificate No. E199326
ONT-ROULANT PONTE ROLANTE SUWNICE GRUAS CRANES PONT-ROULANT PONTE ROLA

TABLAS DE SELECCIÓN ORIENTATIVAS DE RUEDAS Y MOTORES





REFERENCIA DE LOS COMPONENTES DE TRASLACIÓN GH



VELOCIDADES DE TRASLACIÓN A 3.000 RPM.

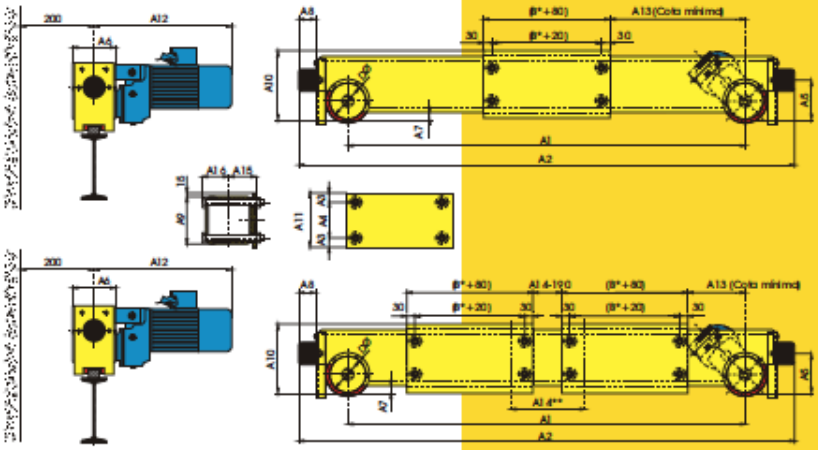
TESTEROS APOYADOS

Ø Rueda	Tipo Reduct.	Velocidades posibles en m/min 10 15 20 25 30 40 60
125	RFS/125	
160	RFS/160	
250	RFS/250	3T
315	RFS/315	
400	RFS/400	
500	RFS/500	4T
630	RFS/630	

TESTEROS SUSPENDIDOS

Ø Rueda	Tipo Reduct.	Velocidades posibles en m/min 10 15 20 25 30 40
125	RFS/125	
160	RFS/160	
200	RFS/250	3T
250		

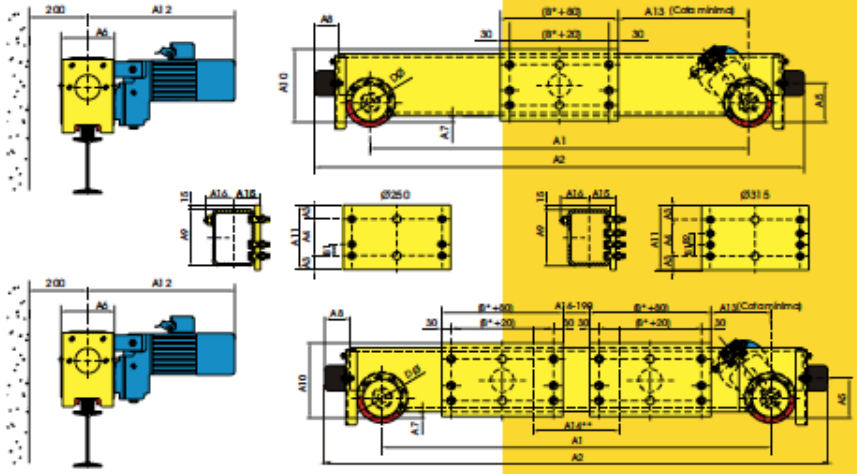
TESTEROS PARA GRÚAS MONOVIGA Y BIRRAILES



DØ	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11	A12	A13	A14	Monorail A15	Birail A15	A16	Monorail Peso (Kg)	Birail Peso (Kg)
125	1600 2100 2600 3100 3600	1960 2460 2960 3460 3960	50	130	125	171	20	80	200	235	230	475	185	-- 900 1200 1200 1500	97 (20) 107 (30)	97	103	135 160 185 210 235	-- 160 185 210 235
160	1600 2100 2600 3100 3600 4200	2035 2535 3035 3535 4035 4635	50	180	160	175	37.5	97	250	302.5	280	536	205 (31) 295 (41)	-- 900 1200 1200 1500 1800	107	97	103	175 205 235 265 295 330	-- 205 235 265 295 330

*La cota "B" corresponde a la medida de la platabanda de la viga

**La cota "A14" corresponde a la luz del carro

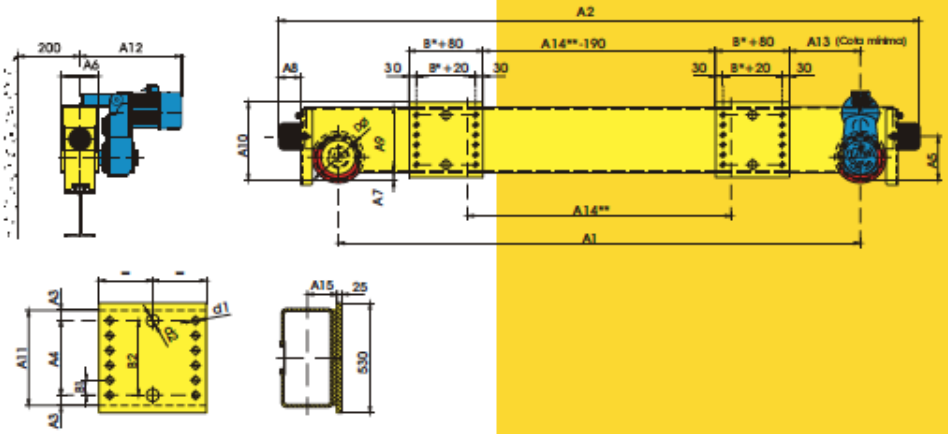


DØ	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11	A12	A13	A14	Monorail A15	Birail A15	A16	B1	B2	Monorail Peso (Kg)	Birail Peso (Kg)
250	2100 2600 3100 3600 4200	2665 3165 3665 4165 4765	65	200	250	258	30	117	300	345	350	621	295 (31) 375 (41)	900 1200 1200 1500 1800	120 (20) 130 (30)	120	128	60	--	335 380 425 470 525	335 380 425 470 525
315	2100 2600 3100 3600 4200	2725 3225 3725 4225 4825	70	290	315	268	62,5	117	400	477,5	430	626	205 (31) 310 (41)	900 1200 1200 1500 1800	130	120	128	65	65	505 565 625 685 760	505 565 625 685 760

*La cota "B" corresponde a la medida de la platabanda de la viga

**La cota "A14" corresponde a la luz del carro

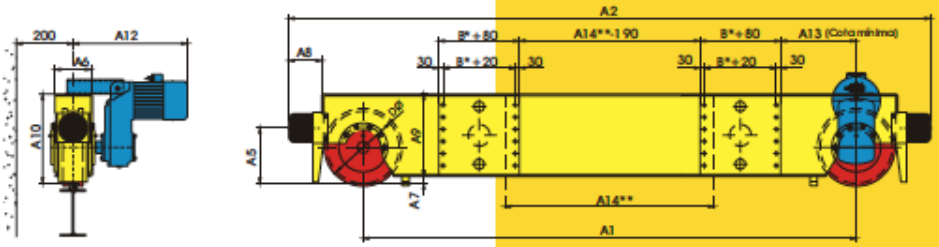
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE TESTEROS BIRRAILES

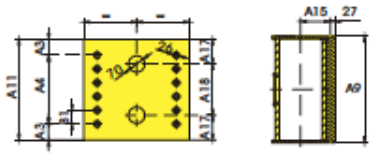


DØ	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11	A12	A13	A14	A15	B1	B2	Ød1	Ød2	Peso (Kg)
400	3100 3600 4200	3900 4400 5000	50	390	335	285	50	130	500	565	490	785	275	1500 1500 1800	120	78	390	24	40	930 990 1065
500	3100 3600 4200	4070 4570 5170	40	410	385	301	100	165	500	615	490	795	320	1500 1500 1800	120	82	380	26	70	1220 1290 1395

La cota "B" corresponde a la medida de la platabanda de la viga

**La cota "A14" corresponde a la luz del carro





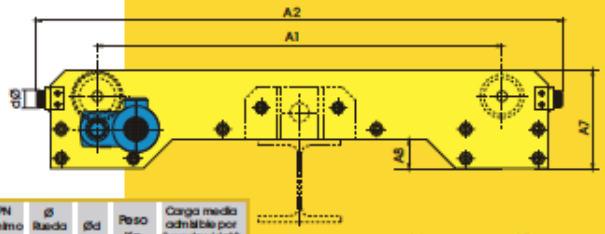
DØ	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11	A12	A13	A14	A15	A17	A18	B1	Peso (Kg)
500	3100 3600 4200	3900 4400 5000	66,5	410	385	301	48	230	571	619	543	795	320	1500 1500 1800	137	81,5	380	82	1490 1590 1700
630	3100 3600 4200	4070 4570 5170	33	540	495	383	45	268	640	685	606	930	390	1500 1500 1800	180	133	340	90	2435 2595 2790

La cota "B" corresponde a la medida de la platabanda de la viga

**La cota "A14" corresponde a la luz del carro

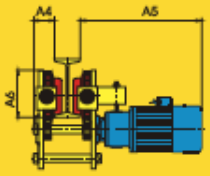
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE TESTEROS PARA GRÚAS SUSPENDIDAS

MONOVIGA
SERIE MEDIANA
MODELO TS - M

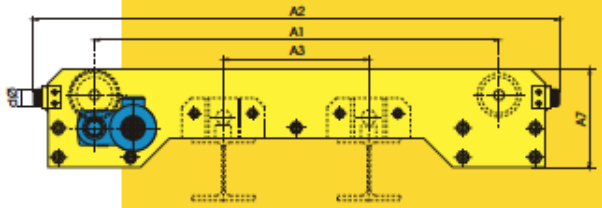


Luz m	A1 mm	A2 mm	A4 mm	A5 mm	A6 mínimo mm	A7 mm	A8 mm	IPN mínimo mm	Ø Rueda mm	Ød mm	Peso Kg	Carga media admisible por 2 ruedas (daN)
9 15	1200 2100	1600 2500	66	472	160	340	100	180	125	63	205 260	3600
9 15	1200 2100	1640 2540	71	522	198	390	105	220	160	63	275 360	5300
15 22	2100 3100	2630 3630	85	595	245	440	110	260	200	100	460 565	9300
15 22	2100 3100	2710 3710	95	595	287	540	130	320	250	100	730 885	13300

Nota: Las cotas A1 menores a 2100, serán sólo válidas para testeros sueltos

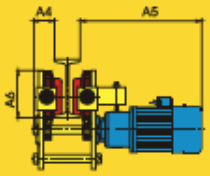


BIRRAIL
SERIE MEDIANA
MODELO TS - B

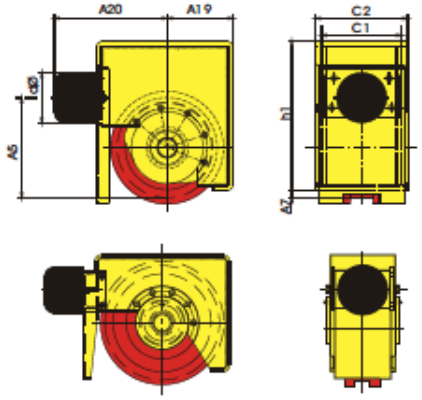


Luz m	A1 mm	A2 mm	A3 mm	A4 mm	A5 mm	A6 mínimo mm	A7 mm	A8 mm	IPN mínimo mm	Ø Rueda mm	Ød mm	Peso Kg	Carga media admisible por 2 ruedas (daN)
9 15	1600 2100	2000 2500	900 900	66	472	160	340	100	180	125	63	230 260	3600
9 15	1600 2100	2040 2540	900 900	71	522	198	390	105	220	160	63	310 360	5300
15 22	2100 3100	2630 3630	900 1200	85	595	245	440	110	260	200	100	460 565	9300
15 22	2100 3100	2710 3710	900 1200	95	595	287	540	130	320	250	100	730 885	13300

Nota: Las cotas A1 menores a 2100, serán sólo válidas para testeros sueltos



CABEZALES PARA TESTEROS DE GRÚAS PUENTE



Cabezal para ruedas					
Ø125	Ø160	Ø250	Ø315	Ø400	Ø500

	Ø Rueda	Dimensiones							
		C1	C2	H1	A5	A7	A19	A20	Ød
Cabezal Soldado	125	150	180	205	125	10	100	179	80
	160	150	180	255	160	27.5	120	217	100
	250	200	230	373	250	18	165	282	125
	315	200	230	373	305	50.5	195	312	125
	400	225	250	506	335	38	262	400	160
	500	220	250	546	385	48	312	486	200
	630	305	345	645	495	45	373	645	250

Cabezal para rueda Ø 630

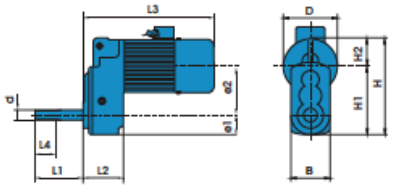
MOTOREDUCTORES DE TRASLACIÓN

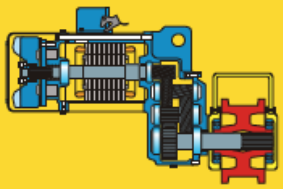
Los motoreductores de traslación están especialmente diseñados y fabricados por GH para el accionamiento de mecanismos destinados a la manutención de materiales.

La concepción especial de los motores GH garantiza los movimientos progresivos en la aceleración y en el frenado, así como un funcionamiento silencioso.

Las ruedas, sobre las que van instalados los rodamientos, son de doble pestaña, con motoreductores de ataque directo, por medio de eje estriado.

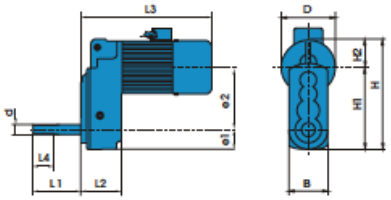
MOTOREDUCTORES DE TRASLACIÓN CON REDUCTORA DE TRES TRENES (3T) PARA VELOCIDADES STANDARD

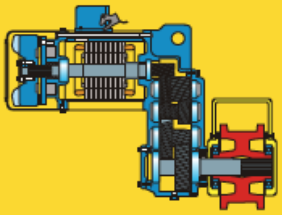




Peso Kg	Motor tipo	Reductora tipo	Pot. Motor (Kw) F=50 Hz 3000 Var	3000/750	Ød mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	L4 mm	e1 mm	e2 mm	B mm	Ø D mm	H1 mm	H2 mm	H mm
24	VB1-60	RFS / 125-3T	0,85	0.40/0.10	34.9	152	112	389	60	60	134.2	120	157.5	194.2	78	273.2
32	VB2-60	RFS / 160-3T	0,85		34.9	166	134	448.5	70	67	168.25	134	157.5	235.25	90	325.25
34	VB2-100			0.75/0.18												
50	VC-85	RFS / 250-3T	1.5		49.9	240	146	492	60	90	218.05	180	218	308.05	109	417.05
54	VC-110		2.5	1.5/0.37												
50	VC-110	RFS / 315-3T	1.5		49.9	250	146	492	60	90	218.05	180	218	308.05	109	417.05
54			2.5	1.5/0.37												
150	VD-110	RFS / 400-3T	5	3/0.75	64.9	316	235	592	65	130	323.7	250	265	453.7	135	588.7
150	VD-110	RFS / 500-3T	5	3/0.75	79.9	332	235	592	65	130	323.7	250	265	453.7	135	588.7
205	VE-110	RFS / 500-3T	7.5	5.1/1.3	79.9	332	235	672	65	130	323.7	250	327	453.7	135	617
320	VE-110	RFS / 630-3T	7.5	5.1/1.3	89.9	399	262	700	55	200	440.9	400	327	640.9	166	806.9

MOTOREDUCTORES DE TRASLACIÓN CON REDUCTORA DE CUATRO TRENES (4T) PARA PÓRTICOS Y VELOCIDADES ESPECIALES





Peso Kg	Motor tipo	Reductora tipo	Pot. Motor (Kw) F=50 Hz 3000 Var	3000/750	Ød mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	L4 mm	e1 mm	e2 mm	B mm	Ø D mm	H1 mm	H2 mm	H mm
36	VB2-60	RFS / 160-4T	0.85		34.9	166	154	463	70	75	240.8	150	157.5	315.8	90	405.8
38	VB2-100			0.75/0.18												
56	VC-85	RFS / 250-4T	1.5		49.9	240	160.5	495	60	100	289	200	218	389	109	498
60	VC-110		2.5	1.5/0.37												
56	VC-85	RFS / 315-4T	1.5		49.9	250	160.5	495	60	100	289	200	218	389	109	498
60	VC-110		2.5	1.5/0.37												
160	VD-110	RFS / 400-4T	5	3/0.75	64.9	316	235	592	65	145	447.7	290	265	592.7	135	727.7
160	VD-110	RFS / 500-4T	5	3/.075	79.9	332	235	592	65	145	447.7	290	265	592.7	135	727.7
215	VE-110	RFS / 500-4T	7.5	5.1/1.3	79.9	332	235	672	65	145	447.7	290	327	592.7	135	756

MIGUEL ABAD
COMPONENTES DE GRUAS

01.HOJAS TÉCNICAS
Traslaciones y conjuntos rodantes

HT.001 Ruedas para rieles
HT.014 Boogies de ruedas
HT.017 Ruedas para compuertas vagón hydro
HT.018 Ruedas ferroviarias
HT.020 Ejes ferroviarios y pares montados
HT.021 Ruedas transportadoras para plantas de sinterización

Ruedas para Rieles

Las ruedas para rieles de **MIGUEL ABAD S. A.** han sido diseñadas para diferentes usos y aplicaciones de la industria.

Vienen a solucionar y facilitar tanto el diseño, como la provisión y recambio rápido de unidades completas, como de sus componentes.

Estas unidades son aptas para puentes grúas, y todo mecanismo que requiera movimientos guiados sobre rieles, necesarios para la ingeniería mecánica en general.

Construidas bajo estrictas normas de calidad, todos los componentes garantizan una alta confiabilidad en el montaje y, posteriormente, cuando son sometidas a las rigurosas condiciones de servicio.

Las unidades de rueda están constituidas por una rueda aplicada con interferencia en un eje, a su vez, montado sobre rodamientos de rodillos esféricos, alojados en sendas cajas porta cojinetes.

También según normas DIN se proveen directamente montados en la rueda.

Cada serie comprende la variante motora o conducida.

Así también se realizan unidades de ruedas diseñadas especialmente para los requerimientos del usuario.

Se proveen engrasadas pintadas listas para el montaje.

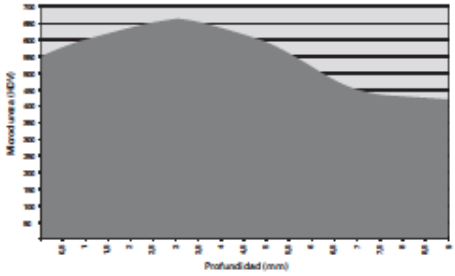
RUEDAS

La rueda se obtiene a partir de un proceso de forjado triaxial, preformado y punzonado, que le confiere la orientación de fibras necesaria para lograr valores de resistencia acordes al servicio al que serán sometidas.

El acero utilizado es 42CrMo4V (SAE 4140) según EN 10083, Rt=1100-1200 N/mm²

Se suministra con tratamiento térmico de bonificado volumétrico dureza 321 - 363 HBr.

A pedido del cliente pueden proveerse ruedas "PREMIUM" acero 50 CrMo4 (SAE 4150) S/EN 10083, banda de rodadura endurecida con nuestro exclusivo tratamiento térmico HQ MAX®1 500/550 HBr o HQMAX®2 550/600 HBr con penetración de 5 a 7 mm.



Las series de ruedas normalizadas tipo MA responden a:

- Norma americana AISE N° 6
- Norma alemana DIN 15070

CAJA PORTA RODAMIENTO

Las cajeras son construidas con diferentes formas de acuerdo a las series ofrecidas.

La precisión aplicada en su fabricación garantiza un simple y económico montaje sobre testeras de puente grúa.

Los rodamientos utilizados son de doble hilera de rodillos a rótula series 222 y 223 CC/W33.

Estas series proveen la mayor capacidad de carga dinámica en relación con el diámetro del alojamiento, además de posibilitar absorber desalineaciones.

OPCIONES Y VARIANTES

Como ya se mencionó anteriormente, pueden ser suministradas unidades de ruedas especiales a requerimiento del cliente, así como también distintas subunidades o componentes independientes (rueda y eje, rueda, eje, cajera, etc.)

Selección de Ruedas

Las normas DIN establecen la siguiente fórmula empírica para la determinación del diámetro de rodadura:

$$Dn = \frac{Rm}{Plím \times b\ C_1 \times C_2}$$

Dn: Diámetro de la rueda en banda de rodadura (mm).
Rm: Reacción media sobre la rueda (N).
Plím: Presión límite del material utilizado (N/mm²).
b: Ancho efectivo del riel (mm).
C_1: Coeficiente que depende de la clase de mecanismo.
C_2: Coeficiente en función de la velocidad de rotación de la rueda.

1. REACCIÓN MEDIA:

La reacción media depende, por supuesto, del número de ruedas afectado al mecanismo. Luego de establecer la Rmáx como la máxima reacción sobre la rueda con carga nominal, y Rmín como la reacción en la rueda sin carga y con la máquina detenida, Rm surge de la siguiente fórmula:

$$Rm = \frac{2\,Rmáx + Rmín}{3}$$

2. PRESIÓN LÍMITE:

La presión límite depende de la tensión de rotura del acero utilizado y su relación con el grado de acero del riel, según se desprende del análisis de la tabla 1.

Tabla 1

Tensión de Rotura		P lim
Riel	Rueda	
N/mm²	N/mm²	N/mm²
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥690	≤ 740	7,00

3. ANCHO EFECTIVO DEL RIEL

Depende del tipo de riel utilizado:

- Para riel tipo BURBACH
  b = L - 2r
- Para riel tipo VIGNOLE
  b = L - 0,75r

L: ancho total del riel
r: radio de extremo del riel

Tabla 2

Riel (Símbolo)			r	L-2r
STD	NUEVO	VIEJO		
mm	mm	mm	mm	mm
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
	A 120	KS 101	10	100
DIN 536 P2	F 100		5	90
	F 120		5	110

4. COEFICIENTE C_1

El valor del coeficiente C_1 depende del grupo de mecanismo DIN, el cual está determinado por el tipo de servicio, las condiciones de esfuerzos y el tiempo de operación máximo por día (ver tabla 3).

Tabla 3

Tiempo de Operación Diario (Horas)			C_2
Grupo DIN	Desde %	incluido %	
M 3	0	16	1,25
M 4	16	25	1,12
M 5	25	40	1,00
M 6	40	63	0,90
M 7	63	100	0,80

5. COEFICIENTE C_2

El coeficiente C_2 está dado en la tabla 4 en función de los valores de rotación de las ruedas.

Tabla 4

Velocidad de Rotación	C_2	Velocidad de Rotación	C_2
200,0	0,66	28,0	1,02
160,0	0,72	25,0	1,03
125,0	0,77	22,4	1,04
112,0	0,79	20,0	1,06
100,0	0,82	18,0	1,07
90,0	0,84	16,0	1,09
80,0	0,87	14,0	1,10
71,0	0,89	12,5	1,11
63,0	0,91	11,2	1,12
56,0	0,92	10,0	1,13
50,0	0,94	8,0	1,14
45,0	0,96	6,3	1,15
40,0	0,97	5,6	1,16
35,5	0,99	5,0	1,17
31,5	1,00		

Ejemplo de cálculo

Determinación del diámetro de rodadura (Dn).

Condiciones de trabajo:

Una rueda debe ser usada durante 8 hs. diarias bajo una carga máxima de 190000 N y una carga mínima de 95000 N, durante períodos similares.

La velocidad de rotación debe ser de 40 rpm y corre sobre un riel DIN A75.

La carga de rotura del material utilizado es de 590 N/mm². Por lo tanto:

$$Rm = \frac{2\,Rmáx + Rmín}{3} = \frac{2 \times 190000 + 95000}{3}$$

$$Rm = 165000\ N$$

Plím= 5,6 N/mm2 (tabla 1);

b= 59 mm (tabla 2):

C_1=1 (tabla 3):

C_2=0,97 (tabla 4)

$$Dn = \frac{Rm}{Plím \times b\,C_1 \times C_2} = \frac{165000\ N}{5{,}6\ N/mm^2 \times 59\ mm \times 1 \times 0{,}97}$$

Dn= 514,84 mm

Si del cálculo no surge una medida estándar como es de prever, se elige el diámetro de rodadura inmediato superior.

