

2016

Proyecto Final – Equipo de Pulling & Flush-by



Galdamez Juan José

UTN-FRSR

Ingeniería Electromecánica

Leg.: 19-4823

Prof.: Ing. Dante Piedrafita

J.T.P.: Ing. Ariel Goñi

Contenido

1. Abstract:.....	3
2. Introducción:.....	3
3. Breve descripción de la empresa:	4
4. Identificación de problemas.....	4
4.1 Estudio Previo.....	4
4.2. Parámetros técnicos	5
5. Objetivo general:	8
6. Objetivos específicos:	9
7. Alcance del Proyecto:	10
8. Tecnología actual.....	11
9. Formulación de Proyecto	17
10. Ingeniería de detalle	20
10.1 Cálculo del Sistema de Izaje.....	20
10.1.1 Gancho de Izaje	20
10.1.2 Tambor de Izaje	55
10.1.3 Tambor de Pistoneo	95
10.1.4 Corona.....	97
10.1.5.1 Columna-Tramo Superior	101
10.1.5.2 Columna-Tramo inferior	106
10.1.6 Eje maestro	107
11. Evaluación del proyecto	110
11.1 Análisis de mercado	111
11.2 Análisis de fabricación del producto	113

11.3	Planificación del proyecto (Gantt)	114
11.4	Costos de funcionamiento del equipo	114
11.5	Análisis de rentabilidad	116
12	Conclusión	118
13	ANEXOS	119
13.1	ANEXO I - Catálogos	120
13.2	ANEXO II - Planos	140
13.3	ANEXO III - Costos de fabricación	146
13.4	ANEXO IV - Diagrama de Gantt	148

1. Abstract:

The costs of production and maintenance of oil and gas industry have great importance for companies.

Some of the equipment used for maintenance and shunting in the oil wells involve considerable logistical and operational costs due to their power and dimensions.

As a consequence of this, it was necessary to create a lightweight and versatile oil equipment mounted on the chassis of a truck with standard dimensions and being able to group multiple devices and tools for the execution of diverse tasks necessary in the fields of oil exploitation.

This report describes the implementation of the design, manufacture and final assembly of an oil equipment in order to provide a lower cost service.

In conclusion, an innovative and technological solution, which requires less human resources and pays special attention to functionality, safety and energy is generated.

2. Introducción:

La industria del petróleo y gas se encuentra en una etapa donde los costos de producción y mantenimiento ocupan un primer plano frente a la rentabilidad que las empresas deben poseer para continuar operando.

Algunos de los equipos utilizados en operaciones de mantenimiento y maniobras en pozos petroleros implican costes considerables en logística y operación debido a sus dimensiones y potencias, teniendo en cuenta además que cada equipo es específico para un solo tipo de tareas. Es por esto que actualmente son necesarios equipos donde se vean reflejadas una mayor eficiencia y un alto rendimiento en su utilización para lograr así un adecuado manejo de recursos y reducción de tiempos improductivos.

En respuesta a esta necesidad, se plantea la creación de un equipo petrolero liviano y versátil montado sobre el chasis de un camión de dimensiones comerciales y que sea capaz de agrupar varios dispositivos y herramientas que permitan la ejecución de diversas tareas necesarias en los campos de explotación de hidrocarburos.

Se trata de generar una solución tecnológica donde la aplicación de ingeniería cumple un papel fundamental en su desarrollo permitiendo lograr un producto compacto que reduzca costos y tiempos de operación, con las mayores características funcionales posibles y de industria nacional.

Este informe tiene como objetivo describir el diseño, ejecución y montaje del equipo, para su posterior puesta en servicio.

3. Breve descripción de la empresa:

Jet Oil Technology S.A. es una empresa joven de la localidad de San Rafael, Mendoza cuya misión es insertarse competitivamente en el rubro de empresas prestadoras de servicios en el área de Oil & Gas.

Basándose en la experiencia de su personal, es que dicha empresa ha decidido construir un equipo para tareas auxiliares en los campos petroleros.

4. Identificación de problemas

4.1 Estudio Previo

Antes de definir el tema en el cual centrar el trabajo, realicé una búsqueda de diferentes situaciones de carácter técnico a resolver en las industrias de nuestro medio.

Después de haber evaluado las opciones que se presentaron opté por trabajar respecto a una necesidad existente en la industria Jet Oil TEchnology S.A. A continuación describiré la situación sobre la cual desarrollé el estudio.

Dentro de la industria del petróleo y gas, específicamente en el sector Upstream (exploración y producción) se realizan actividades complementarias. Este tipo de actividades es brindado como un servicio a las operadoras petroleras.

La particularidad que presentan estas actividades es que generalmente requieren de la utilización de un equipo distinto para realizar cada una de ellas, demorando en algunos casos hasta una jornada laboral completa para la puesta en marcha de los mismos.

Algunas de esas actividades son:

- Circulación y lavado de pozos.
- Pesca de varillas de bombeo.
- Instalación y pulling de varillas de bombeo.
- Cambio de vástagos pulidos.
- Reparación de empaquetaduras.
- Reemplazo de cabezales de bombeo PCP.
- Pruebas y ensayos de presión.

4.2. Parámetros técnicos

Al comenzar con el estudio del proyecto fue necesario recabar información acerca de ciertos parámetros a tener en cuenta en el posterior cálculo y diseño del equipo.

