



Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.

Departamento de ingeniería mecánica.

*“Diseño de grúa tipo pórtico para
la obra de toma de la central hidroeléctrica Malpaso”.*

R E S I D E N C I A
P R O F E S I O N A L

Periodo:

Agosto-Diciembre del año 2011.

Asesor Interno:

M.I. Lorenzo Marciano Vázquez.

Asesor Externo:

Ing. Gildardo Jiménez Ramos.

Nombre del residente:

Luis Alberto Gordillo Carreño.

Nombre de la compañía:

Comisión Federal de electricidad.

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas a Diciembre del 2011



Índice.

1. Introducción.	1
2. Justificación.	2
3. Objetivos del proyecto.	3
3.1. <i>Objetivo general.</i>	3
3.2. <i>Objetivos específicos.</i>	3
4. Caracterización del área de trabajo.	4
4.1. <i>Organigrama conceptual de la empresa.</i>	5
5. Alcances y limitaciones del proyecto.	6
5.1. <i>Alcances del proyecto.</i>	6
5.2. <i>Limitación del proyecto.</i>	6
6. Problemas a resolver priorizados.	7
7. Fundamentos teóricos.	8
<i>Capítulo 1: Grúa pórtico y sus generalidades.</i>	8
1.1. <i>Clasificación de los aparatos de elevación.</i>	8
1.2. <i>Velocidades comunes en grúas.</i>	9
1.3. <i>Consideraciones generales en el diseño de grúas.</i>	10
1.3.1. <i>Resistencia de los materiales.</i>	10
1.3.2. <i>Factor o coeficiente de seguridad.</i>	11
1.3.3. <i>Materiales en la construcción de grúas.</i>	11
1.3.4. <i>Esfuerzos normales.</i>	12
1.3.5. <i>Concentración de esfuerzos.</i>	13
1.3.6. <i>Análisis y diseño de vigas a flexión.</i>	14
1.3.7. <i>Diseño de vigas prismáticas.</i>	16
1.3.8. <i>Teoría de la energía de distorsión.</i>	17
<i>Capítulo 2: Cables para elevar cargas en grúas.</i>	19
2.1. <i>Generalidades.</i>	19
2.2. <i>Estructura transversal de los cordones.</i>	20
2.3. <i>Sistema de trenzado.</i>	20
2.4. <i>Solicitaciones en cables.</i>	21
2.5. <i>Tendencia de giro y resistencia al calor.</i>	21
2.6. <i>Dimensionado y selección de cables.</i>	21



<i>Capítulo 3: Poleas para cables de acero.</i>	24
3.1. <i>Definición de poleas.</i>	24
3.2. <i>Perfil de garganta.</i>	25
<i>Capítulo 4: Tambores.</i>	28
4.1. <i>Tipos de tambores.</i>	28
4.2. <i>Diámetros primitivos en poleas y tambores.</i>	28
4.2.1. <i>Valores del coeficiente h_1.</i>	29
4.2.2. <i>Valores de h_2.</i>	29
4.3. <i>Diámetro de garganta en tambores ranurados.</i>	30
4.4. <i>Longitud de cable y número de espiras.</i>	31
4.5. <i>Cargas en tambores.</i>	33
<i>Capítulo 5: Aparejos.</i>	35
5.1. <i>Generalidades de aparejos.</i>	35
5.2. <i>Calculo del eje de poleas.</i>	35
<i>Capítulo 6: Motores eléctricos.</i>	37
6.1. <i>Generalidades.</i>	37
6.2. <i>Tensiones de trabajo.</i>	37
6.3. <i>Motores trifásicos.</i>	37
6.3.1. <i>Motores asíncronos.</i>	37
6.3.1.1. <i>De anillos rozantes.</i>	37
6.3.1.2. <i>De jaula de ardilla.</i>	38
6.4. <i>Calculo de potencia necesaria en motores eléctricos.</i>	38
<i>Capítulo 7: Trenes de engranes.</i>	40
7.1. <i>Clasificación de los trenes de engranes.</i>	40
7.2. <i>Análisis de velocidades en trenes de engranes.</i>	40
7.3. <i>Razón de velocidades de un tren de engranajes.</i>	42
7.4. <i>Engranaje planetario.</i>	43
<i>Capítulo 8: Calculo de freno.</i>	44
8.1. <i>Generalidades.</i>	44
8.2. <i>Calculo de freno.</i>	44
8.3. <i>Actuadores eléctricos.</i>	44
8.4. <i>Freno de mordaza.</i>	46



<i>Capítulo 9: Calculo de postes.</i>	47
9.1. Diseño de columnas bajo cargas excéntricas.	47
9.2. Acero estructural y criterio del esfuerzo permitido.	47
8. Memoria de cálculo y resultados del proyecto.	49
<i>Sección 1: Velocidades en grúa pórtico.</i>	49
1.1. Calculo de las RPM del tambor.	49
1.2. Velocidad de elevación.	50
1.3. Velocidad de traslación.	51
<i>Sección 2: Diseño de vigueta de elevación.</i>	53
2.1. Restricciones de diseño.	53
2.2. Hipótesis.	53
2.3. Consideraciones.	53
2.4. Análisis y diseño de ménsula.	53
2.5. Análisis y diseño de vigueta de izaje.	56
2.6. Peso de la vigueta de la grúa original.	62
2.7. Peso de la vigueta rediseñada.	65
<i>Sección 3: Cable de acero.</i>	66
3.1. Restricciones de diseño en el cable.	66
3.2. Consideraciones a tener en cuenta.	66
3.3. Tipo de mecanismo según la normativa vigente DIN.	66
3.4. Rediseño de cable.	68
<i>Sección 4: Poleas.</i>	70
4.1. Calculo de polea de acuerdo a normativa DIN.	70
<i>Sección 5: Tambores y longitud de cable.</i>	71
5.1. Consideraciones de diseño del tambor.	71
5.2. Calculo de longitud de cable y diámetro de tambor.	71
5.3. Determinación de espesor en tambor.	74
5.4. Peso del tambor.	75
<i>Sección 6: Diseño de ejes de poleas.</i>	76
6.1. Diagrama de cuerpo libre.	76
6.2. Calculo de esfuerzos y diseño del eje.	76
<i>Sección 7: Análisis de velocidades en transmisión mecánica de grúa.</i>	79



7.1. Descripción general de la transmisión y análisis de velocidades.	79
Sección 8: Selección y especificaciones de motores en grúa pórtico.	85
8.1. Selección del motor de elevación.	85
8.2. Momentos máximos y de frenado para Motor de alta y baja velocidad.	86
8.3. Calculo de frenos.	87
Sección 9: Diseño de viga puente.	89
9.1. Estimación de pesos y cargas a soportar por la viga puente.	89
9.2. Cargas en soportes de tambor.	90
9.3. Diagrama de cuerpo libre y diseño de viga.	91
9.4. Peso de viga puente.	94
Sección 10. Calculo de postes y motores para traslación de grúa.	95
10.1. Selección y diseño de perfil.	95
10.2. Calculo de peso en postes.	97
10.3. Motores de traslación.	97
9. Conclusiones.	99
10. Bibliografías.	100
11. Anexos.	101



1. Introducción.

Durante mucho tiempo, el ser humano ha aprendido a dominar su entorno para satisfacer sus necesidades. Empleando múltiples herramientas y disciplinas ha llegado a construir imponentes edificaciones, poderosas máquinas capaces de mover montañas y hasta diminutos dispositivos que hacen de nuestra vida cotidiana más confortable.

Un claro ejemplo del ingenio del hombre, es la obra de toma de la Central Hidroeléctrica Malpaso, que comprende de seis compuertas ubicadas en las inmediaciones de la cortina. Estas pesadas compuertas de acero, seccionadas en tres partes articuladas, son accionadas cada una por una central oleodinámica independiente, compuesta por una electrobomba de eje vertical y relativos órganos de seguridad y control.

Es importante recalcar que la vida de las compuertas de la obra de toma y de sus diversos dispositivos, dependen de la correcta instalación y mantenimiento que reciba por parte de los trabajadores de la central. Dicha tarea se logra mediante una grúa tipo pórtico de 90 toneladas de capacidad.

Los principios de operación y control son similares a la de cualquier otra grúa, con la notable diferencia de que su movimiento longitudinal (horizontal) de todo el pórtico se hace sobre rieles accionados por motorreductores localizados en la parte inferior de las cuatro columnas de soporte de la grúa.

Está dispuesta de dos tambores los cuales son accionados por un motor eléctrico trifásico asíncrono de 25kW de potencia. El eje del motor está acoplado a un reductor que transmite la potencia a estos tambores que a su vez tiran de cables de acero. Estos cables de acero sostienen una vigueta en el cual se halla una ménsula o gancho por donde se introduce un pasador, desplazando de manera vertical ya sea obturadores, compuertas o equipos auxiliares.

El diseño de dichas grúas debe ser llevada a cabo bajo estrictas normas de diseño y seguridad (normas DIN y FEM). La vida del personal y la seguridad del equipo dependen en gran medida del criterio del diseñador. Es por ello que el siguiente proyecto, detallara de manera explícita, el procedimiento para diseñar una grúa tipo pórtico.



2. Justificación.

La obra de toma de la central hidroeléctrica Malpaso es una edificación a la cual se le debe prestar especial atención. Las compuertas que lo componen son un factor decisivo en el mantenimiento mayor de las turbinas, ya que ofrecen un sello temporal entre el embalse de la presa y el tubo de presión. El aislamiento de la tubería de presión, caracol, tubería de aspiración y rodete, permite realizar los trabajos de mantenimiento en su interior. Otra de sus funciones, es la de proporcionar seguridad al equipo en casa de máquinas, en caso de existir una sobrevelocidad en las turbinas o la falla alguna tubería.

La grúa pórtico, situada en las inmediaciones de la cortina, debe proporcionar la potencia necesaria para retirar estas pesadas compuertas y de esta manera darles un correcto mantenimiento. Es imperativo que esta máquina de elevación trabaje en un máximo de eficiencia y proporcione la seguridad del equipo a elevar así como también de los trabajadores y operarios.

Es por lo anterior que este proyecto se enfoca en la optimización y diseño de los elementos que componen a la máquina.

Una de las problemáticas que se ha detectado es la carencia de información técnica acerca de la grúa. Se cuenta con muy pocos diagramas y planos de la estructura, por lo cual es necesario efectuar mediciones en campo.

Los beneficios por la implementación de este proyecto, serán diversos. El departamento mecánico contará con información actualizada y clara de los componentes de la grúa, así como fundamentos de cálculo y diagramas.

De esta forma se pretende que en un futuro, cuando la máquina sufra daños o requiera de la sustitución de alguna pieza o accesorio, el proyecto sirva a la superintendencia mecánica como guía en la selección de los mismos.



3. Objetivos del proyecto.

3.1. Objetivo general.

“Diseñar una grúa tipo pórtico que satisfaga las necesidades de la empresa, empleando métodos, técnicas y conceptos de ingeniería mecánica”.

3.2. Objetivos específicos.

- a) Crear una memoria de cálculo para la grúa tipo pórtico de 90 toneladas de capacidad.*
- b) Tomar mediciones básicas de la grúa así como también detectar anomalías y desperfectos que pudieran resolverse.*
- c) Actualizar la información y los diagramas relacionados mediante el uso de software computacional.*



4. Caracterización del área de trabajo.

La central hidroeléctrica Malpaso es la segunda planta más importante y de mayor capacidad en la República Mexicana. Se ubica en la cuenca del río Grijalva a 80km de la ciudad de Tuxtla Gutiérrez. Está compuesta por una vasta cortina de 485 metros de longitud hecha de roca y con corazón impermeable de arcilla. Cuenta con seis turbinas tipo FRANCIS, cuatro en la primera etapa y dos más en la segunda, con capacidad de 180Mw de potencia, cada una de la marca ESCHER WYSS y MITSUBISHI respectivamente.

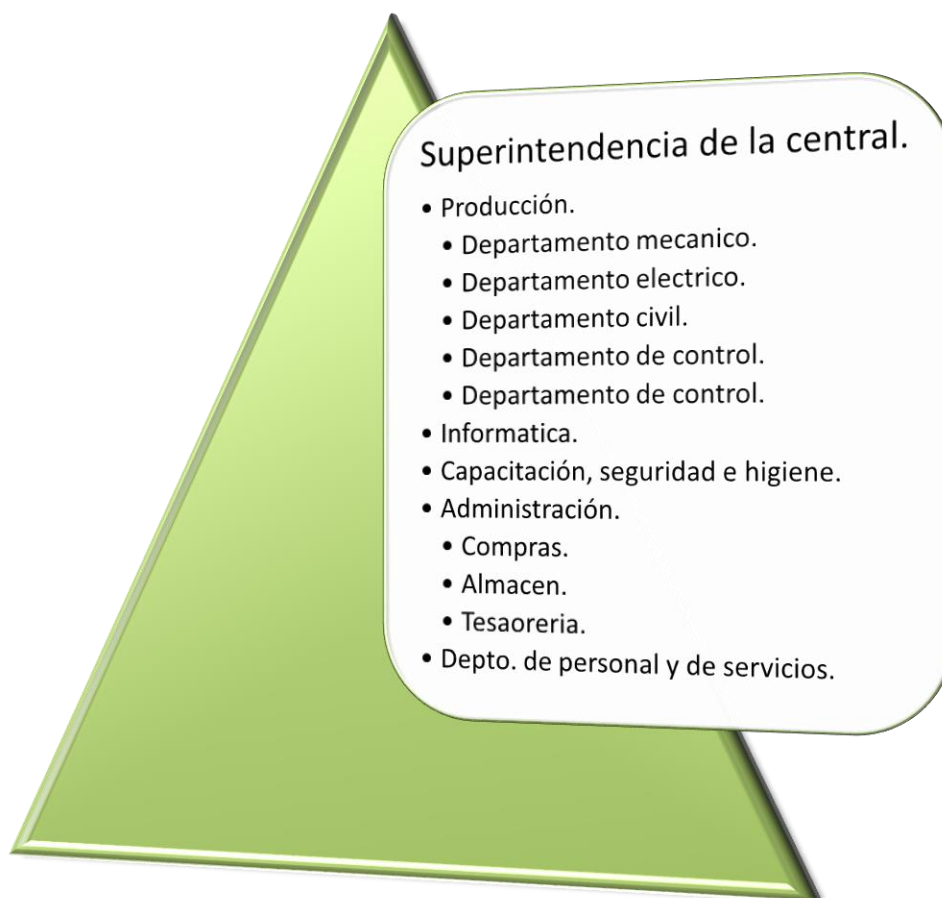
La sala de máquinas es una de las otras características con las que cuenta la central. Se localiza a lado derecho de la cortina, labrada en una caverna de conglomerado, totalmente revestida de concreto. Desde ella se puede acceder a sala de control, piso de excitatriz, cuarto de válvulas y piso de compresores o de turbina.

Las instalaciones cuentan con una sala de tableros, en donde se realizan todas las operaciones de la central. Aquí se efectúan las maniobras de apertura y cierre de las compuertas de obra de toma, arranque, paro, y sincronización al Sistema Interconectado Nacional de las Unidades generadoras con las que cuenta la central, así como el control de motobombas y compresoras de regulación.

La obra de control o vertedores de servicio se localiza en el lado izquierdo de la cortina y está constituida de tres vertedores de crestas controladas. El canal de descarga está revestido de concreto por donde las aguas vertidas caen a un tanque amortiguador donde posteriormente retoman su cauce original.

4.1. Organigrama conceptual de la empresa.

La central se encuentra organizada como se ilustra en la siguiente pirámide jerárquica:



El proyecto denominado “Diseño de grúa tipo pórtico para la obra de toma de la central hidroeléctrica malpaso” se desarrollara en el área del departamento mecánico.



5. Alcances y limitaciones del proyecto.

5.1. Alcances del proyecto.

El proyecto está basado en los fundamentos básicos de diseño en grúas de cualquier tipo, por lo que puede ser ampliada a otros tipos de grúas (Normativa FEM y DIN).

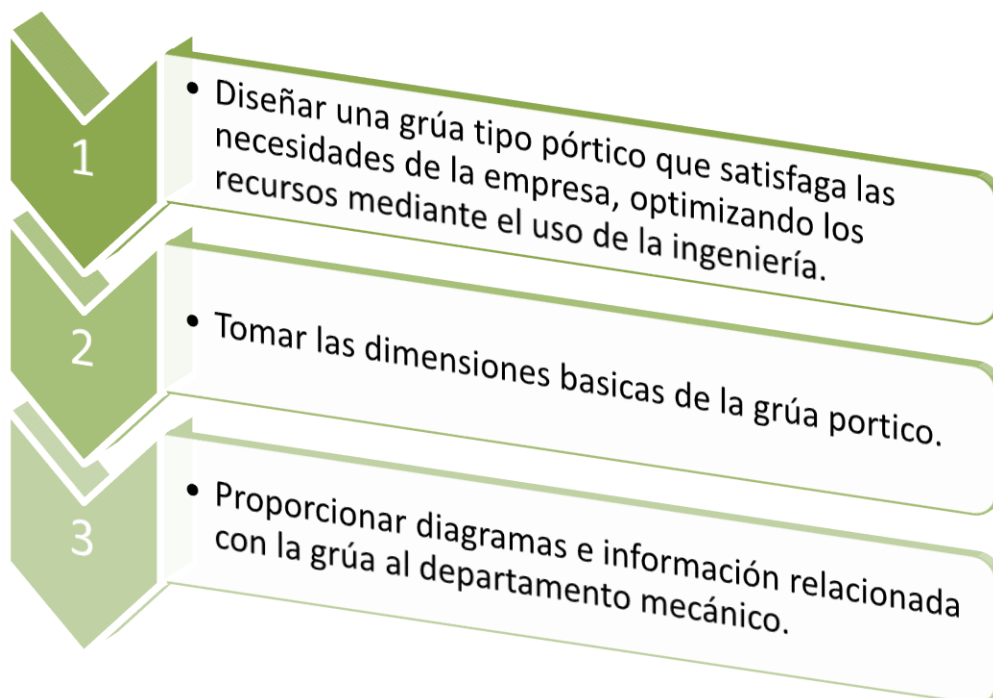
5.2. Limitaciones del proyecto.

El proyecto se encuentra limitado debido a que la constitución de la grúa tipo pórtico, en este caso la de obra de toma, carece de un carro en el puente viga que traslade longitudinalmente la carga. Por lo tanto, el proyecto no enfatiza el diseño de carros.

Otro limitante es que no se usan ganchos, por lo que no se realizara una selección de los mismos.

6. Problemas a resolver priorizados.

A continuación se muestran los problemas a resolver según su prioridad, desde el uno al tres:



7. Fundamentos teóricos.

Capítulo 1: Grúa pórtico y sus generalidades.

La grúa pórtico es un aparato de elevación compuesto por dos o cuatro postes que elevan una estructura puente por donde circula el mecanismo de elevación. El movimiento de la estructura se realiza a nivel de suelo a través de unos paquetes de rodadura situados en las partes inferiores de los postes. El movimiento transversal del carro se lleva a cabo en la viga puente, sobre unos carriles metálicos. Finalmente el movimiento vertical es a través del mecanismo de elevación.

Las partes principales de una grúa pórtico, pueden apreciarse en la ilustración 1.

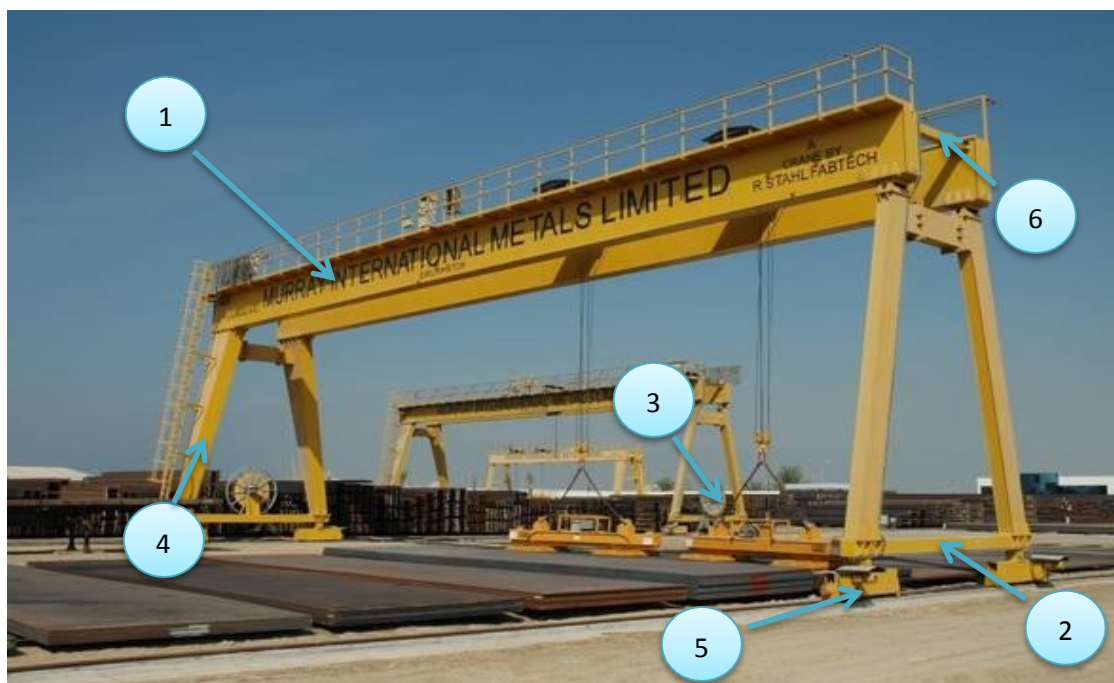


Ilustración 1. Grúa pórtico para elevar placas de acero mediante electroimanes. 1. Puente guía. 2. Testero. 3. Mecanismo de elevación. 4. Poste. 5. Paquete de rodadura. 6. Traviesa de cierre. Imagen cortesía de R. STAHL FABTECH.

1.1. Clasificación de los aparatos de elevación.

Para poder empezar el análisis de un aparato de elevación, es necesario en primer lugar determinar el grupo al que pertenece de acuerdo con las últimas exigencias de la

técnica y de las normas ISO 4301 FEM-sección 1 (cuadernos 2 y 4) y DIN 15020. Esta clasificación viene dada en función de la vida en horas de funcionamiento real del mecanismo y del estado de carga. Las normas FEM realizan la clasificación con la siguiente notación: Mn , donde n es el número del grupo al que pertenece el aparato de elevación y va del 3 al 8, mientras que las normas DIN utiliza la siguiente notación: nm , donde n es el número de grupo al que pertenece el aparato de elevación y varían de 1 a 5, siendo el grupo 1m doble (1 Am y 1Bm). En la tabla 1 se muestran cada uno de los grupos según ambas normativas.

ESTADO DE CARGA.		VIDA EN HORAS DEL FUNCIONAMIENTO REAL DEL MECANISMO.													
Factor K.	Servicio.	800		1600		3200		6300		12500		25000		50000	
0.125	Frecuencia muy reducida de la carga máxima.					M3	1Bm	M4	1Am	M5	2m	M6	3m	M7	4m
0.250	Frecuencia reducida de la carga máxima.			M3	1Bm	M4	1Am	M5	2m	M6	3m	M7	4m	M8	5m
0.500	Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas.	M3	1Bm	M4	1Am	M5	2m	M6	3m	M7	4m	M8	5m	M8	5m
1.000	Frecuencia elevada de la carga máxima	M4	1Am	M5	2m	M6	3m	M7	4m	M8	5m	M8	5m	M8	5m

Tabla 1. Clasificación de mecanismo de elevación según la normativa DIN y FEM.

1.2. Velocidades comunes en grúas.

Uno de los primeros pasos en el diseño de grúas, después de haberla clasificado, es la determinación de la velocidad. Existen dos tipos de velocidades principales, estas son:

1. Velocidad de elevación: Es la velocidad nominal alcanzada por el gancho o elemento de suspensión, quien se encarga de levantar la carga de manera vertical.
2. Velocidad de puente: Es aquella velocidad con la que el puente es movido longitudinalmente.

Estos valores varían conforme al tipo de servicio que se efectuó y del tipo de carga que se desea elevar. Esto es, por ejemplo, si en una maniobra de mantenimiento de una bomba de eje vertical se desea elevar el tubo de aspiración cuyo movimiento no deba ser muy abrupto o brusco, el operario en grúas deberá emplear velocidades muy bajas para su correcta manipulación.

1.3. Consideraciones generales en el diseño de grúas.

Las consideraciones generales en el diseño, son parámetros básicos utilizados en el dimensionamiento de muchos componentes de la grúa que servirán en la construcción y manufactura de los elementos que la conforman.

1.3.1. Resistencia en los materiales.

El límite elástico es un criterio importante en la resistencia de materiales. Si un elemento es sometido a un esfuerzo que exceda el límite elástico del material, la deformación permanente que recibe podría inutilizarlo para un servicio posterior.

Desafortunadamente, en la práctica, conocer este valor es un poco complicado, por lo que los ingenieros suele utilizar la resistencia de fluencia (obtenido experimentalmente), que es un esfuerzo que no se diferencia en mucho al límite de fluencia.

Otro criterio importante es el esfuerzo máximo, debido a que este indica el esfuerzo máximo al cual el material llega a fallar. Existen otros criterios como lo es la capacidad que tiene cierto material para absorber energía sin rotura, resistencia a la fatiga, resistencia al pandeo, resistencia al escurrimiento plástico y flecha excesiva.

Estos criterios son manipulados a fin de obtener un criterio de cálculo. En su forma más sencilla, el criterio de cálculo es un esfuerzo de cálculo o un esfuerzo de trabajo, que puede ser denominado también esfuerzo de seguridad o esfuerzo admisible.

1.3.2. Factor o coeficiente de seguridad.

El factor de seguridad es un coeficiente que se aplica al criterio de resistencia a fin de obtener un criterio de cálculo. Se puede definir mediante dos formas distintas, esto es:

$$n = \frac{S_U}{S_p} \quad y \quad n = \frac{S_Y}{S_p} \quad (1)$$

En donde:

S_U = Resistencia máxima del material.

S_Y = Resistencia de fluencia del material.

S_p = Esfuerzo permisible o de cálculo.

Cuando se declara un coeficiente de seguridad en particular, hay que denotar también su base, siendo en base a la resistencia de fluencia o bien a la resistencia máxima. En años recientes se manifiesta una tendencia al uso de la resistencia de fluencia como criterio preferible para obtener un esfuerzo de cálculo, muy conveniente para cargas permanentes. Para cargas variables en donde la fatiga está presente, se suele utilizar la resistencia última.

1.3.3. Materiales en la construcción de grúas.

En el diseño de grúas debe prestarse particular atención al peso muerto de la estructura. La selección efectiva del material, puede ser la diferencia entre una grúa liviana y una robusta.