Utilización del diagrama

Si la velocidad de rotación de la rueda no es un dato del problema, no se podrá obtener el valor de C_2.

El diagrama que sigue permite determinar el Dn de la rueda a partir de la velocidad lineal de la grúa para un coeficiente C_2=1.

Posteriormente utilizando la tabla 5, un Dn así obtenido por diagrama, y la velocidad lineal, se puede llegar a un valor de C_2 real.

El Dn final de la rueda se obtiene dividiendo el diámetro hallado por diagrama por el valor de C_2 real.

Volviendo al ejemplo de cálculo inicial y teniendo en cuenta el tipo de operación descripto consideramos un grupo de mecanismo DIN M5, (Diagrama 1).

Determinando la reacción media en 165 KN (diagrama 2), se llega a un punto de intersección con el diagrama 1, a partir del cual se pasa con una línea horizontal que a su vez intersecta a la vertical correspondiente al ancho efectivo del riel (diagrama 3). Según el material seleccionado, en el diagrama 4, se obtiene un punto formado por la vertical según el grado del acero elegido y la línea proveniente del diagrama 3. Luego desde este punto se pasa a una horizontal que determina el Dn de la rueda para C_2=1.

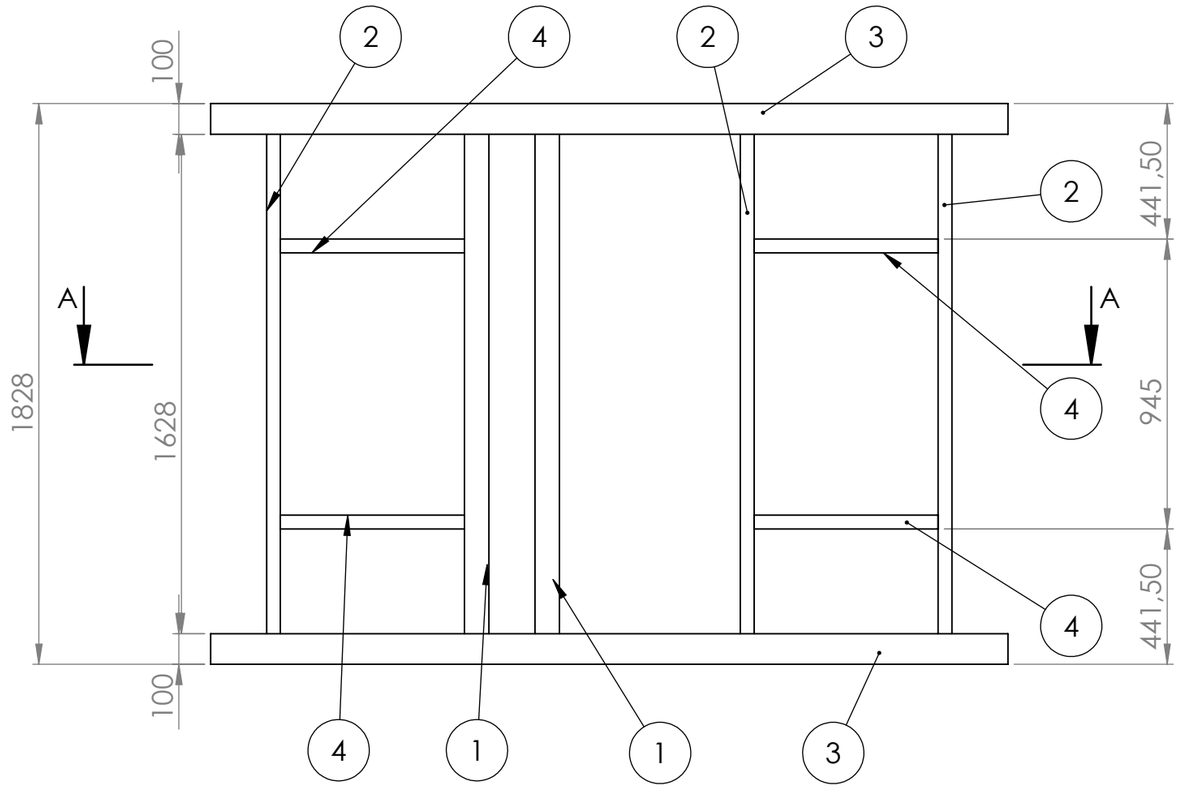
Una última selección es posible, teniendo en cuenta el ancho del riel, ya que es incompatible una rueda de Dn=1000 mm y un ancho de riel de 37 mm. El diagrama 5 posibilita controlar este valor. La vertical correspondiente al ancho efectivo del riel en diagrama 3, luego de un doble giro se intersecta con la horizontal que determina el Dn de la rueda.

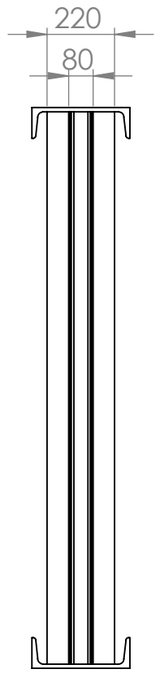
Tabla 5	Coeficiente C^2 Real														
Diámetro de la Rueda (mm)	Velocidad Lineal (m / min)														
	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66			
250	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66		
315	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	
400	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66
500	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72
630	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77
710		1.16	1.14	1.13	1.12	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84	0.79
800		1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82
900			1.16	1.14	1.13	1.12	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	089	0.84
1000			1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87
1120				1.16	1.14	1.13	1.	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89
1250				1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91

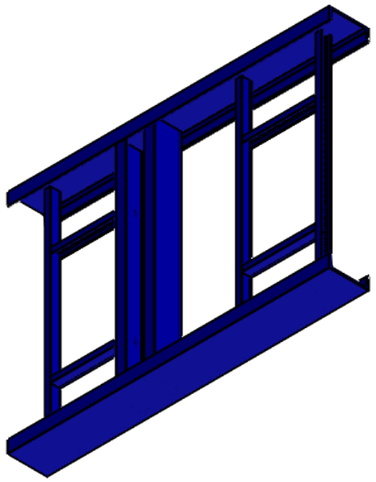
Una vez así obtenido el Dn se lo afecta por el coeficiente que surge de la tabla 5 en función de la velocidad lineal de la grúa.

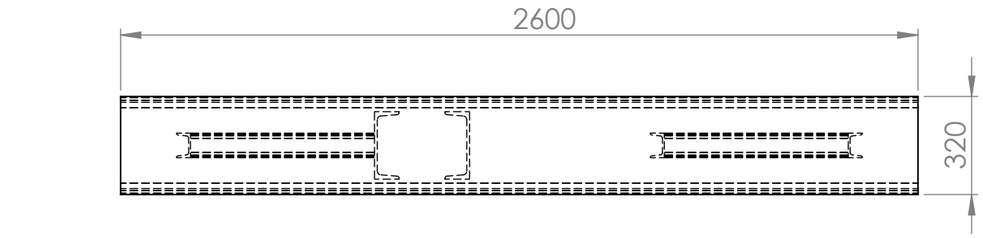
DOCUMENTO III

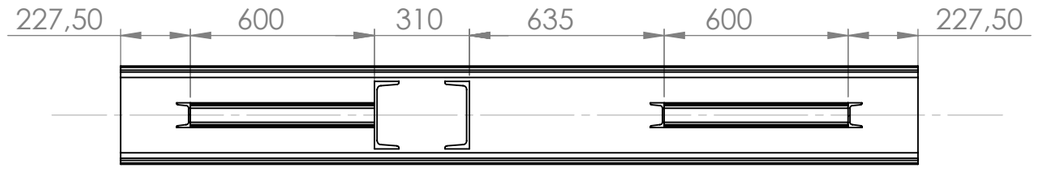
PLANOS







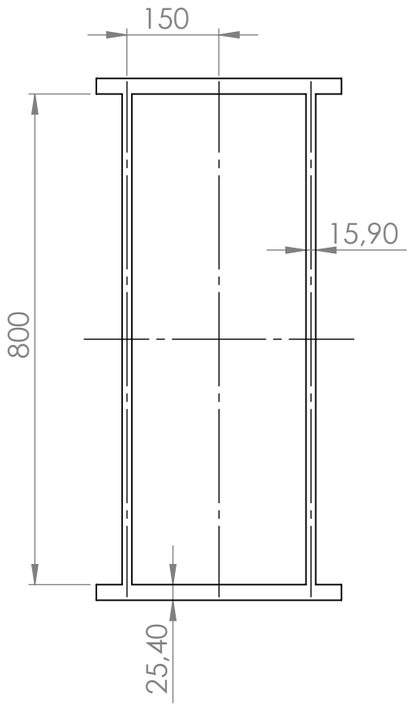


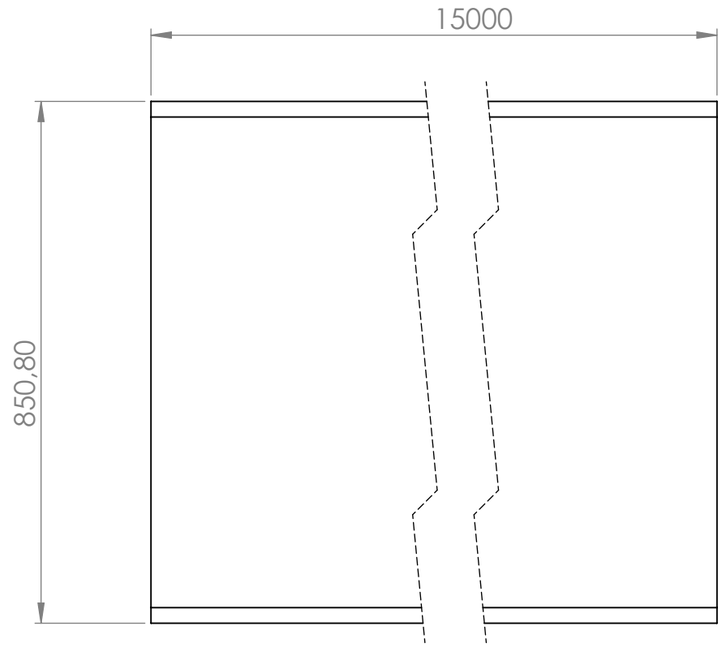


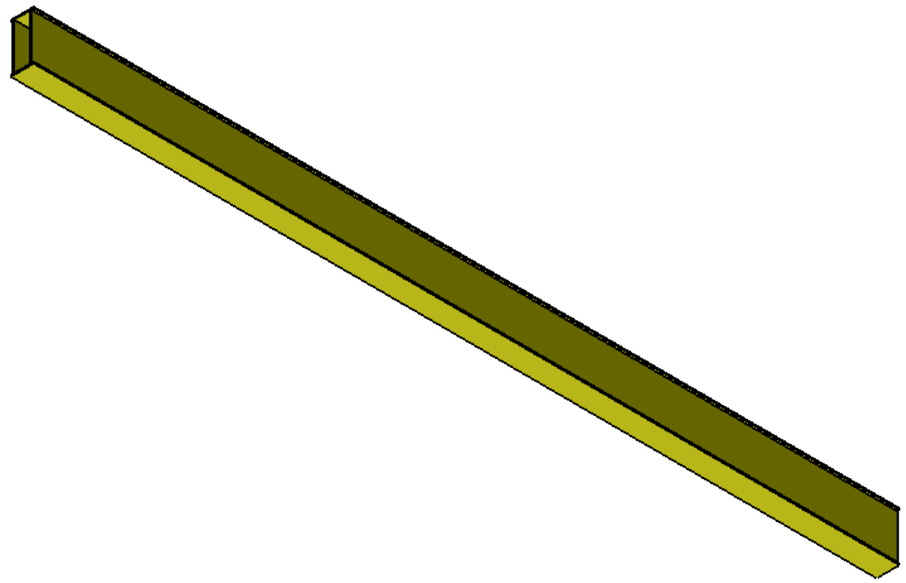
SECCIÓN A-A

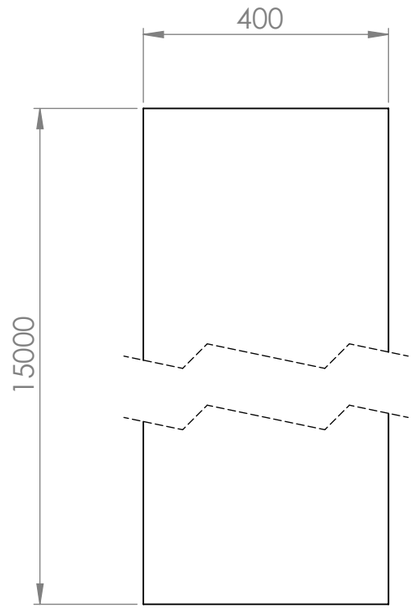
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	UPN 220x1800mm	S 275 JR	2
2	UPN 80x1800mm	S 275 JR	3
3	UPN 320x2600mm	S2 75 JR	2
4	UPN 80x600mm	S 275 JR	4

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO	16/09/2018	DAVID IBAÑEZ		UNIVERSIDAD DE CANTABRIA E.T.S. INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIONES
COMPROBADO				
APROBADO				
ESCALA: 1:20	CONJUNTO CARRO		MATERIAL:	PLANO Nº1
				SUSTITUYE A :
				SUSTITUIDO POR:

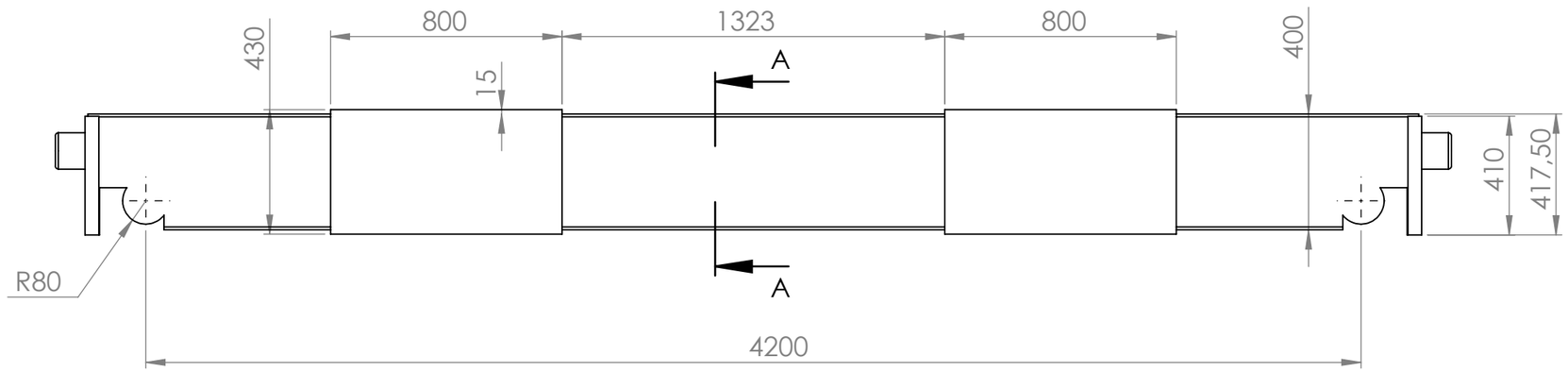


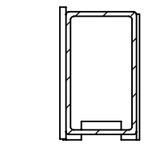




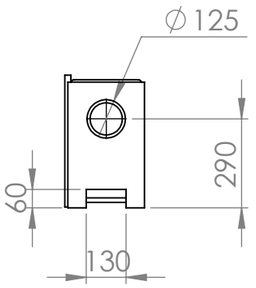


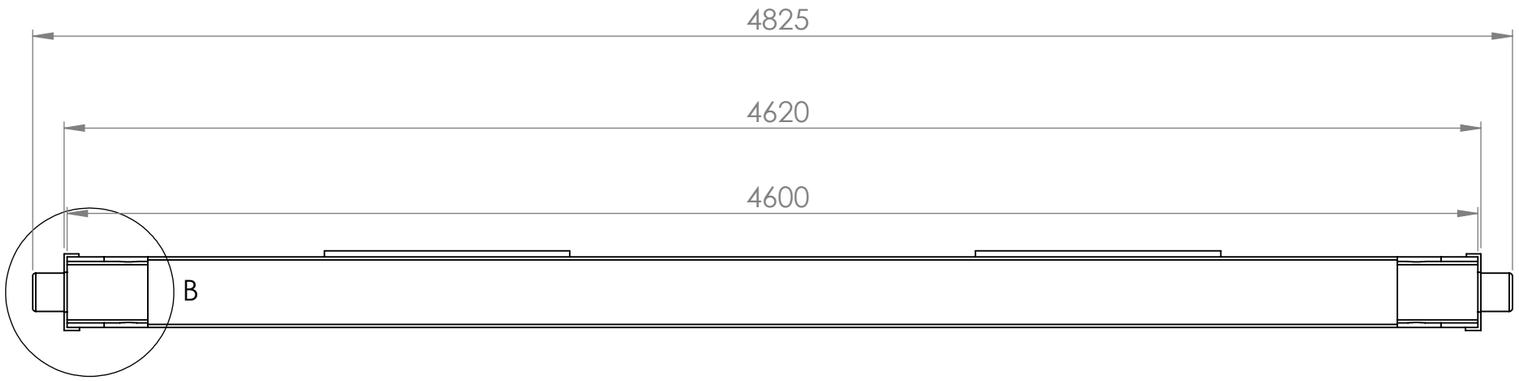
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO	16/09/2018	DAVID IBAÑEZ		UNIVERSIDAD DE CANTABRIA E.T.S. INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIONES
COMPROBADO				
APROBADO				
ESCALA: 1:10	VIGA CAJÓN		MATERIAL: S 235 JR	PLANO Nº2
				SUSTITUYE A :
				SUSTITUIDO POR:

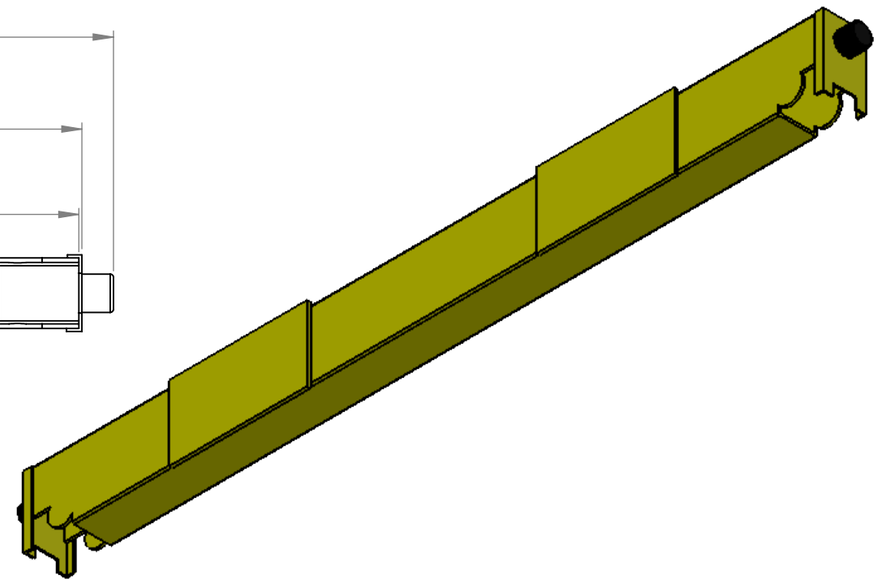


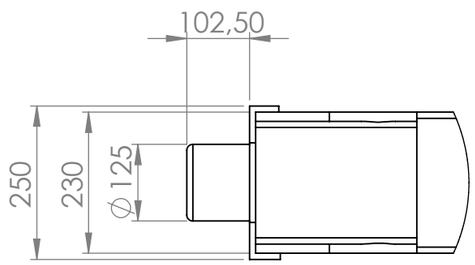


SECCIÓN A-A



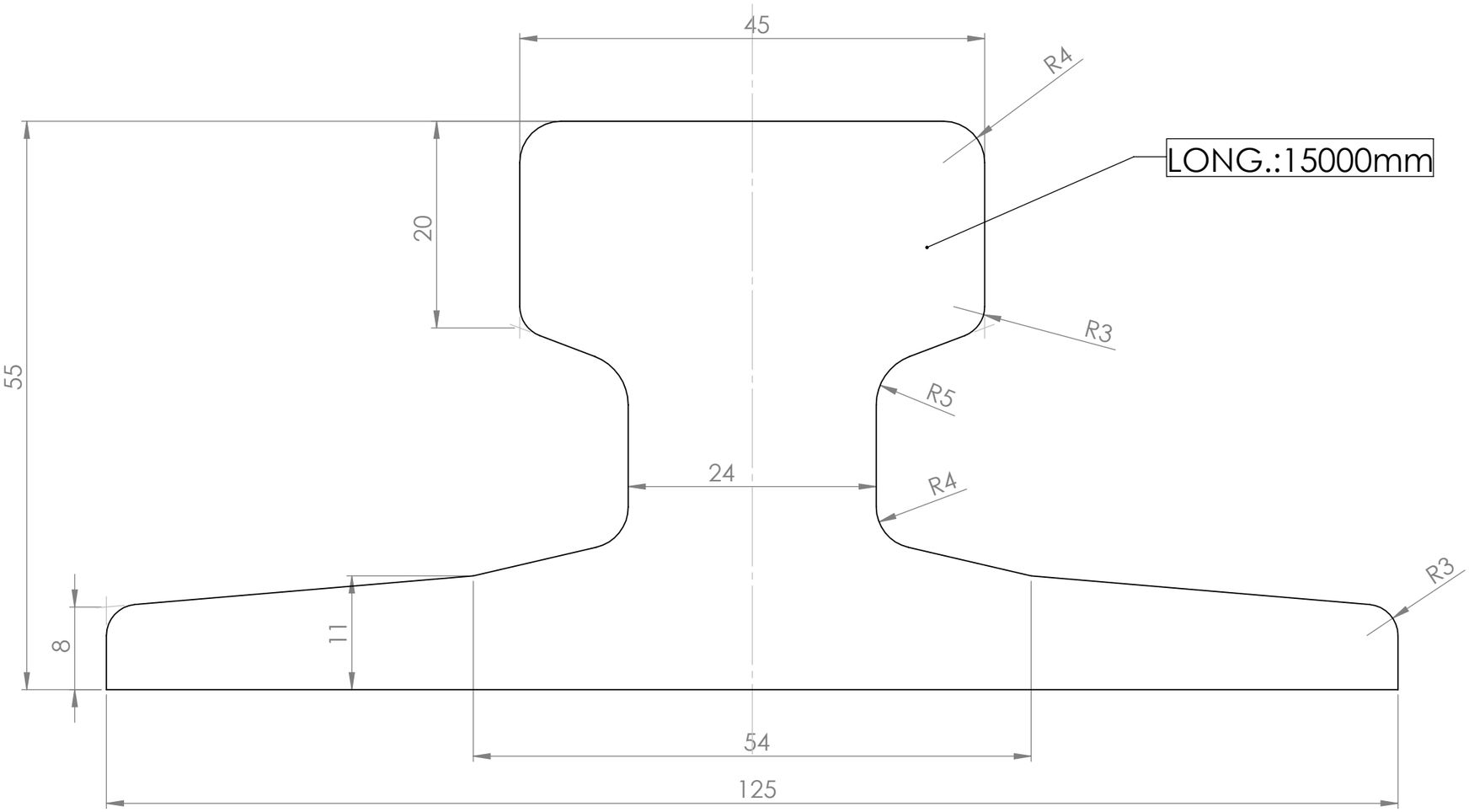




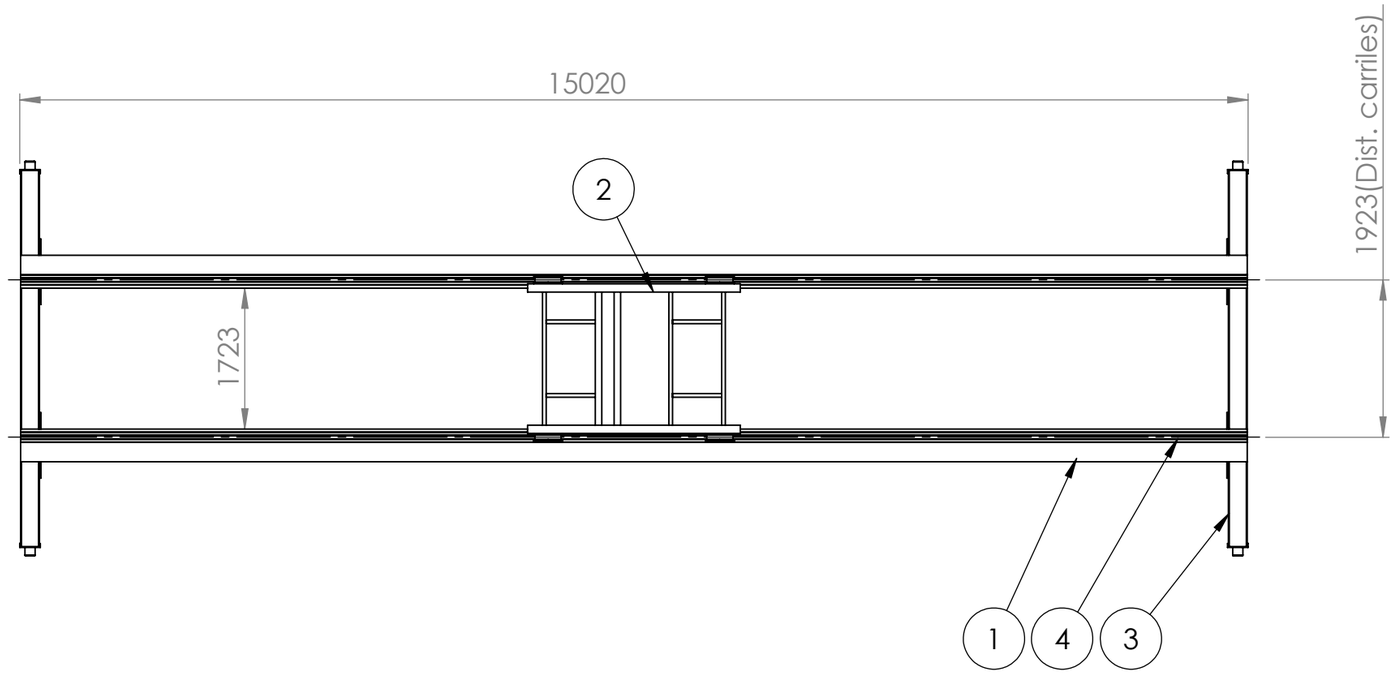


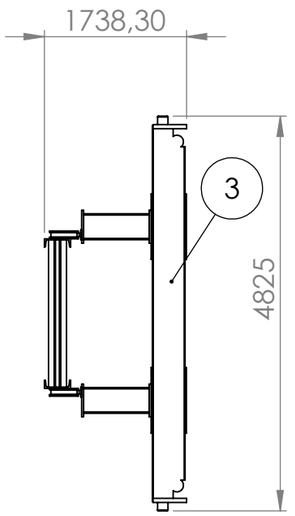
DETALLE B
ESCALA 1 : 10

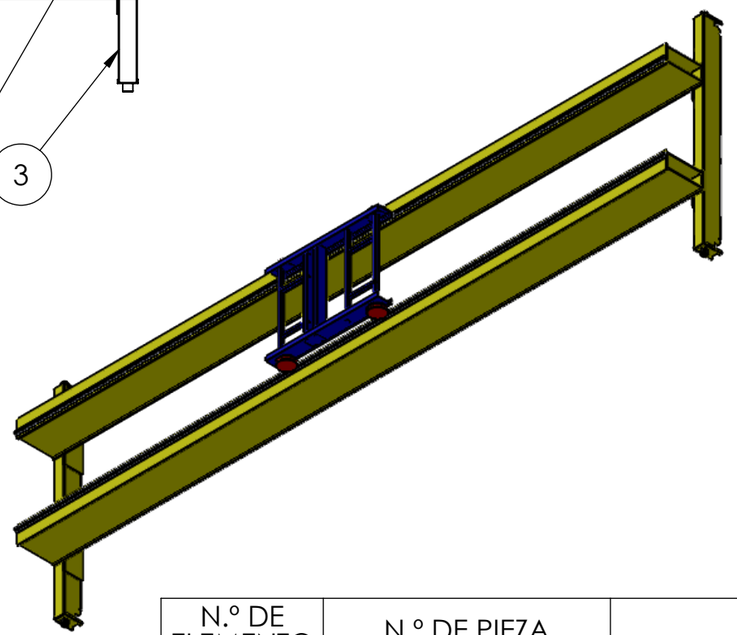
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO	16/09/2018	DAVID IBAÑEZ		UNIVERSIDAD DE CANTABRIA E.T.S. INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIONES
COMPROBADO				
APROBADO				
ESCALA: 1:20	TESTERO		MATERIAL: S 235 JR	PLANO Nº 3 SUSTITUYE A : SUSTITUIDO POR:

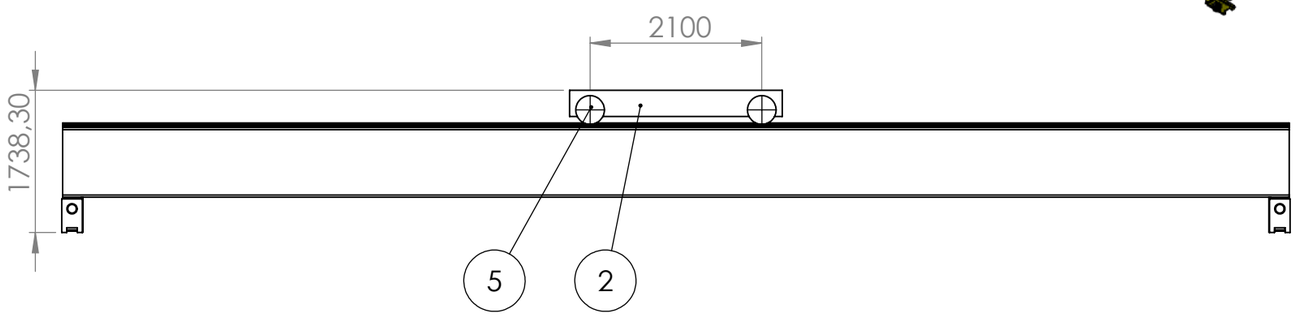


	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO	16/09/2018	DAVID IBAÑEZ		UNIVERSIDAD DE CANTABRIA E.T.S. INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIONES
COMPROBADO				
APROBADO				
ESCALA: 2:1	CARRIL CARRO		MATERIAL: STG 60.81	PLANO Nº4
				SUSTITUYE A :
				SUSTITUIDO POR:



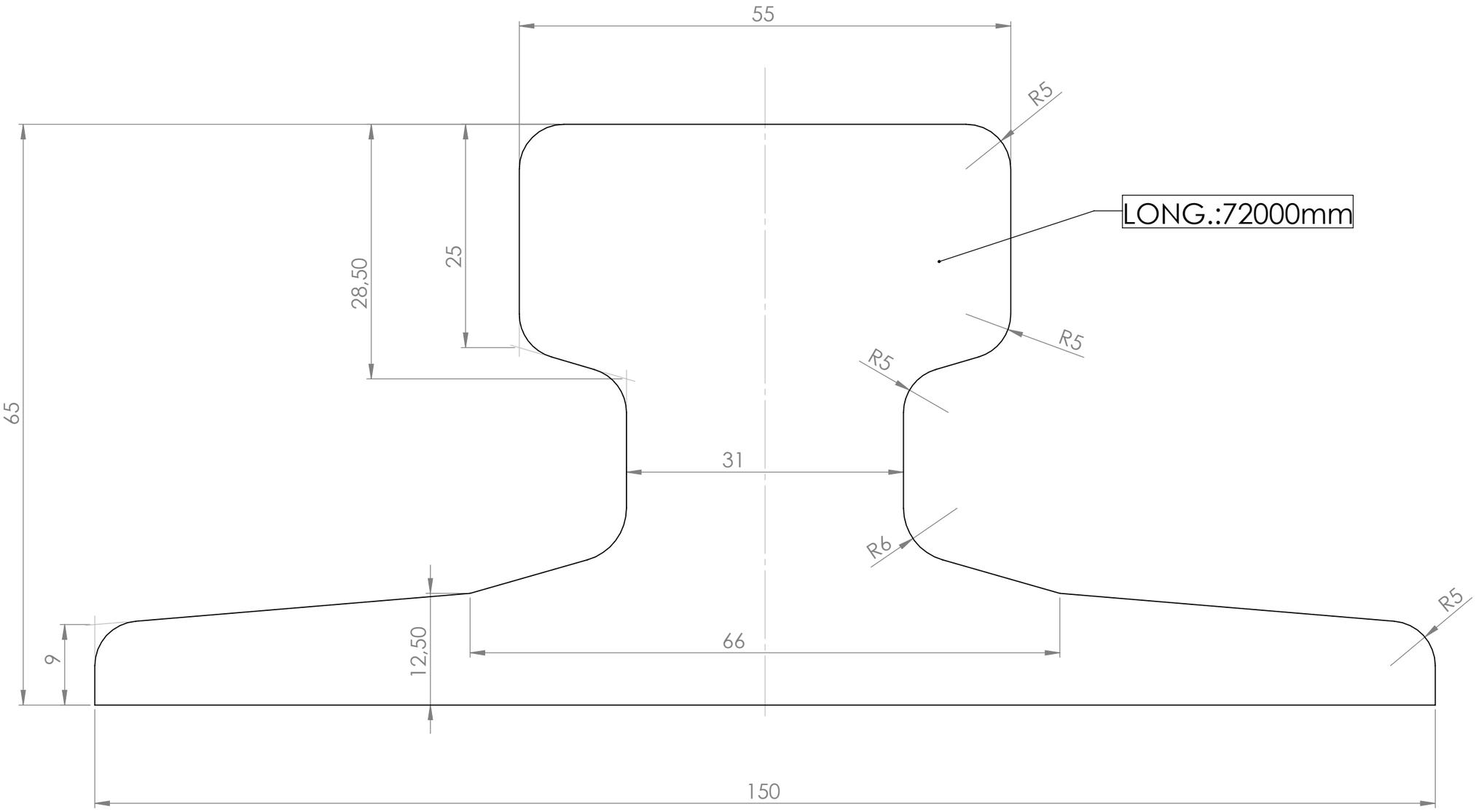




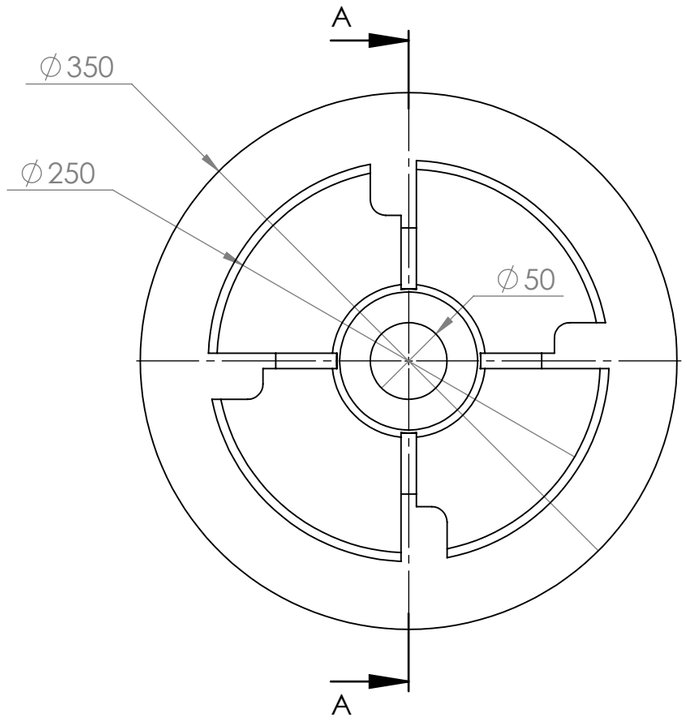


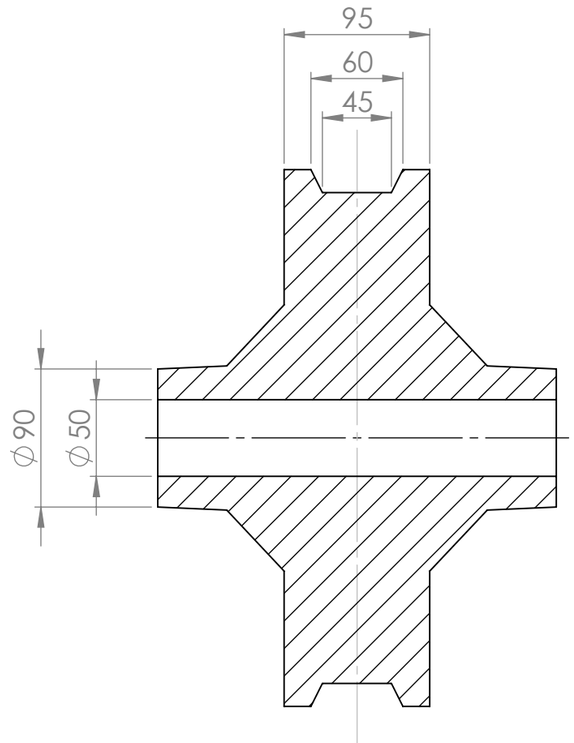
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	VIGA CAJON	S235JR	2
2	CARRO	S275JR	1
3	TESTERO	S235JR	2
4	CARRIL	STG 60.81	2
5	RUEDA	ACERO INOX.	4

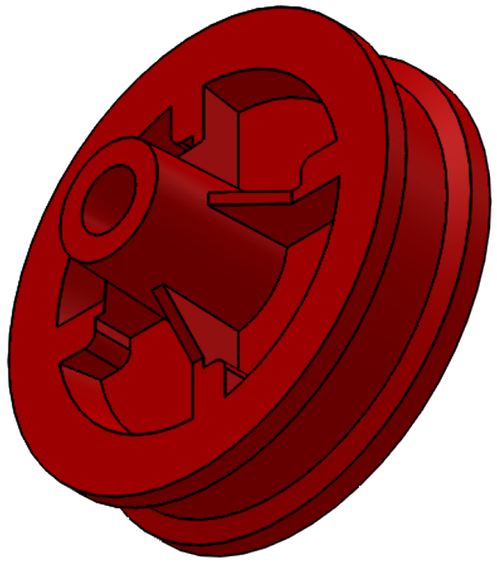
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO	16/09/2018	DAVID IBAÑEZ		UNIVERSIDAD DE CANTABRIA E.T.S. INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIONES
COMPROBADO				
APROBADO				
ESCALA: 1:75	CONJUNTO		MATERIAL:	PLANO Nº 5
				SUSTITUYE A :
				SUSTITUIDO POR:



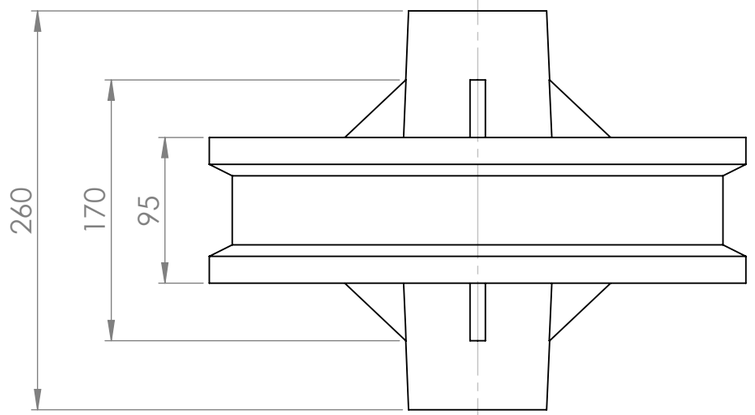
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO	16/09/2018	DAVID IBAÑEZ		UNIVERSIDAD DE CANTABRIA E.T.S. INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIONES
COMPROBADO				
APROBADO				
ESCALA: 2:1	CARRIL TESTERO		MATERIAL: STG. 60.81	PLANO Nº6
				SUSTITUYE A :
				SUSTITUIDO POR:







SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 4



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO	16/09/2018	DAVID IBAÑEZ		UNIVERSIDAD DE CANTABRIA E.T.S. INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIONES
COMPROBADO				
APROBADO				
ESCALA: 1:4	RUEDA CARRO		MATERIAL: ACERO INOX.	PLANO Nº7
				SUSTITUYE A :
				SUSTITUIDO POR:

DOCUMENTO IV

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN 3

2. CAMPO DE APLICACIÓN 4

3. EL TÉCNICO 5

4. EL CONTRATISTA 6

5. EL CONSTRUCTOR 7

6. EL PLAZO DE EJECUCIÓN 8

7. EL PLAZO DE GARANTÍA 9

8. LAS CONDICIONES DE PAGO 10

9. CONDICIONES GENERALES DE LOS MATERIALES 11

10. NORMAS DE SEGURIDAD E HIGIENE 12

11 INSTRUCCIONES DE INSTALACIÓN 16

11.1 Instalación del bastidor del carro 16

1 1.2 Motorreductores 16

11.3 Camino de rodadura 18

11.4 Acometida eléctrica y puesta a tierra 20

11.5 Montaje de la grúa 21

11.5.1 Montaje de la grúa en el suelo 21

11.5.2 Izado de la grúa 22

11.6 Pruebas de recepción 22

11.6.1 Ensayos 23

11.7 Puntos de inspección previos a la puesta en servicio 24

12. INSTRUCCIONES GENERALES PARA EL USO 27

12.1 Funcionamiento y reglajes 27

12.2 Principio de funcionamiento del polipasto 27

12.3 Conexión y protección de los motores 28

12.4 Limitador de carga 29

12.5 Instrucciones de uso y conducción 30

12.6 Verificaciones generales antes de la puesta en marcha diaria 31

13 MANTENIMIENTO MECÁNICO 32

13.1 Manutención mecánica 32

13.2 Prevenciones generales durante las reparaciones 32

13.3 Manutención de las pistas de rodadura 33

13.4 Cables 33

13.4.1 Lubricación de cables en servicio 33

13.4.2 Estado del cable antes de su instalación 34

13.4.3 Colocación 35

13.4.4 Mantenimiento 35

13.4.5 Inspecciones y frecuencia 36

13.4.6 Anexo A (Normativo) 43

1 3.4.7 Anexo B (Normativo) 44

13.4.8 Anexo C (Normativo) 45
13.4.9 Anexo D (Normativo) 46
1 3.4.10 Anexo E (Normativo) 48
13.5 Grapas de amarre del cable 56
13.6 Terminal de cuña 56
13.7 Gancho 56
13.8 Poleas y tambor 57
13.9 Procedimiento para desmontar el aparejo 57
13.10 Engrase 58
13.11 Plan de mantenimiento 59
14. ELEVACIÓN 60
14.1 Resistencia al aislamiento 60
14.2 Ruidos y vibraciones 61
14.3 Motores 61
14.4 Reductores 62
15. TRASLACIÓN 63
15.1 Periodicidad de las inspecciones 63
15.2 Cambio de grasa 63
15.3 Inspecciones recomendadas 64
15.4 Mantenimiento del motor 64
15.6 Estructura 65
16. INCIDENTES Y REPARACIONES 66
17. INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD 67
17.1 Instrucción y conocimiento del personal que opera en la máquina 67
17.2 Instrucción y conocimientos del personal que mantiene o repara la máquina 67
17.4 Acciones que nunca se deberán realizar 68
17.5 Prevención de accidentes 68
17.6 Acciones a tener en cuenta 69

1. INTRODUCCIÓN

El pliego de condiciones es el conjunto de instrucciones, normas y especificaciones que junto a lo señalado en los planos del proyecto, definen todos los requisitos técnicos de la obra que presenta.

2. CAMPO DE APLICACIÓN

Este pliego de condiciones será aplicado a la construcción, instalación, uso y mantenimiento del puente grúa.

En la construcción puesto que existen puntos que no se pueden tener en cuenta en los planos a la hora de dibujarlos, así como puede ser la manera de ejecutar una labor determinada. En el uso debido a que una conveniente utilización del puente grúa condiciona la mayor parte de la vida de la máquina. Y en el mantenimiento puesto que condiciona la vida y uso del puente grúa.

3. EL TÉCNICO

Este es el encargado de redactar el documento de estudio y análisis del proyecto, planificar, a la vista del proyecto, el contrato y las normativas técnicas de aplicación, y de control de calidad y económico de la obra. Igualmente es función del técnico comprobar las instalaciones provisionales, medios auxiliares, y sistemas de seguridad e higiene en el trabajo, controlando su correcta ejecución y suscribir el certificado final.

4. EL CONTRATISTA

Este debe de realizar las siguientes aplicaciones:

- Organizar los trabajos de construcción.

- Elaborar un plan de seguridad e higiene en la obra.

- Ordenar y dirigir la ejecución material, con arreglo al presupuesto y a las normas técnicas.

- Asegurar la identidad de todos y cada uno de los elementos constructivos que se utilicen.

-Preparar las certificaciones parciales de obra, y la propuesta o liquidación final.

En un plazo máximo de dos meses después de la finalización de los trabajos, el contratista deberá actualizar los diversos plazos existentes, de acuerdo con las características de la obra terminada. El contratista no hará modificación alguna, sin la previa aprobación del técnico.

5. EL CONSTRUCTOR

El constructor pondrá siempre a disposición:

- El proyecto de ejecución completo.

- La licencia de obra.

- El libro de órdenes y asistencias.

- El reglamento y ordenanza de seguridad e higiene en el trabajo.

- La documentación sobre seguros de obra.

El constructor tiene la libertad de proveer de los materiales, y aparatos de todas clases, en los plazos que le parezca conveniente, pero obligatoriamente antes de proceder a su empleo, el constructor deberá presentar al técnico una lista completa de los materiales y aparatos que vaya a utilizar en donde se especifiquen todas las indicaciones sobre la marca, calidades, procedencia e idoneidad de cada uno de ellos.

6. EL PLAZO DE EJECUCIÓN

Los plazos de ejecución, totales o parciales, indicados en el contrato, empezarán a contar a partir de la fecha de replanteo. El contratista estará obligado a cumplir con los plazos que se señalen en el contrato para la ejecución de las obras, y que serán improrrogables. No obstante, lo anteriormente indicado puede ser alterado cuando así proceda por cambios determinados por el director de obra, siempre que tales cambios influyan realmente por los plazos señalados por el contrato. Si por cualquier causa ajena por completo al constructor, no fuera posible empezar los trabajos en la fecha prevista o tuvieran que ser suspendidos una vez empezados, se concederá por el director de obra, las prórrogas estrictamente necesarias.

7. EL PLAZO DE GARANTÍA

La garantía se limita a un tiempo estipulado en el contrato, después de la aprobación del acta de recepción. Hasta que tenga lugar dicha recepción, el contratista es el responsable de la conservación de la obra, siendo de su cuenta y cargo, las reparaciones por defectos de ejecución o mala calidad de los materiales. La garantía solo cubre gastos de piezas, cuando sean utilizadas a causa de defectos del material, del proyecto o de la instalación. No se abonará compensación alguna a causa de daños indirectos. La garantía también comprende el deterioro de elementos si las condiciones de trabajo son las condiciones en el proyecto. Durante el plazo de garantía, los gastos de conservación de la máquina, corren a cargo de la propiedad. Una vez transcurrido el plazo de garantía, si no existe ninguna anomalía ni defecto en el funcionamiento de la grúa, la propiedad será totalmente responsable de la utilización y mantenimiento de la máquina.

8. LAS CONDICIONES DE PAGO

Al proyectar y ejecutar las condiciones de la grúa, además del precio, son puntos principales las condiciones de pago. Como la construcción de la máquina dura algún tiempo, resulta completamente justificable la necesidad de pagos parciales, para hacer frente a los gastos durante la obra. Se establecerán los siguientes pagos:

- El pago de un tercio del valor total a formalizar el pedido de los diversos elementos que forman el puente grúa.

- El pago de un segundo tercio del valor total a la conclusión de la realización de la máquina.

- Y el tercer pago del último tercio del valor total a la finalización de la instalación del puente grúa.

9. CONDICIONES GENERALES DE LOS MATERIALES

El director de la obra, de acuerdo con el contratista, dará a su debido tiempo su aprobación sobre el material suministrado, y comprobar que permite una instalación correcta. La vigilancia y conservación del material suministrado será por cuenta del contratista. Todos los materiales a utilizar serán de primera calidad y reunirán las condiciones vigentes exigidas referentes a materiales y prototipos de construcción. Todos los materiales podrán ser sometidos a análisis y pruebas, para acreditar su calidad y propiedades mecánicas.

10. NORMAS DE SEGURIDAD E HIGIENE

Las máquinas y elementos de máquinas cumplirán las reglas generales de seguridad que se indican en los artículos siguientes:

- Prevención integrada: las máquinas, elementos constructivos o aparatos acoplados a esta están diseñados y construidos de forma que las personas no estén expuestas a sus peligros cuando su montaje, utilización y mantenimiento se efectúe conforme a las condiciones previstas por el fabricante.