Éstos fueron:

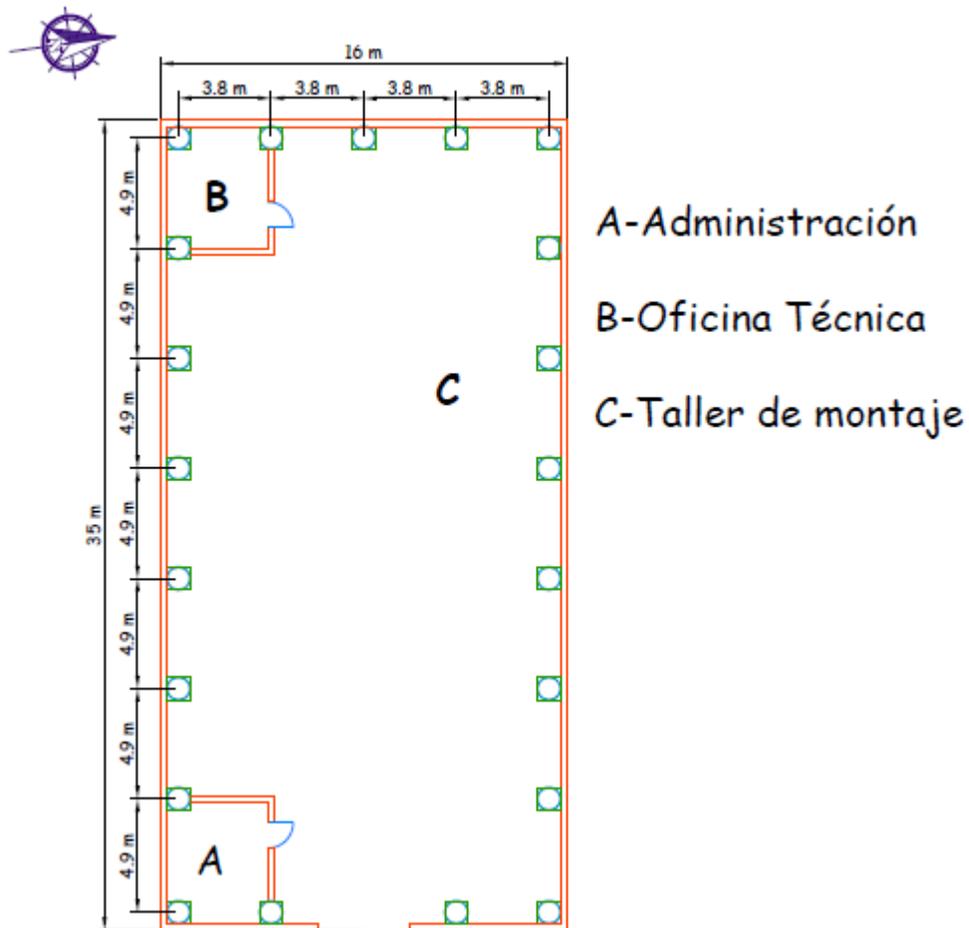
- Disponibilidad de espacio físico en la planta.
- Disponibilidad de maquinaria para la construcción.
- Tamaño y capacidades necesarias.
- Materiales a utilizar.
- Normas con que trabaja la empresa.

Calificación del personal operador.

- Requerimientos de seguridad e higiene.

Disponibilidad de espacio físico en la planta:

Actualmente se encuentran concentrados en el mismo predio los sectores administrativos, de oficina técnica y de montaje. A continuación se puede ver un LayOut de la planta:



Disponibilidad de maquinaria y herramientas para la construcción:

El taller de montaje está provisto de múltiples herramientas de mano y algunas de banco, pero no está preparado para mecanizar y realizar piezas de grandes dimensiones, por lo que será necesario enviar la ingeniería de detalle de ciertos elementos a terceras empresas para su construcción, realizando únicamente en el taller las piezas de baja complejidad y el montaje final del equipo.

Tamaño y capacidades necesarias:

El equipo debe cumplir ciertos requisitos para ser competitivo y ser una alternativa viable frente a otros productos existentes en el mercado.

Las características a tener en cuenta para su construcción son: que sea compacto, ágil, liviano y que sea capaz de agrupar varias herramientas y dispositivos de manera de poder realizar distintas actividades sin pérdidas de tiempo considerables.

Las especificaciones con las que debe cumplir son:

- Altura máxima de izaje: 17 m.
- Fuerza de tiro mediante aparejo: 32 Tn.
- Profundidad de pistoneo: 3000m.
- Capacidad de almacenamiento de fluidos: 9 m³.
- Debe poder montarse sobre el chasis de un camión de dimensiones comerciales.

Materiales a utilizar:

Para su construcción se utilizarán materiales que no representen una mayor dificultad para su compra, es decir, tendrán prioridad los proveedores nacionales.

Serán utilizados perfiles del tipo IPN, UPN, chapas de distintos espesores, etc., en calidades SAE 1010, SAE 1045, entre otras.

Normas con que trabaja la empresa:

La empresa respeta los estándares para la construcción según las normas:

-DIN (Según el caso)

-API (Aplicable según el caso)

-Se está gestionando la implementación de ISO 9001 en un futuro.

Calificación del personal:

El personal encargado de operar el equipo recibirá capacitación específica tanto sobre las distintas operaciones a realizar en campo como para el manejo del mismo.

Requerimientos en seguridad e higiene:

En el diseño del equipo es necesario tener en cuenta todos los recaudos en lo que a seguridad se refiere, ya que la industria donde se pretende insertar el producto es muy exigente con este tema.

Hay que tener mucha precaución ya que existen partes rotativas, cables de acero en movimiento e izaje de grandes cargas entre otros riesgos.

5. Objetivo general:

Desarrollar un equipo para prestar servicios en la industria del petróleo y gas, que cubra las necesidades que tiene la empresa actualmente, y ya mencionadas.

Se proyecta una solución que sea capaz de satisfacer un grupo de necesidades pertenecientes al sector mantenimiento y maniobras de la industria petrolera. Se establecerán tres líneas de acción sobre las cuales centrar el trabajo:

- Lograr un equipo compacto y ágil.
- Aumentar la productividad y eficiencia del servicio.
- Reducir los costos de horas hombre.

6. Objetivos específicos:

Para poder alcanzar las metas propuestas, es necesario conseguir ciertos objetivos particulares dentro del proyecto tales como:

- Restringir el tamaño:
Ser capaz de diseñar un equipo que sea factible montarlo sobre el chasis de un camión de dimensiones comerciales y que pueda adquirirse en el mercado nacional.
- Versatilidad en las tareas:
Permitir el desarrollo de distintas actividades mediante la utilización de un mismo equipo.
- Tiempo de maniobras:
Lograr que el tiempo de cambio entre maniobras sea el mínimo posible de manera de no impactar significativamente en el tiempo de operación.
- Bajo mantenimiento:
Desarrollar una unidad tecnológica que no represente un alto costo y tiempo de mantenimiento y reparación.