El principal material utilizada en el montaje de grúas, es el acero estructural ASTM A-7 ó A-36. En un esfuerzo por reducir el peso en estas estructuras, se están usando aceros de alta aleación en cualquier condición de diseño.

1.3.4. Esfuerzos normales.

La fuerza por unidad de área, o la intensidad de las fuerzas distribuidas a través de una sección determinada, se llama esfuerzo sobre esa sección y se representa por la letra griega σ . el esfuerzo en un elemento con área transversal A sometido a una carga Q se obtiene, por lo tanto, al dividir la magnitud Q de la carga entre el área A . (Véase *ilustración 2*)

$$\sigma = \frac{Q}{A} \quad (2)$$

Si el esfuerzo es positivo se dice que es un esfuerzo de tensión. Por el contrario si el esfuerzo es negativo, el esfuerzo es de compresión.

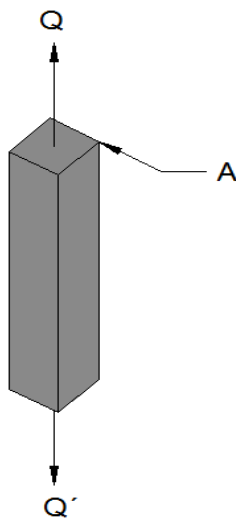


Ilustración 2. Carga axial aplicada a una barra sólida. A = área de sección.
 Q = carga aplicada.

En la práctica se supone uniforme la distribución de los esfuerzos normales en un elemento cargado axialmente, excepto en la cercanía inmediata de los puntos de aplicación de las cargas.

1.3.5. Concentración de esfuerzos.

Los esfuerzos cerca de los puntos de aplicación de cargas concentradas pueden alcanzar valores mucho más grandes que el valor promedio del esfuerzo del elemento. Cuando un elemento estructural contiene una discontinuidad, como un agujero o un

cambio repentino en su sección horizontal, también pueden ocurrir grandes esfuerzos localizados cerca de las discontinuidades (véase figura 3)

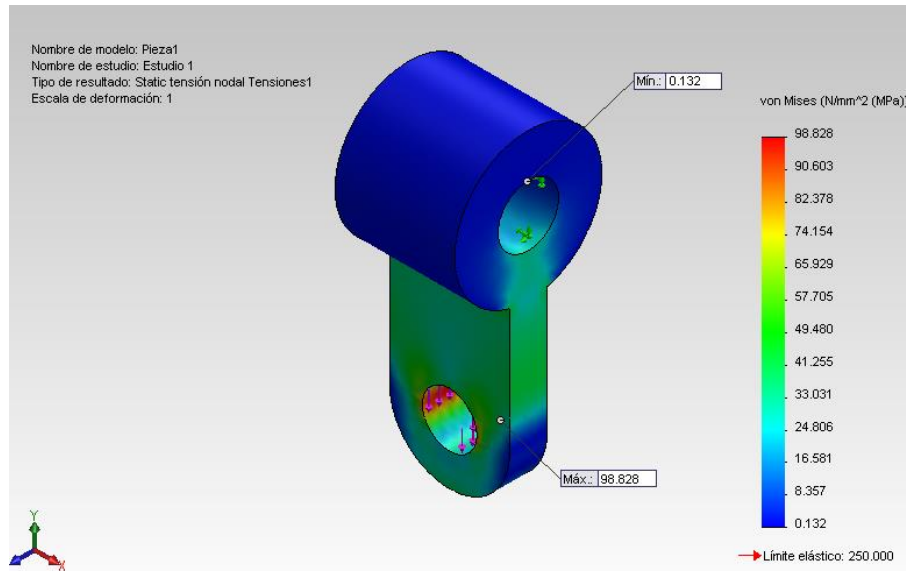


Ilustración 3. Análisis por elementos finitos de ménsula para izaje de carga. Como se puede observar el máximo esfuerzo de tensión (rojo) se localiza en la discontinuidad de la placa.

Afortunadamente para el ingeniero que tiene que diseñar un elemento dado y no puede permitirse llevar a cabo un análisis por elementos finitos o foto elástico los resultados obtenidos son independientes del tamaño del elemento y del material utilizado; solo dependen de dos parámetros geométricos.

Además, el diseñador está más interesado en el valor máximo del esfuerzo de una sección dada, que en la distribución real de los esfuerzos en dicha sección, ya que su preocupación principal es determinar si el esfuerzo permisible será excedido bajo una carga dada, y no donde se excederá este valor. Por este motivo, se define al factor de concentración de esfuerzos como:

$$K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{perm}} \quad (3)$$

Los factores de concentración de esfuerzos pueden calcularse de una vez por todas en términos de las razones de los parámetros geométricos involucrados, y los

resultados obtenidos pueden ser expresados en la forma de tablas o graficas como se muestra en la figura 4:

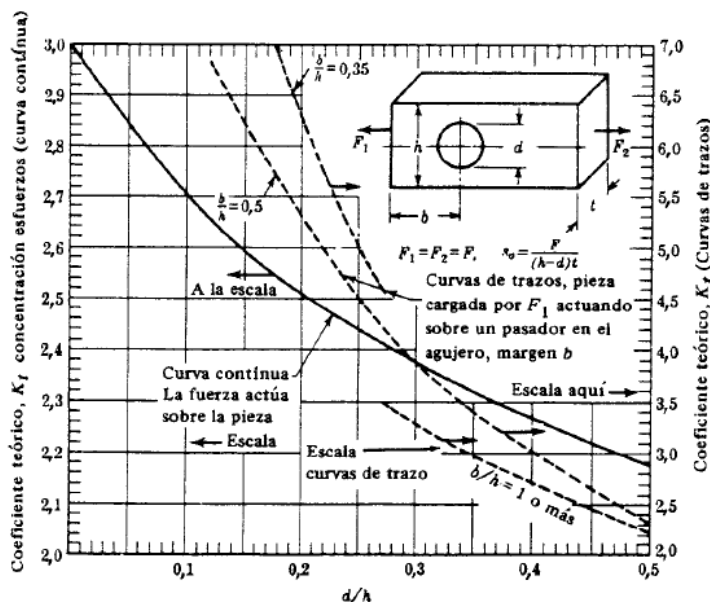


Ilustración 4. Grafica para la determinación del factor de concentración de esfuerzos, depende de los parámetros geométricos d/h y b/h .

1.3.6. Análisis y diseño de vigas para flexión.

La determinación de los valores absolutos máximos del cortante y momento flector en una viga se facilita mucho si V y M se grafican contra la distancia x medida desde un extremo de la viga.

La construcción del diagrama de cortante y, especialmente, del diagrama de momento flector se facilitara en gran medida si se toman en consideración ciertas relaciones que existen entre la carga, el cortante y el momento flector. Considere una viga simplemente apoyada AB que lleva una carga distribuida w por unidad de longitud (véase figura 5), y sean C y C' dos puntos en la viga a una distancia Δx uno del otro. El cortante y el momento flector en C se denotaran por V y M , respectivamente, y se supondrán el cortante y el momento flector en C' se denotara por $V+\Delta V$ y por $M+\Delta M$.

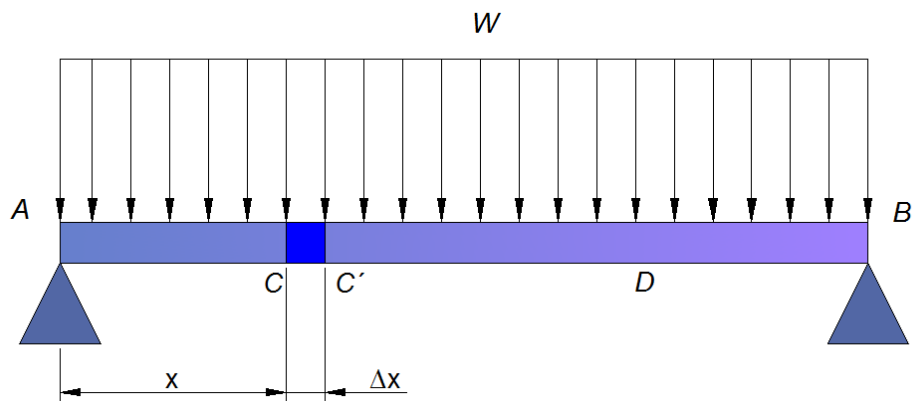


Ilustración 5. Viga sometida a una carga distribuida.

Ahora se desprende la porción de la viga CC' y se dibuja su diagrama de cuerpo libre (véase figura 6). Las fuerzas ejercidas sobre el cuerpo libre incluyen una carga de w Δx y fuerzas y pares internos en C y en C' .

Escribiendo que la suma de los componentes verticales de las fuerzas que actúan sobre el cuerpo libre CC' son cero, se tiene que:

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V - (V + \Delta V) - w\Delta x = 0$$

$$\Delta V = -w\Delta x$$

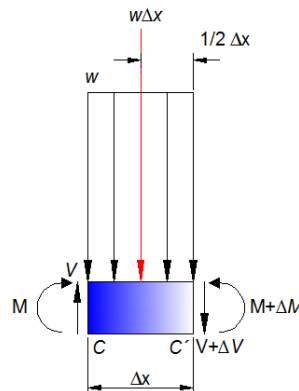


Ilustración 6. Sección CC' .

Dividiendo ambos miembros de la ecuación entre Δx y haciendo que Δx se aproxime a cero, se tiene que:

$$\frac{dV}{dx} = -w \quad (4)$$

La ecuación (4) indica que, para la viga cargada como se muestra en la figura 5, la pendiente dV/dx de la curva de cortante es negativa. Integrando la ecuación 4 entre C y D se tiene:

$$V_D - V_C = - \int_{x_C}^{x_D} w dx \quad (5)$$

$$V_D - V_C = -(\text{Área bajo la curva de carga entre } C \text{ y } D) \quad (6)$$

Regresando al diagrama de cuerpo libre de la figura 6 y escribiendo ahora que la suma de los momentos alrededor de C' es cero se tiene:

$$+\circlearrowleft \sum M_{C'} = 0 \quad (M + \Delta M) - M - V\Delta x + w\Delta x \frac{\Delta x}{2} = 0$$

$$\Delta M = V\Delta x - \frac{1}{2}w(\Delta x)^2$$

Dividiendo ambos miembros de la ecuación entre Δx y haciendo que Δx se aproxime a cero, se obtiene:

$$\frac{dM}{dx} = V \quad (7)$$

Integrando la ecuación 7 entre C y D , se escribe:

$$M_D - M_C = \int_{x_C}^{x_D} V dx \quad (8)$$

$$M_D - M_C = (\text{Área bajo la curva de cortante entre } C \text{ y } D) \quad (9)$$

1.3.7. Diseño de vigas prismáticas.

El diseño de una viga se controla, por lo general, mediante el máximo valor absoluto $|M|_{max}$ del momento flector que ocurrirá en la viga. El esfuerzo normal máximo σ_m en la viga se encuentra en la superficie de esta en la sección crítica donde ocurre $|M|_{max}$ y se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_m = \frac{|M|_{\max} c}{I} \quad (10)$$

Un diseño seguro requieren que $\sigma_m \leq \sigma_{perm}$ donde σ_{perm} es el esfuerzo permisible para el material utilizado.

1.3.8. Teoría de la energía de la distorsión.

Esta teoría de falla también se llama teoría de la energía de cortante o teoría de von Mises-Hencky. La teoría de la energía de distorsión se originó a partir de la observación de que materiales dúctiles, sometidos a esfuerzos hidrostáticos (de igual tensión o compresión), tenían resistencias de fluencia muy superiores a los valores obtenidos por el ensayo a tensión simple. Así, se postuló que la fluencia no era, de ninguna manera, un fenómeno de tensión o compresión simples, sino más bien que estaban relacionadas de algún modo con la distorsión (o deformación angular) del elemento esforzado. Ahora bien, una de las primeras teorías de la falla afirmaba que la fluencia se inicia cuando la energía total de deformación, almacenada en el elemento forzado, llegara a ser igual a la energía elástica que hay en un elemento contenido en la probeta de tensión en el punto de cadencia. Esta teoría, denominada teoría de la energía máxima de deformación, fue precursora de la teoría de von Mises.

La teoría establece lo siguiente:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} \quad (11)$$

De donde:

σ_A = Esfuerzo principal mayor.

σ_B = Esfuerzo principal menor,

σ' = Esfuerzo de von Mises o equivalente.

Para un estado de esfuerzo biaxial se tiene:

$$\sigma_A = \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right) + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad y \quad \sigma_B = \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right) - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (12 \text{ y } 13)$$



Cuando ambos esfuerzos se sustituyen en la ecuación 11 se tiene:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (14)$$

Capítulo 2: Cables para elevar carga en grúas.

2.1 Generalidades.

Un cable metálico es un elemento constituido por alambres agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión (véase figura 7).

Los elementos que componen a un cable es:

- **Alambres:** generalmente de acero trefilado al horno, con carga de rotura a tracción entre 1200 y 1800Mpa.
- **Almas:** son los núcleos en torno a los cuales se enrollan los alambres y los cordones. Suelen ser metálicas, textiles (cáñamo, algodón) o incluso amianto.
- **Cabos:** son agrupaciones de varios cordones en torno a un alma secundaria utilizadas para formar otras estructuras.

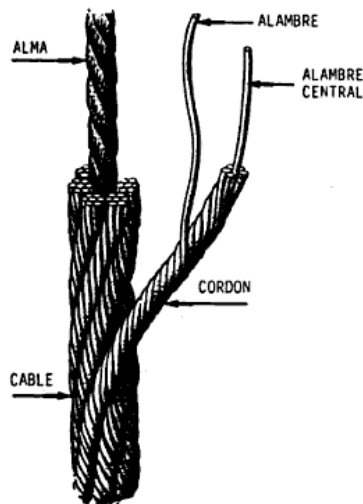


Ilustración 7. Cable de acero. La imagen muestra las partes principales de un cable de acero de cualquier tipo.

2.2. Estructura transversal de los cordones.

Cordones de alambre de igual diámetro.

1. **Alambre de forma circular:** cada capa tiene 6 alambres más que la precedente.

Cordones de alambres de diferente diámetro

Existen tres tipos bien definidos:

1. **SEALE:** las dos últimas capas llevan igual número de hilos.
2. **WARRINGTON:** la capa exterior lleva alambres de dos diámetros distintos.
3. **FILLER –WIRE:** con hilos más finos para llenar los huecos existentes entre las capas (véase figura 8).

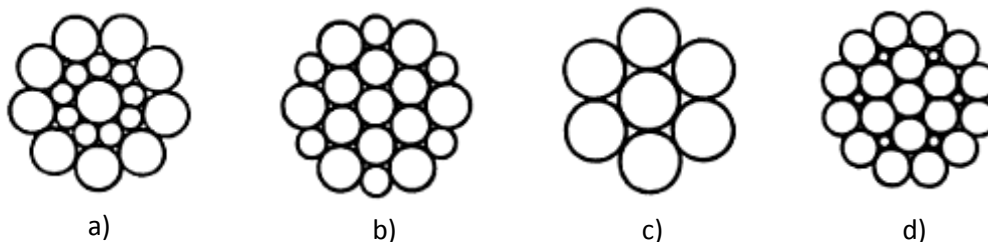


Ilustración 8. Tipos de cable a) SEALE. b) WARRINGTON. c) Alambre de forma circular. d) FILLER-WIRE.

2.3. Sistemas de trenzado.

Los sistemas de trenzados son:

1. **Torsión cruzada o normal.** El sentido de cordoneado de los alambres es el contrario al sentido de cableado de los cordones.
2. **Torsión LANG.** Los alambres del cordón y los cordones en el cable se tuercen en la misma dirección. Dependiendo del sentido del cableado de los cordones, será a derecha o izquierda.

2.4. Solicitaciones en cables.

- *Encurvación:* el paso de los cables por las poleas y su enrollamiento sobre los tambores generan en estos una fatiga por flexión, tanto mayor cuando más rígido sea el cable.
- *Aplastamiento:* se producen aplastamientos cuando los cables se apoyan en las gargantas de las poleas y tambores, desplazándose los alambres de sus posiciones con lo que se debilitan los cables.
- *Estrepada:* son los fuertes estirones repentinos del cable que provocan en estas deformaciones respecto de su condición inicial.
- *Abrasión:* la resistencia de un cable al desgaste es la que se opone a la abrasión del mismo. Como el desgaste es función de la presión específica, y están en función de la superficie de contacto, los cables más apropiados son los que con igual diámetro presentan la máxima superficie de apoyo.
- *Corrosión:* sobre los cables, que generalmente se encuentran en instalaciones al aire libre, se presenta el fenómeno de la corrosión. Es importante evitar la corrosión de los cables pues esta reduce la sección metálica transversal y por ello, la resistencia mecánica, capacidad contra la abrasión, elasticidad y flexibilidad del cable.

2.5. Tendencia de giro y resistencia al calor.

Los cables tienen tendencia a girar en sentido contrario a su enrollamiento al suspender una carga de ellos. Para evitar estas tendencias, se construyen cables anti-giratorios en los que las capas de cordones se cablean en sentido contrario. Hasta 160°C el acero de los cables no se ve afectado por la temperatura, si bien los cables de alma textil no deben emplearse en montajes con temperatura de trabajo superior a los 100°C.

2.6. Dimensionado y selección de cables.

La norma DIN 15400 marca una regla para el dimensionamiento basado en ensayos y experiencias prácticos. Es necesario tener en cuenta las condiciones de trabajo de la máquina. Se distinguen seis grupos para las normas DIN y otros seis para las normas FEM, según la duración real del mecanismo y de la frecuencia de la carga

máxima. En la tabla 1 se clasifican los grupos de mecanismos en función de la frecuencia de trabajo y de la carga de rotura.

La tracción máxima S en el cable de elevación se obtiene considerando:

Q_u = Carga máxima nominal del aparato.

Q_{es} = Peso propio del aparejo o elemento de suspensión de la carga.

ℓ = Relación del aparejo.

η = Rendimiento del aparejo (véase tabla 3).

F_a = Fuerza de aceleración si fuese superior al 10% de la carga.

α = Angulo de inclinación del cable en fin de curso si es superior a 22.5%.

Por lo tanto:

$$S = \frac{Q_u + Q_{es}}{\eta \cdot \ell} \quad (15)$$

$$S = \frac{Q_u + Q_{es}}{\eta \cdot \ell \cdot \cos \alpha} \quad (16)$$

$$S = \frac{Q_u + Q_{es} + F_a}{\eta \cdot \ell} \quad (17)$$

Bajo este razonamiento el diámetro del cable se calcula:

$$\text{FEM:} \quad \text{Seguridad } Z_p = \frac{F_0}{S} \quad \frac{(CARGA DE ROTURA DE CABLE)}{(TRACCIÓN MÁXIMA EN EL CABLE)} \quad (18)$$

$$\text{DIN:} \quad d = K_c \sqrt{S} \quad K_c = \text{COEFICIENTE INDICADO EN TABLA 2.} \quad (19)$$

Los coeficientes Z_p y K_c se ilustran en la tabla 2 y están normalizadas según las normas FEM y DIN.

FEM			DIN				
GRUPO	SEGURIDAD MINIMA Z_p		GRUPO	COEFICIENTE K_c			
	NORMAL	CARGAS PELIGROSAS CABLE ANTIGIRATORIO		NORMAL		CARGAS PELIGROSAS Y CABLE ANTIGIRATORIO	
				180	200	180	200
M3	3.55	4	1Bm	0.250	0.235	0.265	0.250
M4	4	4.5	1Am	0.265	0.250	0.280	0.265
M5	4.5	5.6	2m	0.280	0.265	0.315	0.280
M6	5.6	7.1	3m	0.315	0.280	0.335	0.325
M7	7.1	9	4m	0.335	0.325	0.375	0.365
M8	9	11.2	5m	0.375	0.365	0.425	0.400

Tabla 2. Coeficientes Z_p y K_c para el cálculo de cable en calidades de acero de 180kg/mm^2 y 200 kg/mm^2 .

Numero de ramales.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Poleas con rendimiento	η 0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.94	0.90	0.90	0.89	0.88

Tabla 3. Rendimiento de aparejo.

Capítulo 3: Poleas para cables de acero.

3.1. Definición de poleas.

La polea es un elemento de un aparato de elevación cuyo objetivo es cambiar la dirección del cable o servir de elemento de acoplamiento entre aparato y carga como componente de un aparejo (véase figura 9). Existen dos tipos de poleas, la de radios o las de alma central.

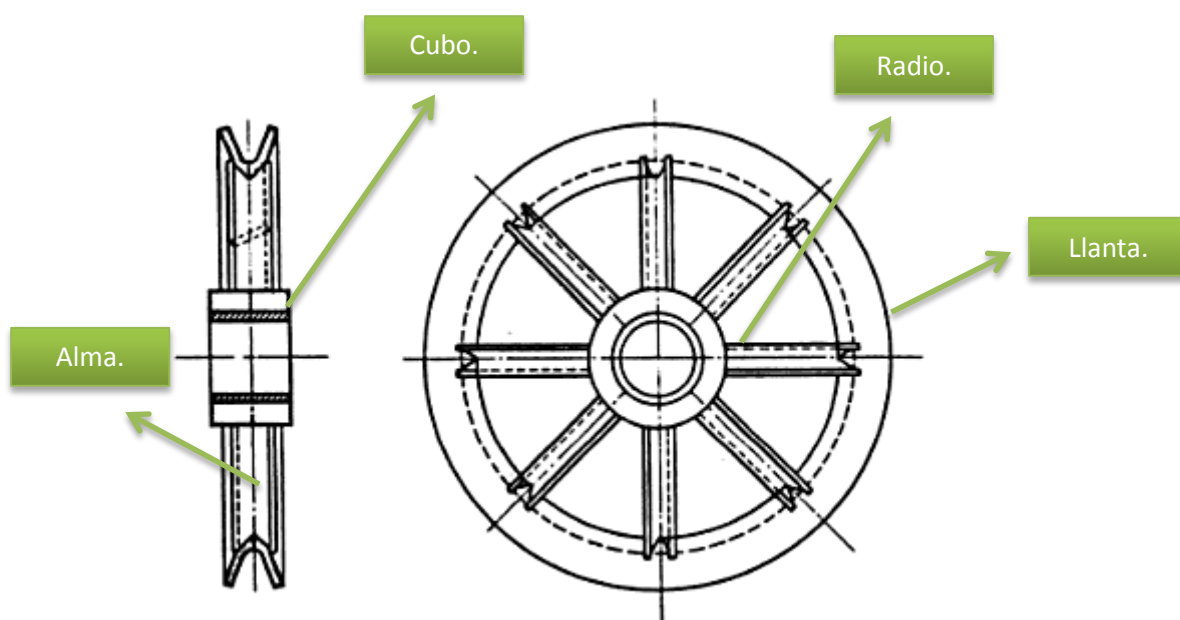


Ilustración 9. Estructura de una polea.

Las poleas en la actualidad pueden realizarse partiendo de los siguientes materiales:

- Fundición nodular.
- Acero moldeado.
- Acero soldado.
- Acero laminado.

Las poleas de fundición de dimensiones pequeñas son de alma llena. Las de mayor diámetro tienen entre cuatro y seis radios. La principal desventaja de las poleas de



fundición es que no resiste muy bien el desgaste, por lo que en caso de servicio duro, se debe utilizar poleas de acero moldeado, cuyo coste es mucho mayor en comparación con estas.

Las poleas soldadas, por otro lado, son ligeras y más utilizadas que las poleas fundidas. Los radios son pletinas o varillas y en caso de existir alma, esta se compone de una o dos placas, que pueden estar aligeradas en función de los esfuerzos a los cuales es sometido. La llanta es un angular o pletina perfilado y plegada en forma semicircular. El cubo es fabricado mediante una operación de torneado.

Las poleas de acero laminado requieren para su fabricación, maquinaria específica. Una placa de forma circular es trabajada en frío o en caliente en su línea exterior hasta conformar el perfil de la garganta de la polea. Posteriormente, se ejecuta el cubo y su inclusión por soldadura en el conjunto del elemento.

Finalmente existen poleas de garganta especial, preparadas para el paso del cable y de la pera de unión. La garganta está formada por dos laterales soldados a un anillo central, mecanizado para el paso del cable. El cubo y los radios están unidos por soldadura.

El acoplamiento entre las poleas y el eje se realizan mediante casquillos de bronce o rodamientos.

Debido a la existencia de mayores tensiones de contacto entre los alambres del cable y de la garganta, y a las peores condiciones de deslizamiento del cable por las poleas de acero, el cable se desgasta más en estas poleas que en las de fundición. Por lo tanto se emplean poleas con gargantas forradas con: aluminio, goma, plásticos, etc.

3.2. Perfil de garganta.

Esta normalizado según la norma DIN 15061, basándose en las diferencias admisibles entre radio de garganta y de cable. Se han tenido en cuenta, la desviación máxima admisible del cable con respecto al sentido de la garganta, 4° para ambos lados según las normas DIN 15020.

Normalmente se da a las gargantas el perfil formado por un arco de circunferencia de 135° y diámetro ligeramente superior a la del cable. Dos rectas convergentes a 45° , hasta una altura total de 1.5 a 2 veces el diámetro del cable (Véase figura 10).

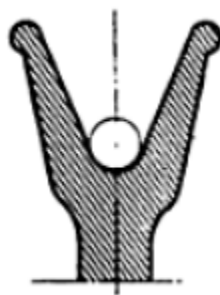


Ilustración 10. Perfil de garganta en poleas.

En base a la ilustración 11, se van a describir diferentes parámetros normalizados según la norma DIN 15061 (Tabla 4).

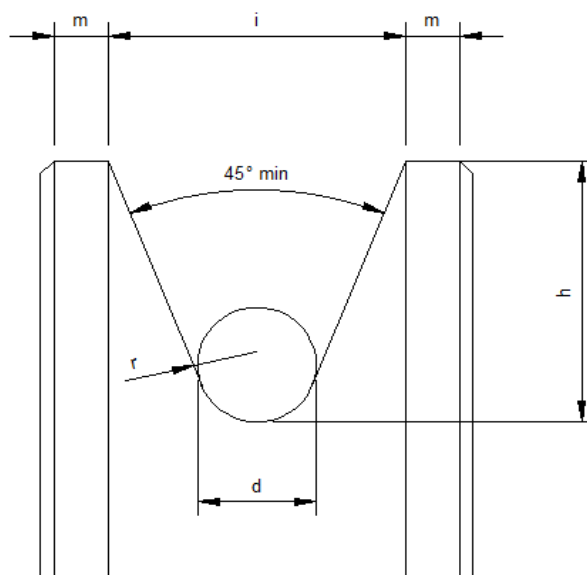


Ilustración 11. Variables de perfil de garganta.