- Roturas en servicio: las diferentes partes de las máquinas, así como sus elementos construidos deben poder resistir a lo largo del tiempo los esfuerzos a que van a estar sometidos, así como cualquier otra influencia externa o interna que puedan presentarse en las condiciones normales de utilización previstas.

- Sujeción de ciertas partes de la máquina: cuando existan partes de la máquina cuya pérdida de sujeción pueda dar lugar a peligros, deberán tomarse precauciones adicionales para evitar que dichas partes puedan incidir sobre las personas.

- Rotura o proyección de fragmentos de elementos giratorios: en las máquinas provistas de elementos giratorios cuya rotura o desprendimientos pueda originar daños debe montarse o dotarse de un sistema de protección complementario que retengan los posibles fragmentos impidiendo su incidencia sobre las personas.

- Caídas de máquinas o partes de éstas por pérdida de estabilidad: para evitar la pérdida de la estabilidad de la máquina, especialmente durante su funcionamiento norma l, se tomarán las medidas técnicas adecuadas, de acuerdo con las condiciones de utilización e instalación previstas por el fabricante.

- Aristas agudas o cortantes: en las partes accesibles de la máquina, no deberá existir aristas agudas o cortantes que puedan producir heridas.

- Caídas de las personas a distinto nivel: las áreas de trabajos en zonas donde sea necesaria la vista de personal para efectuar operaciones tales como inspección, regulación o mantenimiento, y que estén a un nivel superior al del suelo y entrañen peligro en caso de caíd a, estarán provistas de plataformas de trabajo, con acceso adecuados, dotados ambos con sistemas de protección que impidan la caída.

- Contactos con superficies calientes: las superficies de las máquinas que puedan producir daños a las personas por contacto directo con ellas, debidos a su elevada temperatura, deberán estar debidamente protegidos.

- Sujeción de piezas a trabajar: las piezas a trabajar deberán estar convenientemente sujetas de forma que al funcionar la máquina, la falta de sujeción de las mismas o del propio elemento de sujeción no pueda dar lugar a daños a las personas.

- Órganos de transmisión: los elementos móviles de las máquinas y de los aparatos utilizados para la transmisión de energías o movimientos deben concebir se, construirse, disponerse y mandarse de forma que prevengan todo peligro de contacto que pueda originar accidentes.

- Máquinas o parte de ellas que trabajen interdependientemente: cuando la instalación está constituida por un conjunto de máquinas o una máquina está formada por diversas partes que trabajan de forma interdependiente, y es necesario efectuar pruebas individuales del trabajo que ejecutan dichas máquinas o algunas de sus partes, la protección general del conjunto se hará sin perjuicio de que cada máquina o parte de ella disponga de un sistema de protección adecuado.

- Alimentación de energía eléctrica: las máquinas alimentadas con energía eléctrica deberán proyectarse, construirse, equiparse, mantenerse y, en caso necesario, dotarse de adecuados sistemas de protección de forma que se prevengan los peligros de origen eléctrico.

- Puesto de mando de las máquinas: los puestos de mando de las máquinas deben ser fácilmente accesibles para los trabajadores, y estar situados

fuera de toda zona donde puedan existir peligros para los mismos. Desde dicha zona y estando en posición de accionar los mandos, el trabajador debe de tener la mayor visibilidad posible de la máquina, en especial de sus partes más peligrosas.

- Puesta en marcha de las máquinas:

• La puesta en marcha de la máquina solo será posible cuando estén garantizadas las condiciones de seguridad para las personas y para la propia máquina.

• La puesta en marcha de la máquina si puede implicar peli gro, solo será posible por una acción voluntaria del operador sobre los adecuados órganos de marcha. Si se trata de máquinas de funcionamiento automático, deberá dotarles a las mismas de suficientes elementos de seguridad.

• Los órganos de puesta en marcha deben ser fácilmente accesibles para los trabajadores, estar lejos de zonas de peligro, y protegidos de forma que se eviten accionamientos involuntarios.

• Si una máquina se para, aunque fuera momentáneamente por un fallo en su alimentación de energía, y su puesta en marcha inesperada puede suponer peligro, no podrá ponerse en marcha automáticamente al ser restablecida la alimentación de energía.

- Desconexión de la máquina: en toda máquina debe de existir un dispositivo manual que permita al final de su utilización su puesta en condiciones de la mayor seguridad (máquina parada). Este dispositivo debe asegurar en una sola maniobra la interrupción de todas las funciones de la máquina, salvo que la anulación de alguna de ellas pueda dar lugar a peligro para las personas, o daños a la máquina. En este caso tal función podrá ser mantenida o bien diferida su conexión hasta que no exista peligro.

- Mantenimiento, ajuste, regulación, engrase, alimentación, u otras operaciones a efectuar en las máquinas: las máquinas deben de ser diseñadas para que las operaciones de verificación, reglaje, regulación, engrase o limpieza se puedan efectuar sin peligro para el personal, en lo

posible desde lugares fácilmente accesibles, y sin necesidad de eliminar los sistemas de protección.

- Transporte: se darán las instrucciones y se dotará de los medios adecuados para que el transporte y la manutención se puedan efectuar con el menor riesgo posible. A estos efectos en máquinas estacionarias:

• Se indicará el peso de la máquina o partes desmontables de ésta que tengan un peso superior a 500 Kg.

• Se indicará la posición de transporte que garantice la estabilidad de la máquina, y se sujetará de forma apropiada.

• Aquellas máquinas o partes de difícil amarre se dotarán de sujeción de resistencia apropiada; en todos los casos se indicará la forma de efectuar el amarre correctamente.

- Montaje:

• Se darán las instrucciones necesarias para que le montaje de la máquina pueda efectuarse correctamente y con el menor peligro posible.

• Se facilitarán los datos necesarios para efectuar las funciones normales de la máquina y, en su caso, los datos para la elección de los elementos que impidan la transmisión de vibraciones producidas por la máquina.

• Se indican los espacios mínimos que habrá que respetar con relación a las paredes y techos, para que le montaje y desmontaje de ciertas piezas puedan efectuarse con facilidad.

- Cuando en algún caso, debidamente justificado, en el diseño de la máquina o elemento de máquina, no puedan incluirse alguna o algunas de las protecciones a que se refieren los puntos anteriores, el fabricante deberá indicar al menos en castellano que medidas adicionales deben tomarse " in situ" a fin de que la máquina una vez instalada cuente con todas las protecciones a que se refiere este capítulo.

11 INSTRUCCIONES DE INSTALACIÓN

11.1 Instalación del bastidor del carro

Su ajuste a las vigas vendrá ya prefijado en la construcción del carro según la medida que se ha ya dado; ello vendrá determinado por la altura de elevación y la luz del puente. La holgura entre la garganta de las ruedas y el carril de rodadura será de al menos 7 mm. El polipasto utilizado irá apoyado al bastidor del carro por medio de cuatro tornillos.

Se conectará el cable de alimentación la caja de conexión del polipasto y por el otro lado a la red de alimentación.

Se regularán los finales de carrera en los puntos deseados.

Se realizarán las pruebas de funcionamiento, que más tarde se especificarán.

1 1.2 Motorreductores

Los motorreductores de traslación GH están diseñados especialmente para responder a las necesidades de las traslaciones, tanto de la grúa como del carro. Dicha máquina es susceptible de ser usada tanto interiormente como exteriormente.

Recepción y almacenaje. - Una vez recepcionados inspeccionar y verificar que no haya habido ningún daño durante el transporte.

Posteriormente, comprobar que la placa de características técnicas corresponde a aquella que nosotros solicitamos.

Si el motorreductor es almacenado antes de ser instalado, deberá estar en lugar protegido y exento de humedad.

No debe existir ningún obstáculo para la circulación de aire de refrigeración del motor, generada por el ventilador.

Verificación previa a la puesta en marcha. - Medir el grado de aislamiento de las resistencias, con un meganómetro a 1000V.

Montaje. - No hay restricciones para la posición de montaje de los motorreductores, pero lo más recomendable es aquella en la que el eje del motor esté por encima del eje del reductor.

El montaje no requiere herramientas especiales. En los carros y testeros, se realizará de la siguiente manera:

Limpiar la superficie de montaje de la estructura.

Verificar que el eje brochado del reductor esté bien lubricado con grasa.

Antes de la puesta en marcha, comprobar lo siguiente:

Dirección de rotación. - Comprobar que la dirección de rotación de los motores es la adecuada. Los motores de traslación instalados simétricamente y operando en raíles opuestos, rotan en direcciones opuestas. La dirección se puede cambiar, invirtiendo dos de las tres fases del motor.

Operatividad del freno. - Al arrancar el motor el electroimán atrae el disco que lleva incorporado el ferodo, el cual no deberá rozar el ventilador, debiendo mantener entre ellos una distancia uniforme. Cuando la grúa esté en movimiento se debe observar permanentemente el correcto funcionamiento de los frenos. Al colocar una grúa en funcionamiento por primera vez se debe lubricar los ejes.

Ruido. - Si se percibe un ruido intenso procedente del motor, quiere decir que la conexión ha sido realizada defectuosamente. El motor de be, por tanto, pararse inmediatamente. Por otro lado, si se percibe un sonido extraño en el rodamiento, significa que éste está dañado y, por consiguiente, debe de ser reemplazado inmediatamente.

Vibraciones. - Si percibimos una vibración excepcional, la causa deberá ser identificada. Comprobar el montaje entre el motor y el reductor, y también la rectitud del eje del motor.

Temperatura de uso. - Tras las aproximadas 3 primeras horas de funcionamiento del motor, tocar con la mano la estructura del estator. Si

está muy caliente (+50ºC), medir la temperatura con un termómetro. La temperatura permitida para la bobina podrá ser vista en la siguiente tabla:

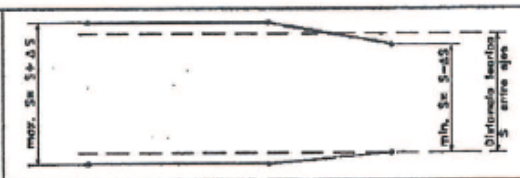
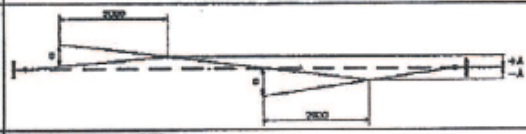
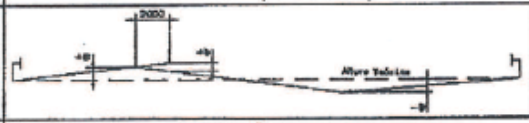
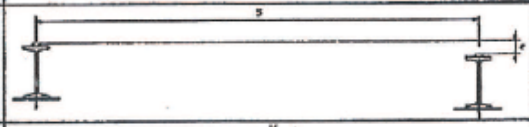
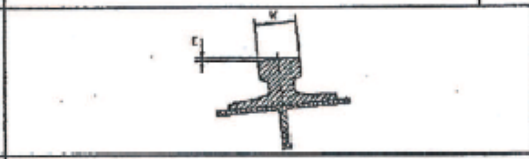
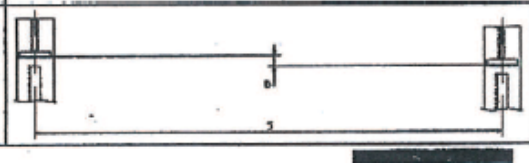
Tabla 1

Definición	Tipo aislamiento	
	B	F
Temperatura máx. Permitida en la "zona más caliente" ºC	130	150
Temperatura máx. Permitida en el bobinado, definida por la por la medición de la resistencia dl bobinado.	120	140
Sobrecalentamiento permitido en el bobinado, cuando la temperatura ambiente máxima en un plazo corto de tiempo es de +40ºC	80	100

11.3 Camino de rodadura

El camino de rodadura bien instalado dentro de las tolerancias indicadas garantiza una correcta instalación de la grúa aumentando considerablemente la duración de los mecanismos de traslación y sus piezas de desgaste. Antes de poner en funcionamiento una nueva instalación, comprobar las tolerancias en el montaje de los caminos de rodadura, éstas deben estar dentro de los valores indicados en la posterior tabla.

Tabla 2. Tolerancias camino de rodadura [21].

		Tolerancias de caminos de rodadura (para Grúas puente) según F.E.M.1001-87(Cuaderno 8) ó la UNE 58128-87
Luz =S(paralelismo)		S < 15 m.: As = ±3 mm S > 15 m.: As = ± [3 + 0,25 (S – 15)] mm.
Alineación de un carril en el plano		A = ± 10 mm En una longitud máxima de carril de 2,0 m., no deberá pasar la tolerancia siguiente: a = ± 1,0 mm En las Grúas de guía por un solo carril: a = ± 0,5 mm
Diferencia de altura de un carril(desnivel longitudinal)		B = ± 10 mm En una longitud máxima de carril de 2,0 m., no deberá pasar la tolerancia siguiente: b = ± 2 mm
Diferencia de altura entre los dos carriles (desnivel transversal)		C = ± 0,2 ‰ de S máx. = ± 10 mm
Desnivel de la cabeza del carril		Longitudinalmente : E < 0,3 % Transversalmente : E < 0,3 %
Diferencia de los topes entre si sobre el plano horizontal		D = ± 0,7 ‰ de S máx. = 20 mm

Todos los carriles se soldarán entre sí o mediante juntas con un ángulo de 45º. Mecanizando las juntas posteriormente de forma adecuada.

El incumplimiento de las instrucciones respecto al montaje del camino de rodadura de la grúa puente, puede tener las siguientes consecuencias: desgaste rápido de las pestañas de las ruedas, calentamiento excesivo y deterioro de los rodamientos, deformaciones de la estructura metálica, rotura de los cordones de soldadura y descarrilamientos.

Las superficies de rodadura de los carriles han de estar limpias de aceite, grasa, pintura u otras impurezas.

En los extremos del camino de rodadura deberán colocarse topes de la adecuada resistencia.

Las tolerancias indicadas en este apartado son aplicables a un camino de rodadura del aparato de elevación nuevo. Si en el curso de la utilización, estas tolerancias son superadas en un 20%, se deberá proceder al

enderezado de la vía. Si el comportamiento durante la traslación queda notablemente afectado, puede resultar necesario enderezar la vía, aun sin haber sobrepasado el 20% tolerado.

11.4 Acometida eléctrica y puesta a tierra

Para la alimentación eléctrica de la grúa es aconsejable disponer de un cuadro de distribución eléctrica que contenga los elementos siguientes:

- Interruptor encadenable, adecuado para la potencia instalada en la grúa, que nos corte la alimentación eléctrica de la misma en caso de necesidad.

- Fusibles, para la protección de sobreintensidades que se puedan producir. Su elección se realizará en base a la potencia instalada en la grúa.

La selección del cable de la acometida eléctrica dependerá: La tensión de alimentación.

La potencia instalada en la grúa.

La distancia desde el punto de acometida a la toma de la línea.

La acometida eléctrica tiene que garantizar una protección térmica y mecánica, a la vez que contra agentes externos que puedan dañar el cable de alimentación. También deberá garantizar en bornas de los motores de la grúa, un valor de voltaje dentro del margen de un ± 5% del valor nominal de tensión de la grúa estando ésta en funcionamiento.

Todas las masas metálicas (motores, finales de carrera, armario eléctrico, etc.) deben estar eléctricamente unidas entre sí y al sistema de puesta a tierra por medio de un conductor de sección apropiada, que podrá ser desnudo o tener aislamiento amarillo- verde.

Como sistema de puesta a tierra se aceptan picas electrodos de placa.

En caso de duda se recomienda seguir las instrucciones del Reglamento de Baja Tensión o el asesoramiento de un técnico electricista sobre los pasos a seguir para una correcta puesta a tierra.

11.5 Montaje de la grúa

En el plano de la grúa se indican los pesos del carro y de la grúa. Ambos van provistos de cáncamos para su izado. La grúa, dependiendo de su tamaño, se entrega totalmente o por elementos sueltos. Es aconsejable montar la misma en el suelo plano a pie de obra, antes de proceder al izado de sus vías. Para ello se debe seguir el siguiente orden:

11.5.1 Montaje de la grúa en el suelo

Colocar las vigas principales sobre unos tacos de madera colocados en el suelo. En las grúas birrailes colocar separadas el ancho de la vía del carro. Cuidando la nivelación de las vigas sobre los travesaños se facilita la siguiente operación de montaje.

Alinear las superficies de contacto de las vigas con los testeros.

Presentar los testeros sobre los extremos de las vigas, atornillando suavemente. Buscar la posición correcta de los testeros introduciendo las guías de las mismas. A continuación terminar de atornillar las dos partes.

Si es preciso, colocar y fijar las palomillas soporte de instalación y a continuación amarrar el perfil de rodadura para los carritos torna corriente del carro y botonera desplazable.

En el caso de llevar el armario suelto colocar en el lugar asignado para el mismo.

Si procede, introducir en los perfiles de toma de corriente del carro los carritos con las mangueras correspondientes a dicha toma. El extremo fijo deberá llevarse a través de la canaleta hasta el armario de la de maniobra. Así mismo los cables de acometida a los motores de traslación de puente se pasarán por encima del perfil de rodadura de la botonera y amarrado al mismo por medio de grapas hasta llegar al armario de maniobra.

La colocación del carro en su posición así como la fijación del brazo arrastrador de la toma de corriente, dependerá de la forma o posibilidades de izado de la grúa.

11.5.2 Izado de la grúa

El izado de la grúa a las vías de rodadura dependerá de las condiciones de la nave principal, así como de las capacidades de las grúas móviles necesarias para el izado. En caso de existir la línea de alimentación eléctrica. Previamente al izado de la grúa desconectar el interruptor de la línea.

El montaje más sencillo consiste en ensamblar la grúa totalmente en el suelo, elevarla en sentido transversal a la nave y girarla cuando está arriba apoyando a continuación las ruedas sobre los carriles de rodadura. Este izado solo es posible cuando no hay ningún obstáculo que impida el giro de la grúa.

Otra forma posible de montaje consiste en elevar la grúa ensamblado, sin el carro, forma inclinada, haciendo pasar uno de los testeros por encima del carril de rodadura hasta que el extremo pueda girar y sobrepasar la viga carrilera opuesta, apoyando a continuación las ruedas de la grúa sobre los carriles de rodadura. A continuación subir el carro por un lateral de la grúa para lo cual será necesario disponer de bastante espacio en la zona alta de la nave.

En caso contrario que no se disponga de espacio suficiente en los gálibos para el girado de la grúa en la parte superior de la misma, se deberá proceder al montaje descrito anteriormente, por partes:

a) Subir los testeros a la viga de rodadura fijándolos provisionalmente en su posición.

b) A continuación subir las vigas amarrándolas de la forma anteriormente descrita.

c) Posteriormente subir el carro.

11.6 Pruebas de recepción

Tienen por objeto definir los ensayos a realizar y las especificaciones a que deben responder, en la recepción de las vigas puente.

Condiciones del ensayo:

Tensión eléctrica de alimentación.

La tolerancia máxima admitida de la tensión de alimentación eléctrica nominal del aparato es del ± 5%.

Camino de rodadura.

Los caminos de rodadura deberán ajustarse a las tolerancias específicas en la norma UNE 58-128.

11.6.1 Ensayos

Se cumplirán las normas UNE 58-106; 58-118 y F.E.M. 1001 (cuaderno 8) con las siguientes puntualizaciones.

Ensayo estático: la carga del ensayo será de 1.40P, siendo P la carga nominal. Se exceptúan las grúas de central, montaje o similares, en las que la carga de ensayo será de 1.25P. En grúas al exterior este ensayo debe de ser realizado con un viento no superior a 8.3 m/s (30 Km/h). Consiste en elevar la carga nominal 100 + 200 mm por encima del suelo y añadir de forma progresiva sin choque el resto manteniendo suspendida la carga durante un tiempo de 10 min. Una vez retirada la carga de ensayo se comprobará que no se han producido deformaciones o averías en la estructura o mecanismos, admitiéndose una flecha residual de 1/2000 de la luz.

Ensayo dinámico: este ensayo se efectuará con una carga de 1.20P, excepto las grúas de central montaje y similares, en las que la carga de ensayo será de 1.1P. Realizando todos los movimientos sucesivamente y despacio, sin comprobar velocidades ni calentamiento de motores.

Observaciones: los valores de estas cargas de ensayo constituyen las condiciones mínimas. Si las leyes o reglamentos de un estado exigen valores superiores, estos deben ser respetados para los aparatos destinados a estos países. Generalmente es costumbre al mismo tiempo que estos ensayos, una medida de la deformación originada en la estructura

de los aparatos. No hay ninguna obligación por las presentes reglas referente al valor de las deformaciones que no hay que sobrepasar. Si el cliente quiere imponer una flecha límite debe precisar este dato en la petición de oferta.

Ensayo de movimientos intensivos: este ensayo se efectuará con la carga nominal, empleando de forma intensiva todos los movimientos de la grúa, elevando y descendiendo la carga y trasladando el carro y el puente en ambas direcciones durante I hora por lo menos. Se verifica el correcto funcionamiento de los

Limitadores, frenos, topes y otros. Se medirán las velocidades de utilización de los diversos mecanismos una vez superado el periodo de aceleración, admitiéndose una tolerancia de ± 10% respecto al nominal. Se comprobará el calentamiento de los motores y frenos en un medio ambiente de temperatura inferior a 40ºC. La elevación de temperatura sobre la del ambiente, no deberá superar 75ºC para los aparatos con aislamiento clase E. Comprobar los consumos de los motores, admitiendo una tolerancia de ± 10% sobre los valores indicados en las placas de características.

11.7 Puntos de inspección previos a la puesta en servicio

a) Tornillos y tuercas: tabla de par de apriete de tornillos y tuercas.

FUERZA DE PRETENSADO (daN) - PAR DE APRIETE (daNm)

Tabla 3. Tabla inspección aprietes [22].

CALI DIN Ø M	8.8		10.9		12.9	
	daN	daNm	daN	daNm	daN	daNm
8	1159	2.4	2192	3.5	2630	4
10	2470	4.9	3474	6.7	4162	8
12	3560	8.3	5062	11.7	6074	14
14	4959	13.3	6974	18.7	8369	22
16	6769	20	9519	28.6	11423	34
18	8324	28.4	11705	40	14046	48
20	10635	39.6	14956	56	17947	67
22	13220	53.6	18591	75	22310	91
24	15300	68.5	21515	96	25817	116
27	20017	99.5	28148	140	33778	168
30	24456	135	34392	191	41270	229
33	30343	183	42670	257	51200	309
36	35697	236	50198	332	60238	398
39	43714	304	61474	427	73768	512
42	50216	377	70617	530	84740	636
45	58500	468	82277	658	98733	790
48	66000	565	92808	794	111370	953

NOTAS:

1- AL FIJAR UN PAR DE APRIETE SE CONSIDERA QUE LA BASE DE LAS PIEZAS A MONTAR ESTAN EN CONDICIONES DE ADMITIR EL ESFUERZO.-
2 - LOS VALORES INDICADOS SON CON ROSCAS LIMPIAS Y SECAS.-
3 - REDUCIR EL PAR DE APRIETE EN UN 10% CUANDO SE UTILIZA ACEITE COMO LUBRIFICANTE.-
4 - REDUCIR EL PAR DE APRIETE EN UN 10% CUANDO SE UTILIZAN TORNILLOS NUEVOS CON RECUBRIMIENTO SUPERFICIAL.-
5 - LOS TORNILLOS EN ALUMINIO REQUIEREN UNA REDUCCION DEL PAR DE APRIETE DE UN 30% O MÁS DEL INDICADO. PARA LA PROFUNDIDAD DE ROSCA DEBERÁ SHR UN MÍNIMO DE (DOS) 2 VECES DEL DIAMETRO DEL TORNILLO.-

b) Cable: comprobar el buen estado del cable. Prestando atención principalmente al buen estado del trenzado del m ismo. Así mismo se comprobarán las grapas de fijación de los cables.

c) Aparejo: inspeccionar que el aparejo no esté dañado. Comprobar que tanto el gancho como las poleas giren con facilidad.

d) Poleas de reenvío: comprobar que las poleas de reenvío giren fácilmente y que no estén dañadas.

e) Botonera: inspeccionar que la botonera no esté dañada mecánicamente. También inspeccionar la fijación del cable eléctrico y el cable de acero del soporte de la botonera. Comprobar el buen funcionamiento de la parada de emergencia. Por último, inspeccionar la dirección de rotación de los motores.

f) Dirección de rotación de motores: es importante al meter corriente al polipasto por primera vez que el sentido de giro del motor sea el correcto con respecto al pulsador de la botonera.

g) Final de carrera de elevación: comprobar que efectivamente el selector de fin de carrera detiene el curso de gancho en su posición extrema alta y baja. En caso de no detenerse la marcha en el punto óptimo deseado deberemos regular el final de carrera siguiendo las instrucciones del manual de uso y mantenimiento.

h) Final de carrera de traslación de carro: comprobar manualmente que el final de carrera funciona correctamente. Posteriormente el tope del final de carrera será posicionado de forma que delimite el recorrido que deseamos efectuar.

i) Frenos: se comprobará el buen funcionamiento de los frenos, sin carga y con carga.

j) Nivel de aceite: se comprobará el nivel de aceite.

k) Grado de aislamiento de motores: el método más sencillo de comprobar el aislamiento del motor, es medir su resistencia. Una resistencia alta demostrará que el motor está seco y limpio, si la resistencia es muy baja será señal de que el devanado está húmedo. En este último caso se procederá al secado del motor. En motores de bajo voltaje el grado de resistencia deberá ser normalmente al menos de 5 Mohs, en frío y 1 Mohs en caliente.

l) Topes: se comprobarán los topes del carro y de la rodadura.

m) Funcionamiento: se comprobará que en los diferentes movimientos de los mecanismos del polipasto no existen ruidos ni vibraciones extrañas.

n) Limitador de carga: se comprobará que el limitador de carga está tarado aproximadamente con un 10% de sobrecarga superior a la carga nominal. En el caso de que no sea así se procederá a su regulación, siguiendo las instrucciones que se señalan en su manual de uso.