- Reducir la intervención del personal:
Plantear un diseño que permita que el equipo sea controlado por la menor cantidad de personas posible, reduciendo así los riesgos de accidentes y los costos de mano de obra.

7. Alcance del Proyecto:

El proyecto en desarrollo consta de un equipo típico de Flush-By al que se le integran características adicionales, montado sobre el chasis de un camión de dimensiones comerciales.

Dicho equipo estará compuesto por una torre tipo telescópica rebatible capaz de alcanzar una altura máxima de 18m, un tanque de almacenamiento para fluidos con capacidad para 9m³, una bomba de alta presión y caudal, un tambor de pistoneo con capacidad para 3000m de cable de acero y un tambor de izaje para realizar operaciones y tareas que requieran la utilización de un aparejo con capacidad para 32 Tn.

En el presente informe se verá reflejado el diseño, cálculo y selección de los componentes principales que constituyen al proyecto, dejando pendiente para una etapa posterior todos los elementos periféricos y accesorios que pudiesen integrarlo.

Los elementos a considerar son los siguientes:

- Torre (Estructura soporte que provee la altura de operación necesaria).
- Corona (Elemento que contiene las poleas en el extremo de la torre).
- Bloque viajero (Travelling Block, elemento que mediante poleas permite movimiento ascendente y descendente de las herramientas).
- Tambor de izaje (Tambor acanalado que contiene el cable de acero para operación de Pulling).

- Tambor de pistoneo (Tambor liso encargado de arrollar 3000m de cable, en la operación de pistoneo).
- Sistema de acoplamiento (Embrague neumático que transmite movimiento a los tambores).
- Eje maestro (Eje que transmite movimiento desde el motor hidráulico hacia los motores y la bomba).

8. Tecnología actual

Actualmente las empresas prestadoras de servicios cuentan con distintos equipos para atender las necesidades de las operadoras. Muchos de estos equipos son importados o solo cumplen con ciertas características que limitan sus actividades.

A continuación se detallan algunos equipos que se encuentran en el mercado:

Flush-by

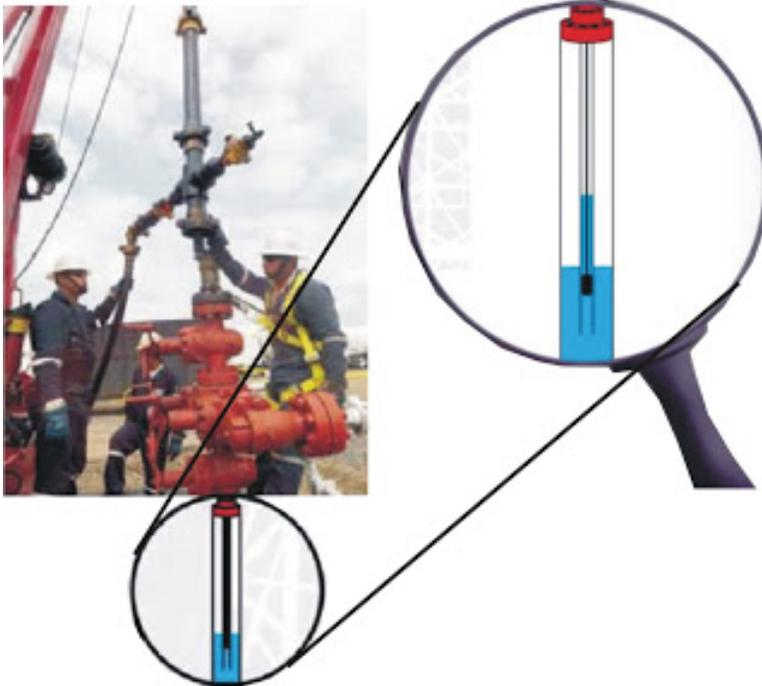




El equipo de flush-by consiste de un camión compuesto por un tanque para almacenar fluidos y su bomba triplex respectiva, con una torre de perforación montada.

El equipo de flush-by está diseñado para destapar pozos taponeados por arena o lodos, la forma de funcionar es que envía a presión fluido y la varilla que se mete empieza a girar perforando la obstrucción provocando que el pozo se venga y se habilite nuevamente el mismo.

Swab



El objetivo de la Inducción o Swab es extraer aceite y/o agua, eliminando partículas de parafina, emulsiones y partículas sólidas adheridas a la pared de la

tubería de producción o suspendidas en los líquidos dentro del pozo, mediante el servicio de sondeo e inducción mecánica con copas de hule o neopreno. La finalidad es reducir la presión hidrostática del pozo y/o eliminar obstrucciones para mejorar las condiciones de flujo prolongando en la etapa fluyente de los pozos que producía en forma natural y que han declinado su producción paulatinamente.

También se utiliza para la extracción secundaria de fluidos y revivir pozos que han perdido la presión de yacimiento y así dejarlo produciendo de manera natural con su misma presión.

Pulling

El servicio de Pulling es brindado por Equipos de menores dimensiones y capacidades que los de Perforación (Drilling) y Workover.



Estos Equipos intervienen pozos que ya se encuentran en producción. En esencia, esta clase de equipos extrae el equipamiento que se encuentra en el pozo con el propósito de reemplazar el mismo para que el pozo continúe en producción. A grandes rasgos, se podría decir que hacen un “mantenimiento” del pozo para que este siga produciendo de acuerdo a las expectativas de extracción.