Radio de garganta.	Valores aproximados			Diámetro nominal del cable.
	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	
R	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>d</i>
15	40	53	8	27.28
16	45	59	8	29.30
17	45	60	8	31.32
18	50	65	10	33.34
19	55	71	10	35.36
20	55	72	11	37.38
21	60	78	11	39.40
22	60	79	11	41
23	65	84	11	42.43
24	65	86	12.5	44.45
25	67.5	89	12.5	46
	70	91	12.5	47

Tabla 4. Definición de perfiles de garganta de poleas según DIN 15061.

Capítulo 4. Tambores.

4.1. Tipos de tambores.

Los tambores de cables han de calcularse de modo que la posición más alta del medio de transporte no pueda arrollar más capas de cable que la prevista.

Existen dos grupos de tambores:

- Tambores de una capa: el cable se enrolla solo en una capa. Normalmente están ranurados.
- Tambores de varias capas: el cable se enrolla en capas sucesivas, normalmente son lisos.

En la práctica los bordes de los tambores deben sobresalir por encima de la capa superior del cable arrollado no menos de dos diámetros del cable. Los tambores se fabrican generalmente de acero fundido, o en construcción de chapa de acero soldada. El accionamiento de los tambores es directa o en el caso de ser muy grandes mediante corona dentada.

La longitud de los tambores debe ser tal que en la posición más baja del gancho o elemento de suspensión queden al menos 1.5 (de 2 a 3) espiras arrolladas, a fin de que refuerce la fijación del cable e impidan que esta cuelgue directamente del tambor.

4.2. Diámetros primitivos en poleas y tambores.

El diámetro primitivo de una polea o de un tambor se calcula verificando la siguiente relación:

$$D \geq d \cdot h_1 \cdot h_2 \quad (20)$$

De donde:

D = Diámetro primitivo de tambor o polea (mm).

d = Diámetro de cable (mm).

h_1 y h_2 = Coeficientes que dependen de la clasificación y del N° de poleas.

4.2.1. Valores del coeficiente h_1 .

Dependen del grupo en el que esté clasificado el mecanismo, y para tambores, poleas y poleas compensadoras con cables normales y antigiratorio. (Véase tabla 5)

Grupo.		Cable normal.			Cable antigiratorio.		
FEM	DIN	Polea de cable.	Polea compensadora.	Tambor.	Polea de cable	Polea compensadora.	Tambor.
M3	1Bm	16	12.5	16	18	14	16
M4	1Am	18	14	16	20	16	18
M5	2m	20	14	18	22.4	16	20
M6	3m	22.4	16	20	25	18	22.4
M7	4m	25	16	22.4	28	18	25
M8	5m	28	18	25	31.5	20	28

Tabla 5. Coeficiente h_1 para cable norma y antigiratorio.

4.2.2. Valores de h_2 .

Para las poleas, los valores del coeficiente h_2 depende del número de poleas por las que pasa el cable y del número de inversiones del sentido de enrollamiento (curvatura en S); las poleas de equilibrio no entran en el cálculo:

$W= 1$. Para un tambor.

$W= 2$. Para una polea que no suponga inversión del sentido de enrollamiento en el sentido del cable.

$W= 4$. Para cada polea que produzca inversión de sentido (curvatura S).

$W= 0$. Para poleas de compensación.

En la siguiente tabla se muestran los valores del coeficiente h_2 , que depende de los cambios de sentidos en los cables al pasar por las poleas (Véase tabla 6).

W_{Total}	≤ 5	6 a 9	> 10
h_2	1	1.12	1.25

Tabla 6. Coeficiente h_2 en función de W_{Total} .

4.3. Diámetro de garganta en tambores ranurados.

La norma DIN 15061 marca los perfiles de garganta basándose en la figura 7 y en el diámetro nominal del cable. Se ha tenido en cuenta una desviación máxima admisible del cable respecto al eje de la garganta de 4° en ambos lados (véase figura 12 y la tabla 7)

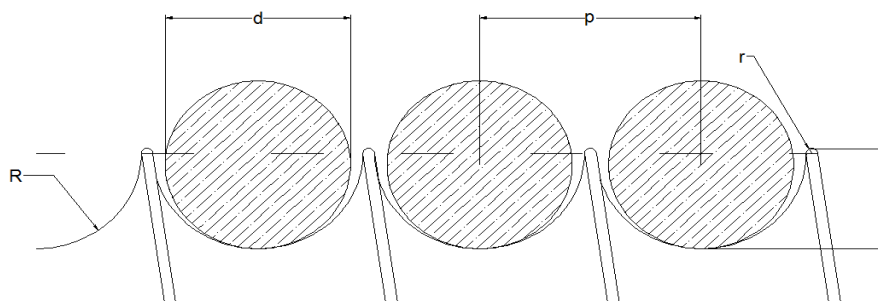


Ilustración 12. Variables que definen el perfil de garganta en tambores.

Radio de garganta R	Paso. p	h	r	Diámetro de cable. d
14	29	10	0.8	26
15	30	10.5	0.8	27
	31	10.5	0.8	28
16	33	11	1.3	29
	34	11.5	1.3	30
17	35	12	1.3	31
	36	12	1.3	32
18	37	12.5	1.3	33
	38	13	1.3	34
19	39	13.5	1.3	35
	40	13.5	1.3	36

20	41	14	1.3	37
	42	14.5	1.6	38
21	44	15	1.6	39
	44	15	1.6	40

Tabla 7. Dimensión de garganta según la norma DIN 15061. Cotas de garganta en función del diámetro de cable.

4.4. Longitud de cable y número de espiras.

Para alargar la vida del cable y que este trabaje en buenas condiciones conviene asegurarse de que los ramales del cable que van desde las poleas a los tambores formen con el plano longitudinal de la polea un ángulo ν que depende de la profundidad de los surcos de la polea y el tambor. En la práctica los valores máximos de ν son:

$\nu=6^\circ$. Para tambores acanalados.

Las ranuras helicoidales del tambor tienen la inclinación:

$$\tan \beta = \frac{p}{D \cdot \pi} \quad (21)$$

De donde:

p = Paso del cable.

D = Diámetro primitivo de tambor.

β = Angulo de hélice.

La longitud mínima del tambor a la polea, está dada por la ecuación (22). Hay que tener cuenta que el cable se encuentra en el mínimo punto de enrollamiento (véase figura 13).

$$L_a = \frac{L_u}{2} \cot 6^\circ \quad (22)$$

De donde L_u representa la longitud efectiva del tambor.

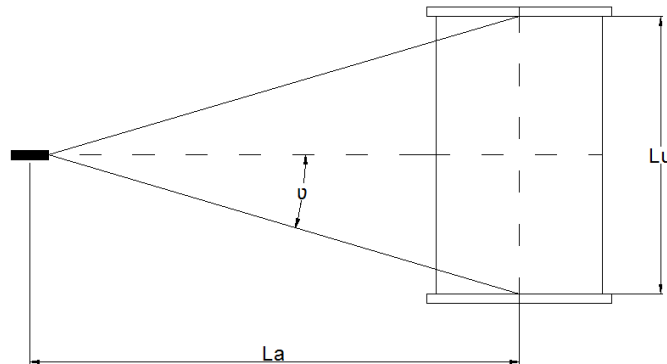


Ilustración 13. Dimensiones de un tambor acanalado.

La longitud del cable a enrollar se calcula como sigue:

$$L_e = H\ell + 2e_s L_{et} \quad (23)$$

De donde:

H = Altura de elevación de carga.

ℓ = Relación de aparejo.

e_s = Numero de espigas de seguridad.

L_{et} = Perímetro del tambor.

Mediante la ecuación (23) ahora se puede calcular el número de ranuras que habrá que mecanizarse. El número de espiras mecanizadas en el tambor es:

$$N_e = \frac{L_e}{L_{et}} \quad (24)$$

Por lo tanto de la ecuación (24) y usando el paso normalizado por la norma DIN 15061 para el ranurado de tambores que se muestra en la tabla 11 se tiene:

$$L_u = N_e \cdot p \quad (25)$$

Donde L_u es la longitud útil del tambor. Conociendo la longitud útil del tambor, se puede saber la distancia del centro de la polea hasta el eje del tambor (22).

Para saber la longitud total del tambor, hay que tener en cuenta la longitud útil, el tramo no mecanizado en ambos extremos y el espesor de las dos paredes en el extremo del tambor, esto es:

$$L_T = L_u + 2(E_p + L_m) \quad (26)$$

De donde:

E_p = Espesor de pared en los extremos del tambor.

L_p = Longitud no mecanizada.

Finalmente para cumplir con la normativa DIN para tambores, se deberá cumplir la siguiente condición:

$$\frac{L_T}{D} < 3 \quad (27)$$

Si esta condición no se cumple, entonces el tambor sufrirá pandeo debido a la carga, por lo que habría que rediseñar el diámetro del tambor.

4.5. Cargas en tambores.

Existen dos cargas que son de suma importancia calcular en el diseño de tambores. El esfuerzo de compresión en tambores se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_c = 0.5 \frac{S}{h \cdot s} \quad (MPa) \quad (28)$$

De donde:

S = Tracción del cable en N.

s = Paso del ranurado (mm).

h = Espesor de tambor (mm).

El esfuerzo de flexión se calcula en función del diámetro del tambor esto es:



$$\sigma_f = 9.6 \cdot S^4 \sqrt{\frac{1}{D^2 h^6}} \quad (Mpa) \quad (29)$$

Ambas sollicitaciones deberán cumplir las condiciones siguientes:

Para fundición (Ge 18.91) $\longrightarrow \sigma_f = 20 \text{ a } 25Mpa$

Para acero (St 37.21) $\longrightarrow \sigma_f = \sigma_c = 50Mpa$

Capítulo 5: Aparejos.

5.1. Generalidades de aparejos.

Existen varias tipologías de aparejos, las configuraciones más utilizadas son:

- Aparejo de traviesa única, son aquellos en los cuales sólo existe una traviesa que tiene la función doble de soportar las poleas y sujetar a su vez el elemento de suspensión.
- Aparejos de doble traviesa, son aquellos aparejos con dos traviesas, una para soportar el elemento de suspensión y otra para las poleas, ambas unidas por una placa.

Existe además otra clasificación para los aparejos en función de su longitud, así se distinguen entre aparejos largos y cortos, siendo estos últimos aquellos en los cuales la distancia entre los ejes de la traviesa es menor que el radio de las poleas. Los ejes de polea suelen fabricarse con acero tipo F-114 ó F-125.

5.2. Calculo del eje de poleas.

Los ejes para las poleas se calculan como una viga biapoyada con las cargas en la posición de las poleas. En el caso de un aparejo de dos poleas, el esquema es según la figura mostrada (*figura 14*).

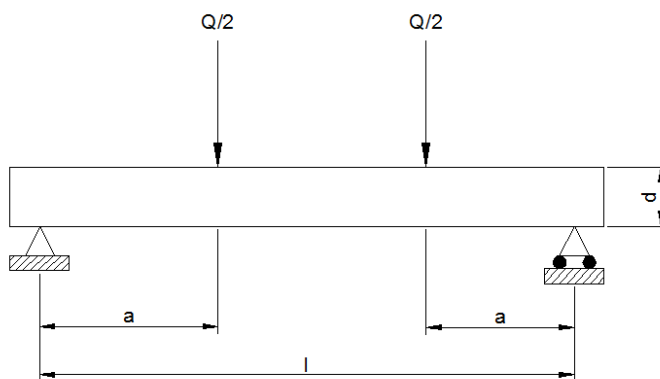


Ilustración 14. Esquema de cálculo de un eje de polea.

Por lo tanto:

$$M_f = \frac{Q \cdot a}{2} \quad (30)$$

$$W = \frac{I}{d/2} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (31)$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} \quad (32)$$

Además del esfuerzo que existe por flexión el efecto de la cortadura no debe de despreciarse. Entonces:

$$\tau = \frac{2Q}{\pi d^2} \quad (33)$$

Según Von Mises:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} \quad (34)$$

Siendo esta última ecuación importante en el diseño de traviesas. Esta tensión, multiplicada por el correspondiente factor de seguridad debe ser menor que el límite elástico.

Capítulo 6: Motores eléctricos.

6.1. Generalidades.

Los motores eléctricos empleados en máquinas de elevación son, en la mayoría de los casos, trifásicos asíncronos de anillos rozantes. En algunos casos se emplean motores en corto y de corriente continua. Los motores síncronos están limitados a usos muy especiales, con grandes potencias y regulación electrónica compleja.

6.2. Tensiones de trabajo.

Las tensiones de trabajo están normalizadas según la norma VDE 0530. Para motores trifásicos son 220, 380 y 500V, aunque 220V no se suele emplear en la alimentación de motores, reservándola para mando y alumbrado.

Como fuente de energía se usa la red trifásica normal. La frecuencia de esta red es 50Hz en Europa y 60Hz en América. La tensión continua se obtiene por rectificadores estáticos. Por estas razones los motores trifásicos son siempre de tensiones normalizadas, no así los de corriente continua, en los que hay una gran variedad. La tensión más usada es de 400V.

6.3. Motores trifásicos.

Son los motores más empleados en aparatos de elevación. Su velocidad de sincronismo depende del número de pares de polos (ρ):

$$n = \frac{60F}{\rho} \quad (35)$$

De donde:

n = RPM.

F = Frecuencia en ciclos/seg.

6.3.1. Motores asíncronos.

6.3.1.1. De anillos rozantes.

Puede ser regulada su velocidad por medio de resistencias rotóricas o por equipos electrónicos. El margen de velocidad obtenida es inferior al conseguido con motores de corriente continua, pero son más compactos, baratos y fiables.

6.3.1.2. De jaula de ardilla.

Se emplean en polipastos, puentes grúas pequeños, traslación de puentes, etc. solo se emplean en accionamientos de poca potencia. Se conectan sin ningún tipo de regulación. Solo en traslación de puentes o pórticos se instalan arrancadores.

6.4. Calculo de la potencia necesaria en motores eléctricos.

El cálculo de la potencia es independiente del tipo de motor y regulación empleada. Las formulas son las siguientes:

- Movimiento de elevación ($P_{motor} \geq P$).

$$P = \frac{G_2 \cdot V_{elev}}{4,500 \cdot \eta} \quad (CV) \quad (36)$$

De donde:

G_2 = Carga de elevación (carga útil + carga de elemento de suspensión)
(daN).

V_{elev} = Velocidad de elevación (m/min).

η = Rendimiento mecánico.

- Movimiento de traslación ($P_{motor} \geq P$).

$$P_w = \frac{(G_1 + G_2) \cdot W \cdot V_{tras}}{4,500,000 \cdot \eta} \quad (CV) \quad (37)$$

De donde:

G_1 = Peso muerto (carro, puente, etc.) (daN).

W = Coeficiente de rozamiento.

7 para cojinete de rodamientos.

20 para cojinete de deslizamiento.

- Momento de aceleración (solo para motores de traslación $M_{max} \geq M_A$).

$$M_A = M_W + M_B \quad (daN \cdot m) \quad (38)$$

De donde:

M_W = Par de arranque ($daN \cdot m$).

M_B = Par resistente ($daN \cdot m$).

- Par de arranque.

$$M_W = \frac{P_W 716}{\eta_1} \quad (daN \cdot m) \quad (39)$$

De donde:

η_1 = Revoluciones por minuto del motor.

- Par de aceleración.

$$M_B = \frac{\sum GD_1^2 \cdot \eta_1}{375 \cdot t_a} \quad (daN \cdot m) \quad (40)$$

De donde:

$\sum GD_1^2$ = Sumatoria de los pares de inercia ($daN \cdot m^2$).

t_a = Tiempo de aceleración.

- Par de inercia para masas movidas linealmente.

$$GD_1^2 = \frac{(G_1) \cdot \mu^2}{\eta} \quad (daN \cdot m^2) \quad (41)$$

Siendo

$$\mu = \frac{V_{traslación}}{\pi \cdot \eta_1} \quad (m) \quad (42)$$

- Tiempo de aceleración en grúas.

Elevación de elemento en suspensión.

$$t_a = 2seg$$

Traslación de pórtico.

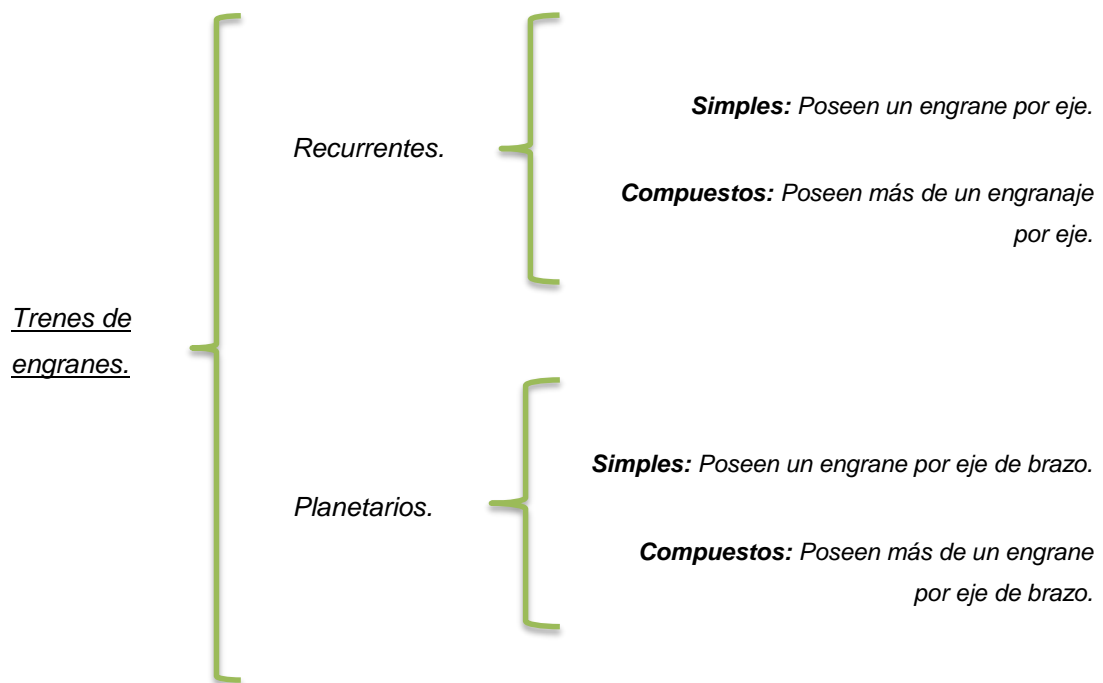
$$t_a = 6seg$$

En el anexo A-1 se muestra una gama de motores asíncronos trifásicos denotando las RPM, el par de arranque, potencia, etc.

Capítulo 7: Trenes de engranes.

7.1 Clasificación de trenes de engranajes.

Los trenes de engranajes son arreglos o acomodos que se pueden formar al acoplar dos o más engranes entre sí para transmitir el movimiento o la potencia. Se clasifican en:



7.2. Análisis de velocidades en trenes de engranajes.

El análisis de velocidades en trenes de engranes es un aspecto importante dentro del rubro de grúas. En la práctica es mucho más económico comprar engranes normalizados que proyectar y fabricar especiales. La gama de tamaños ofrecidas por los fabricantes de engranes no incluyen los de un gran número de dientes. Además, en lo que se refiere al volumen que ocupa el proyecto, el espacio necesario para engranajes grandes llega a ser tan inconveniente como su costo.

Por estas razones, a menudo, nos vemos forzados a sacrificar la simplicidad de una transmisión de dos engranes por ejemplo y usar varios pares, conectados en serie, lo que se conoce como trenes de engranajes.

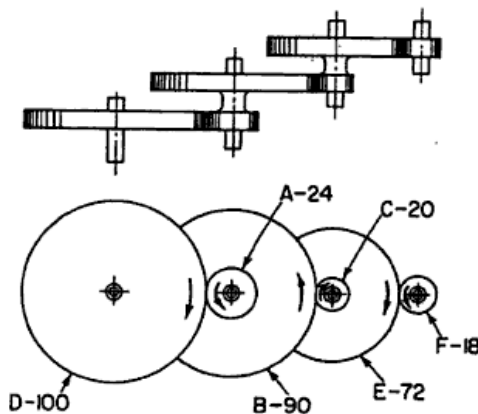


Ilustración 15 Tren de engranes recurrentes compuestos..

En la figura 15 se ve un diagrama simplificado de un tren de engranajes formado por tres pares. Todos los engranajes están montados sobre cojinetes fijos. El conductor de entrada D , tiene 100 dientes y el conducido de salida f , tiene 18. Los engranajes A y B están unidos al mismo eje, y los C y E también giran juntos. D engrana con A , formando el primer par en el cual la razón de velocidades es:

$$\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{T_D}{T_A} = \frac{100}{24} \quad (43)$$

Con lo que A gira más rápidamente que D , B y C forman el segundo par con una razón de velocidades:

$$\frac{\omega_C}{\omega_B} = \frac{T_B}{T_C} = \frac{90}{20} \quad (44)$$

En donde C gira más rápidamente que B ; en el tercer par, E y F , hay un aumento de velocidad. Como:

$$\frac{\omega_F}{\omega_E} = \frac{T_E}{T_F} = \frac{72}{18} \quad (45)$$

El engrane F gira más rápidamente que E .

7.3. Razón de velocidades de un tren de engranajes.

Combinamos estas razones de velocidades en una sola para todo el tren de engranajes (ver figura 15):

$$\frac{\omega_F}{\omega_E} = \frac{T_E}{T_F} \quad (46)$$

Pero $\omega_E = \omega_C$ luego, sustituyendo ω_C por ω_E :

$$\frac{\omega_F}{\omega_C} = \frac{T_E}{T_F} \quad (47)$$

Y se sabe también:

$$\frac{\omega_C}{\omega_B} = \frac{T_B}{T_C} \quad (48)$$

$$\omega_C = \omega_B \cdot \frac{T_B}{T_C} \quad (49)$$

Sustituyendo (49) en (47):

$$\frac{\omega_F}{\omega_B \cdot \frac{T_B}{T_C}} = \frac{T_E}{T_F} \quad (50)$$

$$\frac{\omega_F}{\omega_B} = \frac{T_E}{T_F} \cdot \frac{T_B}{T_C} \quad (51)$$

Pero $\omega_A = \omega_B$, luego:

$$\frac{\omega_F}{\omega_A} = \frac{T_E}{T_F} \cdot \frac{T_B}{T_C} \quad (52)$$

Luego:

$$\frac{\omega_A}{\omega_D} = \frac{T_D}{T_A} \quad (53)$$

$$\omega_A = \omega_D \cdot \frac{T_D}{T_A} \quad (54)$$

Sustituyendo (54) en (52):

$$\frac{\omega_F}{\omega_D \cdot \frac{T_D}{T_A}} = \frac{T_E}{T_F} \cdot \frac{T_B}{T_C} \quad (55)$$

Por lo tanto la razón de velocidades será:

$$\frac{\omega_F}{\omega_D} = \frac{T_E}{T_F} \cdot \frac{T_B}{T_C} \cdot \frac{T_D}{T_A} \quad (56)$$

Los engranes D , B y E son conductores y A , C y F son los seguidores de sus pares respectivos. El segundo miembro de la ecuación (56) puede describirse, por lo tanto, como el producto de los números de dientes de todos los engranajes conductores dividido por el producto de los números de dientes de los conducidos. Por simplicidad, se le suele llamar a esta expresión razón de dientes (símbolo $R.D$).

7.4. Engranaje planetario.

Un engranaje planetario o engranaje epicicloidal es un sistema de engranajes consistente en uno o más engranajes externos o planetas que rotan sobre un engranaje central o sol. Típicamente, los planetas se montan sobre un brazo móvil o porta planetas que a su vez puede rotar en relación al sol. Los sistemas de engranajes planetarios pueden incorporar también el uso de un engranaje anular externo o corona, que engrana con los planetas (véase figura 16).

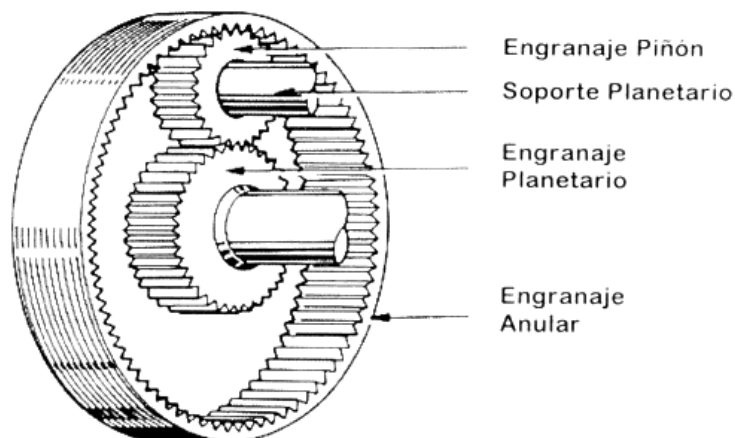


Ilustración 16. Engranaje planetario.

Capítulo 8: Calculo de frenos.

8.1. Generalidades.

En las máquinas de elevación se emplean frenos para detener el movimiento de la carga, el puente o el pórtico, etc. Presentan la particularidad de que comienzan a frenar cuando dejamos de alimentarlos eléctricamente o de accionarlos mecánicamente. Si el equipo se queda sin tensión, el freno actúa por medio de unos resortes. Para poder iniciar el movimiento se acciona el mecanismo del freno y este levanta la cinta o las zapatas venciendo la fuerza del resorte.

8.2. Calculo de frenos.

Para el cálculo del freno se parte del par máximo desarrollado por el motor eléctrico. El freno debe ser capaz de detener el movimiento venciendo el par del motor y la inercia de carga si es en elevación. En elevación debe equilibrar además el par debido al peso de la carga.

La fórmula empleada para calcular el par de frenado es:

$$M_{freno} = M_{maximo} \cdot K \quad (57)$$

De donde K representa un coeficiente que depende de las especificaciones del cliente. Estos valores van:

$$K = 2 \text{ a } 2.5 \text{ (para elevación)} \quad (58)$$

8.3. Actuadores eléctricos.

Para vencer la fuerza del resorte de freno y levantar las zapatas se emplean actuadores. Los hay de dos tipos: de electroimán y electrohidráulicos. En el primer tipo un electroimán genera una fuerza electromagnética que vence el resorte que mantienen aplicadas los resortes. Se debe de alimentar con corriente continua. En el caso de emplear corriente alterna generalmente se utiliza actuadores tipo ELDRO (véase figura 17).

Este actuador consta de un motor tipo jaula de ardilla (1), cuyo sentido de giro es independiente del orden de conexión de las fases, una turbina movida por el motor (2) y un pistón lleno de aceite. La presión creada por la turbina de aceite empuja al eje (3). Al cesar la presión el eje vuelve a su sitio por efecto de un conjunto resortes dispuestos en su interior (4).