12. INSTRUCCIONES GENERALES PARA EL USO

12.1 Funcionamiento y reglajes

La utilización correcta y prevista de la máquina implica:

- Ser operada mantenida por personal capacitado e instruido, para lo cuál, previamente a hacerse cargo de la máquina debe:

• Tener los conocimientos mínimos que le permita desarrollar satisfactoriamente su trabajo.

• Estar adecuadamente formado e instruido en el manejo y funcionamiento:

• De la máquina.

• De las partes importantes de la misma.

• De las medidas de seguridad que va prevista la máquina.

• De las acciones que debe realizar y de aquellas que estén expresamente prohibida s, así como de las prendas de protección personal que se debe utilizar.

- No sobrepasar la capacidad de la máquina, ni los parámetros en que ella opera.

- Revisar y mantener la máquina de acuerdo con lo indicado en el manual.

- Trabajar con los sistemas de seguridad de que va provista la máquina, revisarlos y mantenerlos en óptimas condiciones.

- Observar las medidas de seguridad expresadas en los carteles adosados a la máquina.

12.2 Principio de funcionamiento del polipasto

Al meter corriente al motor del polipasto, a través de los contactares de mando, queda activado el freno electromagnético, quedando liberado el disco de freno y permitiendo el giro al rotor del motor. Dicho eje motor actúa sobre el reductor transmitiendo el movimiento a través de este al tambor, en el cuál va enrollado el cable.

Cuando el polipasto entra en funcionamiento, la guía del cable se mueve en dirección axial a lo largo del tambor siguiendo los movimientos del cable y asegurando que este no salga de las ranuras del tambor.

Todos estos elementos forman una unidad compacta con un bastidor construido basándose en chapas y perfiles laminados.

12.3 Conexión y protección de los motores

Para los motores de una velocidad el bobinado está conectado a los bornes U, V, W. Para los motores de dos velocidades el bobinado de la velocidad rápida está conectado a los bornes U 1, V 1, W 1, y el bobinado de la velocidad lenta a los bornes U2, V2, W2.

La tensión eléctrica de servicio será la nominal del aparato, admitiéndose una tolerancia de ± 5%.

El freno actuará incluso con una tensión de 10% por debajo de la tensión nominal. Por lo tanto es importante dimensionar convenientemente los cables para reducir la caída de tensión al mínimo.

Antes de conectar el motor del polipasto y el de dirección del carro es necesario comprobar que el voltaje marcado en las placas de características del motor y del autotransformador coincida con el voltaje de la red de alimentación. La red de alimentación será protegida con fusibles. Los fusibles únicamente protegen en caso de cortocircuito.

La protección de los motores no es aconsejable que sea por relés térmicos al estar estos diseñados para realizar aproximadamente 40 maniobras por hora. El polipasto al tener que realizar mayor número de maniobras por hora, si queremos que no nos desconecte el relé habría que regularlo a más intensidad, con lo cual no protegeríamos el motor.

La mejor forma de garantizar la protección de los motores será mediante termistores, colocados en el bobinado del estator durante el bobinado, con lo que evitaríamos que el motor se quemase por sobrecalentamiento. Este tipo de protección se coloca opcionalmente a petición del cliente.

12.4 Limitador de carga

Funcionamiento:

- La sobrecarga del cable (1) es transmitida al limitador de sobrecarga, a través del terminal del cable (25) y soporte final cable (21) bulón fijación soporte (22A). El bulón fijación soporte (22A) está apoyado por el extremo (B) está comprimiendo el muelle de platillo (44) a través del tornillo (46) y la tuerca autoblocante.

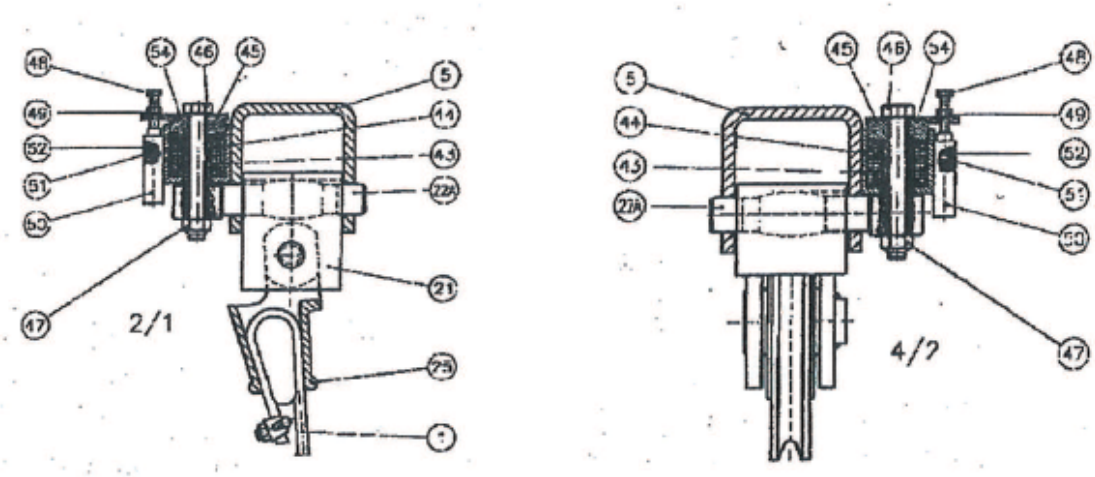


Ilustración 1. Limitador de carga [23].

- Al soporte (5) esté fijado el soporte limitador (43) y a este el final de carrera (50) que es accionado por el tornillo de regulación de sobrecarga (48) que va montado en el eje (22A) y fijado con la tuerca.

- Cuando actúa la sobrecarga sobre el eje (22A) este desciende por la parte (B) desconectando el sistema de elevación a través del final de carrera (50) y tornillo de regulación de sobrecarga (48).

- El eje (22A) tiene forma de barril y merced a esta figura geométrica el esfuerzo, carga, o sobrecarga transmitida será, el recibido a través del centro del soporte final cable.

12.5 Instrucciones de uso y conducción

Las siguientes instrucciones ni tienen el objeto de sustituir a las que los operadores reciben de sus propias empresas, sino se facilitan a título orientativo.

A pesar de esto, recomendamos su inclusión en el manual de operadores de grúas editado por el usuario.

- Durante el servicio.

- Antes de cualquier movimiento la grúa deberá emitir, si es necesario, señales acústicas de alarma.

- En el caso de que deba moverse la carga por encima de personas, el operador deberá parar la grúa inmediatamente y retomará la operación cuando la pista esté libre.

- Para realizar los movimientos de traslación del carro y elevación, realizar las verificaciones previstas en los puntos anteriores.

- Siempre que exista una carga suspendida, el operador deberá mantener los mandos de control al alcance de la mano.

- En caso de perturbaciones durante el movimiento de la carga, el operador deberá accionar inmediatamente el pulsador de emergencia.

- El operador deberá evitar que durante el servicio sigan accionados los finales de carrera de traslación y elevación. Cada vez que actúa el final de carrera, se impide el movimiento en sentido que viene siendo realizado. Para devolver la grúa a condiciones de operatividad, es necesario comandar el movimiento en sentido opuesto al que viene siendo realizado hasta que se libere el fin de carrera.

- Las maniobras deberán ser suaves y progresiva s, estando prohibida cualquier maniobra brusca de arranque, parada y elevación de cargas.

- En caso de falta de tensión de servicio el operador deberá dejar todos los comandos en posición neutra. Para saber cuándo es restablecida la tensión de servicio, basta dejar conectado el sistema de iluminación.

- Cualquier reparación efectuada deberá de ser anotado en el libro.

- Al final del servicio.

- El operador deberá enrollar casi completamente el cable, sin que el gancho alcance posiciones que accionen los finales de carrera.

- Todos los comandos deberán fijarse en posición neutra.

- Desconectar el interruptor principal de la grúa.

12.6 Verificaciones generales antes de la puesta en marcha diaria

Antes de iniciar los trabajos deberá asegurarse que serán cumplidas las siguientes condiciones:

- La grúa y camino de rodadura deberán de estar libres de personas ajenas al servicio.

- No deberá haber ningún elemento suelto sobre la grúa (herramientas, tambores de combustible, etc.).

- Todos los dispositivos de comando y maniobra deberán estar en posición neutra.

- Verificar si funcionan los dispositivos de señalización y alarma.

- Deberán funcionar correctamente los frenos y los finales de carrera.

- El enrollamiento del cable deberá ser correcto. Para verificar el cumplimiento de este punto, deberá de ser ejecutada una maniobra de carga, verificando la presencia de algún ruido no común de los mecanismos.

- Deberá ser anotada al inicio del turno cualquier anomalía observada y puesta en conocimiento de un superior.

13 MANTENIMIENTO MECÁNICO

13.1 Manutención mecánica

El objetivo de este manual es recomendar los procedimientos primordiales de mantenimiento para grúas.

Para que la grúa se conserve confiable, es de suma importancia seguir un plan regular de mantenimiento preventivo. Deben de ser probados todos los mecanismos sin carga para comprobar el nivel de ruido excesivo, vibraciones, uniformidad de aceleraciones y funcionamientos, seguridad en las juntas y tornillos de amarre, anclaje, etc.

En este manual van indicadas las inspecciones de cada parte. Las piezas cuyas instrucciones de mantenimiento indican que deben de ser inspeccionadas tanto diaria como semanalmente, breve examen todos los días y serán inspeccionadas a fondo cada semana. Las inspecciones diarias tienen como principal objetivo detectar los defectos evidentes en las piezas más importantes, así como la limpieza y engrase cuando sea necesario.

13.2 Prevenciones generales durante las reparaciones

En caso de reparaciones eventual es, atender a los siguientes cuidados:

- Asegurarse de desconectar totalmente la grúa y si fuera necesario los dos cables principales de alimentación de corriente.

- Aislar el espacio comprendido por la zona de trabajo rotulando claramente como ZONA DE PELIGRO GRÚA EN REPARACIÓN.

- Los trabajos se efectuarán siempre después de informar a la persona responsable.

- Caso de transitar en la misma pista dos o más grúa s, deberán ser tomadas precauciones para la grúa en reparación para que no sea alcanzada por las demás.

- Cuando fuera posible, posicionar la grúa en el extremo de la pista para facilitar el acceso de los operarios de mantenimiento.

- La reparación se efectuará siempre que sea posible fuera de las horas de trabajo.

- Al término de la reparación y después de verificado por la persona responsable de la fábrica, se hará la entrega de la grúa reparada, informando de las tareas realizadas.

- Las maniobras de pruebas correspondientes solo podrán ser ejecutadas por los operadores de la grúa.

13.3 Manutención de las pistas de rodadura

La inspección y mantenimiento de las vías es importantísimo para la conservación en perfectas condiciones de las ruedas, de los mecanismos y de la estructura.

Además de las inspecciones que recomendamos como regulares, se deben examinar los carriles inmediatamente después de cualquier indicio de trepidación, o cuando haya un desgaste excesivo de los aros o pestañas de las ruedas. Cuando las pistas fueran montadas en terrenos transitorios, las inspecciones deberán ser con mayor frecuencia.

13.4 Cables

13.4.1 Lubricación de cables en servicio

Es de todo conocido que un cable engrasado, en general, tiene un rendimiento y una vida útil superior a un cable sin engrasar. Es conveniente reponer la grasa cada 3 meses de acuerdo con las condiciones climáticas del lugar. El lubricante más indicado es grasa clásica grafitada de Verkol o similar que cumplan las siguientes funciones:

A. Disminuye la fricción entre los alambres y cordones facilitando un deslizamiento relativo.

B. Evita la corrosión del cable.

C. Preserva el alma textil.

Los cables son entregados siempre engrasados, más con un tiempo de uso, la grasa va desapareciendo. Entonces tiene la necesidad de engrasar. Para esta operación es necesario primero limpiar con una escoba de acero los restos de grasa anterior y el polvo adherido.

Se recomienda realizar el engrase valiéndose de un trapo impregnado de aceite, preferiblemente caliente. El lubricante a ser aplicado reunirá las siguientes condiciones:

A. Ser suficiente fluido para penetrar en el interior del cable.

B. Sea adherente para que no se escurra.

C. Exento de residuos ácidos.

En caso de productos de alta viscosidad se puede aplicar en caliente, haciendo una consulta previa al fabricante del lubricante.

Se recomienda mantener en cada instalación las anotaciones indicando:

A. Fecha de instalación.

B. Características del cable.

C. Intervalo para engrase y grasa indicada.

D. Anotaciones complementarias.

13.4.2 Estado del cable antes de su instalación

El usuario debe asegurarse de su instalación. Para la sustitución de un cable se utilizará otro del mismo tipo que el sustituido. Si se empleara otro tipo, el usuario asegurará que posea al menos propiedades equivalentes a las del cable sustituido. Cuando la longitud de un cable se toma de otro mayor de longitud, es preciso hacer una ligadura en ambas partes del cote o emplear otro procedimiento conveniente para evitar el destrenzado del cable a partir del extremo. Antes de la colocación del nuevo cable, es preciso comprobar que las gargantas de los tambores y de las poleas corresponden el diámetro del cable.

Se deberá almacenar los cables en lugar frío y seco, y en temperatura constante. Es importante no dejar en el suelo. Nunca colocar los cables en lugares expuestos a gases ácidos, vapores y otros agentes corrosivos. Para retirar el cable del carrete, es conveniente colocar una barra a través de este y levantarlo en caballetes para poder girar libremente. Cuando el cable está en rollos, se deberá rodar sobre el piso de modo que se pueda enrollar de forma natural.

13.4.3 Colocación

Cuando se saca un cable a partir de una bobina o de un rodillo, es preciso tomar todas las precauciones para no destorcer o aumentar su torsión, ya que se pueden formar bucles, nudos o codos en el cable. Si cuando el cable no está cometido a tensión, roza con alguna pieza del apa rato, se protegerán convenientemente los puntos de fricción. Antes de la puesta en servicio de un cable que acaba de ser colocado, el usuario deberá comprobar que todos los elementos asociados al cable estén montados y funcionan correctamente. Se efectuarán varias maniobras con carga del orden de un 10% de la carga nominal para estabilizar el cable.

13.4.4 Mantenimiento

El mantenimiento del cable deberá efectuarse en función del aparato, de su empleo, de su entorno y del tipo de cable. Salvo indicación contraria al fabricante del aparato o del cable, este se limpiará si es posible y se impregnará de grasa o aceite particularmente en zonas de reflexión al paso de las poleas. El lubricante de mantenimiento deberá ser compatible con las grasas de origen empleadas en la fabricación del cable. Una menor vida del cable puede ser el resultado de una falta de mantenimiento, particularmente cuando el aparato de elevación trabaja en medio corrosivo y en algunos casos si por razones ligas o su utilización no debe emplearse lubricante alguno.

13.4.5 Inspecciones y frecuencia

El desgaste de los cables y en función del tiempo de trabajo que realizan, esto provoca una disminución del coeficiente del rendimiento de trabajo. A fin de evitar roturas es necesario inspeccionar periódicamente los cables. Esta inspección sirve para conocer los factores que más influyen en el desgaste y así corregir y disminuir una acción de éstas. En la medida de lo posible, todas las partes vitales de los cables deberán ser examinadas diariamente a fin de determinar los signos de deterioro y las deformaciones. Deberá darse atención particular a los puntos de amarre de los cables con el aparato. Todo cambio sensible o sospecha del estado del cable deberá ser señalado y seguido de un examen por una persona competente.

Para determinar la frecuencia de estos exámenes periódicos, es preciso tener en consideración:

- Las condiciones legales requeridas por el aparato de elevación.

- El tipo de aparato y sus condiciones de utilización.

- El grupo de clasificación del aparato.

- Los resultados de las inspecciones anteriores.

- El tiempo durante el cual se ha utilizado el cable.

En todos los casos cuando un incidente ha podido causar desgaste en los cables y/o en los puntos de amarre, o en alguna circunstancia como cuando un cable ha sido puesto en servicio después del desmontaje, el cable deberá ser nuevamente inspeccionado. En todos los casos en que un aparato de elevación haya sido puesto fuera de servicio durante cierto per iodo, los cables deberán ser inspeccionados antes de comenzar un nuevo trabajo.

Cuando sea necesario inspeccionar el cable en toda su longitud, es preciso examinar particularmente:

- Los puntos de marre a las extremidades de los cables activos y de los cables durmientes.

- Las partes del cable que pasan por las poleas del aparejo y de reenvío. Y para los aparatos que efectúan un trabajo repetitivo, los puntos de paso sobre las poleas en el lugar correspondiente a las tomas de la carga.

- Las partes del cable que puedan estar sometidas a la abrasión por factores externos.

- El examen interno para la corrosión y la fatiga.

En las terminaciones con exclusión de las eslingas el cable deberá ser examinado en la zona donde se encuentran las fijaciones con los extremos, zona crítica en lo que respecta a la rotura de alambres y a la corrosión. Los manguitos de la extremidad del cable deberán ser igualmente examinados en el lugar en el que el cable sale del metal fundido formando el manguito para comprobar su deformación y el desgaste. Las fijaciones del cable con ayuda de casquillos de sujeción deberán examinarse de manera similar en lo concerniente a la rotura del alambre de al lado del casquillo y el deslizamiento del cable con relación a éste. Las uniones extremas amovibles, sujeta-cables, pinzas en cables para tambor, etc., deben de ser objeto de un examen para verificar la rotura de los alambres y el deslizamiento de los cordones incrustados y para hacerlo se recomienda dejar accesible el emplazamiento del empalme y no rodearla de una ligadura textil.

Cuando se comprueban roturas de hilos, deberá de ser posible recortar y fijar de nuevo el cable y si se comprueba un deslizamiento de éste y un aflojamiento de los tornillos proceder a un apriete de la fijación. Sin embargo, la longitud del cable deberá quedar suficiente para permitir el número mínimo necesario de enrollamientos del tambor.

Para los criterios de sustitución puede basarse la seguridad de los cables en servicio en los siguientes criterios:

- Naturaleza y número de roturas de alambres.

- Roturas de alambres en la zona de terminación.

- Nidos de roturas de hilos.

- Escalonamiento en el tiempo del número de las roturas de alambres.

- Rotura de un cordón.

- Reducción del diámetro del cable debido a la rotura del alma.

- Disminución de la elasticidad.

- Desgaste interno y externo.

- Corrosión interna y externa.

- Deformación.

- Deterioro producido por el calor o por un fenómeno eléctrico.

- Tasa de aumento del alargamiento permanente.

Todos estos criterios son a examinar separadamente. Sin embargo, la yuxtaposición de ciertas alteraciones en ciertas zonas puede dar lugar a un efecto acumulativo que deberá ser tenido en cuenta por la persona competente al decidir la sustitución o puesta en servicio del cable. En cualquier caso, es preciso investigar si los desperfectos no están producidos por un defecto del aparato y caso de ser así, proceder a su reparación antes de la colocación de un nuevo cable.

Naturaleza y número de rotura de los alambres; la concepción general de un aparato de elevación es tal, que no permite una vida infinita de los cables. En los cables de 6 u 8 cordones, los alambres rotos están en la mayoría de los casos en la capa exterior. No es lo m ismo en los cables con varias capas de cordones, en los cuáles las roturas se producen en el interior y son por tanto no visibles. Las tablas 1 y 2 tienen en cuenta estos criterios. En cuanto al establecimiento de los criterios de sustitución de los cables antigiratorios, se deberá tener en cuenta la composición, la longitud en servicio y la manera de cómo es utilizado el cable. El número de alambres rotos visibles que dan lugar a una retirada inmediata se da título indicativo en la tabla 2. Atención particular requiere toda superficie seca o que presente una lubricación alterada.

Un número de roturas, aunque fuera pequeño, en la zona de terminación o en su proximidad, indica que las tensiones que se ejercen son muy elevadas y pueden ser debidas a un montaje incorrecto de la terminación. Es necesario hallar la causa exacta del deterioro y si es posible rehacer la terminación de manera muy esmerada.

Tabla 4. Número de alambres rotos en los cables de cordones redondos trabajando sobre poleas de acero [24].

Número de alambres portantes de los cordones exteriores[1]	Composiciones de corrientes dadas a título de ejemplo[2]	Número de alambres rotos visibles, correspondientes a la fatiga del cable de elevación que requieren una retirada inmediata							
		Grupos de clasificación de los mecanismos M1,M2,M3 y M4				Grupos de clasificación de los mecanismos M5,M6,M7 y M8			
		Ordinario		De relleno		Ordinario		De relleno	
		sobre una longitud[3] de				sobre una longitud[3] de			
		6d	30d	6d	30d	6d	30d	6d	30d
n ≤ 50	6x7 (6/1)	2	4	1	2	4	8	2	4
51 ≤n≤ 75	6x19 (9/9/1)*	3	6	2	3	6	12	3	6
76 ≤n≤ 100		4	8	2	4	8	16	4	8
101 ≤n≤ 120	8x19 (9/9/1)* 6x19 (12/6/1) 6x19 (12/6 + 6F/1) 6x25FS (12/12/1)*	5	10	2	5	10	19	5	10
121 ≤n≤ 140		6	11	3	6	11	22	6	11
141 ≤n≤ 160	8x19 (12/6 + 6F/1)	6	13	3	6	13	26	6	13
161 ≤n≤ 180	6x36+(14/7+7/7/1)*	7	14	4	7	14	29	7	14
181 ≤n≤ 200		8	16	4	8	16	32	8	16
201 ≤n≤ 220	6x41 (16/8+8/8/1)*	8	18	4	9	18	38	9	18
221 ≤n≤ 240	6x37 (18/12/6/1)	10	19	5	10	19	38	10	19
241 ≤n≤260		10	21	5	10	21	42	10	21
261 ≤n≤ 280		11	22	6	11	22	45	11	22
281 ≤n≤ 300		12	24	6	12	24	48	12	24
300 < n[2]		0,04n	0,08n	0,02n	0,04n	0,08n	0,16n	0,04n	0,08n

1) Los alambres de relleno no deben considerarse como alambres portantes por lo que serán excluidos del examen. En los cables con varias capas de cordones no se considera mas que la capa exterior visible. En los cables con alma de acero, ésta se considera como un cordón interior.
2) Las medias calculadas de roturas visibles deberán redondearse a un número entero. Los cables que lleva alambres de diámetro superior al de la norma en los cordones exteriores, hay un cambio de posición en esta tabla donde están indicados con un asterisco (*).
3) d = diámetro del cable.

Tabla 5. Alambres rotos visibles en cables anti giratorios [24]-

Tabla 2

Número, dado a título indicativo, de los alambres rotos visibles en los cables antigiratorios trabajando sobre poleas de acero

Grupos de clasificación de los mecanismos M1, M2, M3 y M4		Grupos de clasificación de los mecanismos M5, M6, M7 y M8	
En una longitud[1)] de		En una longitud[1)] de	
6d	30d	6d	30d
2	4	4	8

[1)] d = diámetro del cable.

NOTA- Cuando un cable trabaja únicamente o en parte sobre sintéticas o metálicas con garantías sintéticas , la rotura de los alambres puede producirse en gran número en el interior del cable sin que haya rotura visible ni desgaste substancial en el exterior de éste.