Un Equipo de Pulling reemplaza la instalación final de producción, dependiendo del Programa del Pozo que entrega la Compañía Operadora a la Compañía de Servicios de Equipos de Torre. Cuando hablamos de instalación final, recordemos que los pozos son puestos en producción de diversas maneras y con distintas herramientas dependiendo de las características de cada zona de producción, geología del terreno, fluidos a extraer, entre otros aspectos. El trabajo antes mencionado es, por lo general, realizado por el Equipo de Workover que realiza la “terminación” del pozo, es decir lo ensaya y luego lo deja en producción. El Equipo de Pulling intervendrá cuando ese mismo pozo requiera reemplazo de las herramientas de la instalación final de producción del pozo.

A modo de ejemplo, podemos mencionar que existen instalaciones de producción como por ejemplo de bombeo mecánico, tales como los A.I.B. (Aparato Individual de Bombeo) o en la jerga denominada “Cigüeña” el cual en su profundidad posee bomba y varillas (además de los Tubings que hacen de “tubería de producción” y sin mencionar otras herramientas). Luego encontraremos en otros pozos sistemas de extracción tales como la P.C.P. (Progressive Cavity Pump) las cuales funcionan por medio de rotación de un “rotor” en un “estator” gracias al movimiento de las varillas (también de rotación) dentro del pozo.



A.I.B “Aparato Individual de Bombeo”- También llamado Balancín o Cigüeña.

Hasta aquí solo hemos mencionado algunos sistemas de producción, y existen muchos más. La idea es dejar en claro que los Equipos de Pulling extraen estos sistemas de producción (por problemas de desgaste de varillas, reemplazo de bomba de profundidad, presencia de parafina en varillas, etc.) para reemplazarlos y dejar el pozo nuevamente en producción.

Para un Pulling, ese trabajo puede demandar de 2 a 3 días cambiando de pozo para una nueva intervención. Es por ello que a diferencia de la Perforación o Workover, el Pulling será un tipo de Equipo con menores cantidades de cargas (no posee piletas ni bomba de ahogue, por ej.) y por ende con mayor dinámica para el traslado a nuevas locaciones.

9. Formulación de Proyecto

9.1. Anteproyecto

A modo de respuesta al problema planteado en la idea general donde surge el proyecto, surgieron varias alternativas para el análisis, de las cuales se escogió la que más se adecuaba al mismo.

A continuación se enumerarán algunas de las distintas variantes que se tuvieron en cuenta durante el proceso y la elección de la alternativa final:

- Que el equipo contara con un solo tambor arrolla cable con doble arrollamiento.
- Dos tambores individuales, uno para pistoneo y otro para izaje de cargas.
- Que la torre sea del tipo reticulada o del tipo cajón y telescópica.
- Que la elevación de la torre sea por medio de cilindros hidráulicos o por medio de un malacate utilizando un cable de acero.

Del análisis de las mismas se concluye que el equipo por razones de practicidad no puede utilizar un mismo tambor para dos operaciones distintas, ya que de surgir algún inconveniente en el mismo perdería total operatividad.

Con respecto a la torre, por razones de tamaño para transporte y de novedad dentro del mercado, se optó por realizar un diseño tipo cajón constituido por dos partes, una de las cuales se introduce en la otra para que, mediante un mecanismo del tipo telescópico alcance la altura deseada.

La elevación del tramo interno será realizada mediante un sistema de malacate, ya que la utilización de cilindros hidráulicos para esta tarea se vería afectada por la carrera necesaria que deberían poseer para lograr la altura final.