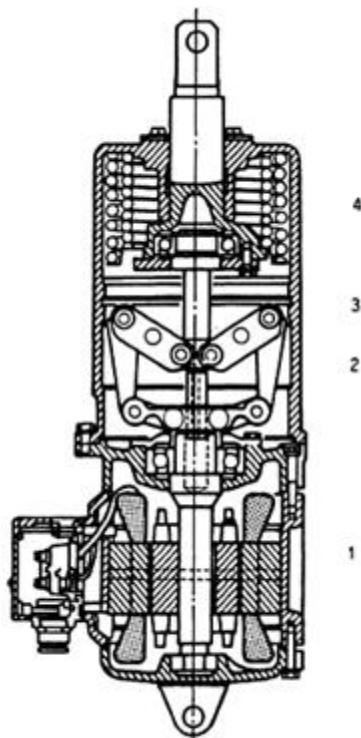


Ilustración 17. Actuador electrohidráulico ELDRO.

8.4. Freno de mordaza.

Estos frenos son los más usados en los aparatos de elevación de tipo mediano y grande. Para su cálculo se tiene las siguientes ecuaciones (figura 18):

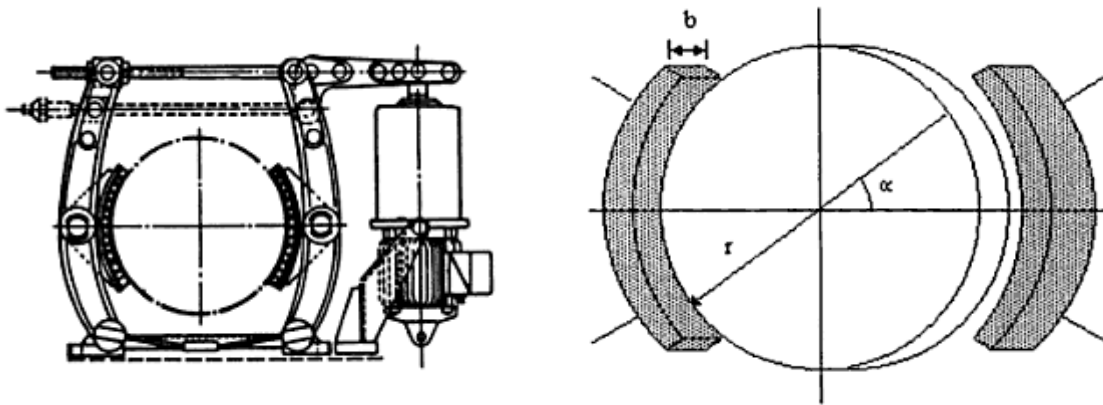


Ilustración 18. Configuración y dimensiones de los frenos de mordaza.

$$M_{freno} = 4 \cdot b \cdot r^2 \cdot p \cdot \tan\psi \cdot a \quad (59)$$

De donde:

b = Ancho de la zapata.

r = Radio del disco.

$p = 1 \text{ Mpa}$.

$$a = \frac{\pi}{4}$$

$$\tan\psi = 0.3$$

El diseño de las zapatas y del disco deberá cumplir siempre la siguiente condición:

$$150 < r < 350 \text{ (mm)} \quad (60)$$

Capítulo 9. Calculo de postes.

9.1. Diseño de columnas bajo una carga céntrica.

Durante el último siglo, muchas columnas de acero han sido probadas aplicándoles una carga axial céntrica e incrementado la carga hasta producir la falla. Los resultados de tales pruebas se presentan en la figura 19 donde, para cada una de muchas pruebas, se ha marcado un punto con la ordenada igual al esfuerzo normal σ_{cr} de falla y su abscisa igual al valor correspondiente de la relación efectiva de esbeltez L_e/r . Aunque hay considerable dispersión en los resultados, se observa regiones correspondientes a tres tipos de fallas. Para columnas largas, donde L_e/r es grande, la falla se puede predecir con exactitud mediante la fórmula de Euler, y el valor de σ_{cr} depende del módulo elástico E del acero utilizado pero no del límite de fluencia σ_Y .

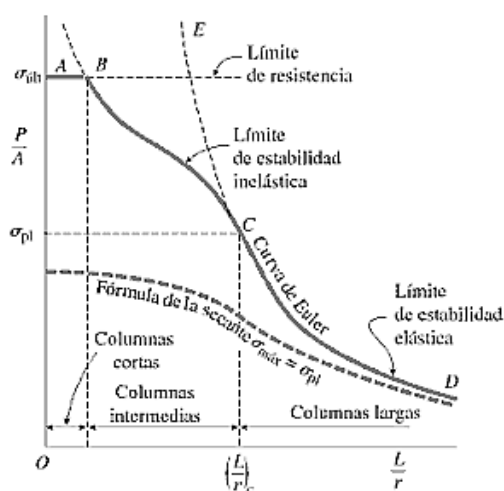


Ilustración 19. Curva de esfuerzo crítico vs esbeltez de columna.

Para columnas muy cortas y bloques a compresión la falla ocurre esencialmente como un resultado de la fluencia, y tenemos $\sigma_{cr} = \sigma_Y$. Las columnas de longitud intermedia comprenden los casos en donde la falla depende de σ_Y y E .

9.2. Acero estructural y criterio del esfuerzo permitido.

Las ecuaciones más usadas para el diseño de columnas de acero bajo carga céntrica se encuentran en las especificaciones de American Institute of Steel Construction.

1. Primero se obtiene una curva que representa la variación de σ_{cr} contra L/r (ver figura 19). Es importante ver que esta curva no incorpora ningún factor de seguridad. Esto es:

$$\sigma_{cr} = \sigma_0 - k \left(\frac{L}{r}\right)^2 \quad (61)$$

Donde $\sigma_0 = \sigma_Y$ mientras la porción CD es parte de la curva de Euler:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2} \quad (62)$$

Por otra parte, en las especificaciones de la AISC, se supone que en el punto C donde la parábola se une a la curva de Euler, el esfuerzo crítico es igual a la mitad del esfuerzo de fluencia. Llamando C_c al valor de L/r :

$$\frac{1}{2}\sigma_Y = \sigma_Y - kC_c^2 \quad (63)$$

Y $k = \frac{\sigma_Y}{2C_c^2}$ por lo que:

$$\text{Para } L/r \leq C_c \quad \sigma_{cr} = \sigma_Y \left[1 - \frac{(L/r)^2}{2C_c^2}\right] \quad (64)$$

Se sabe también que:

$$\text{Para } L/r \geq C_c \quad \sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2} \quad (65)$$

Haciendo $\sigma_{cr} = \frac{1}{2}\sigma_Y$ y $L/r = C_c$ en la ecuación 65:

$$C_c^2 = \frac{2\pi^2 E}{\sigma_Y} \quad (66)$$

2. Se debe introducir un factor de seguridad para obtener las ecuaciones finales de diseño de la AISC que define σ_{perm} como función de L/r . Para columnas largas:

$$L/r \geq C_c \quad \sigma_{perm} = \frac{\sigma_{cr}}{F.S.} = \frac{\pi^2 E}{1.92(L/r)^2} \quad (67)$$

Para columnas cortas e intermedias:

$$L/r < C_c \quad \sigma_{perm} = \frac{\sigma_{cr}}{F.S.} = \frac{\sigma_Y}{F.S.} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{L/r}{C_c}\right)^2\right] \quad (68)$$

8. Memoria de cálculo y resultado del proyecto.

Sección 1: Velocidades de la grúa pórtico.

Uno de los parámetros más importantes en la adquisición y diseño de grúas es la velocidad. Dichos parámetros fueron medidos en sitio debido a la carencia de información por parte de la empresa. El procedimiento es simple y solo se requiere de dos ayudantes, un plumón permanente y un cronómetro digital:

- Con el plumón de tinta permanente se marcan dos referencias en el tambor de la grúa, una permanecerá fija (marca en tobera anti-polvo) mientras que la otra estará en movimiento (marca en pestaña del tambor). Ambas marcas deberán coincidir al inicio de la prueba.
- Se da la indicación al operador de la grúa para que accione la palanca de elevación. En ese preciso momento activamos el cronómetro digital y medimos el tiempo que le llevara a la marca móvil dar una revolución completa. Se podrá notar que la marca móvil se desplazara con respecto a la fija hasta que ambas vuelvan a coincidir.

Los resultados de la prueba fueron los siguientes:

Velocidad.	Tiempo en el que ambas marcas coinciden.	Numero de revoluciones.
Baja.	8.20 minutos.	1 Revolución.
Alta.	1.24 minutos.	1 Revolución.

1.1. Calculo de las RPM de tambor.

Con los datos obtenidos de la prueba, se calculan las RPM de ambos tambores. Esto es:

- Velocidad baja.

$$rpm = \frac{\text{Numero de revoluciones.}}{\text{Tiempo en el que ambas marcas coinciden.}}$$

$$rpm = \frac{1rev}{8.20min}$$

$$rpm = 0.122 \frac{rev}{min}$$

- Velocidad alta.

$$rpm = \frac{1rev}{1.24min}$$

$$rpm = 0.807 \frac{rev}{min}$$

1.2. Velocidad de elevación.

Para calcular la velocidad con la que los tambores elevan la carga, se utilizara la siguiente ecuación:

$$V_{elev.} = r\omega \quad (69)$$

Dónde:

r = Radio del tambor

ω =Velocidad angular del tambor.

$V_{elev.}$ =Velocidad en el cable.

La velocidad angular es:

- Velocidad baja:

$$\omega_{baja} = 0.122 \frac{rev}{min} \left(\frac{1min}{60seg} \right) \left(\frac{2\pi rad}{1rev} \right)$$

$$\omega_{baja} = 0.0128 \frac{rad}{seg}$$

- Velocidad alta:

$$\omega_{alta} = 0.807 \frac{rev}{min} \left(\frac{1min}{60seg} \right) \left(\frac{2\pi rad}{1rev} \right)$$

$$\omega_{alta} = 0.0845 \frac{rad}{seg}$$

Considerando al cable de acero inextensible y tomando en cuenta el diámetro del tambor (véase figura 30) calculamos la velocidad de elevación de carga:

- Velocidad baja:

$$V_{elev.} = \left(\frac{1.455m}{2}\right) \left(0.0128 \frac{rad}{seg}\right)$$

$$V_{elev.} = 9.312 \times 10^{-3} \frac{m}{s} \therefore 0.5587 \frac{m}{min}$$

- Velocidad alta:

$$V_{elev.} = (0.7275m) \left(0.0845 \frac{rad}{seg}\right)$$

$$V_{elev.} = 0.0615 \frac{m}{s} \therefore 3.69 \frac{m}{min}$$

1.3. Velocidad de traslación.

El procedimiento para calcular la velocidad de traslación del pórtico es similar al procedimiento anterior:

- Marcamos dos referencias a una distancia de un metro. El punto inicial estará alineado al borde del BUMPER de la viga testero. Esto se ilustra en la figura 20.
- Damos la indicación al operador para desplazar el pórtico de la grúa. Con la ayuda del cronometro digital tomamos el tiempo que le lleva el borde del BUMPER en llegar a la marca final. Los resultado fueron los siguientes:

Distancia.	Tiempo.
1 metro	5.94 segundos.



Ilustración 20. Marcas de referencia para la medición de la velocidad de traslación del pórtico.

Dividiendo la distancia de desplazamiento del BUMPER y el tiempo que le tomo llegar a la marca final se tiene:

$$V_{\text{traslación}} = \frac{1 \text{ metro}}{5.94 \text{ segundos}}$$

$$V_{\text{traslación}} = 0.1684 \frac{m}{s} \therefore 10.104 \frac{m}{min}$$

Sección 2. Vigüeta de elevación.

2.1. Restricciones del diseño.

La compuerta de obra de toma de la central hidroeléctrica Malpaso limitara el diseño de la ménsula de elevación, esto es debido a que la compuerta tiene un acoplamiento con dos pestañas por donde pasa la ménsula del pescador de la grúa. Esto puede verse en el plano proporcionado en el anexo B-1 donde se aprecia las dimensiones de dicho acoplamiento.

2.2. Hipótesis.

“El diseño de la vigüeta de elevación respeta la linealidad de la curva esfuerzo-deformación de los materiales dúctiles”.

2.3. Consideraciones.

- Solución: estáticamente determinada.
- El peso de la vigüeta y la ménsula no se consideran.
- Los esfuerzos cortantes, por ser relativamente pequeños, se desprecian.
- Carga máxima a soportar: 90 toneladas métricas.
- Peso de la compuerta: 60 toneladas métricas.

2.4. Análisis y diseño de ménsula.

Para el diseño de la ménsula se usara acero ASTM A-36, tal como está construida la grúa de la central. Su esfuerzo fluencia es de 250Mpa.

Se calcula el área menor, y que por lo tanto, será la más crítica en el diseño (véase figura 21):

$$A_b = (0.285m - 0.130m)(0.090m)$$

$$A_b = 0.01395m^2$$

El peso de la compuerta es de 60 toneladas métricas, pero se requiere que la grúa soporte una capacidad de 90 toneladas:

$$Q_U = 90t(1000Kg)(9.81 \frac{m}{s^2})$$

$$Q_U = 882.90kN \downarrow$$

Con esta información es posible calcular el esfuerzo normal. Cabe señalar que aún no se ha considerado la concentración de esfuerzos. Por lo tanto aplicando ecuación (2) tenemos:

$$\sigma_{perm} = \frac{882.90kN}{0.01395m^2}$$

$$\sigma_{perm} = 63.29Mpa$$

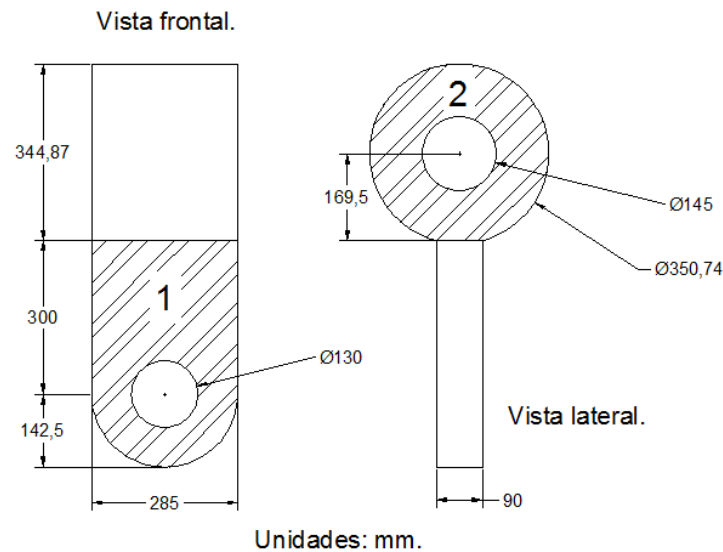


Ilustración 21. Dimensiones de la ménsula. Vistas frontal y lateral.

Considerando la concentración de esfuerzos debido al agujero central de la ménsula se tiene las siguientes relaciones geométricas (véase figura 21 y 22):

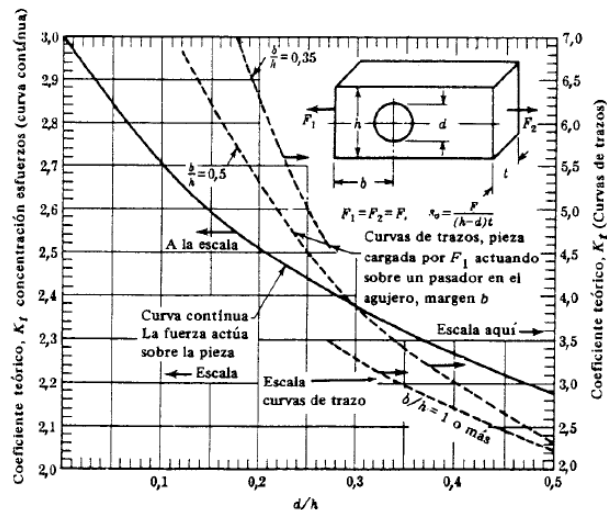


Ilustración 22. Factor de concentración de esfuerzos para placas con un agujero central.

$$\frac{d}{h} = \frac{130\text{mm}}{285\text{mm}} = 0.46$$

$$\frac{b}{h} = \frac{142.5\text{mm}}{285\text{mm}} = 0.5$$

Por lo que el factor de concentración de esfuerzos, de acuerdo a la figura 22, será:

$$K = 2.6$$

El anterior factor deberá multiplicarse al esfuerzo permisible para obtener de esta forma el esfuerzo máximo en el agujero. Entonces de ecuación (3):

$$\sigma_{max} = K \cdot \sigma_{perm}$$

$$\sigma_{max} = (2.6)63.29\text{Mpa}$$

$$\sigma_{max} = 164.55\text{Mpa}$$

El factor de seguridad es:

$$n_s = \frac{250\text{Mpa}}{164.55\text{Mpa}}$$

$$n_s = 1.52$$

Este es el coeficiente de seguridad de la ménsula original. Desafortunadamente la empresa requiere mantener las dimensiones de dicha ménsula, por lo que el diseño se encuentra limitado. Se variara el tipo de acero para aumentar el coeficiente de seguridad:

- Acero ASTM-A709 grado 345 ($\sigma_Y = 345Mpa$)

$$n_s = \frac{345Mpa}{164.55Mpa}$$

$$n_s = 2.10$$

No se acepta.

- Acero ASTM-A913 grado 450 ($\sigma_Y = 450Mpa$)

$$n_s = \frac{450Mpa}{164.55Mpa}$$

$$n_s = 2.73$$

Se acepta.

La densidad de ambos aceros es de $7,860 \frac{kg}{m^3}$, por lo que el peso no se verá afectada en el rediseño. Se espera incrementar el factor de seguridad a 2.5 por lo que en conclusión, es mejor emplear un acero ASTM-A913 que el acero ASTM-A36 ya que mejora el factor de seguridad a 2.73, lo que asegura una baja probabilidad de falla por cargas estáticas.

2.5. Análisis y diseño de la vigueta de izaje.

Se analizara la vigueta de izaje de la grúa pórtico de la central. Las mediciones fueron tomadas en sitio debido a la carencia de información de la misma.

Trazando el diagrama de cuerpo libre de la vigueta (*figura 23*) se tiene:

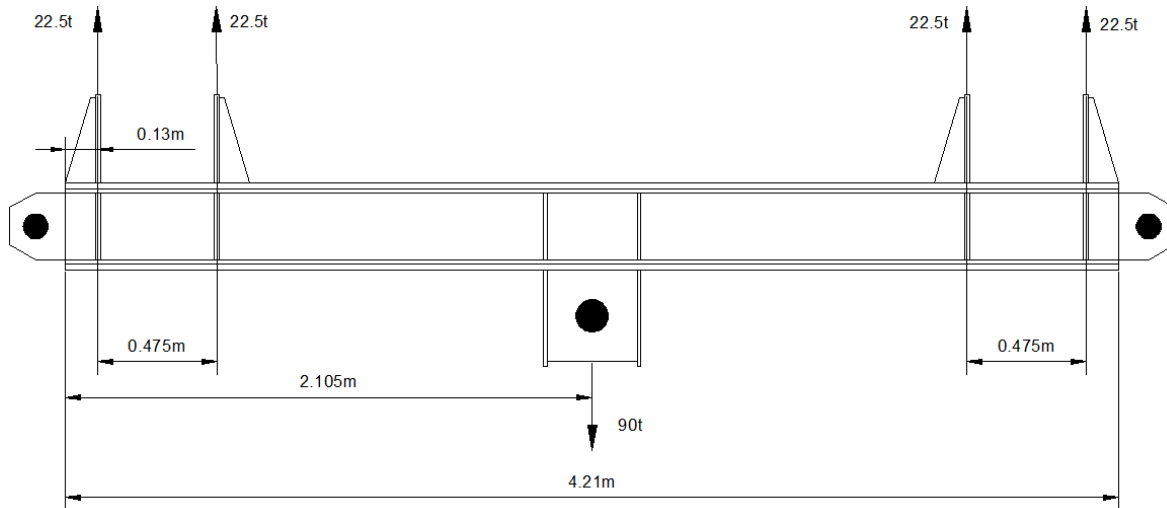


Ilustración 23. Diagrama de cuerpo libre de la viga elevadora de carga.

$$\text{Carga máxima de vigueta } (Q_m) = (90t) \left(\frac{1000kg}{1t} \right) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$Q_m = 882.9kN \downarrow$$

La viga es estáticamente determinada y simétrica por lo que los soportes de cada polea estarán cargados:

$$\text{Carga en apoyos de polea } (Q_p) = \frac{90t}{4}$$

$$Q_p = 22.5t$$

Por lo tanto:

$$Q_p = (22.5t) \left(\frac{1000kg}{1t} \right) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$Q_p = 220.73kN \downarrow$$

A continuación trazamos el diagrama de cortante y momento flector de la viga. Analizaremos los picos máximos y en base a ello se procederá al cálculo correspondiente (figura 24 y 25):

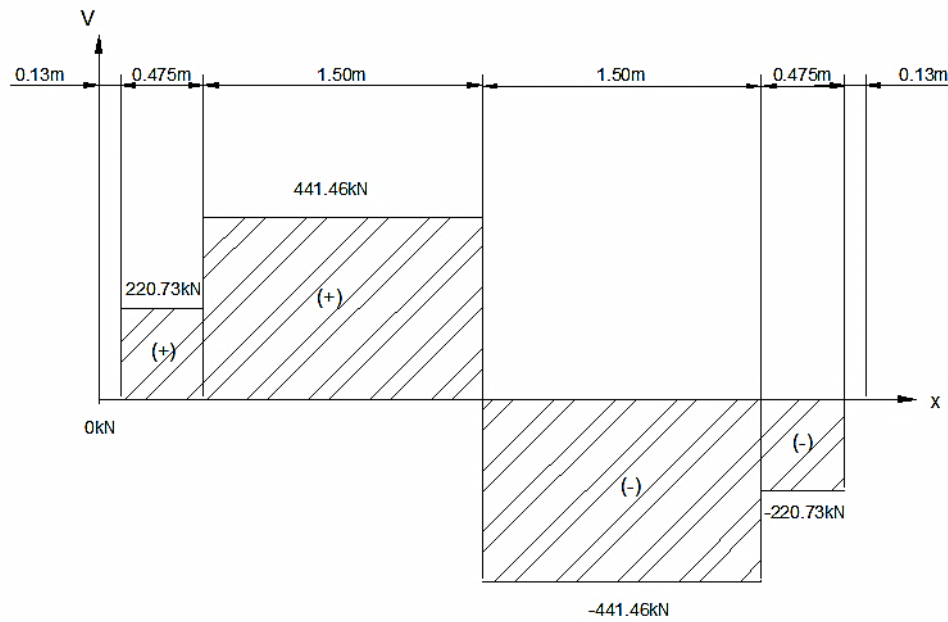


Ilustración 24. Diagrama de cortante.

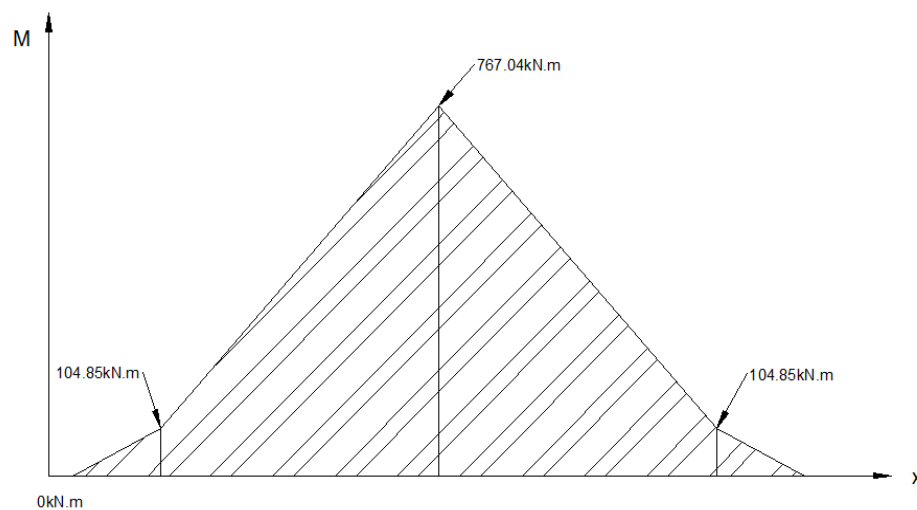


Ilustración 25. Diagrama de momento flector.

Del diagrama de cortante y momento flector, se obtuvieron como máximos los siguientes datos:

$$V_{max} = 441.46kN$$

$$M_{max} = 767.04kN \cdot m$$

El perfil de la vigueta está compuesto por dos canales de alas inclinadas. Las características de este perfil se presentan a continuación.

Perfil europeo UPN300 (véase figura 26 y anexo B-2)

$$h = 300\text{mm}$$

$$b = 100\text{mm}$$

$$t = 10\text{mm}$$

$$e = 16\text{mm}$$

$$A_c = 58.8\text{cm}^2$$

$$R = 16\text{mm}$$

$$R_1 = 8.0$$

$$\text{peso} = 46.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$I_c = 8,030\text{cm}^4$$

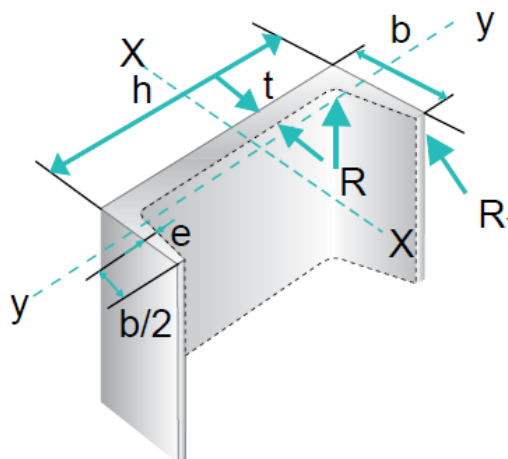


Ilustración 26. Perfil Europeo Normal U de alas inclinadas.

Ambos perfiles están soldados a dos placas de acero ASTM A-36 cuyas dimensiones son las siguientes (véase figura 27):

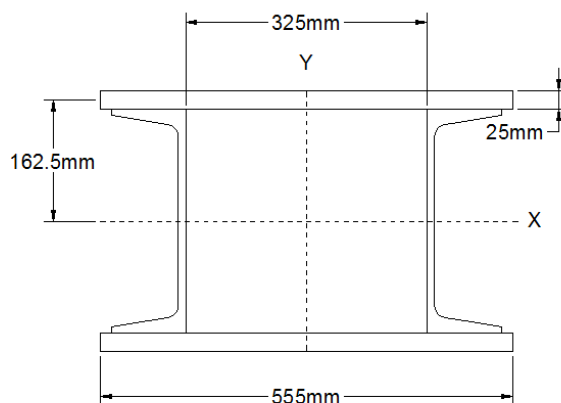


Ilustración 27. Perfil de vigueta de elevación.