Cuando las roturas de los alambres están muy próximas constituyen lo que se llama nodos de roturas y es preciso retirar el cable. Si el nido está limitado a una longitud de cable inferior a 6d o está concentrado en uno de los cordones, se puede dar lugar a que sea preciso retirar el cable aunque el número de alambres rotos fuera inferior al indicado en la tabla 2.

Cuando la causa principal del deterioro es la fatiga, las roturas de los alambres no comienzan hasta pasado un cierto tiempo de funcionamiento, pero el número de roturas es seguida cada vez de forma más rápida. En este caso es necesario establecer una severa vigilancia y puede ser recomendable seguir el aumento del número de roturas en el tiempo. Se podrá deducir la " le y de aumento " de las roturas de los alambres y en cierta medida, la fecha estimada de la retirada del cable.

Si se produce la rotura de un cordón es preciso sustituir el cable.

La reducción del diámetro del cable que resulta del deterioro del alma puede ser debida:

a- Al desgaste interno o a las muescas.

b- Al desgaste interno debido a la fricción entre los cordones individuales y los alambres en el cable, en particular cuando están sometidos a flexión.

c- Al deterioro del alma textil.

d- A la rotura del alma del acero.

e- A la rotura de las capas internas en las composiciones multicordones.

Si en razón de una de esas causas, el diámetro del cable, media de dos medidas ortogonales, ha sido disminuido el 3% para los cables antigiratorios y el 10% para los demás cable s, con relación al diámetro nominal, el cable deberá ser retirado aunque no haya rotura de alambres visibles. Un pequeño deterioro puede no hacerse aparente en un examen normal, particularmente si las tensiones se reparten bien entre los cordones.

Sin embargo, puede dar lugar a una pérdida importante de la resistencia del cable, que deberá ser determinada por procedimientos de examen externo. Si tal deterioro se confirma, el cable deberá ser retirado.

El desgaste de los alambres de los cordones exteriores del cable, proviene del frotamiento bajo presión del cable en las gargantas de las poleas y de los tambores. El fenómeno es particularmente evidente en los cables en movimiento, en los puntos de contacto con las poleas en las fases de aceleración y deceleración, y se presenta bajo forma de diferencia de espesor en los alambres exteriores. El desgaste está favorecido por una falta de engrase o una mala lubricación, así como la presencia de polvo. El desgaste disminuye la resistencia de por cables por reducción de la sección transversal del acero. Cuando, como consecuencia del desgaste, el diámetro exterior del cable ha disminuido el 7% o más con relación al valor nominal, deberá retirarse, aunque no haya rotura de alambres visibles.

En ciertas circunstancias, asociadas al lugar de trabajo, un cable puede sufrir una disminución importante de elasticidad, que será peligrosa para una futura utilización. La disminución de la elasticidad es difícil de percibir; si el inspector estuviera en duda, deberá llamar a un especialista. Este defecto presenta generalmente los siguientes síntomas:

a- Reducción del diámetro del cable. b- Alargamiento del cable.

c- Falta de espacio entre los alambres individuales y entre los cordones, producida por la compresión de los diferentes elementos unos contra otros.

d- Aparición de un polvo parduzco entre los cordones.

e- Cuando no es visible la rotura de los alambres, el cable puede ser sensiblemente más difícil de manejar y tendrá cierta reducción del diámetro superior a la producida por el desgaste de los alambres individuales. Este estado en el cable puede producir una rotura brusca bajo carga dinámica y es suficiente para justificar su retirada inmediata.

La corrosión se presenta principalmente en atmósfera marina y en atmósfera industrial polucionada, y puede no solamente disminuir la resistencia a la rotura estática por reducción de la sección metálica del cable, sino también acelerar la fatiga al provocar irregularidades de superficie que dan nacimiento a la aparición de grietas bajo tensión. Una corrosión severa puede producir una disminución de la elasticidad del cable.

La corrosión externa del cable puede ser constatada visualmente.

La corrosión interna es más difícil de descubrirle la corrosión externa, a la que acompaña frecuentemente, pero pueden observarse los siguientes defectos:

1.- Variación del diámetro del cable: en la posición de enrollamiento del cable sobre las poleas es en general una reducción del diámetro; sin embargo, en los cables móviles inmóviles no es raro que se produzca un aumento del diámetro a causa del depósito de herrumbre bajo las capas de los alambres exteriores.

2.- Falta de espacio entre los cordones en los manguitos exteriores, del cable, frecuentemente acompañado de rotura de alambres.

Si hubiera sospecha de corrosión interna, el cable podrá ser sometido a un examen interno, que deberá ser efectuado por una persona competente, siguiendo el método descrito en el anexo D de este documento. La confirmación de la existencia de corrosión interna justifica la retirada inmediata del cable.

Se llama deformación del cable a las alteraciones aparentes de la estructura. Las diferentes deformaciones se traducen en general por un aflojamiento de la estructura del cable, al menos en la proximidad de las partes de formadas, por ello, por una repetición desigual de las tensiones. Según su aspecto se distinguen las deformaciones principales siguientes:

Deformación en tirabuzón.

Deformaciones en cesta.

Extrusión de cordones.

Extrusión de alambres.

Aumento local del diámetro del cable.

Disminución local del diámetro del cable.

Aplastamiento.

Cocas.

Codos.

13.4.6 Anexo A (Normativo)

Presentación esquemática de los posibles defectos a considerar durante el examen, según las diferentes zonas del cable sobre el aparato.

1) Inspeccionar el amarre del cable al tambor.

2) Buscar un enrollamiento defectuoso, que provoque la deformación (partes aplastadas) y de desgaste que puede ser importante en los lugares de desvío.

3) Examinar la rotura de los cables.

4) Examinar la corrosión.

5) Buscar las deformaciones causadas por una carga intermitente.

6) Examinar los puntos de sujeción:

- Verificar las roturas de alambres y la corrosión.

- Verificar también la parte del cable en contacto o próxima a las poleas de compensación.

7) Examinar la parte en que se enrolla la polea por las roturas de los alambres y desgastes.

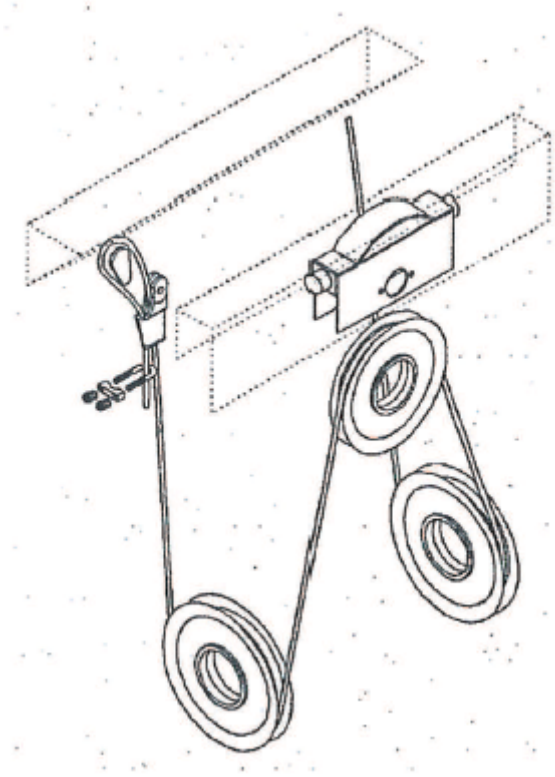


Ilustración 2. Disposición poleas [25].

8) Buscar las deformaciones.

9) Verificar el diámetro del cable.

10) Examinar cuidadosamente la parte que se enrolla a través del aparejo, principalmente en el lugar correspondiente a la aplicación de la carga.

11) Buscar las roturas de alambres y el desgaste superficial.

12) Verificar la corrosión.

1 3.4.7 Anexo B (Normativo)

Ejemplo tipo de ficha de inspección.

Tabla 6. Documento de inspección [26].

Máquina:.....Ficha de inspección del cable
Aplicación:.....

Construcción:.....
Dirección de las capas: RH/LH[1)].....

Tipo de capa: ordinaria/de relleno[1)]
Diámetro nominal:.....
Clase de resistencia:.....
Calidad: no galvanizado/galvanizado[1)].....
Tipo de alma: acero/textil/sintética[1)].....
Preformación:.....
Longitud del cable:.....
Tipo de extremo:.....

Fecha de puesta enservicio:.....
Fecha de retirada:.....

Carga mínima de rotura:.....
Carga de trabajo:.....

Diámetro medida:.....
bajo una carga de:.....

Rotura de alambres visibles	Abrasión de alambres exteriores	Corrosión	Disminución del diámetro del cable	Lugar(es) medido(s)	Estimación total	Deterioro y deformaciones
Número en 6d	Grado de alteración[2)]	Grado de alteración	%		Grado de alteración[2)]	Naturaleza

Fecha:.....
Firma:.....

Suministrador del cable:.....
Número de horas de funcionamiento.....

Otras observaciones:.....
Razón de la retirada:.....

[1)] Tachar lo que no convenga.

[2)] En las columnas cualificar el grado de alteración por: ligero, medio, importante, muy importante, retirado.

13.4.8 Anexo C (Normativo)

Frecuencia de las inspecciones relativas a los cables.

C.1. Objeto.

Este anexo recomienda la frecuencia de las inspecciones relativas a los cables.

C.2. Aparatos en los que los cables se consideran ser de una duración satisfactoria. En estos aparatos, la inspección periódica debe tener lugar como mínimo cada

mes. Nota- Si aparecieran defectos, puede ser útil acotar los intervalos entre inspecciones.

13.4.9 Anexo D (Normativo)

Inspección interna de] cable.

D.0. Introducción.

La experiencia sacada de las inspecciones relativas a los cables en servicio y a los cables retirados demuestra que el deterioro interno, debido principalmente a la corrosión y al proceso normal de fatiga, es la causa principal de numerosas roturas repentinas de cable s. Una inspección exterior normal no es suficiente para relevar la importancia de la degradación interna, aún en el momento en que la rotura es inminente.

En estos casos, una persona competente debe efectuar siempre una inspección interna.

D.1. Objeto.

Todos los tipos de cables de cordones pueden ser desarrollados suficientemente para permitir una apreciación de su estado interno. Este es difícil en los cables de gran dimensión. Sin embargo, la mayoría de los cables de los aparatos de elevación pueden inspeccionarse internamente siempre que el cable no sea sometido a tensión alguna.

D.2. Método.

El método consiste en fijar sólidamente al cable dos mordazas de sujeción situadas a una distancia conveniente una respecto a la otra.

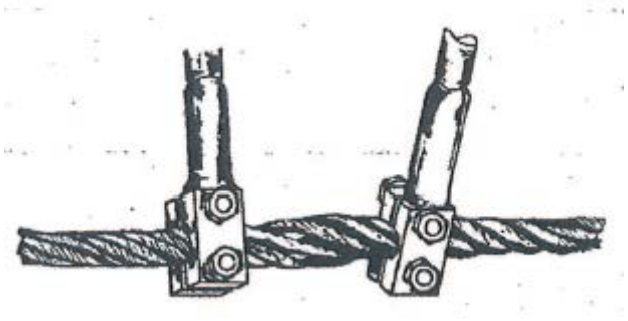


Ilustración 3

Al realizar un esfuerzo sobre las mordazas de sujeción en sentido inverso al de trenzado de los cordones, los cordones exteriores se separan y se despegan del alma. Durante el proceso de desenrollado es preciso asegurar que las mordazas de sujeción no deslicen sobre la periferia del cable. Los cordones no deben ser desplazados excesivamente.

Una vez el cable esté ligeramente abierto, se puede utilizar una pequeña sonda, tal como un destornillador, para desplazar la grasa o los retos que puede (o pueden) dificultar la observación del interior del cable.

Los puntos esenciales a observar son:

a) El estado de lubricación interna.

b) El grado de corrosión.

c) Las muescas de los alambres causadas por la presión y desgaste.

d) La presencia de alambres rotos.

Después del examen, introducir un material de servicio (cáñamo, yute, etc.) en la parte abierta y ejecutar un giro de las mordazas de sujeción, con una fuerza moderada para asegurar una recolocación correcta de los cordones alrededor del alma. Después de retirar las mordazas, la superficie externa del cable deberá ser normalmente engrasada.

D.3. Partes del cable adyacentes al extremo.

Para examinar estas partes del cable, basta con una mordaza de apriete puesto que el anclaje del extremo o una barra convenientemente colocada a través de la parte extrema asegurará la inmovilización necesaria de la otra extremidad.

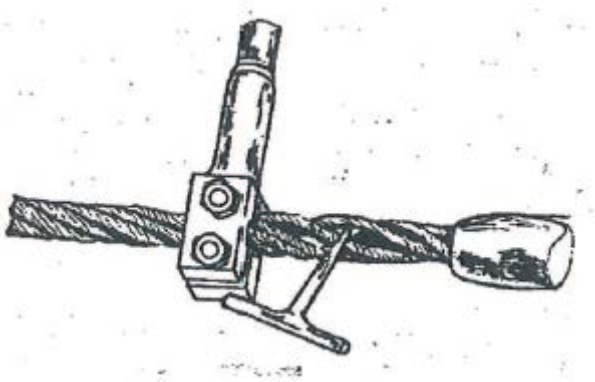


Ilustración 4. Unión con fijación entre cables [24].

D.4. Partes a inspeccionar.

Del hecho de que es imposible inspeccionar el interior del cable en toda su longitud, deben elegirse las secciones convenientes.

En el caso de cables que se enrollan sobre un tambor o pasan sobre poleas o rodillos, se recomienda examinar las partes que se ejecutan en las gargantas de las poleas en el momento de aplicación de la carga. Estas son las partes sometidas achoques en el momento de la parada (es decir, las adyacentes al tambor o a las poleas de cabeza de pluma) y las zonas particularmente expuestas a la intemperie las que deberían ser examinadas.

Particularmente examinado el cable cerca de su extremo y principalmente en el caso de los cables fijos tales como tirantes o colgantes.

1 3.4.10 Anexo E (Normativo)

Ejemplos típicos de los diferentes defectos que pueden producirse en un cable.

Nota- Para ilustrar mejor los defectos, algunos clichés demuestran un deterioro exagerado y los cables deberían haber sido retirados antes. A continuación, se indica la acción a emprender.

DESGASTE

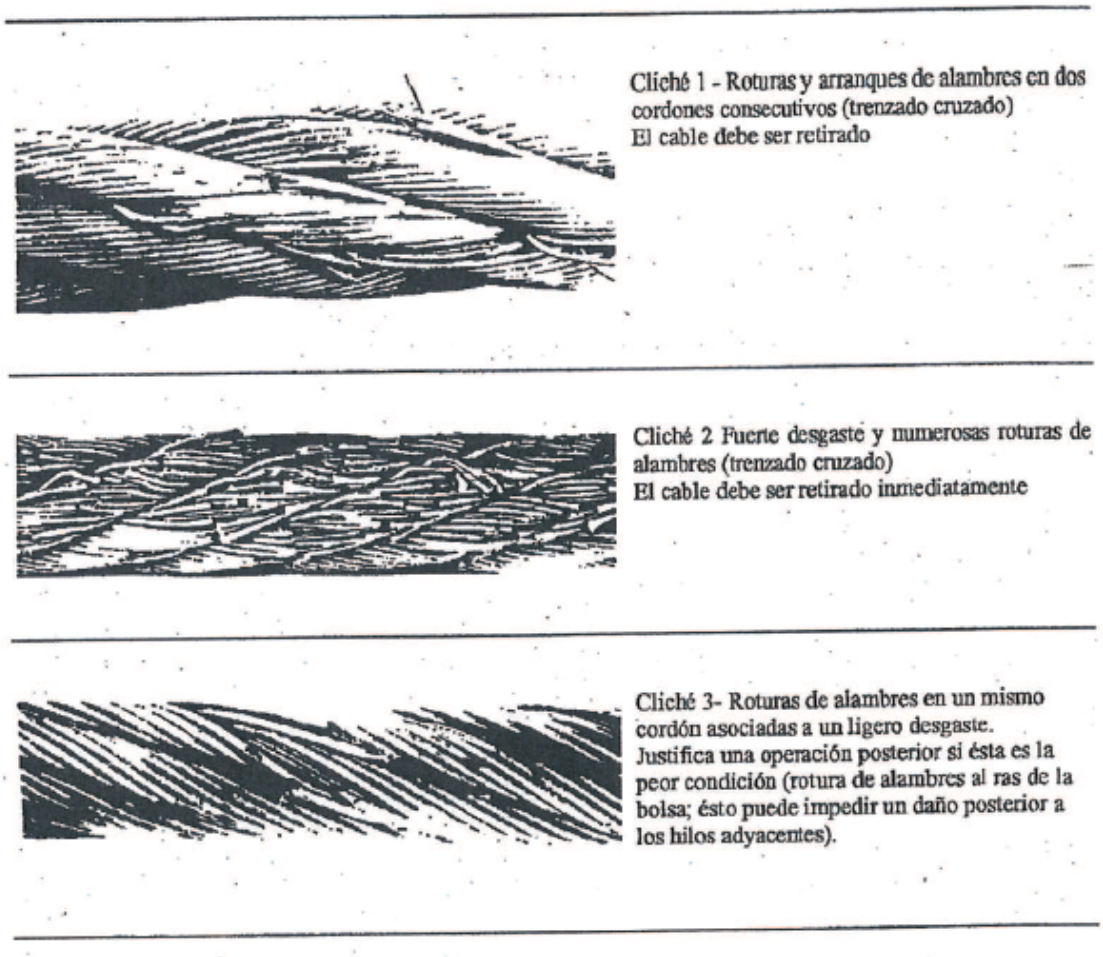


Ilustración 5. Deteriores en el cable [24].

Ligeras diferencias de espesor en los alambres de relleno. Ligera reducción del diámetro del cable.

Las diferencias de espesor se acentúan en los hilos de relleno.

Las diferencias de espesor se alargan, afectando a todos los hilos de cada cordón. La reducción de sección del cable es notable.
Examinar atentamente los otros criterios.

Las diferencias de espesor aparecen casi juntas, los cordones aparecen ligeramente aplastados, algunos alambres están muy adelgazados.
Puede justificar una retirada. Tener en cuenta los otros criterios y aumentar la frecuencia de las inspecciones.

Las diferencias de espesor se tocan, los alambres se aflojan y la reducción media del diámetro puede estimarse en el 40%.
Retirada inmediata.

Cliché 4- Ejemplo de progresión del desgaste y la corrosión externa de un cable cruzado.

Ilustración 6. Progresión de desgaste en un cable [24].

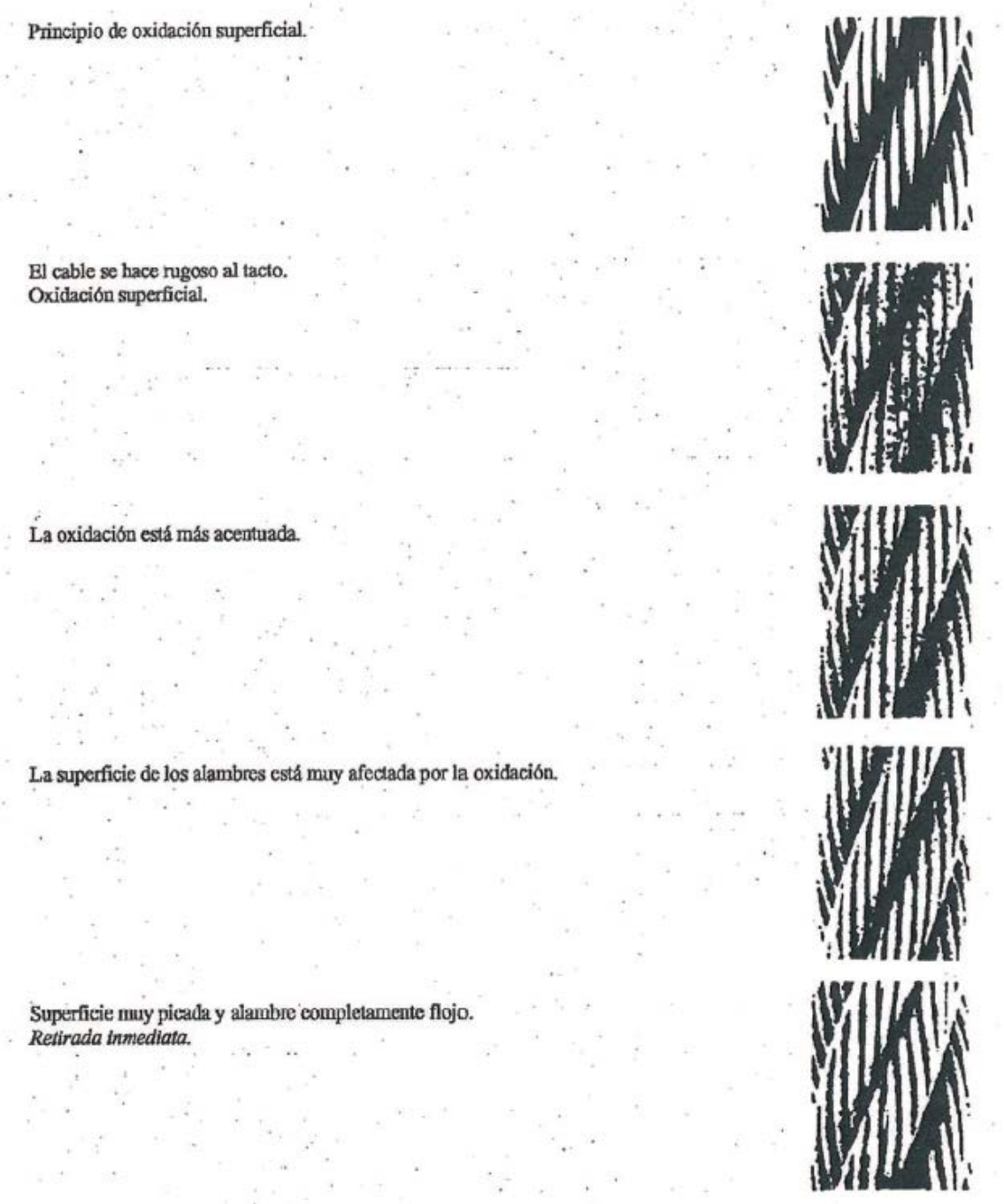
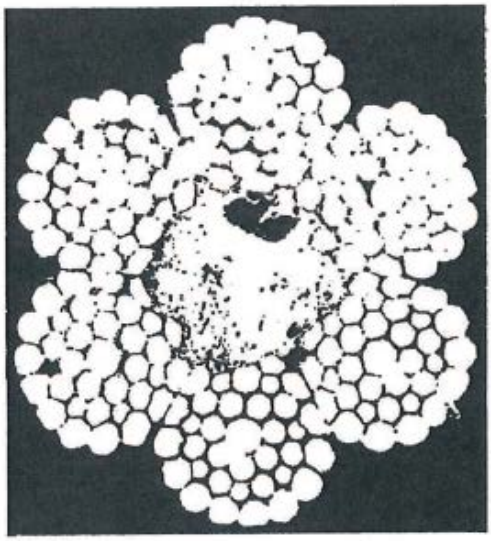


Ilustración 7. Progresión de corrosión en un cable [24].

Cliché 5- Numerosas roturas de alambres a la altura de la polea de compensación (y a veces oculta por ésta).
El cable debe ser retirado.

Cliché 6- Roturas de alambres a la altura de la polea de compnsación y asociadas con un desgaste profundo sobre una pequeña longitud ocasionado por el bloqueo de la polea.