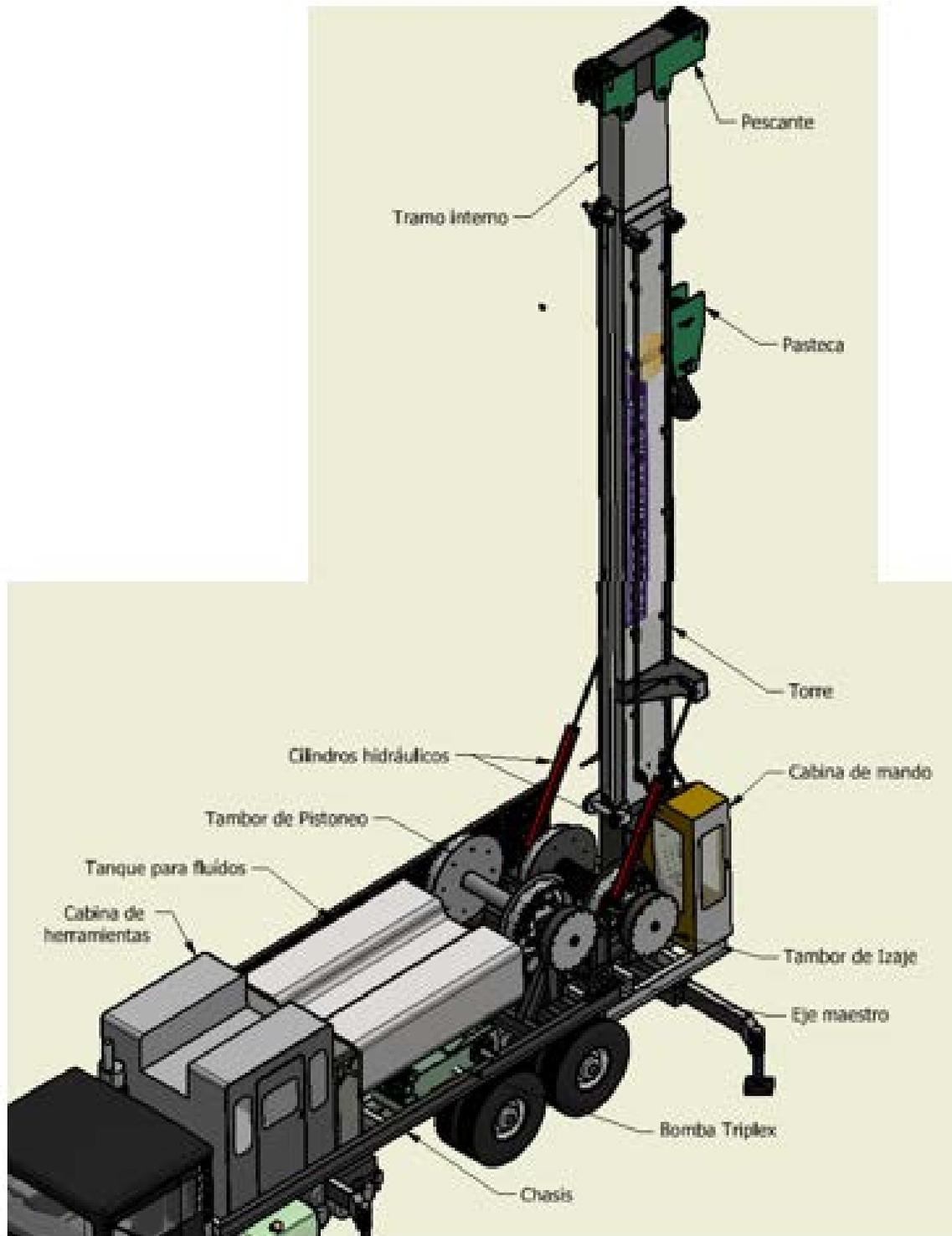
9.2. Propuesta técnica

El desarrollo de ingeniería que se ha efectuado en consecuencia de lo planteado anteriormente corresponde a un equipo de servicios montado sobre el chasis de un camión. El mismo será capaz de realizar tareas de un equipo de Swabbing (Pistoneo), de Pulling (izaje) y de un equipo Flush-by.

A continuación se puede apreciar una captura del diseño propuesto:



Elementos:



Tal como se puede observar en las imágenes, la unidad está distribuida de tal forma que se pueden apreciar los distintos elementos y dispositivos de maniobras.

El área de trabajo se encuentra en la parte posterior del camión, por lo que la cabina de mando está situada en la cercanía de esa zona para poder observar con detalle los movimientos a realizar.

La torre está ubicada al borde del chasis para permitir el máximo aprovechamiento de la longitud del pescante. Luego se encuentran los tambores, siendo el de izaje el más cercano a la torre y el de pistoneo el restante. A continuación se ve el tanque de almacenamiento de fluidos y debajo de éste la bomba triplex.

Todos los elementos se encuentran montados sobre un bastidor que luego es colocado sobre el propio chasis del camión.

10. Ingeniería de detalle

Desarrollo

Se comenzará el diseño a partir del supuesto de que la carga máxima a levantar mediante el aparejo será de 32 toneladas.

El caso de carga máxima será cuando se utilicen las amelas enganchadas al bloque viajero (travelling block) para levantar la tubería.

10.1 Cálculo del Sistema de Izaje

10.1.1 Gancho de Izaje

Selección del gancho izaje

Del libro Dubbel

(Extracto de DIN 687, junio 1944, y 688, en noviembre 1943)

Carga Q	Boca		Cuello				Secciones I-II			Secciones III-IV							Peso	
	a	(*) w	(2) d	d ₀	d ₁	d ₂ bruto	h	b ₁	b ₂	h'	b ₁ '	b ₂ '	(3) f	f ₁	f ₂	l	(4) kH	(4) IH
t	mm																kg	
3	70	55	M 42	36,14	42	52	75	65	25	63	53	30	---	---	---	---	9,7	11,7
5	90	70	M 48	41,5	48	60	100	80	30	86	67	40	200/348	85	55	332/418	20,5	24,5
8	110	85	M 64	56,2	64	80	120	100	40	105	80	46	248/195	105	70	421/381	32	37
10	120	95	M 72	64,2	72	85	130	110	40	114	87	50	240/410	115	75	461/601	48	55
12,5	130	105	M 72	64,2	72	85	140	125	45	119	95	60	---	---	---	---	62	70
16	140	115	80	68	80	95	150	135	50	128	105	65	218/328	130	80	622/722	76	86
20	160	130	90	78	90	112	170	145	60	149	115	70	270/400	150	95	813/830	117	130
32	200	165	110	96	110	132	210	180	70	178	145	90	430/700	170	115	218/308	186	210
50	240	195	130	112	130	160	260	225	85	223	175	105	660/720	220	145	861/1087	302	338
80	280	225	160	138	160	190	320	275	105	272	215	125	610/830	260	190	1090/1340	645	696
100	300	240	190	158	190	220	355	300	110	302	235	135	700/975	290	210	1200/1475	860	936

(**) Véase nota (1) de la página anterior.

(*) w abertura de boca.

(2) Desde Q = 16 t, rosca redonda basta.

(3) Los valores superiores, para ganchos de aparejo de construcción normal (figura 65, pág. 625); los valores inferiores, para el tipo corto (fig. 66, pág. 626).