Por el teorema de Steiner, calculamos el momento de inercia del planchón:

$$I_p = \left[\frac{1}{12} (0.555m)(0.025m)^3 \right] + [(0.025m)(0.555m)(0.162m)^2]$$

$$I_p = 3.64858 \times 10^{-4} m^4$$

Por lo tanto la inercia total de ambas planchas es:

$$I_{total\ planchas} = 2I_p$$

$$I_{total\ planchas} = 2(3.64858 \times 10^{-4} m^4)$$

$$I_{total\ planchas} = 7.29716 \times 10^{-4} m^4$$

Ahora sumando la inercia de los planchones y de los canales se obtiene la inercia total del perfil de la vigueta:

$$I_{TOTAL} = I_{total\ planchas} + 2I_c$$

$$I_{TOTAL} = 7.29716 \times 10^{-4} m^4 + 2 \left(8,030 cm^4 \cdot \frac{1m^4}{1 \times 10^8 cm^4} \right)$$

$$I_{TOTAL} = 8.90316 \times 10^{-4} m^4$$

A continuación se calcula el esfuerzo debido a la flexión de la viga (ecuación 10):

$$\sigma_f = \frac{M_{max} \cdot c}{I_{total}}$$

En nuestro caso $c = 0.175m$:

$$\sigma_f = \frac{(767.04 kN \cdot m)(0.175m)}{8.90316 \times 10^{-4} m^4}$$

$$\sigma_f = 150.77 Mpa$$

Utilizando el criterio de Von Mises (ecuación 14) y despreciando el esfuerzo cortante ($\tau = 0$) se tiene:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(150.77\text{Mpa})^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma_e = 150.77\text{Mpa}$$

Calculando el coeficiente de seguridad por fluencia, ecuación 1:

$$n_s = \frac{250\text{Mpa}}{150.77\text{Mpa}}$$

$$n_s = 1.66$$

El factor de seguridad es de 1.66. La empresa desea mejorar estas cifras por lo cual se seguirá el mismo procedimiento de cálculo hasta obtener el valor deseado. A continuación se presenta una tabla desarrollada en **EXCEL**, en donde se varía el tipo de perfil sin alterar las dimensiones de la plancha (véase figura 27). Los momentos máximos no varían ya que se pretende conserva las dimensiones longitudinales de la viga:

Perfil.	h (m)	b (m)	I _c (m ⁴)	I _p (m ⁴)	I _{TOTAL}	Esfuerzo por flexión. (MPa)	n _s
UPN320	0.320	0.100	1.08700E-04	4.13591E-04	1.04458E-03	126.67	1.97
UPN350	0.350	0.100	1.28400E-04	4.88516E-04	1.23383E-03	116.56	2.14
UPN380	0.380	0.102	1.57600E-04	5.69684E-04	1.45457E-03	106.79	2.34
UPN400	0.400	0.110	2.03500E-04	6.27266E-04	1.66153E-03	98.10	2.55

Tabla 8. Esfuerzos debido a la flexión de diversos perfiles U de ala inclinada.

Como se puede apreciar en la tabla 8, si se incrementa los momentos de inercia de los canales, se incrementa considerablemente los factores de seguridad.

Utilizando el perfil UPN400 y variando las dimensiones de la plancha de acero se tiene:

	Ancho de placa (m)	Espesor de la placa (m)	I_p (m ⁴)	I_c (m ⁴)	I_{TOTAL}	σ_f (MPa)	n_s
UPN400	0.555	0.025	6.27266E-04	2.03500E-04	1.66153E-03	79.63	3.14
	0.565	0.028	7.25526E-04	2.03500E-04	1.85805E-03	71.21	3.51
	0.575	0.03	7.98675E-04	2.03500E-04	2.00435E-03	66.01	3.79
	0.595	0.032	8.89955E-04	2.03500E-04	2.18691E-03	60.50	4.13

Tabla 9. Variación de dimensiones en los planchones de acero.

Por lo tanto, según se observa en la tabla 9, resultaría ventajoso emplear dos perfiles **UPN400** y dos planchas de acero **0.595x0.032** ya que satisfacen el factor de seguridad 4 requerido por la empresa. Los planchones y los canales de acero están normalizados (*anexo B-2 y B-3*).

2.6. Peso de la vigueta de la grúa original.

El peso de los canales por cada metro es 46.2 kg/m . Pero la vigueta de izaje está compuesta por dos perfiles U que duplican este valor a 92.4 kg/m . Por lo tanto el peso de los perfiles será:

$$P_{\text{Canales}} = 4.21\text{m} \left(92.4 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right)$$

$$P_{\text{Canales}} = 389\text{kg}$$

Ahora el peso de los planchones de acero estará en función del volumen y la densidad del acero ASTM A-36 ($\rho_{\text{Acero}} = 7,850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$):

$$P_{\text{Planchones}} = 2V_{\text{planchones}}\rho_{\text{Acero}}$$

$$P_{\text{Planchones}} = 2(0.555\text{m} \times 0.025\text{m} \times 4.21\text{m}) \left(7,850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$P_{\text{Planchones}} = 917.10\text{kg}$$

Despreciando el peso de las costillas y otros accesorios se tiene:

$$P_{\text{vigueta}} = P_{\text{Planchones}} + P_{\text{Canales}}$$

$$P_{vigüeta} = 917.10kg + 389kg$$

$$P_{vigüeta} = 1306.10kg \approx 1.31t$$

Ahora calculamos el peso de la ménsula. De la figura 21 se tiene:

$$A_1 = (0.300m \cdot 0.285m) + \frac{1}{2} \left[\frac{\pi}{4} (0.285m)^2 \right] - \left[\frac{\pi}{4} (0.13m)^2 \right]$$

$$A_1 = 0.10412m^2$$

Calculando el volumen se tiene:

$$V_1 = A_1 \cdot t$$

$$V_1 = (0.10412m^2)(0.09m)$$

$$V_1 = 9.3708 \times 10^{-3} m^3$$

Área 2:

Para calcular el área del segmento dos nos apoyaremos de la figura 28 desarrollada en la interfaz de SOLIDWORKS (unidades en mm):

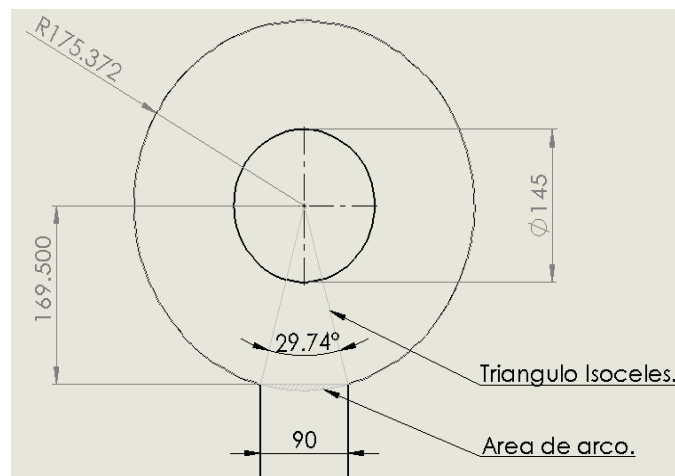


Ilustración 28. Dimensiones para el cálculo de área del segmento 2.

El área total de la circunferencia mayor es:

$$A = \pi(0.175372m)^2$$

$$A = 0.09662m^2$$

Aplicando regla de proporcionalidad:

$$360^\circ \leftrightarrow 0.09662m^2$$

$$29.74^\circ \leftrightarrow X m^2$$

Por lo que el segmento circular tiene un área de:

$$X = 7.9819 \times 10^{-3} m^2$$

Sustrayendo el área del triángulo isósceles al segmento circular se tiene:

$$A_{ARCO} = 7.9819 \times 10^{-3} - \frac{1}{2}(0.09m \cdot 0.1695m)$$

$$A_{ARCO} = 3.544 \times 10^{-4} m^2$$

Por lo tanto el área 2 es:

$$A_2 = 0.09662m^2 - \frac{\pi}{4}(0.145m)^2 - 3.544 \times 10^{-4} m^2$$

$$A_2 = 0.07975m^2$$

Obteniendo el volumen al multiplicar A_2 el por ancho de la ménsula se tiene:

$$V_2 = 0.07975m^2(0.285m)$$

$$V_2 = 0.02273m^3$$

Entonces sumando el volumen de ambos segmentos V_2 y V_1 se obtiene como resultado el volumen total de la ménsula:

$$V_{TOTAL} = V_2 + V_1$$

$$V_{TOTAL} = 0.02273m^3 + 9.3708 \times 10^{-3} m^3$$

$$V_{TOTAL} = 0.0321m^3$$

Por lo que el peso resultante es:

$$P_{mensula} = V_{TOTAL} \cdot \rho_{Acero}$$

$$P_{mensula} = 0.0321m^3 \cdot 7,850 \frac{kg}{m^3}$$

$$P_{mensula} = 251.99kg \approx 252kg$$

2.7. Peso de la vigueta rediseñada.

El peso de la vigueta UPN400 por cada metro de longitud es de $71.8 \frac{kg}{m}$ por lo que para dos perfiles de este tipo será de $143.6 \frac{kg}{m}$:

$$P_{canales} = 143.6 \frac{kg}{m} (4.21m)$$

$$P_{canales} = 604.56kg$$

Las planchas de acero ($0.595m \times 0.032m \times 4.21m$) son de acero ASTM A-36 al igual que la grúa original $\rho_{Acero} = 7,850 \frac{kg}{m^3}$:

$$V_{planchon} = 0.595m \cdot 0.032m \cdot 4.21m$$

$$V_{planchon} = 0.08015m^3$$

$$P_{planchones} = 2(0.08015m^3) \left(7,850 \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$P_{planchones} = 1,258.36kg$$

Al sumar el peso de los canales con la de los planchones finalmente tenemos:

$$P_{vigüeta} = 1,862.92kg \approx 1.86t$$

Cabe señalar que para la ménsula de la vigueta, la densidad del acero no cambia, siendo solamente la calidad que se modificó durante el rediseño, por lo que el peso se mantendrá en **251.99kg.**

Sección 3. Cables de acero.

3.1. Restricciones de diseño en el cable.

El cable de acero estará sometido a pronunciadas flexiones en el tambor y las poleas de la grúa, por lo que se habrá de seleccionar un cable con trenzado tipo LANG. También se soportaran grandes cargas debido al peso de la compuerta siendo ideal el uso de un cable de acero con alma metálica que resista altas tracciones y grandes aplastamientos.

3.2. Consideraciones a tener en cuenta.

- El cable estará a la intemperie por lo que habrá que considerar los efectos de la corrosión.
- Las fuerzas inerciales debido a la masa de la compuerta no superara el 10% de la carga máxima a elevar.
- La inclinación del cable en fin de curso no es superior a los 22.5°.
- Se desprecia el peso de poleas y otros accesorios.

3.3. Tipo de mecanismo según la normativa vigente DIN.

De la ecuación (15) se calcula la tracción del cable debido a las sollicitaciones del izaje de carga y del peso de la vigueta. La grúa de la central hidroeléctrica malpaso está diseñada con un cable de 30mm de diámetro. Calculando el peso del elemento de suspensión:

$$Q_{es} = P_{vigueta} + P_{mensula}$$

$$Q_{es} = 1,306.10kg + 251.99kg$$

$$Q_{es} = 1,558.09kg$$

$$Q_{es} = 1,558.09kg \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$Q_{es} = 15,284.86N \approx 1,529daN$$

La carga máxima por tambor es de $Q_m = 44,145daN$. La disposición de los cables con las poleas se ilustra en la figura 29. El número de ramales (4 ramales por tambor) y su correspondiente eficiencia (tabla 4):

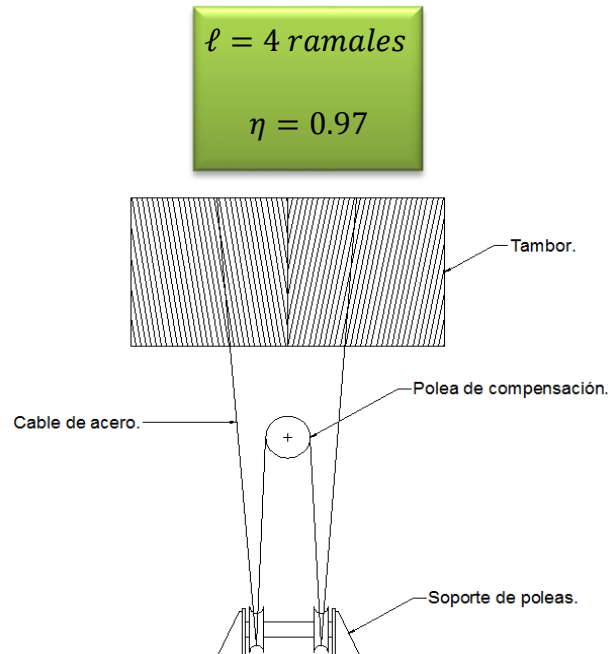


Ilustración 29. Disposición de cables y poleas para un solo tambor. La grúa de la central hidroeléctrica cuenta con dos tambores ranurados por lo que la relación de aparejo y su eficiencia se verá afectada.

De ecuación (15) calculamos la tracción máxima del cable:

$$S = \frac{Q_m + Q_{es}}{\eta \cdot \ell}$$

$$S = \frac{(44,145daN) + (1,529daN)}{(0.97)(4 \text{ ramales})}$$

$S = 11,772daN$

Despejando K_c de ecuación 19:

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

$$K_c = \frac{d}{\sqrt{S}}$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior para un diámetro de cable de 30mm:

$$K_c = \frac{30mm}{\sqrt{11,772daN}}$$

$$K_c = 0.28$$

Gracias a este coeficiente y la tabla 1, podremos clasificar el tipo de mecanismo. El mecanismo es del grupo M6 para un cable con calidad de acero de 180kg/mm². Este tipo de cable es el más común en grúas, por lo que se deduce que la grúa pórtico de la obra de toma está diseñado bajo la misma calidad de acero. El tipo de servicio de esta es de frecuencia reducida de la carga máxima con una vida estimada de 6,300 horas.

3.4. Rediseño de cables.

La tracción del cable se calcula en función del peso de la viga de izaje rediseñada:

$$Q_{es} = P_{vigueta} + P_{mensula}$$

$$Q_{es} = 1,862.92kg + 251.99kg$$

$$Q_{es} = 2,114.91kg$$

$$Q_{es} = 2,114.91kg \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$Q_{es} = 20,747.27N \approx 2,075daN$$

La carga máxima a soportar es la misma que el cable de acero original debe resistir, por lo que la ecuación 15 queda nuevamente:

$$S = \frac{(44,145daN) + (2,075daN)}{(0.97)(4ramales)}$$

$$S = 11,912daN$$

La máquina será clasificada de acuerdo a la grúa original. Por lo tanto: aparato de elevación de grupo M5 con una frecuencia reducida de la carga máxima con 6300 horas

de vida estimada ($K_c = 0.28$ para cable normalizado $180\text{kg}/\text{mm}^2$). Entonces de ecuación 19:

$$d = 0.28\sqrt{11,912daN}$$

$$d = 30.56\text{mm}$$

$$d \approx 31\text{mm}$$

Debido a que la grúa se encuentra a la intemperie, es necesario elegir un cable que resista a la corrosión. Por lo tanto el cable deberá estar engrasado para soportar las condiciones climáticas del municipio de Tecpatan. Otro aspecto importante es la flexión que sufre en las poleas y los tambores, por lo que el cable se elegirá a seis cordones con alma metálica. De catálogos, la mejor opción para nuestra grúa será entonces: **6x25Filler (12+6F+6+1) IWRC Alma metálica con un diámetro nominal de 32mm y carga de rotura 65,790kg.** (Consultar anexo B-4). Comprobando el cable según la normativa FEM (ecuación 18 y tabla 2):

$$Z_p = \frac{65,790\text{kg} \cdot (9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}{119,120\text{N}} = 5.41$$

$$5.41 > 4.5$$

El cable está bien seleccionado.

Sección 4: Poleas.

4.1. Calculo de polea de acuerdo a normativa DIN.

Para calcular el diámetro primitivo de la polea es necesario saber los cambios de dirección que sufre el cable a través de las poleas. De figura 31:

$$W_{Total} = 5$$

De tabla 7:

$$h_2 = 1$$

Ahora para polea de cable y para una clasificación de mecanismo M5, se tiene que (tabla 6):

$$h_1 = 20$$

Calculando diámetro primitivo de la polea (ecuación 20):

$$D = (32mm)(20)(1)$$

$$D = 640mm$$

De anexo A-1 seleccionamos la polea que se aproxime al diámetro primitivo calculado. Para el caso de una polea con rodamientos de bolas seleccionaremos la que tiene un diámetro de 630mm. El peso de cada polea es de aproximadamente 92kg:

Numero de poleas requeridas: 6 poleas.

Diámetro primitivo de la polea: 710mm

Ancho de polea: 80mm

Diámetro exterior de polea: 810mm

Diámetro de cubo: 200mm

Sección 5: Tambores y longitud de cable.

5.1. Consideraciones de diseño del tambor.

- El tambor deberá ser diseñado de acuerdo a la normativa DIN vigente.
- El perfil del ranurado estará diseñado de acuerdo a las dimensiones del cable.
- El tambor será de una sola capa.
- La longitud máxima a la que debe bajar el pescador de la grúa es de 68m.
- Deberá estar diseñada con dos entradas.

5.2. Calculo de longitud de cable y diámetro de tambor.

Las mediciones del tambor fueron tomadas en sitio con la ayuda de un flexómetro. Los resultados se muestran en el siguiente diagrama:

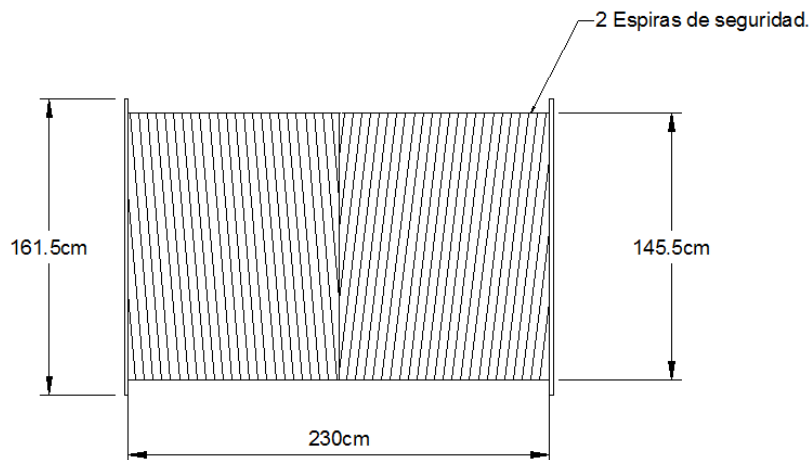


Ilustración 30. Dimensiones de tambor.

En sitio se contabilizó un total de 64 espiras arrolladas en el tambor, teniendo el pescador en su punto superior máximo. El paso que existe entre ranuras es de 34mm.

De la tabla 7 y figura 12 se puede apreciar que para un paso de 34mm le corresponde un cable de diámetro de 30mm lo que afirma nuestra suposición de que la grúa de la obra de toma está diseñada bajo estándares europeos. El espesor de este tambor es de 10mm

El fondo de garganta y su radio es de 11.5mm y 16mm correspondientemente. A continuación se hará el rediseño del tambor en base al cable modificado en la sección 3 (**6x25Filler (12+6F+6+1) IWRC Alma metálica con un diámetro nominal de 32mm**).

De ecuación 20:

$$D \geq d \cdot h_1 \cdot h_2$$

Que nos servirá para calcular el primer diámetro primitivo de nuestro tambor. Para tambores y cable de acero normal ($180\text{kg}/\text{mm}^2$) se tiene:

$$h_1 = 18$$

Los cambios de dirección total $W_{Total} = 7$ por lo que el coeficiente h_2 es de 1.12. Sustituyendo todos estos valores en ecuación 20 para un diámetro de cable de 32mm queda:

$$D \geq (32\text{mm})(18)(1.12)$$

$$D \geq 645.12\text{mm}$$

Calculando la longitud de cable a enrollar, ecuación 23, y considerando 2 espiras de seguridad:

$$L_e = Hl + 2e_s L_{et}$$

$$L_e = (68\text{m})(4 \text{ ramales}) + 2(2 \text{ espiras})[\pi \cdot 0.64512\text{m}]$$

$$L_e = 274.58\text{m}$$

Entonces el número de espiras es (ecuación 24):

$$N_e = \frac{L_e}{L_{et}}$$

$$N_e = \frac{274.58\text{m}}{(\pi \cdot 0.64512\text{m})}$$

$$N_e = 135.48 \approx 136 \text{ espiras}$$

Se sabe que el diámetro del cable rediseñado es de 32mm, por lo que según la tabla 8 el paso del ranurado es de 36mm. Por lo tanto la longitud útil del tambor es (ecuación 25):

$$L_u = N_e \cdot p$$

$$L_u = (136 \text{ espiras})(0.036m)$$

$$L_u = 4.9m$$

Ahora calculamos la longitud total del tambor, para una sección no mecanizada de 60mm y un espesor de pared para las pestañas de 20mm tenemos de ecuación 26:

$$L_T = L_u + 2(E_p + L_m)$$

$$L_T = 4.9m + 2(0.02m + 0.06m)$$

$$L_T = 5.06m$$

Comprobando normativa:

$$\frac{5.06m}{0.64512m} = 7.84 \rightarrow 7.84 > 3$$

No se acepta.

Lo que indica que el diseño no es válido. Variando el diámetro del tambor y utilizando el mismo procedimiento anterior hasta obtener la condición deseada se tiene:

Diámetro de tambor (mm).	Longitud de cable enrollado (m).	Numero de espiras.	Longitud útil (m).	Longitud total (m).	$\frac{L_T}{D}$
650	280.17	137	4.94	5.10	7.84
700	280.80	128	4.60	4.76	6.80
800	282.05	112	4.04	4.20	5.25
900	283.31	100	3.61	3.77	4.19
1000	284.57	91	3.26	3.42	3.42
1100	285.82	83	2.98	3.14	2.85
1200	287.08	76	2.74	2.90	2.42

1300	288.34	71	2.54	2.70	2.08
1400	289.59	66	2.37	2.53	1.81

Tabla 10. Diámetros de tambor.

Se tomara el tambor que tenga el menor número de espiras. También se considerara la de menor longitud total, ya que afectaran en las dimensiones de la viga puente debido a los esfuerzos de flexión. En este caso seleccionamos el tambor de 1400mm de diámetro con 66 espiras mecanizadas en su superficie. La longitud total de cada tambor es de 2.53m. La longitud del cable necesaria es de 579.18m.

5.3. Determinación de espesor en tambor.

Para calcular la compresión que sufre el tambor y verificar si el espesor es el indicado en el diseño emplearemos la ecuación 28 referente al capítulo 4 del marco teórico. La ecuación establece:

$$\sigma_c = 0.5 \frac{S}{h \cdot s} \text{ (MPa)}$$

El paso del tambor es de 36mm y la tracción máxima del cable, determinada en la sección 3, es de 11,912daN. Empleando un espesor de 100mm se tiene:

$$\sigma_c = 0.5 \frac{119,120N}{100mm \cdot 36mm}$$

$$\sigma_c = 16.54Mpa.$$

Para un tambor de acero (St. 37.21):

$$16.54Mpa. < 50Mpa.$$

Se acepta.

Determinando los esfuerzos por la flexión del tambor mediante la ecuación 29:

$$\sigma_f = 9.6 \cdot S^4 \sqrt{\frac{1}{D^2 h^6}} \text{ (Mpa)}$$

$$\sigma_f = 9.6 \cdot 119,120N^4 \sqrt{\frac{1}{(1400mm)^2 \cdot (100mm)^6}}$$

$$\sigma_f = 30.56Mpa.$$

$$30.56Mpa. < 50Mpa.$$

Se acepta.

En conclusión para un espesor de 100mm los efectos combinados de los esfuerzos de flexión y compresión no provocaran la deformación del tambor.

5.4. Peso del tambor.

Para calcular el peso del tambor de acero necesitaremos del volumen externo e interno de los mismos. El diámetro externo del tambor rediseñado es de 1,400mm con un espesor de 100mm y una longitud de 2,530mm. Por lo tanto el volumen será:

$$V_t = V_e - V_i.$$

$$V_t = [(1.4m)^2 - (1.2m)^2] \left(\frac{\pi}{4} \cdot 2.53m\right)$$

$$V_t = 1.03327m^3$$

Para el acero fundido la densidad es de $7,850 \frac{kg}{m^3}$. El peso es entonces:

$$P_{tambor} = (1.03327m^3) \cdot \left(7,850 \frac{kg}{m^3}\right)$$

$$P_{tambor} = 8,111.17kg \approx 8.111t$$

Para ambos tambores tendremos un total:

$$P_{tambores} = 16,222.3kg \approx 16.222t$$

Sección 6: Diseño de ejes de poleas.

6.1. Diagrama de cuerpo libre.

Como primer punto en el diseño de un aparejo para poleas, es trazar el diagrama de cuerpo libre expresando las fuerzas que están involucradas en la elevación de la carga. En la central hidroeléctrica malpaso se diseñaron estos ejes con un diámetro de 110mm y un largo de 500mm. Se recalculan estas dimensiones en base a la polea rediseñada de la sección 4 del presente proyecto. Del diagrama de cuerpo libre tenemos para un eje de diámetro de 110mm (véase figura 31):

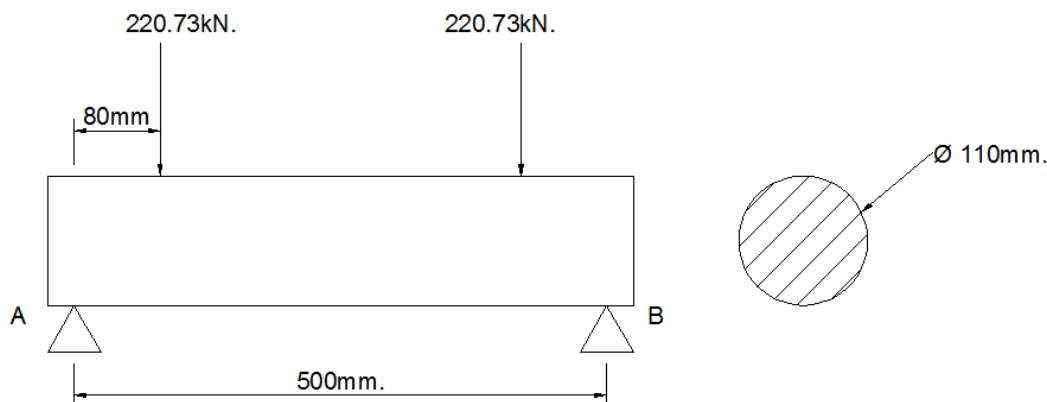


Ilustración 31. Diagrama de cuerpo libre.