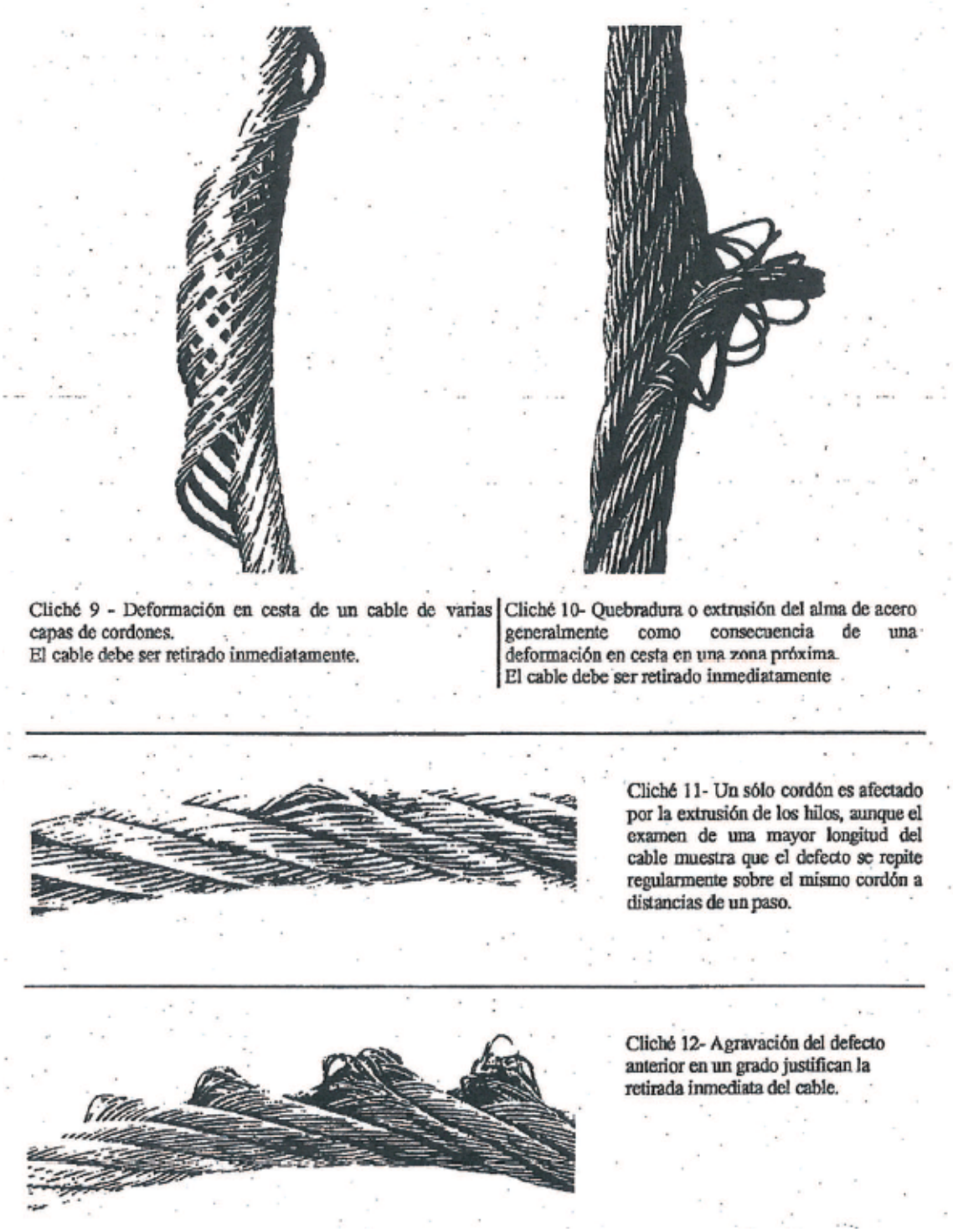
El cable debe ser retirado.



Cliché 7- Ejemplo de un cable que presenta una fuerte corrosión interna.
Es de notar la desaparición de los alambres de relleno de los cordones en contacto con el alma (observación posible abriendo el cable).
Observar también una fuerte constricción y una deformación de los alambres de los cordones. El cable debe ser retirado inmediatamente.

Cliché 8- Deformación en tirabuzón: el eje longitudinal del cable toma la forma de una hélice.
Si la deformación excede del valor indicado en el apartado 6.4.5.10.1, el cable debe ser retirado

Ilustración 8. Defectos en los cables [24].



Cliché 9 - Deformación en cesta de un cable de varias capas de cordones.
El cable debe ser retirado inmediatamente.

Cliché 10- Quebradura o extrusión del alma de acero generalmente como consecuencia de una deformación en cesta en una zona próxima.
El cable debe ser retirado inmediatamente

Cliché 11- Un sólo cordón es afectado por la extrusión de los hilos, aunque el examen de una mayor longitud del cable muestra que el defecto se repite regularmente sobre el mismo cordón a distancias de un paso.

Cliché 12- Agravación del defecto anterior en un grado justifican la retirada inmediata del cable.

Ilustración 9. Deterioros graves en cables [24].

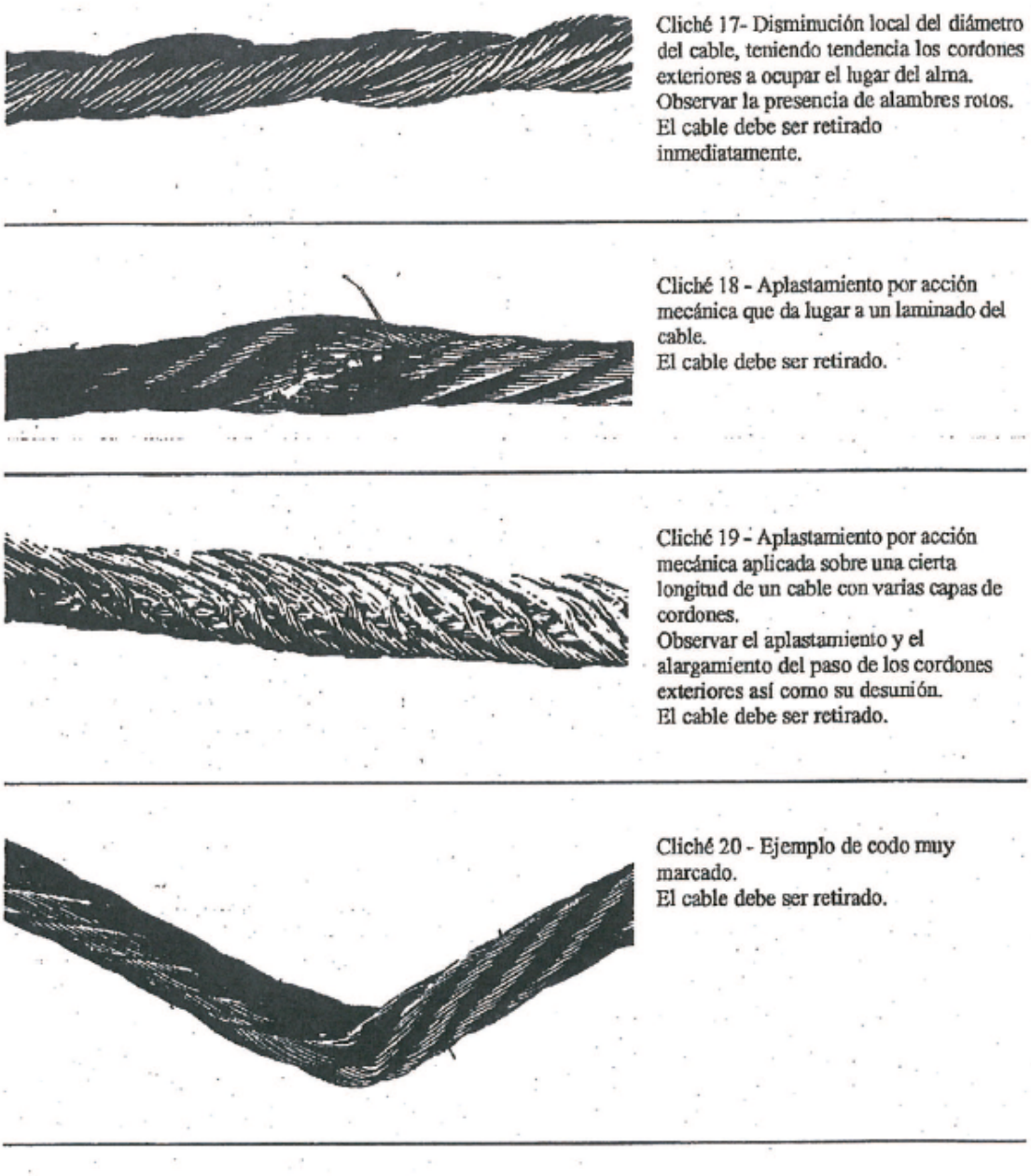
Cliché 13 - Aumento local del diámetro de un cable con capa de relleno, motivado por la extrusión del alma de acero con varios cordones, resultado del efecto de choques.
Debe ser retirado inmediatamente.

Cliché 14 - Aumento local del diámetro del cable debido a la nudosidad del alma textil que aparece desgregada entre los cordones.
El cable debe ser retirado.

Cliché 15 - Coca muy grave.
Observar la expansión del alma textil.
El cable debe ser retirado inmediatamente.

Cliché 16 - Cable puesto en servicio a pesar de presentar una coca y que ahora está sometido a un desgaste localizado y a una deformación típica.
El cable debe ser retirado.

Ilustración 10. Deterioros visibles en cables [24].



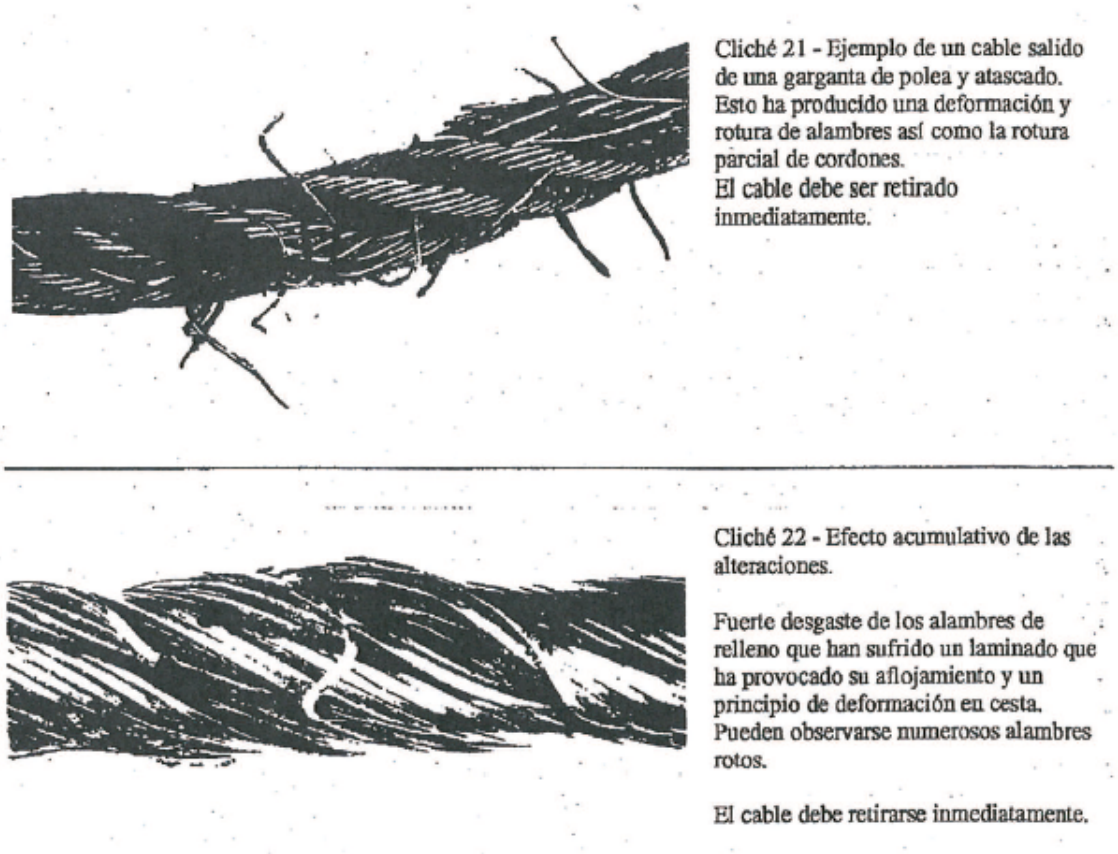
Cliché 17- Disminución local del diámetro del cable, teniendo tendencia los cordones exteriores a ocupar el lugar del alma. Observar la presencia de alambres rotos. El cable debe ser retirado inmediatamente.

Cliché 18 - Aplastamiento por acción mecánica que da lugar a un laminado del cable.
El cable debe ser retirado.

Cliché 19 - Aplastamiento por acción mecánica aplicada sobre una cierta longitud de un cable con varias capas de cordones.
Observar el aplastamiento y el alargamiento del paso de los cordones exteriores así como su desunión.
El cable debe ser retirado.

Cliché 20 - Ejemplo de codo muy marcado.
El cable debe ser retirado.

Ilustración 11. Deterioros de obligada retirada del cable [24].



Cliché 21 - Ejemplo de un cable salido de una garganta de polea y atascado. Esto ha producido una deformación y rotura de alambres así como la rotura parcial de cordones.
El cable debe ser retirado inmediatamente.

Cliché 22 - Efecto acumulativo de las alteraciones.

Fuerte desgaste de los alambres de relleno que han sufrido un laminado que ha provocado su aflojamiento y un principio de deformación en cesta. Pueden observarse numerosos alambres rotos.

El cable debe retirarse inmediatamente.

Ilustración 12. Deterioros y rotura de hilos en los cables [24].

13.5 Grapas de amarre del cable

Se comprobará visualmente el estado de dichas grapas. El par de apriete de las mismas siendo el adecuado de 25 Nm.

13.6 Terminal de cuña

Se comprobará visualmente el terminal de cuña observando que el cable no se ha movido y que la cuña está presionando. En caso de encontrarse alguna deformación se aconseja cambiar el terminal de cuña.

13.7 Gancho

- Debe ser mantenido en buen estado y verificar que no tenga fisuras o mordeduras.

- Inspeccionar el anillo giratorio y los rodamientos.

- Inspeccionar las poleas del gancho.

- Limpiar el interior de las cubiertas del fondo de las poleas exitando que se impregnen de polvo.

13.8 Poleas y tambor

Es primordial para la vida del cable que el perfil de las gargantas, de las poleas y de las ranuras de los tambores estén siempre en buen estado. Por eso deben ser inspeccionados periódicamente estas partes, tomando las medidas necesarias si fuesen observadas señales de desgaste excesivo o defectos causados por los cables. También es de gran importancia el correcto enrollamiento del cable en el tambor, para evitar este damnificado prematuro del cable, eliminando la tendencia de enrollar incorrectamente. Inspeccionar la forma en que el cable se enrolla en el tambor durante su rotación, en todo su curso. Si el enrollamiento tiende a ser desordenado, verifique cuidadosamente el motivo.

13.9 Procedimiento para desmontar el aparejo

- La primera operación a realizar es bajar al suelo a una zona previamente desalojada.

- Se debe tener cuidado a la hora de apoyar el aparejo para des montar, para que el paso de los ejes y poleas no se transmita a los protectores de las placas.

- Colocar el aparejo de forma que el disco de apriete se fije por el lado de encima.

- Retirar el disco de apriete para liberar la protección lateral de la polea, luego soltar las poleas con sus rodamientos correspondientes.

- Soltar la placa de retención posicionada en la parte inferior del aparejo, para de esta forma poder ser desmontada la placa central y poleas centrales.

- Utilizar extractores para desmontar placas y rodamientos.

- Comprobar el estado de los rodamientos y cambiar los que estuviesen dañados.

- Antes del montaje, limpiar los rodamientos, ejes y poleas, asegurándose que estén limpios de polvo. A continuación, lubricar las superficies de contacto y proceder al montaje de todos los elementos con prensa (respetar la secuencia del montaje).

13.10 Engrase

Todos los rodamientos tanto de ruedas como de poleas son de engrase de por vida. Los reductores de elevación y de traslación van en cárter cerrado con una lubricación mediante grasa fluida.

En principio la grasa fluida de los reductores no será cambiada más que en la revisión general de mantenimiento, punto en el cual se abordará seguidamente. Entonces se vaciará la reductora de lubricante usado, una vez lo cual se procederá al llenado con un nuevo lubricante.

El cable, la guía y el tambor serán engrasados conforme a lo descrito en este manual. Tabla de engrase:

Tabla 7. Tabla de engrase [27].

<table>
<tr><th>Puntos de engrase</th><th>Tipo de lubricación</th><th>Tipo de lubricante</th><th>Cantidad de Lubricante (Kg)</th></tr>
<tr><td>Reductor de elevación</td><td>Barboteo</td><td>Verkol WG</td><td>3.75</td></tr>
<tr><td>Cable</td><td rowspan="5">Pincel</td><td rowspan="4">Verkol Cálcica Grafitada</td><td></td></tr>
<tr><td>Tambor</td><td></td></tr>
<tr><td>Guía de cable</td><td></td></tr>
<tr><td>Ranurado del tambor-eje reductor (en caso de desmontarse)</td><td></td></tr>
<tr><td>Rodamiento axial del gancho</td><td>Verkol grasa RF-3</td><td></td></tr>
<tr><td>Reductor de translación</td><td>Barboteo</td><td>Verkol WG</td><td></td></tr>
</table>

Tabla de equivalencias de lubricantes:

Tabla 8. Equivalencia de lubricantes [27].

Marca	Tipo			
Verkol	Verkol WG	Cálcica grafitada	Grasa RF-3	Cobortone –1
Texaco	Marfac 00			
Sopao grasa	Super gr.888			
Shell	Shell Tirela Compound A	Barbatia Grease-2	Alvania Grease-3	Corbula Grease-B
Mobil oil	Mobilplex 44	Mobilgrease Graphitec n°3	Mobilux-3	Mobiltac-81
Kluber	Structovis Poo NatosbinB1600EP			
G.P.M.	Silicium R			
B.P.	Energease F6-00-EP	Energease PR-EP-2	Energease LS-3	Energease GG
Esso	Nebula EP-6F	Vanestan	Beacon-3	Cazar K-1

13.11 Plan de mantenimiento

Verificación diaria:

Freno: verificar el buen funcionamiento del freno.

Interruptor final de carrera: verificar su buen funcionamiento.

Cable de acero: verificar su estado, si existe rotura de hilos y si está bien lubricado.

Verificación periódica:

Tabla 9. Tabla de verificación periódica [27].

TRABAJOS A EFECTUAR	Verificación a la puesta en servicio en fábrica	Primeras revisiones		Intervalos de las revisiones		
		3 meses	12 meses	12 meses	24 meses	48 meses.
4.12.2.1.- Reductor de elevación y reductor del carro.						
Verificar niveles y proceder al llenado si es necesario.	x					
Primer vaciado.			x			
Control del nivel de aceite				x		
Vaciados posteriores.						x
4.12.2.2.- Freno de elevación y de traslación carro.						
Medir el juego de freno y regularlo si es necesario, en la traslación carro		x		x		
Observar el desgaste del disco de freno y cambiarlo si es necesario.		x		x		
4.12.2.3.-Cable guía y muelle guía						
Grapas y estado de sujeción de las mismas.			x	x		
Engrase.			x	x		
Verificación del estado de desgaste de la guía.		x		x		
Verificación del estado del muelle de la guía.		x		x		
4.12.2.4- Aparejo y poleas						
Verificación del gancho, giro de gancho y lengüeta.			x	x		
Observación de desgaste de poleas de aparejo y reenvío así como rodamiento que llevan.			x	x		
4.12.2.5.- Limitador de carga.						
Verificación de su buen funcionamiento.	x		x	x		
4.12.2.6.- Ruedas del carro y rodadura.						
Verificar el desgaste de las ruedas, estado de los rodamientos, estado de la rodadura y estado de los topes del carro y de la rodadura.			x	x		
4.12.2.7.- Ejes y piñones de la transmisión del carro.						
Verificación de su estado, holguras y rodamientos.			x	x		
4.12.2.8.-Manguera de alimentación y carros portacables.						
Verificación de su estado.			x	x		
4.12.2.9.-Borneros y empalmes						
Verificación de su estado.			x	x		
4.12.2.10.- Botonera.						
Verificación del buen estado de la manguera y pulsadores, así como su correcto funcionamiento.			x	x		
4.12.2.11.- Ruidos.						
Verificar que no existen ruidos extraños en el funcionamiento de los motores, reductores y demás elementos del polipasto y del carro.			x	x		

14. ELEVACIÓN

14.1 Resistencia al aislamiento

Antes de colocar el motor en el poli pasto, se aconseja antes medir el grado de aislamiento, tanto del motor como del freno. El aislamiento será de al menos 5 Mega Ohmios, cuando el motor y el freno están fríos (20ºC).

Instalación del motor en el polipasto: se fijará la brida del motor en el asiento mecanizado del reductor, mediante cuatro tornillos. Para dicha fijación, se procederá con cuidado, de forma que al introducir el extremo del eje del motor en la reductora, no dañe los labios del retén de grasa. En caso de que, en dicha fijación, el extremo del eje haga tope con el engrane de la reductora y no vaya el motor a su emplazamiento, se girara un poco el eje hasta que el motor entre suavemente y se dé un acoplamiento correcto.

14.2 Ruidos y vibraciones

Durante el funcionamiento del motor, si se observan ruidos o vibraciones extrañas, se debe buscar la causa y subsanarla inmediatamente. Algunas causas podrían ser el mal ajuste del motor y reductor, o algún problema de rodamiento.

14.3 Motores

Inspección y recomendaciones:

Examinar los protectores contra el polvo de todos los orificios de inspección de los motores. Mantenerlos ajustados.

En caso necesario emplear aspiradores de polvo para limpiar el interior; no usar soplo de aire comprimido.

Examinar la temperatura de las carcasas de los motores con la mano.

Intensidad de carga: medir la corriente de las tres fases del estator, elevando la carga nominal. Se comprobará que dicha intensidad corresponda a la reflejada en la placa de características.

Inspección del freno: cuando el polipasto está en movimiento se debe observar permanentemente el correcto funcionamiento de los frenos. Al arrancar el motor el electroimán atrae la placa de roce ferodo y libera el disco que lleva incorporado el ferodo, el cual no deberá rozar el ventilador, debiendo mantener entre ellos una distancia uniforme. Al poner el polipasto el funcionamiento por primera vez debe lubricar los ejes, pernos.

Limpieza: es importante para la correcta refrigeración del motor, que los orificios de ventilación permanezcan limpios. Asimismo, en ambientes sobre todo húmedos, es importante verificar la limpieza de la superficie de contacto entre las placas de roce de ferodo y la placa portabobina sobre todo si existe un periodo largo de no funcionamiento.

Comprobación del disco de freno: primeramente bajar el gancho hasta dejarlo parado sobre el suelo. Soltar a continuación la tapa, y una vez al descubierto la parte del freno, proceder al desmontaje del freno. Una vez liberado el disco de freno, medir el espesor del mismo para comprobar el desgaste de las guarniciones. Si la medición del espesor de la guarnición de cualquier de las caras del disco de freno, es inferior a I mm se procederá al cambio del mismo. Mantener los ferodos de freno libres de aceite. Al mismo tiempo comprobar que el estado del estriado del interior del disco de freno. No presenta holguras.

14.4 Reductores

El reductor debe ser utilizado dentro de las características, límites y condiciones de trabajo para las cuáles fue diseñado. La superación de estos límites implica comprometer mecánica y térmicamente el equipo, por consiguiente, dañar sus elementos. Cabe recordar que las exigencias por encima de las establecidas reducen considerablemente la vida útil del equipo. Se debe inspeccionar cuidadosamente los engranajes y los reductores de velocidad, siempre que se noto algún ruido extraño o cuando se observe un aumento de temperatura significativo, independientemente de los periodos regulares de inspección.

15. TRASLACIÓN

15.1 Periodicidad de las inspecciones

La periodicidad de las inspecciones y las partes a inspeccionar se detallan en la siguiente tabla. Los materiales están considerados para uso normal. En caso de uso más intensivo o varios turnos, los materiales de inspección se ajustarán convenientemente.

Tabla 10. Tabla de la periodicidad de inspecciones [27].

Objeto	Diario	6 Meses	1 Año	Método
Funcionamiento freno.	X			Test en funcionamiento.
Conexiones eléctricas.		X		Visual, sin oxidación en tornillos.
Ruido.		X		Auricular.
Espacio de aire del freno.			X	Ver sección motores.
Fuga de grasa del reductor y motor.			X	Visual.
Tornillos de fijación del motor y reductor.			X	Manual.
Desgaste del reductor.			X	Visual, manual.

15.2 Cambio de grasa

La lubricación es de por vida, cuando la temperatura está entre - 20ºC y + 40ºC. Los engrases han sido lubricados con grasa semifluida.

En caso de que sea necesario cambiar la grasa de los reductores utilizar 1Kg Verkol- WG para los reductores de carro, y 1.25Kg de la misma grasa para los reductores de puente. Las equivalencias de grasa se han citado con anterioridad en este documento.

15.3 Inspecciones recomendadas

- Inspeccionar el funcionamiento del freno si fuesen observadas anormales, abertura o cerrado, imperfecciones, etc. Examinar esos puntos y en caso necesario proceder a su cambio.

- Examinar el desgaste del ferodo de los frenos. Con espesores inferiores a 2 mm proceder a su cambio.

- Mantener los ferodos de freno libres de aceite.