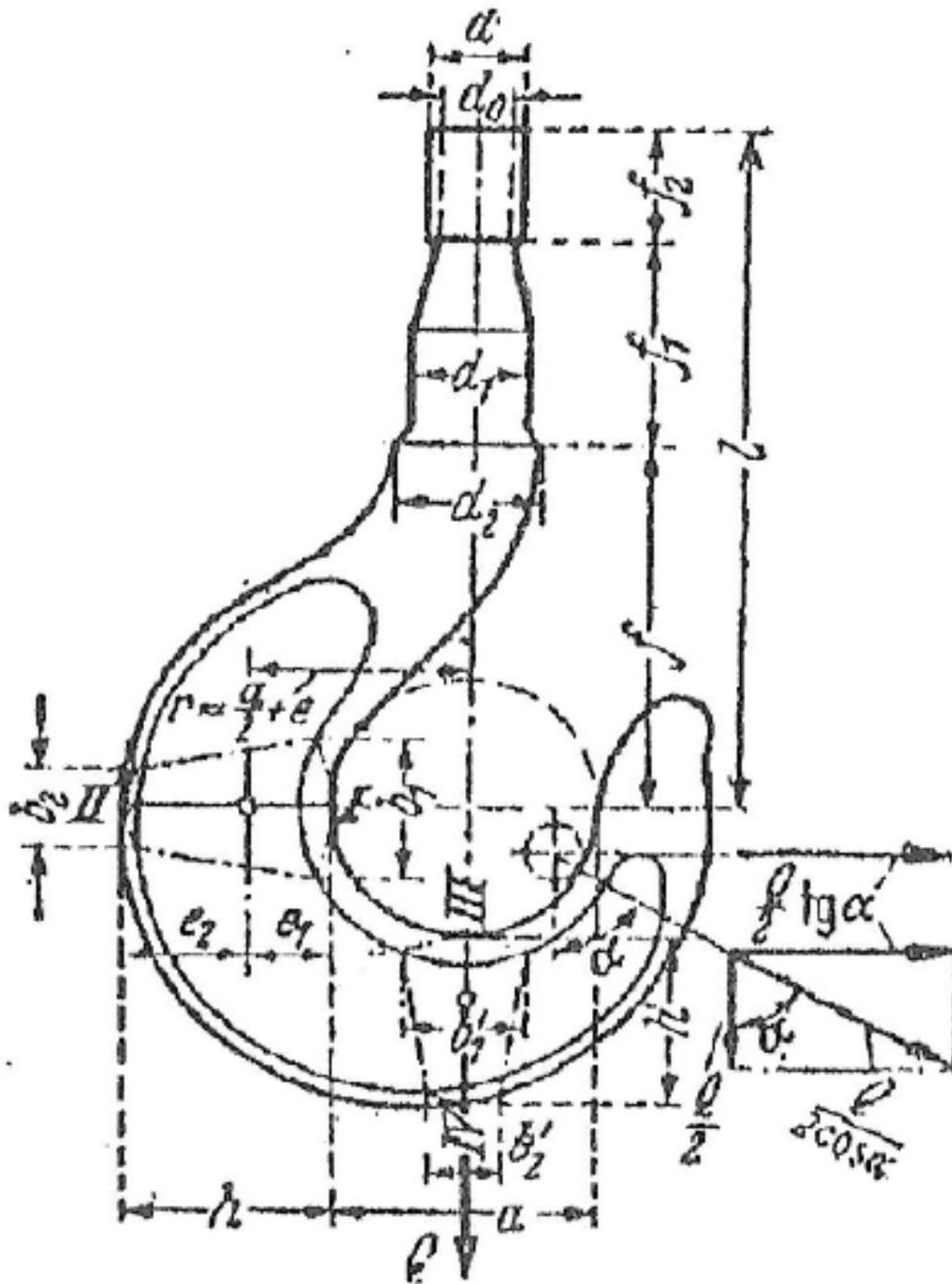
(4) Ganchos cortos.

(4) Ganchos largos.

Q_{gancho} := 186kgf

Correspondiente a gancho corto.

Cálculo del gancho Izaje



1. Verificación de las secciones:

Se admite $\sigma_{adm} = 1200 \text{ kgf/cm}^2$ (Dubbel I pag 611)

$$Q_c := Q \cdot n_f = 235359.6 \text{ N}$$

$$\sigma_{adm} := 1200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión admisible

Verificación de la caña a tracción:

$$d_{0g} := 96 \text{ mm}$$

Diámetro de la caña del gancho principal

$$\sigma_{cg} := \frac{Q_c}{\left(\frac{\pi \cdot d_{0g}^2}{4} \right)} = 331.573 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de trabajo de la caña

$$\sigma_{cg} < \sigma_{adm} = 1$$

Verifica

Sección A(I-II)

Esta sección se encuentra sometida a flexión y a tracción pura, por lo que se dividirá el cálculo en dos partes

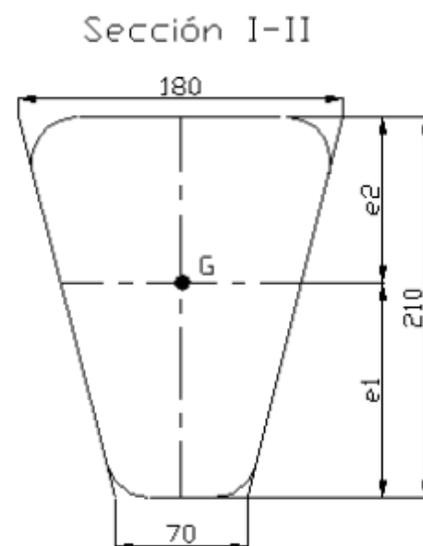
$$h_{seccA} := 210 \text{ mm}$$

$$b_{A1} := 180 \text{ mm}$$

$$b_{A2} := 70 \text{ mm}$$

$$e_{A2} := 77.5 \text{ mm}$$

$$e_{A1} := h_{seccA} - e_{A2} = 132.5 \text{ mm}$$



Sección B (III-IV)

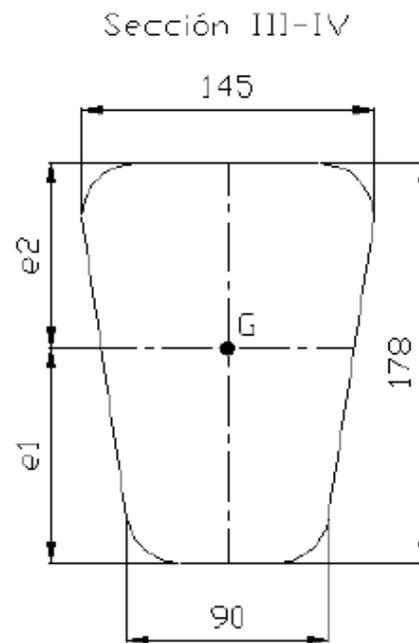
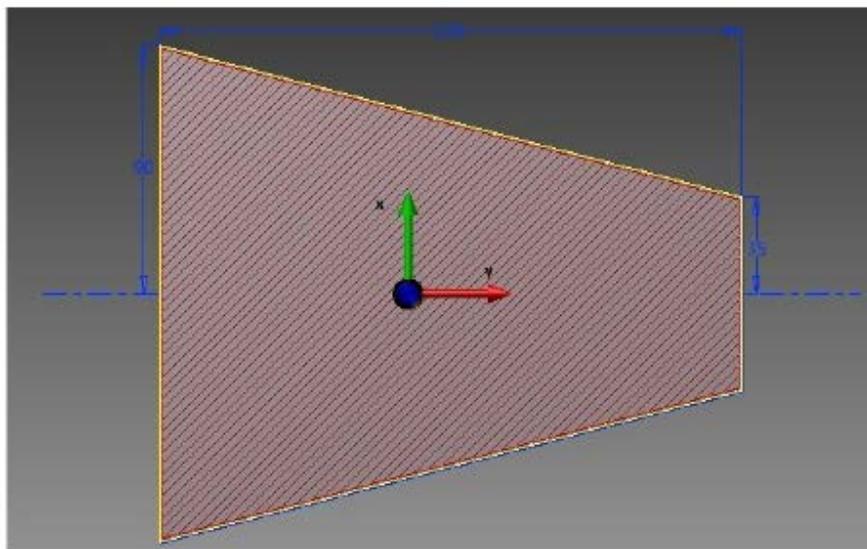
$$h_{\text{seccB}} := 178\text{mm}$$