6.2. Calculo de esfuerzos y diseño del eje.

Calculamos el momento flector máximo de la ecuación 30 capítulo 5. Para $a = 80\text{mm}$ y $Q = 220.73\text{kN}$ (ver figura 14):

$$M_f = \frac{Q \cdot a}{2}$$

$$M_f = \frac{220.73\text{kN} \cdot 0.080\text{m}}{2}$$

$$M_f = 8.83\text{kN} \cdot \text{m}$$

Ahora calculamos el módulo de sección del eje mediante la ecuación 31. Este dato será importante para calcular el esfuerzo de flexión:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$W = \frac{\pi \cdot (0.110m)^3}{32}$$

$$W = 1.3067 \times 10^{-4} m^3$$

Por lo tanto por ecuación 32:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W}$$

$$\sigma_f = \frac{8.83kN \cdot m}{1.3067 \times 10^{-4} m^3}$$

$$\sigma_f = 67,574kPa \therefore 67.574Mpa.$$

Ahora se calcula el esfuerzo cortante que producen las fuerzas puntuales en el eje. Empleando ecuación 33 se tiene:

$$\tau = \frac{2Q}{\pi d^2}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 8.83kN \cdot m}{\pi \cdot 0.110m}$$

$$\tau = 51.10kN \therefore 0.511Mpa$$

Aplicando Von-Mises:

$$\sigma_e = \sqrt{(67.574Mpa)^2 + 3(0.511Mpa)^2}$$

$$\sigma_e = 67.580Mpa.$$



Uno de los materiales más utilizados en la construcción de ejes de poleas, es el acero F-114 ó F-125. Por lo tanto se tiene:

Límite de fluencia acero F-114: 700Mpa.

Límite de fluencia acero F-125: 900Mpa.

Seleccionamos el más económico, por lo que utilizaremos un acero F-114:

$$67.580Mpa < 700Mpa$$

Se acepta

Sección 7: Análisis de velocidades en transmisión mecánica.

7.1. Descripción general de la transmisión y análisis de velocidad.

Una de las necesidades que pretende cubrir este proyecto es el de analizar las velocidades del tren de engranajes de la grúa. Para ello se requirió de la ayuda del personal mecánico quien desmonto la tapa de la transmisión que cubre y protege a los engranes. El largo de la tapa es de 1.50m y su ancho de aproximadamente 0.60m. Su peso se estima es de 900kg por lo que se requirió de un diferencial mecánico para su elevación. La figura 32 muestra la vista superior de esta transmisión. Los dientes se contabilizaron in situ y con la maquina inactiva ya que podría existir el riesgo de accidentes o que los ejes que retienen a los engranes se desplazaran de su posición original.



Figura 32. Transmisión mecánica de potencia en grúa pórtico de 90 toneladas. Tal y como se puede apreciar cada motor cuenta con un disco de frenado y sus respectivas mordazas.

Durante la contabilización de los dientes, se localizó un sistema de engranajes planetarios (véase figura 33) cuya función es la de proporcionar dos relaciones de velocidades distintas (alta y baja) que afectan la velocidad angular de los tambores.



Ilustración 33. Detalle del engranaje planetario. Se observa que este engrana a un piñón semi-helicoidal lo que proporciona el movimiento al engrane anular del sistema.

El funcionamiento de este sistema epicicloidal se explica a continuación:

Existen dos motores trifásicos asíncronos de diferentes velocidades. En velocidad baja, solo uno de ellos se activa y genera el movimiento de la viga de elevación. De forma arbitraria, en velocidad alta, ambos motores se ponen en marcha e incrementan la rapidez de la carga.

Las velocidades del motor de alta y baja son $1,170RPM$ y $1,100RPM$ respectivamente. Estos motores están acoplados a un disco de frenado con sus respectivas mordazas. Por seguridad, estos frenos se activan cuando los motores se encuentran inactivos.

Cuando el operador de grúas acciona la palanca de velocidad baja activa al motor trifásico de $1,100RPM$. Por otra parte el sistema de control activa el freno que inmoviliza al disco de frenado del motor de alta.

El motor de baja esta acoplado a un pequeño piñón semi-helicoidal de 15 dientes que se observa en la figura 34 (engrane 14). El piñón se encuentra engranado a la

corona exterior del engrane anular del planetario (engrane 13). Debido a la potencia proporcionada por el motor de baja, los planetas se mueven alrededor del sol que se encuentra fijo. El movimiento de los planetas hace rotar al porta planetas que a su vez hace girar el eje que mueve al engrane 12.

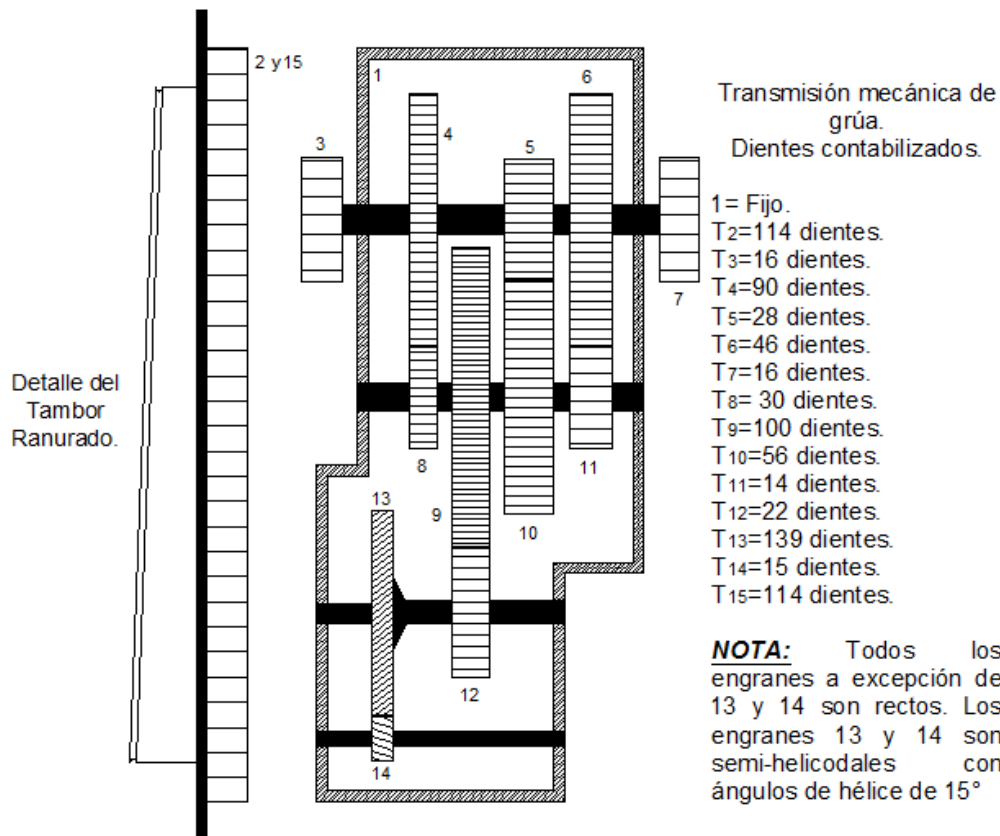


Ilustración 34. Tren de engranes de la grúa. En la parte derecha de la figura se muestran los números de diente de cada engrane.

Ahora cuando el operario activa la velocidad alta, el motor de baja continúa en marcha, con la notable diferencia que el motor de 1,170RPM es accionado. El freno es liberado permitiendo el movimiento libre del eje del motor. Con esta acción el engrane sol se encuentra en movimiento al igual que el engrane anular. La lógica establece que ambos engranes lo hacen en el mismo sentido de giro, siendo que por la diferencia de velocidades, se incremente la velocidad angular del porta planetas.

Por desgracia contabilizar los dientes del sistema epicicloidal fue imposible, ya que el porta planetas obstruye totalmente la visibilidad hacia el interior del engranaje. Debido a este problema el proyecto se limitara al análisis cinemático de los engranes rectos. De engranes 2 y 3:

$$\frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{T_2}{T_3}$$

De sección 1 se ha calculado la velocidad angular del tambor. Por lo tanto despejando ω_2 se tiene:

$$\omega_2 = \frac{T_2}{T_3} \omega_3$$

$$\omega_2 = \frac{114 \text{ dientes}}{16 \text{ dientes}} \left(0.0128 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right)$$

$$\omega_2 = 0.0912 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \cup \therefore 0.87 \text{RPM} \cup$$

Ya que los engranes 4, 5, 6 y 7 están acoplados en serie, la velocidad angular de estos será igual a la velocidad angular del engrane 2

$$\omega_4 = \omega_5 = \omega_6 = \omega_7 = \omega_2 = 0.87 \text{RPM} \cup$$

Ahora los engranes 4, 5, 6 y 9 son conducidos, mientras que los engranes 8, 10, 11 y 12 son conductores:

$$\frac{\omega_{12}}{\omega_4} = \frac{T_4 \cdot T_5 \cdot T_6 \cdot T_9}{T_8 \cdot T_{10} \cdot T_{11} \cdot T_{12}}$$

$$\frac{\omega_{12}}{\omega_4} = \frac{(90 \cdot 28 \cdot 46 \cdot 100) \text{ dientes.}}{(30 \cdot 56 \cdot 14 \cdot 22) \text{ dientes.}}$$

$$\frac{\omega_{12}}{\omega_4} = 22.40$$

$$\omega_{12} = (22.40) \cdot \omega_4$$

Sustituyendo ω_4 en la anterior ecuación:

$$\omega_{12} = (22.40) \cdot \left(0.0912 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)$$

$$\omega_{12} = 2.043 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \cup \therefore 19.51 \text{RPM} \cup$$

Para los engranes 8, 9, 10 y 11 se procede como sigue:

$$\frac{\omega_9}{\omega_{12}} = \frac{T_{12}}{T_9}$$

Despejando ω_9 de la ecuación anterior:

$$\omega_9 = \frac{T_{12}}{T_9} \omega_{12}$$

$$\omega_9 = \frac{22 \text{ dientes}}{100 \text{ dientes}} \left(2.043 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)$$

$$\omega_9 = 0.449 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \cup \therefore 4.29 \text{RPM} \cup$$

$$\omega_9 = \omega_{10} = \omega_{11} = \omega_8 = 4.29 \text{RPM} \cup$$

Para la velocidad alta simplemente sustituimos la velocidad angular alta del tambor
($\omega_3 = 0.0845 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$), esto es:

$$\omega_2 = \frac{T_2}{T_3} \omega_3$$

$$\omega_2 = \frac{114 \text{ dientes}}{16 \text{ dientes}} \left(0.0845 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)$$

$$\omega_2 = 0.602 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \cup \therefore 5.75 \text{RPM} \cup$$

$$\omega_4 = \omega_5 = \omega_6 = \omega_7 = \omega_2 = 5.75 \text{RPM} \cup$$

De manera análoga:

$$\omega_{12} = (22.40) \cdot \omega_4$$

$$\omega_{12} = (22.40) \cdot \left(0.602 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)$$

$$\omega_{12} = 13.485 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \cup \therefore 128.77\text{RPM} \cup$$

Para ω_9 :

$$\omega_9 = \frac{T_{12}}{T_9} \omega_{12}$$

$$\omega_9 = \frac{22 \text{ dientes}}{100 \text{ dientes}} \left(13.485 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)$$

$$\omega_9 = 2.967 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \cup \therefore 28.33\text{RPM} \cup$$

$$\omega_9 = \omega_{10} = \omega_{11} = \omega_8 = 28.33\text{RPM} \cup$$

Sección 8: Selección y especificaciones de motores.

8.1. Selección del motor de elevación.

La selección del motor para la elevación de carga se hará en relación a la carga y al peso del elemento de suspensión, así como de también la velocidad de izaje. De ecuación 36 se calcula la potencia del motor. Esto es:

$$P = \frac{G_2 \cdot V_{elev}}{4,500 \cdot \eta} \quad (CV)$$

Para la grúa rediseñada se tiene que:

$$G_2 = 90,365 daN$$

Además no se alterara la velocidad de izaje de la carga por lo que, para velocidad alta, el motor deberá de ser de:

$$P = \frac{90,365 daN \cdot 3.69 \frac{m}{min}}{4,500 \cdot 0.85} \quad (CV)$$

$$P = 87.18 CV \therefore 64 kW$$

Que equivalen a 86 caballos de fuerza. Del anexo A-1 seleccionamos el motor que más se adecue a nuestra necesidad. En conclusión:

Motor de 100CV ó 75Kw tipo 1LS2 206 – 4AA2.

Este motor, en comparación con la instalada en la grúa, es muy superior en potencia y en revoluciones por minuto. La velocidad de este motor es de 1,475RPM. El peso aproximado de este motor es de 820kg y proporciona un par de $497 N \cdot m$. Este último dato es indispensable para el cálculo del espesor de la zapata.

Un factor que hay que tener en consideración es la relación entre par máximo y nominal. En el caso de este motor es de 4.

Para la velocidad baja, el motor deberá tener la siguiente potencia:

$$P = \frac{90,365 \text{ daN} \cdot 0.5587 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{4,500 \cdot 0.85} \quad (\text{CV})$$

$$P = 13.20 \text{ CV} \therefore 9.70 \text{ kw}$$

Equivalentes a 13 caballos de fuerza. De la misma forma seleccionamos el motor del anexo A-1. Se obtiene el siguiente resultado:

Motor de 15CV ó 11kw tipo 1LS1 166 – 4AA2.

El par producido por el motor de baja equivale a $74 \text{ N} \cdot \text{m}$ con una relación entre par máximo y nominal de 3.4. Su peso se estima es de 125kg y su velocidad es de 1,440RPM.

8.2. Momentos máximos y de frenado para motor de alta y baja velocidad.

Con la información obtenida en la sección anterior, se calculara el espesor de cada una de las zapatas (motor de alta y de baja):

1. Velocidad de alta:

Se calcula el par máximo desarrollado por el motor. Esto se obtiene al multiplicar el par del motor por la relación entre el momento máximo y nominal:

$$M_{\text{maximo}} = M_{\text{motor}} \cdot (\text{relación de momentos})$$

$$M_{\text{max}} = (497 \text{ N} \cdot \text{m})(4)$$

$$M_{\text{max}} = 2,485 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Calculando el momento de frenado mediante la ecuación 57 y utilizando un factor de 2.5 se tiene:

$$M_{\text{freno}} = M_{\text{maximo}} \cdot K$$

$$M_{\text{freno}} = (2,485 \text{ N} \cdot \text{m}) \cdot 2.5$$

$$M_{\text{freno}} = 6,212.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2. Velocidad de baja.

En velocidad baja el motor tiene el siguiente momento máximo:

$$M_{\text{max}} = (74 \text{ N} \cdot \text{m})(3.4)$$

$$M_{max} = 251.6N \cdot m$$

De igual forma calculamos el momento de frenado. Para un factor de 2.5 se tiene:

$$M_{freno} = (251.6N \cdot m) \cdot 2.5$$

$$M_{freno} = 629N \cdot m$$

8.3. Calculo de frenos.

Para calcular el freno utilizaremos una zapata de 100mm de ancho. Sea la velocidad alta, de ecuación 59 tenemos:

$$M_{freno} = 4 \cdot b \cdot r^2 \cdot p \cdot \tan\psi \cdot a$$

De donde $p = 1Mpa$, $a = \frac{\pi}{4}$ y $\tan\psi = 0.3$. Sustituyendo estos valores se simplifica a:

$$M_{freno} = 0.09425Mpa \cdot r^2$$

Para un momento de frenado de $6,212.5N \cdot m$ se tiene el siguiente radio de disco:

$$6,212.5N \cdot m = 0.09425 \times 10^6 \frac{N}{m} \cdot r^2$$

$$r^2 = \frac{6,212.5}{0.09425 \times 10^6} m^2$$

$$r^2 = 0.06592m^2$$

$$r = \sqrt{0.06592m^2}$$

$$r = 0.25674m \therefore 256.739mm$$

$$150 < 250.739 < 350 \text{ (mm)}$$

Se cumple.

En conclusión se tendrá que acoplar al motor un disco de 500mm de diámetro para poder frenar el máximo momento proporcionado por el motor trifásico y en consecuencia el par generado por la carga.

Para el motor de baja se tiene:

$$629N \cdot m = 0.09425 \times 10^6 \frac{N}{m} \cdot r^2$$

$$r^2 = \frac{629}{0.09425 \times 10^6} m^2$$

$$r^2 = 0.00667 m^2$$

$$r = \sqrt{0.00667 m^2}$$

$$r = 0.08169 m \therefore 81.69 mm$$

$$150 > 81.69 < 350 \text{ (mm)}$$

No cumple.

Para este caso se tendrá que usar un radio mayor a 150mm. Si utilizamos un radio de 160mm, esto quiere decir un disco de 320mm de diámetro, se tiene:

$$M_{freno} = 0.09425 \times 10^6 \frac{N}{m} \cdot (0.16m)^2$$

$$M_{freno} = 2,412.8N \cdot m$$

$$2,412.8N \cdot m > 629N \cdot m$$

Se acepta

Por lo tanto se acepta la propuesta para un disco de 320mm de diámetro.

Sección 9: Diseño de viga puente.

9.1. Estimación de pesos y cargas a soportar por la viga puente.

La viga principal de la grúa tendrá que soportar, independientemente de la carga de izaje, los siguientes pesos: *tambores de acero, cable enrollado, ménsula, vigueta de elevación, poleas, accesorios y ejes, motores, transmisión, operadores, materia adicional (anclajes, soldaduras, frenos, bases de lámina de acero, etc.).*

Muchos de estos valores se tendrán que estimar para efectos de cálculo. La tabla 11 muestra la suma de estas cargas.

Estructuras, elementos y mecanismos de grúa.	Peso por unidad.	Cantidad.	Peso total.
Tambores de acero.	8,111.17kg	2pzas.	16,222.3kg
Cable de acero.	4.08kg/m	579.18m	2,363.05kg
Ménsula de acero.	251.99kg	1pza.	251.99kg
Vigueta de izaje.	1,862.92kg	1pza.	1,862.92kg
Poleas.	92kg	6pzas.	552kg
Accesorios y ejes (E.S.)	-	-	300kg
Motor de alta.	820kg	1pzas	820kg
Motor de baja.	125kg	1pzas	125kg
Peso de transmisión. (Engranés, rodamientos, Carter, tornillería etc.)	-	-	1,500kg
Operadores.	100kg	3 personas.	300kg
Peso de material adicional (anclajes, soldaduras, frenos, bases de lámina de acero, soportes, etc.).	-	-	1,000kg
Carga máxima a soportar.	-	-	90,000kg

Tabla 11. Pesos estimados de grúa.

9.2. Cargas en soportes de tambor.

La viga principal estará diseñada en base a la situación más desfavorable de la grúa. Esto es elevando su carga máxima. Existirán cinco cargas puntuales de las cuales cuatro pertenecerán a los soporte de los tambores.

Se tendrán en cuenta, para las cuatro cargas puntuales de los soportes, el peso de: los tambores de acero, cables, viga de izaje, ménsula de elevación, poleas, accesorios y ejes, además de considerar la carga máxima de 90 toneladas. Sumando estos valores se tiene:

$$Q_{soportes} = (16,222.3 + 1,120.29 + 251.99 + 2,363.05 + 552 + 300 + 90,000)kg$$

$$Q_{soportes} = 110,809.63kg$$

Que equivalen:

$$Q_{soportes} = 110,809.63kg \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$Q_{soportes} = 1,087,042.47N \therefore 1,087.043kN \downarrow$$

Pero hay que señalar que la carga se repartirá entre tres vigas puente y cuatro soportes por lo que la carga puntual será de:

$$Q_{soporte \text{ por viga}} = \frac{1,087.043kN}{(3vigas) \cdot (4soportes)}$$

$$Q_{soporte \text{ por viga}} = 90.587kN \downarrow$$

También existirá una carga puntual en el centro de la viga puente, que estará conformada por el peso de la transmisión, los motores de alta y baja, peso de material adicional y de operarios. Esto es:

$$Q_{central} = (820 + 125 + 1,500 + 300 + 1,000)kg$$

$$Q_{central} = 3,745kg$$

Que equivale:

$$Q_{central} = 36,738.5N \therefore 36.738kN \downarrow$$

Siendo que por viga se tiene:

$$Q_{central \text{ por viga}} = \frac{36.738kN}{(3vigas)}$$

$$Q_{central \text{ por viga}} = 12.246kN \downarrow$$

9.3. Diagrama de cuerpo libre y diseño de viga.

El diagrama de cuerpo libre para la viga puente sera como se ilustra en la figura 35. Bajo esta premisa seleccionaremos el perfil que mas nos convenga en base al factor de seguridad establecido.

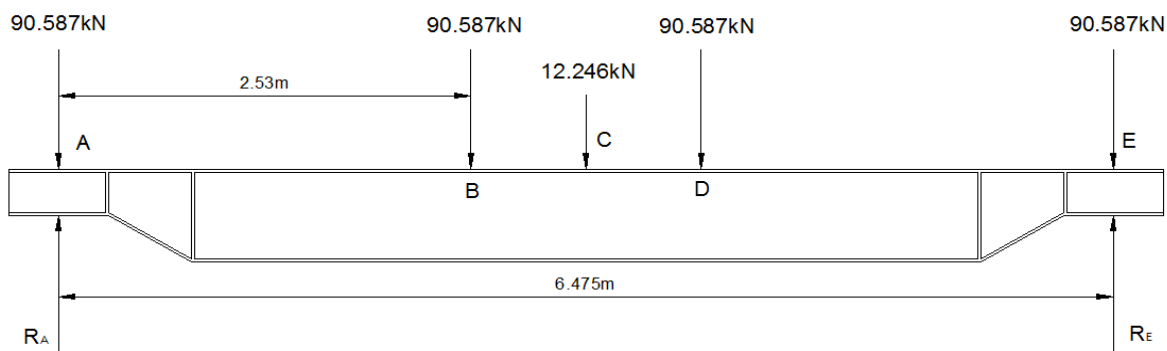


Ilustración 35. Diagrama de cuerpo libre de viga puente.

Como se aprecia en el diagrama de cuerpo libre (figura 35), las cargas son simétricas con respecto a C. Por lo tanto:

$$R_A = \frac{4 \cdot (90.587kN) + 12.246kN}{2}$$

$$R_A = 187.297kN$$

$$R_A = R_B$$

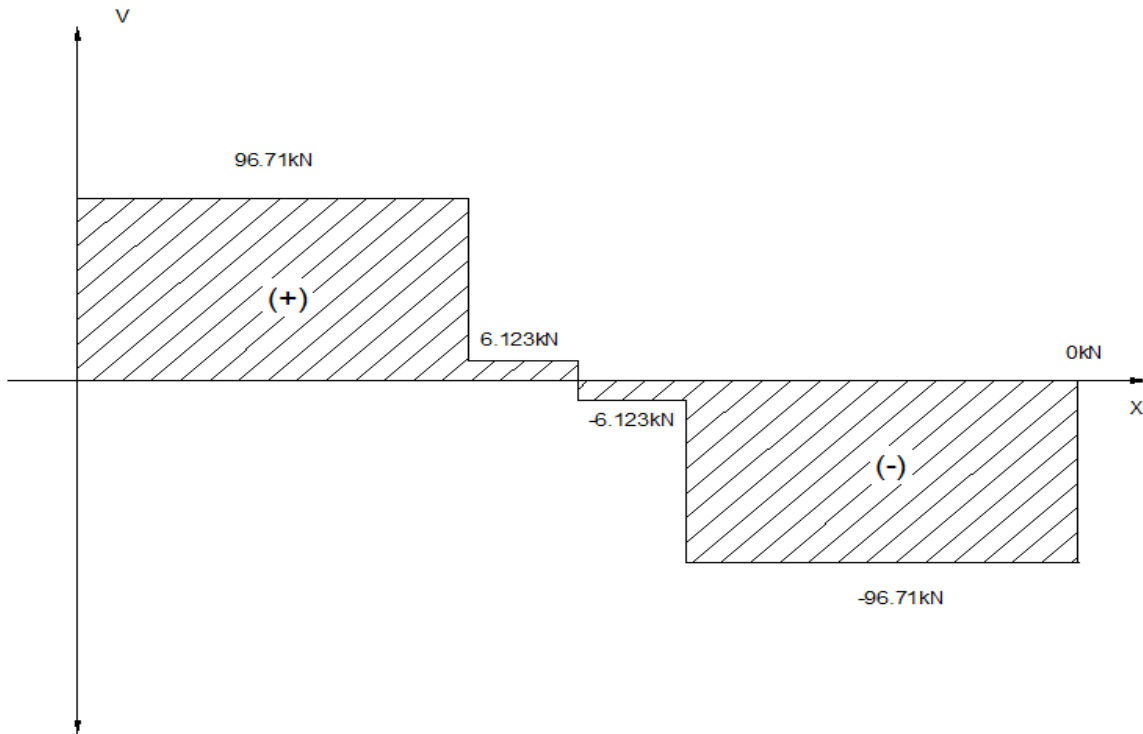


Ilustración 36. Diagrama de cortante.

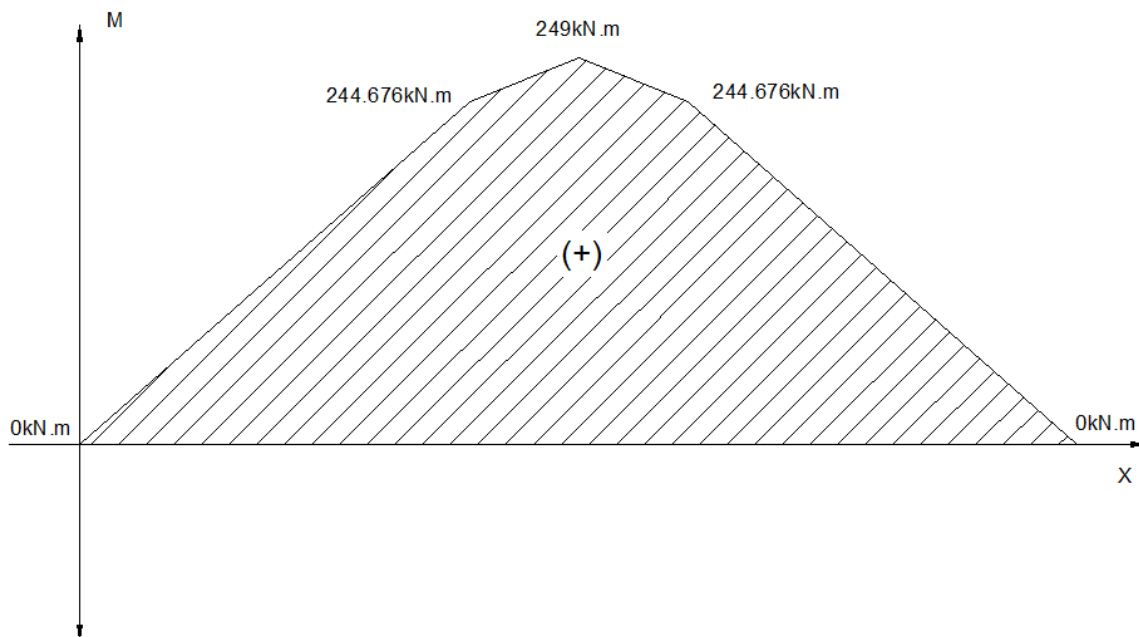


Ilustración 37. Diagrama de momentos.