- Examinar el desgaste y las desigualdades de las superficies del ventilador de freno. Con desgaste desigual, corregir el alineamiento del freno. Con desgaste del 30% del espesor original, cambiar.

- Ver si existe alguna señal de mordeduras capilares en las superficies del ventilador. Si hubiese alguna, inspeccionar el funcionamiento del freno y ajustarlo correctamente. Observar cuidadosamente si a pequeños intervalos las mordeduras capilares tienden a crecer, debiéndose cambiar en este caso inmediatamente el ventilador.

- Mantener una compresión adecuada de los muelles del freno para adaptarlos al diseño y condiciones de servicio.

15.4 Mantenimiento del motor

Es conveniente hacer revisiones periódicas de los motores, al menos cada 6 meses. Se enumeran a continuación los puntos más importantes a controlar:

- Limpieza del motor. - Es importante para la buena refrigeración del motor.

- Ruidos y vibraciones. - Tanto los ruidos como las vibraciones son señales de la existencia de problemas tales como desalineación, desequilibrio, problema de rodamientos, etc.

- Entrehierro del freno. - Es conveniente comprobar que el valor del entrehierro del freno no exceda del indicado de 2 mm, siendo el valor normal 0.3 + 0.4. Con una negligencia en este control podría ocurrir que,

por una separación excesiva del entrehierro, el electroimán no fuese capaz de atraer la placa del freno y liberar de esta forma el eje rotor, con lo cual existiría el peligro de quemado del motor.

15.5 Ruedas.

Regularmente, cada seis meses, inspeccionar el desgaste, de formación en la superficie de rodadura y marcas en las pestañas.

Normas de aplicación. - Realizar un examen visual de las rodaduras de las ruedas para ver si existen grietas capilares. Si hubiese alguna se debe comprobar su tamaño. Observar si la tendencia es a aumentar entre inspecciones, y en caso necesario se debe sustituir la rueda. Las ruedas motrices deben mantener sus diámetros igual es, debiendo cambiar los dos a la vez, aunque solamente una de ellas esté en condiciones de ser sustituida. Comprobar si las rodaduras de las ruedas están debidamente exentas de aceite. Las rodaduras de las ruedas deben estar exentas de aceite, lo demás haría que estas patinasen. Examinar el desgaste de las rodaduras de las ruedas. Como las rodaduras de las ruedas se desgastan lentamente, en caso de que fuese observado un desgaste prematuro, verificar el alineamiento de los elementos del sistema (carriles, ejes, etc.). No deberá ser mayor que 0.2% la diferencia entre diámetros de las ruedas motrices. El desgaste de la rodadura exterior de cada rueda, debe ser ≤ 30% del espesor de origen o 12 mm del diámetro. El menor de los dos verificados.

15.6 Estructura

Una vez por año se debe inspeccionar la estructura para verificar si existe alguna deformación o rotura de ésta. Inspeccionar las juntas soldadas, para asegurarse que no existen indicios de mordeduras capilares. Verificar el ajuste de los tornillos de unión. Pintar nuevamente las partes estructurales antes de que se oxiden en un 10% de la superficie pintada.

16. INCIDENTES Y REPARACIONES

A continuación, se exponen las averías más comunes que puede presentar el puente grúa, las posibles causas y sus posibles soluciones. Recordar que todas las averías descritas deben ser solucionadas por un especialista.

Tabla 11. Averías comunes de los distintos mecanismos [27].

Mecanismos	Averías	Posibles Causas	Soluciones
Elevación	La Grúa no hace ningún movimiento	Fallo en la alimentación eléctrica Fusibles de entrada Fallo en la instalación Fusibles de mando Limitador F. C. de Seguridad	Comprobar: Tensión entrada armario Comprobar : Fusibles de entrada Comprobar : La instalación Comprobar : Fusibles de mando Comprobar : Seta de emergencia Mirar posición del F. C. de Seguridad
	El motor de Elevación del Polipasto zumba pero no gira	Algún fusible quemado Electroimán n o funciona Contactor falla en una fase	Comprobar : Fusibles de elevación Comprobar : Electroimán Comprobar: Tensión salida contactores
	Salta el diferencial magnetotérmico al pulsar Subida ó Bajada	Posible derivación a tierra del motor Posible derivación a tierra del electroiman	Comprobar : Derivación al motor Comprobar : Derivación al electroimán
	El motor funciona pero muy despacio	Magnetotérmico de Elev. disparado Fallo del Control de freno	Comprobar : Magnetotérmico de elev. Comprobar : Control de freno
	En bajada se desliza la carga	Fallo del freno de Elevación	Comprobar : Estado disco de freno
	El gancho sube en exceso y bloquea toda la Grúa	Disparo F. C. de Seguridad	Comprobar : F. C. de subida Comprobar : Contactor subida(pegado)
	El gancho al suspender la carga dispara en eleva. Pero funciona en bajada	Disparo del limitador de sobrecarga	Comprobar : La carga Comprobar : Regul. F.C.de sobrecarga
	Se ha torcido el aparejo del gancho y el cable	El cable tiene una torsión	Quitar la torsión al cable Cambiar el cable en caso de deterioro
	Se ha desenrollado el cable en el tambor	Fallo de guía Fallo de cable	Comprobar : Guía de cable Comprobar : Cable de acero
Trasl. Carro	El carro no se desplaza	Fallo en el motor Fallo en la instalación F. C. disparado	Comprobar : Tensión en el motor, si no llega comprobar: La instalación Comprobar: F. C. posición
	El carro se desplaza muy lento	Fallo en fases del motor Fallo del freno Fallo posición F. C.	Comprobar : Tensión en el motor Comprobar : Electroimán Comprobar: Rectificador de freno Comprobar: Posición del F. C.
	La frenada es larga	Disco de freno	Comprobar : Ferodo de freno Comprobar : Muelles de freno Regular : Tuerca de reglaje freno
	El carro solo va en lenta en un sentido ó en 1 velocidad solo va en un sentido	Final de carrera actuado	Corregir la posición del F. C..
	El motor gira pero no transmite movimiento	Avería en Caja Reductora	Comprobar : Estado de la Reductora
Trasl. Puente	El puente no se desplaza	Fallo en los motores Fallo en la instalación F. C. disparado	Comprobar : Tensión en el motor, si no llega comprobar: La instalación Comprobar: F. C. posición
	El puente se cruza al arrancar	Fallo de uno de los motores Fallo de uno de los Electroimanes Fallo en una de las Reductoras	Comprobar : Tensión en el motor Comprobar : Electroimán y Rectificador Comprobar: Transm. de Red. A Rueda
	El puente se desplaza muy lento	Fallo en fases del motor Fallo del freno Fallo posición F. C.	Comprobar : Tensión en los motores Comprobar : Comprobar: Electroimán Comprobar: Rectificador de freno Comprobar: Posición del F. C.
	La frenada es larga	Disco de freno	Comprobar : Ferodos de freno Comprobar : Muelles de freno Regular : Tuercas de reglaje freno

17. INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD

17.1 Instrucción y conocimiento del personal que opera en la máquina

Previo a hacerse cargo de la máquina, el operador deberá ser instruido, principalmente en:

El manejo correcto y seguro de la misma.

Las partes de que consta.

El funcionamiento de las mismas.

Los peligros que tiene la máquina.

Los sistemas de seguridad de los que va provista la máquina.

Los métodos operativos correctos.

Las acciones que deben ejecutarse y aquellas que estén prohibidas.

Las prendas de protección que deben utilizarse.

17.2 Instrucción y conocimientos del personal que mantiene o repara la máquina

El encargado en mantenimiento de esta máquina debe tener conocimientos de electroneumática, mecánica, electricidad, e hidráulica, además de estar instruido en los peligros que presenta la máquina y en el manejo correcto y seguro de la misma.

17.3 Medidas de seguridad en la instalación de la máquina.

Es imprescindible que las normas de seguridad contra accidentes sean estrictamente observados en los trabajos de mantenimiento. En principio, estos trabajos se efectuarán sobre máquinas paradas, habiéndoles quitado la corriente eléctrica previamente.

En caso de no disponer de línea de vida o accesos homologados (pasillos, escaleras), los trabajos de mantenimiento se realizarán siempre sobre plataforma elevadora homologada para el uso de personas.

17.4 Acciones que nunca se deberán realizar

Nunca se debe de coger una carga superior a la que indique la grúa.

Nunca elevar o transportar personas en el gancho, en los testeros ni en la carga. Nunca utilizar la grúa sino está en buenas condiciones de funcionamiento.

No modificar ninguna parte de la grúa o sus componentes.

No permitir el uso de la grúa a ninguna persona no cualificada para ello.

Nunca elevar o transportar ninguna carga, hasta que la zona a traspasar con la carga esté completamente libre de personas.

Nunca utilizar el cable del polipasto como eslinga.

No distraer a atención del operador, mientras la grúa esté en funcionamiento. Nunca dejar una carga suspendida sin tenerla controlada.

Nunca utilizar el cable del polipasto como tierra. Tampoco tocar el cable con ningún electrodo en funcionamiento.

No pasar ni permanecer debajo de la carga.

17.5 Prevención de accidentes

Está prohibido usar la grúa para arrancar cargas fijas o arrastrarlas. En ningún caso se podrá transportar cargas suspendidas en alambre.

Para subir o descender de la grúa se debe tener la conformidad del operador y únicamente estando la grúa inmovilizada.

El operador no iniciará las maniobras con carga por cuenta propia ni por indicaciones de personas no autorizadas.

El operador no podrá modificar los ajustes de las protecciones.

El operador debe negarse a realizar una operación cuando tenga dudas respecto al peso a elevar, o cuando no hubiere condiciones necesarias de seguridad tanto para la grúa como para la carga.

El transporte de tubos de oxígenos, tambores de aceite y material suelto en general, deberá ser realizado utilizando dispositivos especiales o plataformas debidamente suspendidas.

17.6 Acciones a tener en cuenta

Leer y seguir todas las intrusiones y consejos manuales de uso e instalación proporcionados en este documento.

Cuando se haga una reparación o mantenimiento, utilizar solamente las piezas y materiales recomendados.

Caso de que se observe un funcionamiento inusual, parar la grúa, inspeccionarla y repararla, si fuera necesario.

Establecer una periodicidad para la inspección y mantenimiento, con especial atención al gancho, cable, frenos, fines de carrera, guardando los informes de cada una de las actuaciones.

Inspeccionar el funcionamiento de los frenos, principalmente si la grúa trabaja muchas horas.

Inspeccionar los fines de carrera.

Inspeccionar si el gancho y el cable han sufrido algún daño. Mantener el cable limpio y lubricado.

Antes de que la grúa entre en funcionamiento, comprobar que el cable no esté enrollado defectuosamente, doblado o con algún otro defecto.

Asegurarse que cuando se eleve y desplace la carga, esta no choque con ningún obstáculo.

Centrar la grúa por encima de la carga, antes de empezar a operar con ella. Evitar balanceos, tanto del gancho como de la carga, cuando se desplace la grúa.

Equilibrar la carga antes de desplazarla, y asegurarse de que las eslingas, cable s, etc., sujetan la carga, y están al mismo tiempo bien asentadas en la base del gancho.

Elevar la carga verticalmente, de manera que tanto el bastidor del carro como el cable no estén haciendo ángulo con el objeto de elevar.

Asegurarse que el inicio de la elevación sea suave.

DOCUMENTO V

MEDICIONES

Índice

1. **Dispositivo de elevación** **2**
2. **Dispositivo de traslación del carro** **3**
3. **Dispositivo de traslación de la grúa** **4**
4. **Sistema eléctrico** **5**

Para la realización de una lista detallada de todas las piezas que integran la máquina, se ha procedido a la división de la máquina por mecanismos.

1. Dispositivo de elevación

Tabla 1. Dispositivo de elevación

DENOMINACIÓN	OBSERVACIONES	MATERIAL	Nº PIEZAS
GANCHO	AK 25000 DIN 687	ACERO	1
TRAVIESA		ACERO	1
CABLE	A 26x160 DIN 656	ACERO	28 m
POLEA GMBH		ACERO	2
POLEA COMPENSADORA		ACERO	1
PASTECA		COMERCIAL	1
TAMBOR		GE 18.91	1
MOTOR ELEVACIÓN DEMAG		COMERCIAL	1
REDUCTOR DEMAG	KBA 140 B 6 B5 1	COMERCIAL	1
GUÍA CABLE PARA TAMBOR	AUH 60 TS-B14.0-60-1-239	COMERCIAL	2
EJE TAMBOR		ACERO	1
TUERCA GANCHO		ACERO	1
COJINETES		ACERO	2
RODAMIENTOS		ACERO	6
TORNILLERÍA		ACERO	50

2. Dispositivo de traslación del carro

Tabla 2. Dispositivo de traslación del carro

DENOMINACIÓN	OBSERVACIONES	MATERIAL	Nº PIEZAS
RUEDA		ACERO	4
MOTOR TRASLACIÓN DEMAG	KBF 125 A 4 B5 1	COMERCIAL	1
REDUCTOR DEMAG	WUH 40 DL-B14.0-40-1-59.9	COMERCIAL	1
VIGA CARRO 2600 mm	UPN 320	ACERO	2
VIGA CARRO 1800 mm	UPN 80	ACERO	3
VIGA CARRO 1800 mm	UPN 220	ACERO	2
VIGA CARRO 600 mm	UPN 80	ACERO	4
EJE RUEDA		ACERO	2
COJINETES		ACERO	4
TORNILLERÍA		ACERO	20

3. Dispositivo de traslación de la grúa

Tabla 3. Dispositivo de traslación de la grúa

DENOMINACIÓN	OBSERVACIONES	MATERIAL	Nº PIEZAS
CHAPA 15000x400x25.4 mm		ACERO	4
CHAPA 15000x800x15,9 mm		ACERO	4
CARRIL CARRO	KS 22 DIN 536 (15m)	ACERO	2
TESTERO		ACERO	2
RUEDA TESTERO		ACERO	4
MOTOR TRASLACIÓN GH	VC-110	COMERCIAL	1
REDUCTOR GH	RFS/315-4T	COMERCIAL	1
EJE RUEDA		ACERO	4
COJINETES		ACERO	4
CARRIL TESTERO	KS 32 DIN 536 (72m)	ACERO	2

4. Sistema eléctrico

Tabla 4: Sistema eléctrico

DENOMINACIÓN	OBSERVACIONES	MATERIAL	Nº PIEZAS
LIMITADOR DE CARGA 25 TM		COMERCIAL	1
FINAL CARRERA ELEVACIÓN		COMERCIAL	1
FINAL CARRERA CARRO		COMERCIAL	1
FINAL CARRERA TESTERO		COMERCIAL	1
BOTONERA		COMERCIAL	1
APARELLAJE ELÉCTRICO		COMERCIAL	1
CUADRO ELÉCTRICO		COMERCIAL	1

DOCUMENTO VI

PRESUPUESTO

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN 2

2. MATERIA PRIMA MECANIZABLE 3

3. MATERIA PRIMA COMERCIAL 4

4. MANO DE OBRA DIRECTA (M.O.D.) Y COSTES DEL PUESTO DE TRABAJO (C_{PT}) 5

5. MANO DE OBRA INDIRECTA (M.O.I.) 6

6. COSTES SOCIALES (C.S) 7

7. GASTOS GENERALES (G.G) 8

8. PRESUPUESTO 9

1. INTRODUCCIÓN

Para la realización del presupuesto se distingue entre las piezas mecanizables y los elementos comerciales que conforman la máquina. Mediante el cálculo de pesos y longitudes, se obtiene el precio de la materia prima a partir de la siguiente tabla:

Tabla 1. Precio kilogramo de material.

Material	€/kg
ACERO St C 25.61	1,12
ACERO St 50.11	0,98
FUNDICIÓN Ge 18.91	1,98
ACERO INOX.	2,54
ACEROS275JR	2,05
ACERO S235JR	1,16
ACERO Stg 60.81	1,17

Para realizar el resto de cálculos se han supuesto los siguientes datos:

- Mano de obra directa (MOD)= 18.15 €/hora.
- Coste del puesto de trabajo (C_{PK})= 4 €/hora.
- Mano de obra directa anual= 380000 €
- Mano de obra indirecta anual= 35000 €
- Gastos generales= 11% de (Materia prima+MOD+MOI)
- Costes sociales anuales (C.S) = 84000 €
- Beneficio industrial= 7.5%

2. MATERIA PRIMA MECANIZABLE

En este proyecto se realiza el diseño de la mayoría de piezas de la máquina, sin embargo son mecanizadas por otras empresas subcontratas.

Mediante el cálculo de pesos y la Tabla 1, se ha obtenido el precio del material de cada pieza.

Tabla 2. Materia prima mecanizable.

MATERIA PRIMA MECANIZABLE						
DENOMINACIÓN	**MATERIAL**	**PESO (KG)**	**Precio mat (€/k)**	**Precio total mat (€)**	**Nº PIEZAS**	**Precio total(€)**
GANCHO	St C 25.61	170	1,12	190,4	1	190,4
TRAVIESA	St 50.11	28	0,98	27,44	1	27,44
POLEA COMPENSADORA	St 50.11	38	0,98	37,24	1	37,24
TAMBOR	Ge 18.91	224	1,98	443,52	1	443,52
EJE TAMBOR	St 50.11	97	0,98	95,06	1	95,06
TUERCA GANCHO	St 50.11	4	0,98	3,92	1	3,92
RUEDA CARRO	Acero inox.	84	2,54	213,36	4	853,44
VIGA CARRO 2600 mm	S275JR	154	2,05	315,7	2	631,4
VIGA CARRO 1800 mm	S275JR	15,6	2,05	31,98	3	95,94
VIGA CARRO 1800 mm	S275JR	53	2,05	108,65	2	217,3
VIGA CARRO 600 mm	S275JR	5,2	2,05	10,66	4	42,64
EJE RUEDA	St 50.11	93	0,98	91,14	2	182,28
CHAPA 15000x400x25.4 mm	S235JR	1197	1,16	1388,52	4	5554,08
CHAPA 15000x800x15.9 mm	S235 JR	1496	1,16	1735,36	4	6941,44
CARRIL CARRO	Stg 60.81	333	1,17	389,61	2	779,22
CARIIL TESTERO	Stg 60.81	2528	1,17	2957,76	2	5915,52

TOTAL MATERIA PRIMA MECANIZABLE: 22010.84 €

3. MATERIA PRIMA COMERCIAL

Tabla 3. Materia prima comercial.

DENOMINACIÓN	OBSERVACIONES	Nº PIEZAS	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
CABLE		28 m	7,81 €/m	218,68
POLEA GMBH		2	453,7	907,4
PASTECA		1	384,2	384,2
MOTOR ELEVACIÓN DEMAG	KBA 140 B 6 B5 1	1	1980,73	1980,73
REDUCTOR DEMAG	AUH 60 TS-B14.0-60-1-239	1	1345,6	1345,6
GUIA CABLE PARA TAMBOR		1	523,82	523,82
COJINETES		6	43,74	262,44
RODAMIENTOS		6	67,5	405
TORNILLERIA		70	0,87	60,9
MOTOR TRASLACIÓN DEMAG	KBF 125 A 4 B5 1	1	2178,6	2178,6
REDUCTOR DEMAG	WUH 40 DL-B14.0-40-1-59.9	1	1475,3	1475,3
TESTERO		2	2342,56	4685,12
RUEDA TESTERO		4	534,21	2136,84
MOTORREDUCTOR GH		1	2857	2857
LIMITADOR DE CARGA 25 TM		1	193,5	193,5
FINAL CARRERA ELEVACIÓN		1	184,67	184,67
FINAL CARRERA CARRO		1	134,56	134,56
FINAL CARRERA TESTERO		1	142,68	142,68
BOTONERA		1	408,9	408,9
APARELLAJE ELÉCTRICO				800
CUADRO ELÉCTRICO		1	1456	1456

TOTAL MATERIA PRIMA COMERCIAL = 22741.78 €

El coste de la materia prima utilizada asciende a:

Materia prima mecanizable……...22010.84 €

Materia prima comercial……22741.78 €

PRECIO TOTAL MATERIA PRIMA……44752.62 €

4. MANO DE OBRA DIRECTA (M.O.D.) Y COSTES DEL PUESTO DE TRABAJO (C_{PT})

Para el cálculo del coste de mano de obra y puesto de trabajo, se ha estimado el tiempo de ciclo de construcción, montaje e instalación de la grúa y sus elementos, reflejados en la Tabla 4

Tabla 4. Mano de obra y costes del puesto de trabajo.

DENOMINCAIÓN	UNIDADES	TIEMPO DE CICLO (h/ud.)	TIEMPO DE CICLO TOTAL (h)
APAREJO	1	4,5	4,5
TAMBOR	1	2	2
RUEDAS	4	0,5	2
EJES	5	0,5	2,5
ESTRUCTURA DEL CARRO	1	1,5	1,5
VIGA CAJÓN	2	3,5	7
CARRIL VIGA CAJÓN	2	1,5	3
TESTERO	2	3	6
CARRIL TESTERO	2	2,5	5
DISEÑO MECÁNICO			550
MONTAJE DISPO. ELEVACIÓN			8
MONTAJE DISPO. TRASLACIÓN CARRO			12
MONTAJE DISPO. TRASLACIÓN GRUA			18
MONTAJE CONJUNTO			15
MONTAJE ELÉCTRICO			150
PROGRAMACIÓN			100
INSTALACIÓN EN FÁBRICA			10
TIEMPO CICLO TOTAL			896,5

Los costes de mano de obra directa y del puesto de trabajo son:

MOD = Tiempo de ciclo total (horas) x coste MOD (€/hora)

C_{PT} = Tiempo de ciclo total (horas) x coste C_{PT} (€/hora)

MOD = 896.5 (horas) x 18.15 (€/hora) = 16271.475 €

C_{PT} = 896.5 (horas) x 4 (€/hora) = 3586 €

PRECIO TOTAL M.O.D. + C_{PT} = 19857.475 €

5. MANO DE OBRA INDIRECTA (M.O.I.)

El precio de la mano de obra indirecta en la ejecución del proyecto se obtiene a través del porcentaje de la mano de obra directa. Este porcentaje depende de los costes anuales de la empresa que construye la máquina. Para el cálculo se ha utilizado los datos reflejados en la introducción.

$$\%\ de\ MOI = \frac{MOI_{ANUAL}}{MOD_{ANUAL}}\ x\ 100$$

$$\%\ de\ MOI = \frac{35000}{380000}\ x\ 100 = 9.21\%$$

El coste total de la mano de obra indirecta para los datos supuestos de la empresa que ejecuta el proyecto, es por tanto, del 9.21% de la mano de obra directa. Es decir:

MOI = 9.21% de 16271.475 = 1498.6 €

PRECIO TOTAL M.O.I. = 1498.6 €

6. COSTES SOCIALES (C.S)

Los costes sociales se obtienen con un porcentaje que depende de los costes sociales anuales y la mano de obra directa e indirecta anuales.

$$\%CS = \frac{CS_{ANUAL}}{(MOI + MOD)_{ANUALES}} x\ 100$$

$$\%CS = \frac{84000}{(35000 + 380000)} x\ 100 = 20.24\ \%$$

Los costes sociales para los datos supuestos de la empresa que ejecuta el proyecto son como se ve del 20.24 % de la mano de obra directa e indirecta.

C.S. = 20.24% de (16271.475 + 1498.6) = 3596.66 €

PRECIO TOTAL C.S = 3596.66 €

7. GASTOS GENERALES (G.G)

Los gastos generales de la empresa que se encarga de ejecutar el proyecto se obtiene del porcentaje de la materia prima y la mano de obra directa e indirecta.

GG = 11% de (Materia prima + MOD + MOI)

GG= 11% de (44752.62 € +16271.475 € + 1498.6 €) = 6877.5 €

PRECIO TOTAL G.G = 6877.5 €

8. PRESUPUESTO

DESCRICPCIÓN PRECIO

Materias primas……..44752.62 €

Materia prima mecanizable……22010.84 €

Materia prima comercial……..22741.78 €

Mano de obra directa…….……16271.475 €

Costes del puesto de trabajo…….……..3586 €

Mano de obra indirecta…….……...1498.6 €

Costes sociales…….3596.66 €

Gastos generales…….……6877.5 €

Total coste de fabricación…….76582.855 €

7.5 % Beneficio industrial……..5743.71 €

TOTAL…….……82326.565 €

21% IVA…….……17288.579 €

PRESUPUESTO TOTAL DE EJECUCIÓN……99615.15 €

El presupuesto de ejecución del proyecto "Cálculo y diseño de puente grúa", asciende a la cantidad de NOVENTA Y NUEVE MIL SEISCIENTOS QUINCE CON QUINCE.