$$b_{B1} := 145\text{mm}$$

$$b_{B2} := 90\text{mm}$$

$$e_{B2} := 69.96\text{mm}$$

$$e_{B1} := h_{\text{seccB}} - e_{B2} = 108.04\text{mm}$$

**Momento de inercia sección A (I-II)**

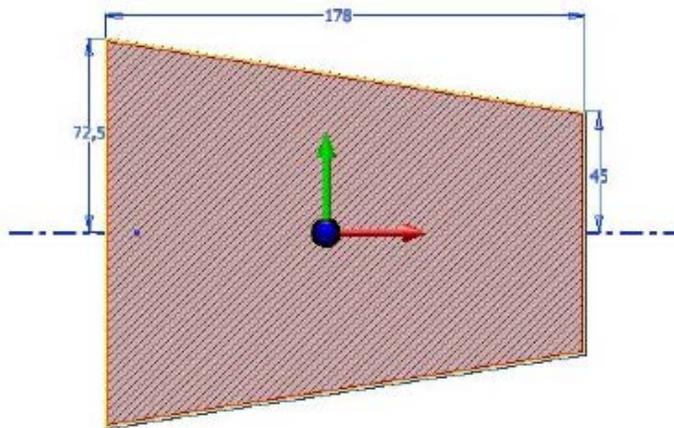
$$J_{xA} := 90243300\text{mm}^4$$

$$S_A := 26250\text{mm}^2$$

Resultados

Nº de sección	Visible	> Máximo	< Mínimo	Área (mm ²)	Momentos principales: I_x (mm ⁴)	Momentos principales: I_y (mm ⁴)
1	✓	S	No	26250,000	40796875,000	90243300,000

Momento de inercia sección B(III-IV)



$$J_{y-R} := 54214282.67 \text{ mm}^4$$

$$S_B := 20915 \text{ mm}^2$$

Nº de sección	Visible	> Máximo	< Mínimo	Área (mm ²)	Momentos principales: Ix (mm ⁴)	Momentos principales: Iy (mm ⁴)
1	✓	5	No	20915.000	25381221.998	54214282.671

Módulos resistentes de la sección A (I-II)

$$W_{tA} := \frac{J_{xA}}{e_{A1}} = 681.082 \cdot \text{cm}^3 \quad \text{Módulo resistente para el cálculo de la sección a Tracción}$$

$$W_{cA} := \frac{J_{xA}}{e_{A2}} = 1164.43 \cdot \text{cm}^3 \quad \text{Módulo resistente para el cálculo de la sección a Compresión}$$

Momento flector:

$$a := 200 \text{ mm}$$

Boca del gancho

$$M_{fA} := Q_c \cdot \left(\frac{a}{2} + e_{A2} \right) = 4260 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector aplicado a la sección I-II

$$\sigma_{1f} := \frac{M_{fA}}{W_{tA}} = 625.476 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de tracción en el punto I debida a la flexión

$$\sigma_{2f} := \frac{M_{fA}}{W_{cA}} = 365.844 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de compresión en el punto II debida a flexión

Verificación de la sección A (I-II) por tracción pura

$S_A = 26250 \cdot \text{mm}^2$	Área de la sección I-II
$\sigma_{1t} := \frac{Q_c}{S_A} = 91.429 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	Esfuerzo de tensión puro
$\sigma_1 := \sigma_{1f} + \sigma_{1t} = 716.904 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	Esfuerzo máximo total
$\sigma_2 := \sigma_{2f} - \sigma_{1t} = 274.416 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	
$\sigma_{\text{adm}} = 1200 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	Tensión admisible
$\sigma_1 < \sigma_{\text{adm}} = 1$	Verifica
$\sigma_2 < \sigma_{\text{adm}} = 1$	Verifica

Verificación de la sección (III-IV)

Esta sección se calcula bajo la hipótesis de una tracción oblicua de la eslinga. Consideramos la fuerza oblicua a 45°, en donde la componente horizontal generará un momento flector y tracción pura; y la componente vertical un esfuerzo de corte

$e_{B2} = 69.96 \cdot \text{mm}$	Distancia del centro de gravedad de la sección a la fibra mas Traccionada
$e_{B1} = 108.04 \cdot \text{mm}$	Distancia del centro de gravedad de la sección a la fibra mas Comprimida

Módulos resistentes de la sección B (III-IV)

$$W_{tB} := \frac{J_{xB}}{e_{B1}} = 501.798 \cdot \text{cm}^3$$

Módulo resistente para el cálculo de la sección a Tracción

$$W_{cB} := \frac{J_{xB}}{e_{B2}} = 774.933 \cdot \text{cm}^3$$

Módulo resistente para el cálculo de la sección a Compresión

Momento flector:

$$\alpha := 45 \text{deg}$$

Ángulo de la eslinga

$$a = 200 \cdot \text{mm}$$

Ancho de la boca

$$Q_h := \frac{Q_c \cdot \tan(\alpha)}{2} = 12000 \cdot \text{kgf}$$

Componente horizontal de la fuerza oblicua

$$M_{fB} := Q_h \cdot \left(\frac{a}{2} + e_{B2} \right) = 203952 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