Los siguientes datos fueron obtenidos (figura 36 y 37):

$$V_{max} = 96.301kN$$

$$M_{max} = 249kN \cdot m$$

Para un acero estructural ASTM A-36 y un factor de seguridad de 3 se tiene que el esfuerzo permisible es (ecuación 1):

$$n = \frac{S_Y}{S_P}$$

$$S_P = \frac{S_Y}{n}$$

$$S_P = \frac{250Mpa}{3} = 83.333Mpa$$

En diseño de vigas prismáticas no se considera la influencia debido a los esfuerzos cortantes y el esfuerzo de flexión es la que podría causar la falla prematura del elemento (esfuerzo cortante es muy inferior al de flexión). Por lo tanto hayamos el módulo de sección de la viga W (ecuación 10):

$$\sigma_{permisible} = \frac{|M|_{max} c}{I} \therefore \frac{|M|_{max}}{W}$$

$$83,333Kpa = \frac{249kN \cdot m}{W}$$

$$W = 0.002988m^3 \therefore 2,988.01cm^3$$

De catálogos (anexo B-5), para una viga europea I de alas paralelas normales:

$$IPE600 \rightarrow W = 3,070cm^3$$

Siendo la viga que más se aproxima al módulo de sección diseñado.



9.4. Peso de la viga puente.

Se necesitaran de tres vigas para la construcción de la viga puente. El peso nominal por cada metro de viga es de aproximadamente 122kg/m. Entonces calculando el peso tenemos:

$$P_{puente} = (3vigas) \left(122 \frac{kg}{m} \right) (6.745m)$$

$$P_{puente} = 2,468.67kg \approx 2.468t$$

Sección 10. Calculo de postes y motores para traslación.

10.1. Selección y diseño de perfil.

Para el perfil de poste seleccionaremos aquel que tenga un radio de giro elevado. Para esto emplearemos un perfil americano WF de alas paralelas. De catálogo (anexo B-6) elegimos:

Perfil americano H e I \rightarrow WF360x196

El área y radio de giro del perfil son:

$$A = 250.30\text{cm}^2$$

$$r_y = 9.55\text{cm}$$

La altura de la grúa desde los carriles hasta la viga puente es de 10 metros por lo que la relación efectiva de esbeltez es:

$$\frac{L}{r_y} = \frac{10\text{m}}{0.0955\text{m}}$$

$$\frac{L}{r_y} = 104.712$$

Calculando C_c de ecuación 66, para acero estructural ASTM-A36 ($E = 200\text{Gpa}$ y $\sigma_Y = 250\text{Mpa}$):

$$C_c^2 = \frac{2\pi^2 E}{\sigma_Y}$$

$$C_c^2 = \frac{2\pi^2(200 \times 10^9 \text{pa})}{(250 \times 10^6 \text{pa})}$$

$$C_c = \sqrt{15791.4}$$

$$C_c = 125.664$$

Por lo que:

$$104.712 < 125.664$$

Por lo tanto la viga es corta o intermedia. Para un factor de seguridad de cuatro calculamos el esfuerzo permisible de ecuación 68:

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{cr}}{F.S.} = \frac{\sigma_Y}{F.S.} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{L/r}{C_c} \right)^2 \right]$$

$$\sigma_{perm} = \frac{250 \times 10^6 \text{ pa}}{4} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{104.712}{125.664} \right)^2 \right]$$

$$\sigma_{perm} = 4.0802 \times 10^7 \text{ pa} \therefore 40.802 \text{ Mpa}$$

Este es el esfuerzo que la viga puede soportar antes de la falla por lo que el esfuerzo que soporte cada poste deberá ser inferior a este valor. Calculando el esfuerzo por poste:

$$\sigma_{poste} = \frac{(G_1 + G_2)/4 \text{ postes}}{A}$$

Donde G_1 es el peso muerto de la estructura y G_2 el peso del elemento suspendido.

$$G_1 + G_2 = (16,222.3 \text{ kg} + 2,363.05 \text{ kg} + 251.99 \text{ kg} + 1,862.92 + 552 \text{ kg} + 300 \text{ kg} + 820 \text{ kg} \\ + 125 \text{ kg} + 1,500 \text{ kg} + 300 \text{ kg} + 1,000 \text{ kg} + 90,000 \text{ kg} + 2,468.67 \text{ kg})$$

$$G_1 + G_2 = 117,765.93 \text{ kg}$$

Equivalentes a:

$$G_1 + G_2 = 1,155.28 \text{ kN}$$

Entonces:

$$\sigma_{poste} = \frac{1,155.28 \text{ kN}/4 \text{ postes}}{0.02503 \text{ m}^2}$$

$$\sigma_{poste} = 11,538.95 \text{ kpa} \therefore 11.538 \text{ Mpa}$$

$$11.538\text{Mpa} < 40.802\text{Mpa}$$

Se acepta.

10.2. Calculo de peso en postes.

El peso de los postes se calcula como sigue:

$$P_{postes} = \left(196.40 \frac{\text{kg}}{\text{m}}\right) (10\text{m})(4\text{postes})$$

$$P_{postes} = 7,856\text{kg}$$

10.3. Motores de traslación.

Ya definido las partes principales de la grúa, es posible calcular el motor de traslación. Esto es mediante la ecuación 37 y el anexo A-1

$$P_w = \frac{(G_1 + G_2) \cdot W \cdot V_{tras}}{4,500,000 \cdot \eta} \quad (\text{CV})$$

Considerando un coeficiente de rozamiento por rodamientos y añadiendo el peso de los postes se tiene:

$$P_w = \frac{(117,765.93\text{kg} + 7,856\text{kg}) \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 20 \cdot 10.104 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{4,500,000 \cdot 0.85} \quad (\text{CV})$$

$$P_w = 6.511\text{CV}$$

Usar motor de 7.5CV, 5.5kW tipo 1LS1 135 – 4AA2.

Calculando el par de arranque ecuación 39 (velocidad del motor: 1,410RPM):

$$M_w = \frac{7.5\text{CV} \cdot 716}{1,410\text{RPM}} \quad (\text{daN} \cdot \text{m})$$

$$M_w = 3.809\text{daN} \cdot \text{m}$$

Calculando el par de inercia para masas movidas linealmente (ecuación 41 y 42):

$$\mu = \frac{V_{traslación}}{\pi \cdot \eta_1} \quad (\text{m})$$

$$\mu = \frac{10.104 \frac{m}{\text{min}}}{\pi \cdot 1,410 \text{RPM}}$$

$$\mu = 0.002281 \text{m}$$

$$GD_1^2 = \frac{(G_1) \cdot \mu^2}{\eta} \quad (\text{daN} \cdot \text{m}^2)$$

$$GD_1^2 = \frac{(33,207.02 \text{kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \cdot (0.002281 \text{m})^2}{10 \cdot 0.85}$$

$$GD_1^2 = 0.199402 \text{daN} \cdot \text{m}^2$$

Ecuación 40:

$$M_B = \frac{\sum GD_1^2 \cdot \eta_1}{375 \cdot t_a} \quad (\text{daN} \cdot \text{m})$$

$$M_B = \frac{0.206441 \text{daN} \cdot \text{m}^2 (1,410 \text{RPM})}{375 \cdot 6 \text{seg}}$$

$$M_B = 0.7486 \text{daN} \cdot \text{m}$$

$$M_A = 0.7486 \text{daN} \cdot \text{m} + 3.809 \text{daN} \cdot \text{m} = 4.5576 \text{daN} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{motor}} = 37 \text{N} \cdot \text{m} (2.7) = 99.9 \text{N} \cdot \text{m}$$

Por lo tanto:

$$99.9 \text{N} \cdot \text{m} > 45.576 \text{N} \cdot \text{m}$$

El motor está bien seleccionado.



9. Conclusiones.

El diseño de una grúa tipo pórtico requiere de muchas consideraciones que el proyectista debe de tener en cuenta. Estas condiciones deberán ser analizadas de tal manera que la estructura y los mecanismos que intervienen en el izaje de la carga no se vean alterados en sus funciones. Cabe señalar que si cualquiera de las partes que conforma la maquina se viera afectada por estos factores, podrían generar daños a la infraestructura de la empresa, comprometiendo a su vez la seguridad de los trabajadores y operarios.

Es por eso que las normativas vigentes como la DIN y FEM son aplicables, ya que estas normas son fruto de pruebas realizadas bajo estándares de seguridad. La experiencia de muchos ingenieros y proyectistas ha llevado al enriquecimiento de dichas normas.

Para la central hidroeléctrica Malpaso es importante trabajar con seguridad ya que en diversas maniobras de elevación, no solo de obra de toma, se requiere del apoyo de mucho personal.

El cálculo de los frenos, por ejemplo, es un aspecto importantísimo en el diseño de estos dispositivos. El mecanismo de freno es quien se encarga de contrarrestar el par generado por la carga y el motor eléctrico, siendo de gran interés conocer si ambos momentos podrán ser vencidos por la acción del actuador y las mordazas. Si no se calcula con el debido razonamiento, el diseño fallara, provocando que los motores se dañen y en el peor de los casos, la precipitación de la carga por efectos de gravedad.

El mantenimiento debe ser periódico, principalmente en los cables de acero, frenos, actuadores, motores eléctricos y poleas que son más propensos a la falla por fatiga de material. Se debe supervisar el engrase y la protección del mecanismo contra inclemencias ambientales.

Finalmente, la importancia de tener diagramas es vital. El remplazo de piezas y accesorios requieren de las especificaciones de cada diseño.



10. Bibliografía.

- 1) FERDINAND P. Beer, E. Russell Johnston Jr., John T. De Wolf. Mecánica de materiales, cuarta edición. Mc. Graw-Hill interamericana. Impreso en china 2007.
- 2) FERDINAND P. Beer, E. Russell Johnston Jr., Elliot R. Esenberg. Mecánica Vectorial para ingenieros, Estática, octava edición. Mc. Graw-Hill interamericana. Impreso en china 2007.
- 3) LARRODÉ Emilio, Antonio Miravete. Grúas. Servicio de Publicaciones, Centro Politécnico Superior Universidad de Zaragoza. Impreso en Zaragoza 1996.
- 4) MIRAVETE Antonio, Emilio Larrodé, Luis Castejón, Jesús Cuartero. Los transporte en la ingeniería industrial (teoría). Editorial Reverte. Impreso en España 2002.
- 5) MIRAVETE Antonio, Emilio Larrodé, Luis Castejón, Jesús Cuartero. Los transportes en la ingeniería industrial (problemas y practicas). Editorial Reverte. Impreso en España 2002.
- 6) SHIGLEY Joseph Edward, Larry D. Mitchell. Diseño en ingeniería mecánica. Editorial Mc. Graw-Hill. Impreso en México 1985.
- 7) FAIRES V.M. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Montaner y Simón, S.A. Impreso en Barcelona 1991.
- 8) LENT Deane. Análisis y proyecto de mecanismo. Editorial Prentice Hall. Impreso en España 2003.
- 9) GREINER H.G. Crane Handbook. Whiting Corporation. Impreso en Harvey Illinois.
- 10) www.almacencarazo.com ESPECIFICACIONES DEL ACERO ESTRUCTURAL ASTM-A36.
- 11) Catálogo de vigas COMPROMET
- 12) Catálogo de planchas SACK

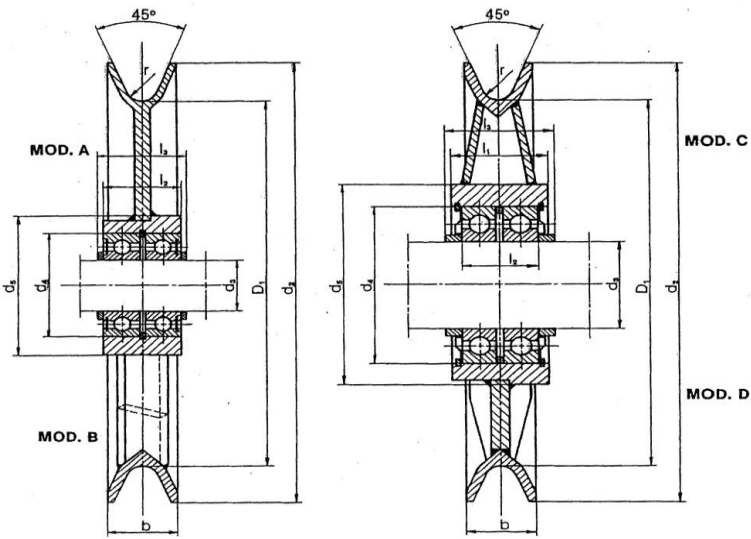
11. Anexos.

Anexo A-1. Catálogo de motores trifásicos.

Potencia nominal.		Tensión de servicio. V	Tipo	Peso kg.	Par en N.m.	Relación entre par máximo y nominal.	Velocidad. R.P.M
CV	kW						
5.5	4	220/380	1LS1 133-4AA2.		27	2.8	1,410
7.5	5.5	220/380	1LS1 135-4AA2.		37	2.7	1,410
10	7.5	220/380	1LS1 163-4AA2.		50	3.0	1,425
15	11	220/380	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		74	3.4	1,440
20	15	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		101	4	1,445
25	18.5	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		124	3.8	1,450
30	22	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		148	4	1,450
40	30	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		201	3.9	1,455
50	37	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		247	3.8	1,460
60	45	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		300	4.2	1,465
82	60	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		392	4	1,470
100	75	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		497	4	1,475
125	90	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		582	3.8	1,475
150	110	220/380 500	1LS1 166-4AA2. 4AA3.		712	4	1,475

Anexo A-2. Poleas con rodamiento de bolas.

	<p>POLEAS LAMINADAS POLEX CON RODAMIENTOS DE BOLAS</p> <p>D_1: aprox. 23 x diámetro de cable</p>	<p>030.014 MAYO 95 1/2</p>
--	--	------------------------------------




EJEMPLO DE PEDIDO:
Polea tipo 014 con rodamientos a bola
Modelo C
 $D_1 = 900$ mm.
 $d_3 = 150$ mm.
 $r = 22,5$ mm.
Denominación **014.90.30 mod. C.**

Bajo pedido especial se pueden modificar las cotas l_1 , l_2 y l_3 .
En el caso de que $b \geq l_3$ se puede aumentar éste por medio de anillos distanciadores.

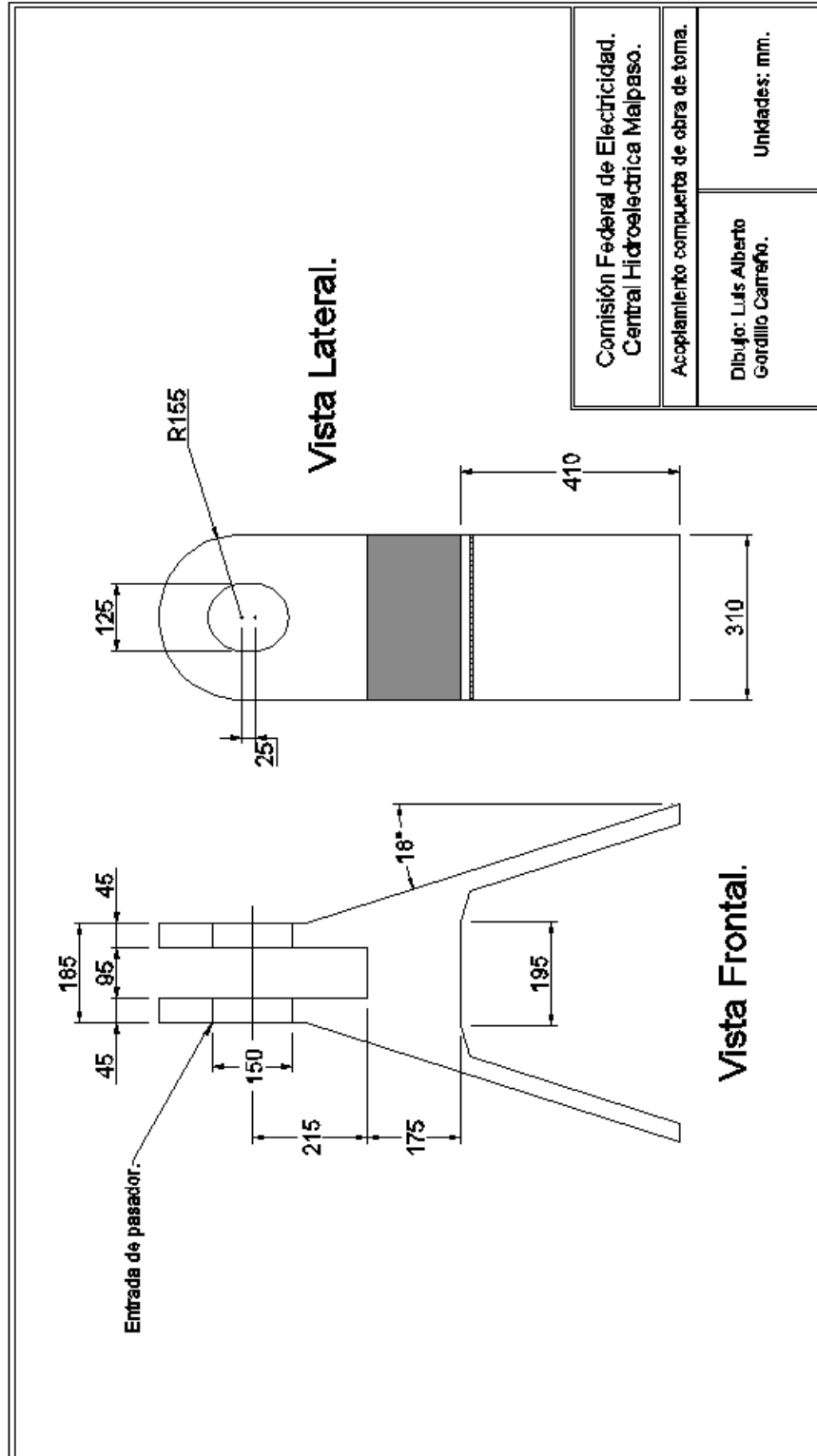
D_1	Ø de cable	r	d_2	b	d_3	d_4^{M7}	d_5	$l_{1,0,2}$	l_2	$l_{3,0,2}$	Rodamiento	Pesos	Referencia
112	4-5	2,8	132	18	15	32	50	20	20	23	6002 Z	1,3	014.11.02
					20	42	60	26	26	30	6004 Z		014.11.04
					25	47	70	26	26	30	6005 Z		014.11.05
					30	55	70	28	28	33	6006 Z		014.11.06
125	5-6	3,2	150	22	20	42	60	26	26	30	6004 Z	1,8	014.12.04
					25	47	70	26	26	30	6005 Z		014.12.05
					30	55	70	28	28	33	6006 Z		014.12.06
					35	62	80	30	30	35	6007 Z		014.12.07
160	6-8	4	190	28	25	47	70	26	26	30	6005 Z	2,2	014.16.05
					30	55	70	28	28	33	6006 Z		014.16.06
					35	62	90	30	30	35	6007 Z		014.16.07
					40	68	90	32,5	32,5	37,5	6008 Z		014.16.08
					50	80	100	34,5	34,5	40,5	6010 Z		014.16.10
200	8-10	5	235	32	30	55	70	28	28	33	6006 Z	3,8	014.20.06
					35	62	90	30	30	35	6007 Z		014.20.07
					40	68	90	32,5	32,5	37,5	6008 Z		014.20.08
					50	80	100	34,5	34,5	40,5	6010 Z		014.20.10
					60	95	125	39	39	45	6012 Z		014.20.12
225	10-11	5,6	260	34	35	72	100	36,5	36,5	41,5	6207 Z	6	014.22.07
					40	80	100	38,5	38,5	43,5	6208 Z		014.22.08
					50	90	115	43	43	49	6210 Z		014.22.10
					60	110	140	48	48	54	6212 Z		014.22.12
					70	125	160	52	52	59	6214 Z		014.22.14
250	10-12,5	6,3	290	36	40	80	100	38,5	38,5	43,5	6208 Z	7	014.25.08
					50	90	115	43	43	49	6210 Z		014.25.10
					60	110	140	48	48	54	6212 Z		014.25.12
					70	125	160	52	52	59	6214 Z		014.25.14
280	12-13	7	325	38	50	90	115	43	43	49	6210 Z	9	014.28.10
					60	110	140	48	48	54	6212 Z		014.28.12
					70	125	160	52	52	59	6214 Z		014.28.14
					80	140	180	56	56	63	6216 Z		014.28.16



Anexo A-2 (continuación). Poleas con rodamiento de bolas.

		POLEAS LAMINADAS POLEX CON RODAMIENTOS DE BOLAS										030.014 MAYO 95 2/2	
D ₁ : aprox. 23 x diámetro de cable													
D ₁	Ø de cable	r	d ₂	b	d ₃	d ₄ ^{M7}	d ₅	l _{1-0,2}	l ₂	l _{3-0,2}	Rodamiento	Pesos	Referencia
315	13-15	8	359	40	50	90	115	43	43	49	6210 Z	12	014.31.10
					60	110	140	48	48	54	6212 Z	12,8	014.31.12
					70	125	160	52	52	59	6214 Z	13,2	014.31.14
					80	140	180	56	56	63	6216 Z	13,9	014.31.16
355	15-17	9	411	48	60	110	140	48	48	54	6212 Z	17	014.35.12
					70	125	160	52	52	59	6214 Z	17,5	014.35.14
					80	140	180	56	56	63	6216 Z	18	014.35.16
					90	160	200	64	64	71	6218 Z	19,5	014.35.18
400	16-19	10	456	50	60	110	140	48	48	54	6212 Z	21,5	014.40.12
					70	125	160	52	52	59	6214 Z	22	014.40.14
					80	140	180	56	56	63	6216 Z	23	014.40.16
					90	160	200	64	64	71	6218 Z	24,5	014.40.18
					100	180	230	72	72	79	6220 Z	27	014.40.20
450	18-21	11	525	60	70	125	160	52	52	59	6214 Z	30	014.45.14
					80	140	180	56	56	63	6216 Z	31,5	014.45.16
					90	160	200	64	64	71	6218 Z	34	014.45.18
					100	180	230	72	72	79	6220 Z	38	014.45.20
					110	200	255	80	80	87	6222 Z	40	014.45.22
500	20-24	12,5	570	60	80	140	180	56	56	63	6216 Z	46	014.50.16
					90	160	200	64	64	71	6218 Z	48	014.50.18
					100	180	230	72	72	79	6220 Z	50	014.50.20
					110	200	255	80	80	87	6222 Z	55	014.50.22
					120	215	270	105	85	110	6224	58	014.50.24
560	23-26	14	630	60	90	160	200	64	64	71	6218 Z	55	014.56.18
					100	180	230	72	72	79	6220 Z	57	014.56.20
					110	200	255	80	80	87	6222 Z	62	014.56.22
					120	215	270	105	85	110	6224	67	014.56.24
					140	210	265	100	80	105	6028	67	014.56.28
630	26-31	16	710	70	100	180	230	72	72	79	6220 Z	76	014.63.20
					110	200	255	80	80	87	6222 Z	81	014.63.22
					120	215	270	105	85	110	6224	86	014.63.24
					140	210	265	100	80	105	6028	86	014.63.28
					150	225	280	100	80	105	6030	90	014.63.30
710	30-34	18	810	80	110	200	255				6222 Z	92	014.71.22
					120	215	270				6224	97	014.71.24
					140	210	265	80	80	87	6028	97	014.71.28
					150	225	280	115	95	120	6030	101	014.71.30
					160	240	290				6032	105	014.71.32
					170	260	325				6034	111	014.71.34
800	32-38	20	900	83	120	215	270				6224	131	014.80.24
					130	230	280				6226	133	014.80.26
					140	210	265	120	100	125	6028	127	014.80.28
					150	225	280				6030	131	014.80.30
					160	240	290				6032	133	014.80.32
					180	280	325				6036	141	014.80.36
900	37-43	22,5	1020	100	130	215	270				6226	181	014.90.26
					140	210	265				6028	175	014.90.28
					150	225	280	130	110	135	6030	179	014.90.30
					160	240	290				6032	183	014.90.32
					180	280	325				6036	189	014.90.36
					200	310	370				6040	198	014.90.40
1000	40-46	25	1135	110	140	210	265				6028	223	014.100.28
					150	225	280				6030	227	014.100.30
					160	240	290	140	120	150	6032	230	014.100.32
					180	280	325				6036	237	014.100.36
					200	310	370				6040	246	014.100.40
					220	340	405				6044	270	014.100.44

Anexo B-1. Acoplamiento de la compuerta de obra de toma.



Anexo B-2. Perfiles europeos de canales de ala inclinada. COMPROMET.

UPN

PERFIL EUROPEO NORMAL EN U DE ALAS INCLINADAS

Dimensiones: Norma UNE 36522
Tolerancias: EN - 10279
Calidad de Acero: EN - 10025, S 275 JR ; ASTM A - 36

UPN	DIMENSIONES						Sección cm ²	Peso kg/m	Momento de Inercia cm ⁴		Módulo Resistente cm ³		Radio de Giro cm	
	h	b	t	e	R	R _i			I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
	mm													
50	50	38	5,0	7,0	7,0	3,5	7,12	5,59	26,4	9,12	10,6	3,75	1,93	1,13
65	65	42	5,5	7,5	7,5	4,0	9,03	7,09	57,5	14,1	17,7	5,07	2,52	1,25
80	80	45	6,0	8,0	8,0	4,0	11,0	8,64	106,0	19,4	26,5	6,36	3,10	1,33
100	100	50	6,0	8,5	8,5	4,5	13,5	10,6	206,0	29,3	41,2	8,49	3,91	1,47
120	120	55	7,0	9,0	9,0	4,5	17,0	13,4	364,0	43,2	60,7	11,1	4,62	1,59
140	140	60	7,0	10,0	10,0	5,0	20,4	16,0	605,0	62,7	86,4	14,8	5,45	1,75
160	160	65	7,5	10,5	10,5	5,5	24,0	18,8	925,0	85,3	116,0	18,3	6,21	1,89
180	180	70	8,0	11,0	11,0	5,5	28,0	22,0	1350,0	114,0	150,0	22,4	6,95	2,02
200	200	75	8,5	11,5	11,5	6,0	32,2	25,3	1910,0	148,0	191,0	27,0	7,70	2,14
220	220	80	9,0	12,5	12,5	6,5	37,4	29,4	2690,0	197,0	245,0	33,6	8,48	2,30
240	240	85	9,5	13,0	13,0	6,5	42,3	33,2	3600,0	248,0	300,0	39,6	9,22	2,42
260	260	90	10,0	14,0	14,0	7,0	48,3	37,9	4820,0	317,0	371,0	47,7	9,99	2,56
280	280	95	10,0	15,0	15,0	7,5	53,3	41,8	6280,0	399,0	448,0	57,2	10,9	2,74
300	300	100	10,0	16,0	16,0	8,0	58,8	46,2	8030,0	495,0	535,0	67,8	11,69	2,90
320	320	100	14,0	17,5	17,5	8,75	75,8	59,5	10870	597,0	679,0	80,6	12,10	2,81
350	350	100	14,0	16,0	16,0	8,0	77,3	60,6	12840	570,0	734,0	75,0	12,9	2,72
380	380	102	13,5	16,0	16,0	8,0	80,4	63,1	15760	615,0	829,0	78,7	14,0	2,77
400	400	110	14,0	18,0	18,0	9,0	91,5	71,8	20350	846,0	1020,0	102,0	14,9	3,04

Anexo B-3. Catálogo de planchas de acero. Empresa: SACK.

Planchas Gruesas

Espesor mm.	Peso teórico kg/m ²
6,0	48,00
8,0	64,00
10,0	80,00
12,0	96,00
14,0	112,00
16,0	128,00
18,0	144,00
20,0	160,00
22,0	176,00
25,0	200,00
28,0	224,00
32,0	256,00
35,0	280,00
38,0	304,00
45,0	360,00
50,0	400,00
63,0	504,00
75,0	600,00
100,0	800,00

Calidades: Casco Barco.
ASTM A - 36, T - 500
Anchos : 2000, 2440, 3000
Largos : 6 y 12 m. y largos especiales.



Anexo B-4. Catálogo de cables de 6 cordones, alma metálica.

		Carga de rotura efectiva	
Diámetro nominal mm	Peso aproximado Kg/100 m	180 kg/mm ²	200 kg/mm ²
		Kgf	Kgf
8	25,5	4.110	4.554
10	69,8	6.426	6.650
12	57,3	9.251	10.200
13	67,3	10.812	12.036
14	78,0	12.648	13.974
16	102,0	16.422	18.258
18	129,0	20.808	23.052
19	144,0	23.154	25.704
20	159,0	25.704	28.458
22	193,0	31.110	34.476
24	229,0	37.026	41.004
26	269,0	43.452	48.144
28	312,0	50.388	55.794
30	358,0	57.834	64.056
32	408,0	65.790	72.930
36	516,0	83.334	92.208
40	637,0	103.020	114.240
44	771,0	124.440	137.700
48	917,0	147.900	164.220
50	995,0	161.160	177.480
52	1.080,0	173.400	192.780
54	1.160,0	187.680	207.060
56	1.250,0	201.960	223.380

B-5. Catálogo de vigas europeas I de alas paralelas.

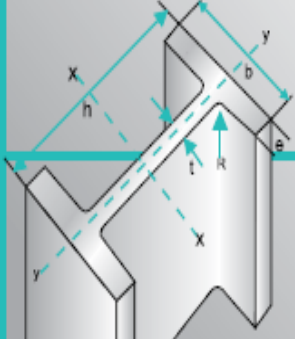
IPE

VIGAS EUROPEAS I DE ALAS PARALELAS NORMALES

Dimensiones: UNE - 36526 - EURONORMA 19
Tolerancias: EN -10034
Calidad de Acero: EN - 10025, S 275 JR ; ASTM A - 36

IPE	DIMENSIONES					Sección cm ²	Peso kg/m	Momento de Inercia cm ⁴		Módulo Resistente cm ³		Radio de Giro cm	
	h	b	t	e	R			I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
	mm												
80	80	46	3,8	5,2	5	7,64	6,0	80,1	8,49	20,0	3,69	3,24	1,05
100	100	55	4,1	5,7	7	10,3	8,1	171	15,9	34,2	5,79	4,07	1,24
120	120	64	4,4	6,3	7	13,2	10,4	318	27,7	53,0	8,65	4,90	1,45
140	140	73	4,7	6,9	7	19,4	12,9	541	44,9	77,3	12,30	5,74	1,65
160	160	82	5,0	7,4	9	20,1	15,8	869	68,3	109,0	16,70	6,58	1,84
180	180	91	5,3	8,0	9,0	23,9	18,8	1320	101	146,0	22,20	7,43	2,05
200	200	100	5,6	8,5	12	28,5	22,4	1940	142	194,0	28,50	8,25	2,24
220	220	110	5,9	9,2	12	33,4	26,2	2770	205	252	37,30	9,11	2,48
240	240	120	6,2	9,8	11	39,1	30,7	3890	284	324	47,30	9,97	2,70
270	270	135	6,6	10,2	15	45,9	36,1	5790	420	429	62,20	11,23	3,02
300	300	150	7,1	10,7	15	53,8	42,2	8360	604,0	557	80,50	12,47	3,35
330	330	160	7,5	11,5	18	62,6	49,1	11770	788,0	713	98,5	13,70	3,55
360	360	170	8,0	12,7	18	72,7	57,1	16270	1040,0	904	123	14,96	3,78
400	400	180	8,6	13,5	21	84,5	66,3	23130	1320	1160	146	16,54	3,95
450	450	190	9,4	14,6	21	98,8	77,7	33740	1680	1500	176	18,48	4,12
500	500	200	10,2	16,0	24	116	90,7	48200	2140	1930	214	20,38	4,30
550	550	210	11,1	17,2	24	134	106	67120	2670	2440	254	22,38	4,77
600	600	220	12,0	19,0	24	156	122	92080	3387	3070	308	24,3	4,66

B-6. Catálogo de vigas. Perfil americano H e I de alas paralelas.



WF

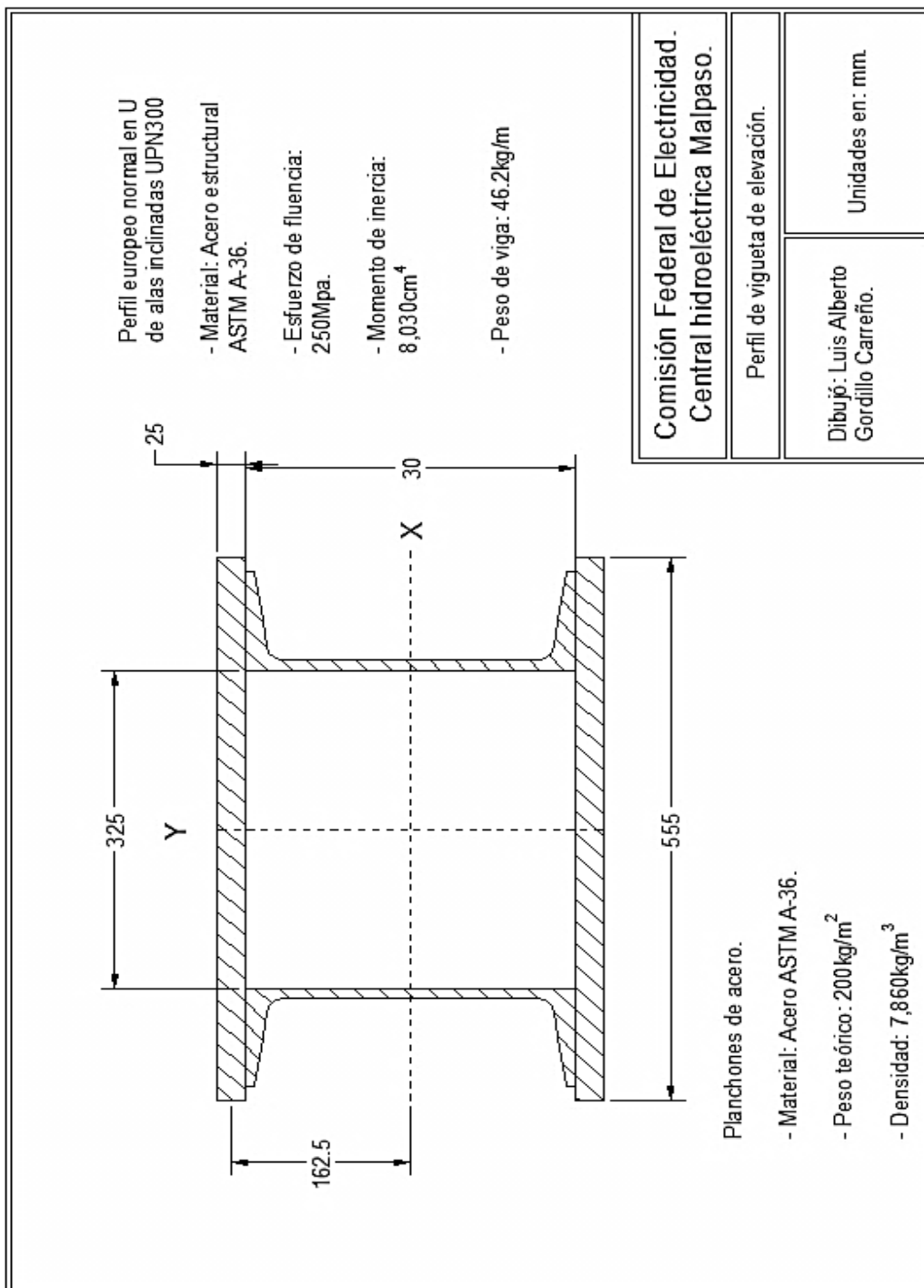
PERFIL AMERICANO H e I DE ALAS PARALELAS

Dimensiones: ASTM - A 6
Tolerancias: ASTM - A 6
Calidad de Acero: ASTM - A 572 GR - 50

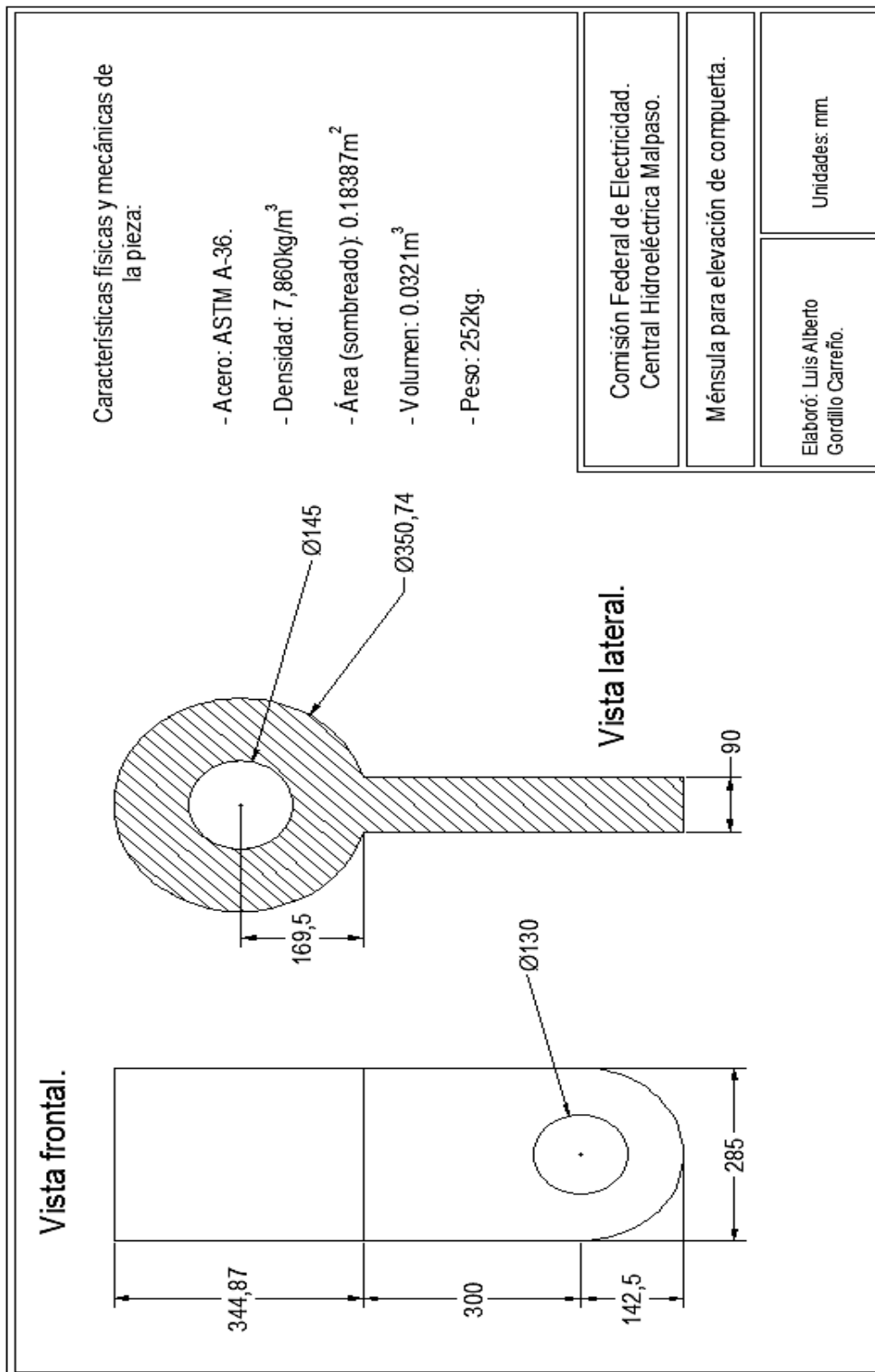
WF		DIMENSIONES				Sección	Peso	Momento de Inercia		Módulo Resistente		Radio de Giro	
		h	b	t	e			cm ⁴	cm ³	cm	cm		
mm x kg/m	Pulg x Lbs/Pie	mm				cm ²	kg/m	I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
W 360 X 64,0	W 14 X 43	347	203	7,7	13,5	81,70	64,00	17.890,0	1.885,0	103,1	18,57	14,80	4,80
W 360 X 72,0	W 14 X 48	350	204	8,6	15,1	91,30	72,00	20.169,0	2.140,0	1.152,5	209,80	14,86	4,84
W 360 X 79,0	W 14 X 53	354	205	9,4	16,8	101,20	79,00	22.713,0	2.416,0	1.283,2	235,70	14,98	4,89
W 360 X 91,0	W 14 X 61	353	254	9,5	16,4	115,00	91,00	26.600,0	4.450,0	1.510,0	352,00	15,20	6,22
W 360 X 101,0	W 14 X 68	357	255	10,5	18,3	129,00	101,00	30.100,0	5.040,0	1.690,0	397,00	15,30	6,25
W 360 X 110,0	W 14 X 74	360	256	11,4	19,9	140,80	110,00	35.100,0	5.580,0	1.840,0	436,00	15,30	6,30
W 360 X 122,0	W 14 X 82	363	257	13,0	21,7	155,30	122,00	36.700,0	6.160,0	202,0	480,00	15,40	6,30
W 360 X 134,0	W 14 X 90	356	369	11,2	18,0	171,00	133,90	41.600,0	15.100,0	2.340,0	818,00	15,60	9,40
W 360 X 147,0	W 14 X 99	360	370	12,3	19,8	187,70	147,30	46.200,0	16.700,0	2.570,0	905,00	15,70	9,42
W 360 X 162,0	W 14 X 109	364	371	13,3	21,8	206,50	162,20	51.600,0	18.600,0	2.830,0	1.000,00	15,80	9,47
W 360 X 179,0	W 14 X 120	368	373	15,0	23,9	227,70	178,60	57.400,0	20.600,0	3.110,0	1.110,00	15,80	9,50
W 360 X 196,0	W 14 X 132	372	374	16,4	26,2	250,30	196,40	63.700,0	22.800,0	3.420,0	1.220,00	16,00	9,55
W 410 X 38,8	W 16 X 28	399	140	6,4	8,8	50,30	38,80	12.777,0	404,0	640,5	57,70	15,94	2,83
W 410 X 46,1	W 16 X 31	403	140	7,0	11,2	59,20	46,10	15.890,0	514,0	778,7	73,40	16,27	2,95
W 410 X 53,0	W 16 X 36	403	177	7,5	10,9	66,40	53,00	18.734,0	1.009,0	929,7	114,00	16,55	3,84
W 410 X 60,0	W 16 X 40	407	178	7,7	12,8	76,20	60,00	21.707,0	1.205,0	1.066,7	135,40	16,88	3,98
W 410 X 67,0	W 16 X 45	410	179	8,8	14,4	86,30	67,00	24.678,0	1.379,0	1.203,8	154,10	16,91	4,00
W 410 X 75,0	W 16 X 50	413	180	9,7	16,0	95,80	75,00	27.616,0	1.559,0	1.337,3	173,20	16,98	4,03
W 410 X 85,0	W 16 X 57	417	181	10,9	18,2	108,40	85,00	31.600,0	1.790,0	1.510,0	198,00	17,10	4,16
W 480 X 52,0	W 18 X 35	450	152	7,6	10,8	66,80	52,00	21.370,0	634,0	949,8	83,50	17,91	3,09
W 480 X 60,0	W 18 X 40	455	153	8,0	13,3	76,20	60,00	25.652,0	796,0	1.127,6	104,10	18,35	3,23
W 480 X 68,0	W 18 X 46	459	154	9,1	15,4	87,60	68,00	29.851,0	941,0	1.300,7	122,20	18,46	3,28
W 480 X 74,0	W 18 X 50	457	190	9,0	14,5	94,90	74,00	33.415,0	1.661,0	1.462,4	174,80	18,77	4,18
W 480 X 82,0	W 18 X 55	460	191	9,9	16,0	104,70	82,00	37.157,0	1.862,0	1.615,5	195,00	18,84	4,22
W 480 X 89,0	W 18 X 60	463	192	10,5	17,7	114,10	89,00	41.105,0	2.093,0	1.775,6	218,00	18,98	4,28
W 480 X 97,0	W 18 X 65	466	193	11,4	19,1	123,20	97,00	44.500,0	3.280,0	1.920,0	236,00	19,00	4,29
W 480 X 106,0	W 18 X 71	469	194	12,8	20,6	134,20	107,00	48.700,0	2.510,0	2.080,0	256,00	19,00	4,32
W 480 X 128,0	W 18 X 86	467	282	12,2	19,6	163,00	128,00	63.690,0	7.333,0	2.728,0	520,10	19,73	6,70
W 480 X 177,0	W 18 X 119	482	286	16,6	26,9	226,00	177,00	91.040,0	10.510,0	3.777,0	734,70	20,07	6,82
W 530 X 66,0	W 21 X 44	525	165	8,9	11,4	83,60	66,00	34.971,0	857,0	1.332,2	103,90	20,46	3,20
W 530 X 72,0	W 21 X 48	524	207	9,0	10,9	91,60	72,00	39.969,0	1.515,0	1.525,5	156,00	20,89	4,20

Planos de grúa tipo pórtico para la obra de toma de la central hidroeléctrica Malpaso.

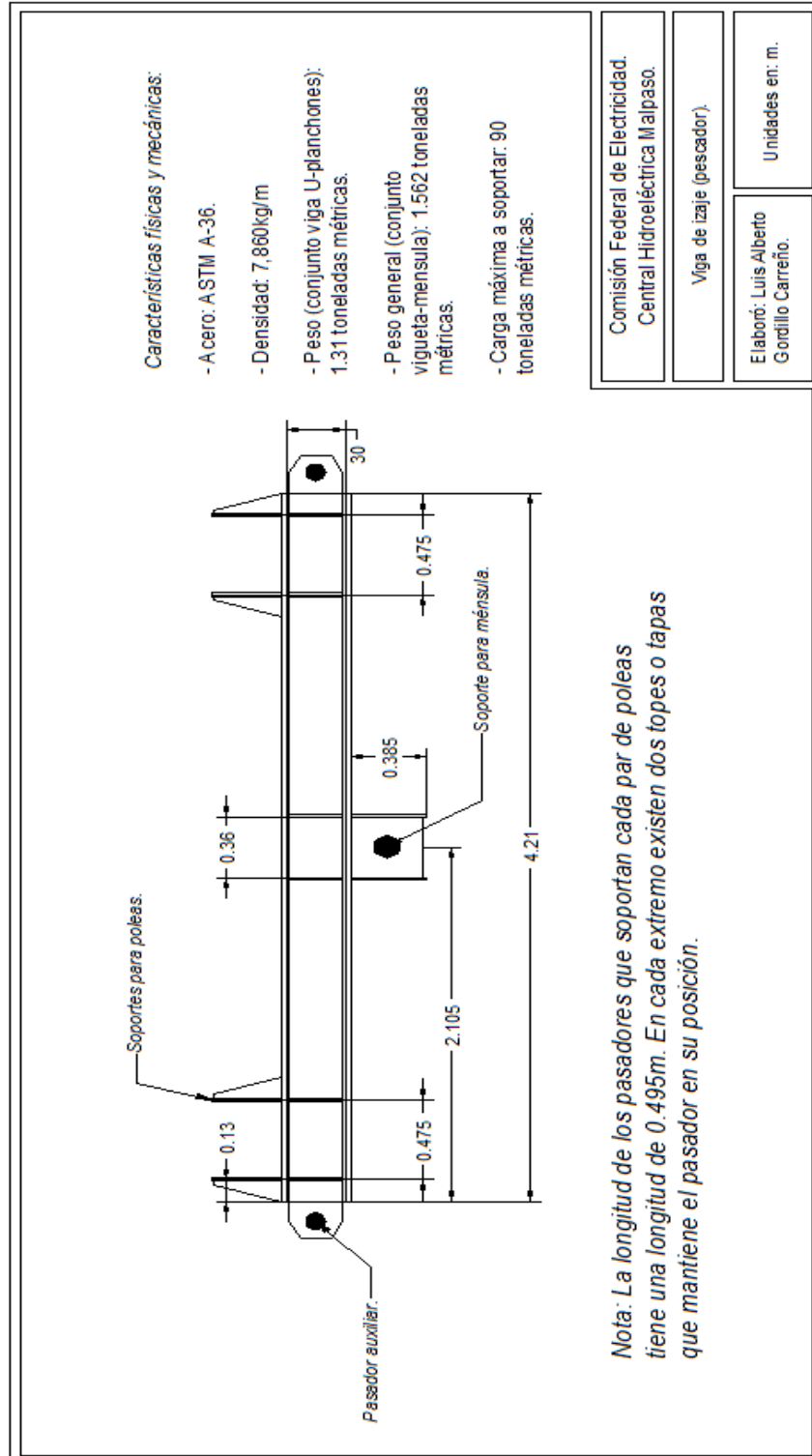
Plano C-1. Perfil de viga de elevación.



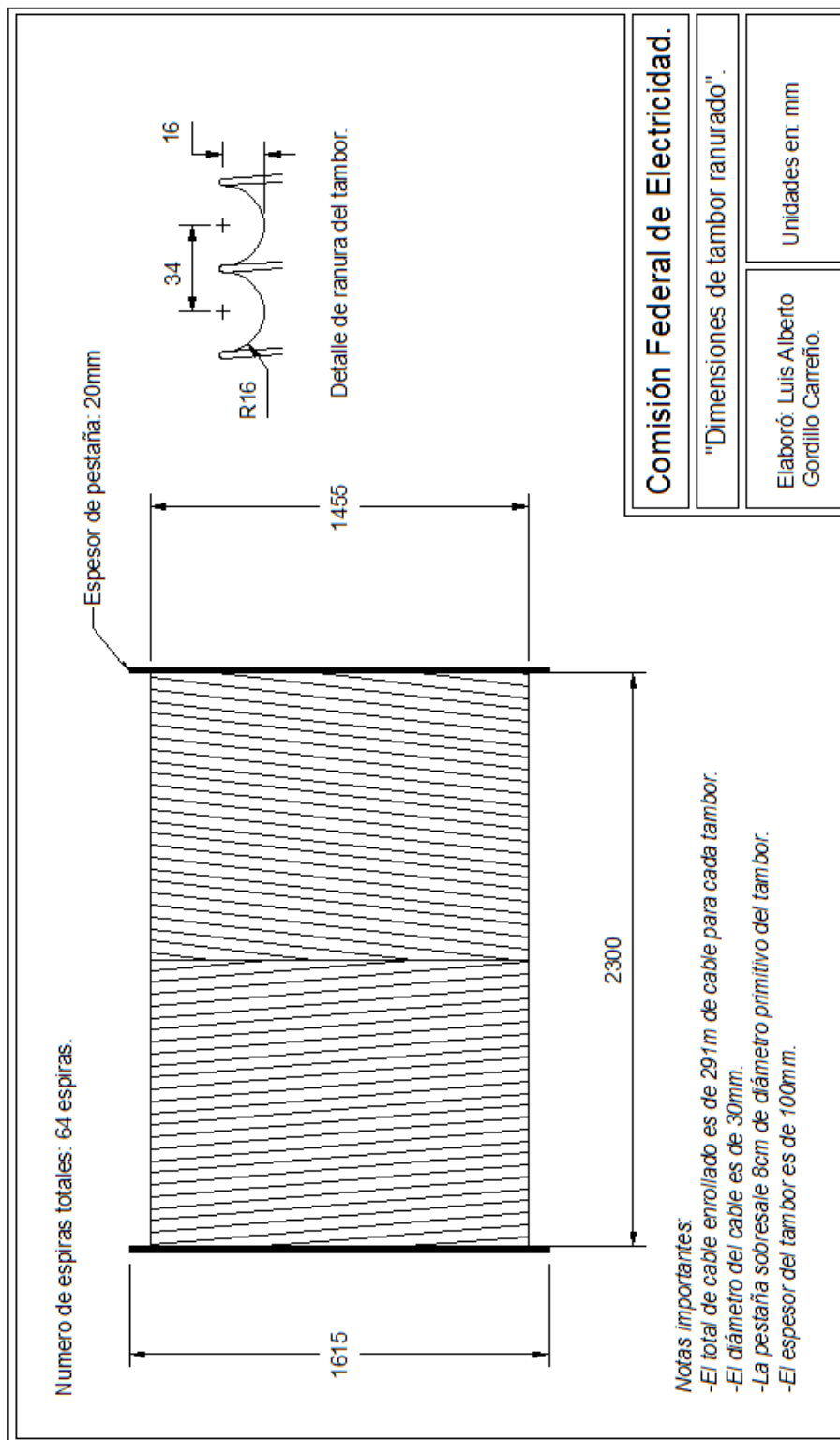
Plano C-2. Dimensiones de ménsula de elevación.



Plano C-3. Vigueta de elevación.



Plano C-4. Dimensiones de tambor ranurado.



Plano C-5. Eje de poleas.