Momento flector aplicado a la sección III-IV

$$\sigma_{B1f} := \frac{M_{fB}}{W_{tB}} = 406.442 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de tracción en el punto III debida a la flexión

$$\sigma_{B2f} := \frac{M_{fB}}{W_{cB}} = 263.187 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de compresión en el punto IV debida a la flexión

Verificación de la sección B (III-IV) por tracción pura

$$S_B = 20915 \cdot \text{mm}^2$$

Área de la sección III-IV

$$\sigma_{Bt} := \frac{Q_h}{S_B} = 57.375 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Esfuerzo de tensión puro

$$\sigma_{B1} := \sigma_{B1f} + \sigma_{Bt} = 463.817 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Esfuerzo máximo total

$$\sigma_{B2} := \sigma_{B2f} - \sigma_{Bt} = 205.812 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{adm} = 1200 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión admisible

$$\sigma_{B1} < \sigma_{adm} = 1$$

Verifica

$$\sigma_{B2} < \sigma_{adm} = 1$$

Verifica

Verificación de la sección B (III-IV) por corte

$$S_B = 20915 \cdot \text{mm}^2$$

Área de la sección
III-IV

$$\tau_B := \frac{Q_c}{S_B} = 114.75 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de trabajo al corte de la sección
III-IV

$$\tau_{adm} := 800 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de corte
admisible

$$\tau_B < \tau_{adm} = 1$$

Verifica

Cálculo de la tuerca

La tuerca correspondiente a la carga del gancho se selecciona por norma DIN 15413 de la siguiente tabla:

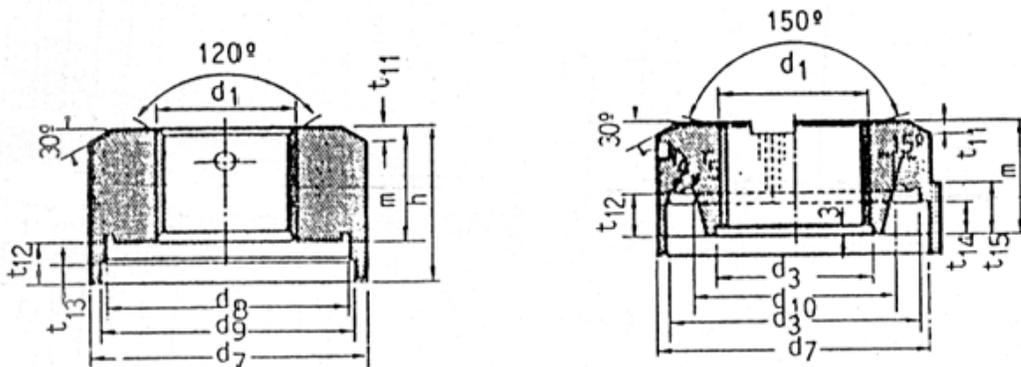
Tabla B 1.4. Dimensiones de tuercas de gancho según DIN 15413.

rosca métrica	d_1 rosca redonda según DIN 15403	d_3 c11	d_7	d_8 E9	d_9	d_{10}	h	m	r_4	r_5	t_{11}	t_{12}	t_{13}	t_{14}	t_{15}	Para ganchos de carga núm.
M 36	-	-	70	50	63	-	44	32	0,6	-	4	12	8	-	-	2,5
M 42	-	-	80	70	73	-	49	36	0,6	-	5	13	9	-	-	4
M 45	-	-	95	85	88	-	56	40	1	-	5	16	9	-	-	5
-	Rd 50 x 6	50,6	115	105	-	68	-	55	1,6	4	8	20	-	15	22	6
-	Rd 56 x 6	56,6	125	115	-	78	-	62	1,6	4	8	21	-	16	23	8
-	Rd 64 x 8	64,8	145	135	-	88	-	67	2,5	5	8	24	-	18	26	10
-	Rd 72 x 8	72,8	165	150	-	98	-	76	2,5	5	8	25	-	19	27	12
-	Rd 80 x 10	81	175	160	-	108	-	84	2,5	6	10	29	-	23	32	16
-	Rd 90 x 12	91	185	170	-	118	-	93	2,5	6	10	28	-	22	31	20
-	Rd 100 x 12	101,2	205	190	-	128	-	103	2,5	6	10	27	-	21	30	25
-	Rd 110 x 12	111,2	240	225	-	144	-	115	2,5	8	10	33	-	25	36	32

$d_{\text{tuerca}} := 110\text{mm}$ Diámetro nominal de la tuerca

$P_{\text{tuerca}} := 12\text{mm}$ Paso de la rosca

Las medidas de tabla corresponden a las siguientes cotas:



Verificación de la tuerca

Calculamos el número de filetes necesario para resistir la carga, teniendo en cuenta el esfuerzo sabiendo que el valor aconsejado por Dubbel de tensión de corte es 250 kgf/cm^2 :

$$\tau_{\text{adm.tuerca}} := 250 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$n_{f.tuerca} := \left(\frac{Q_c + Q_{\text{gancho}}}{\pi \cdot d_{\text{tuerca}} \cdot \frac{P_{\text{tuerca}}}{2} \cdot \tau_{\text{adm.tuerca}}} \right) + 3 = 7.666$$

Adicionamos 3 filetes por razones de seguridad, por lo tanto el número final de filetes es:

$$n_f := 10 \quad \text{Número de filetes}$$

$$h_{\text{rosca}} := n_f \cdot P_{\text{tuerca}} = 120 \cdot \text{mm} \quad \text{Altura de rosca necesaria}$$

Vemos que la altura necesaria es mayor que la altura por norma ($m=115 \text{ mm}$), por lo tanto utilizaremos la altura de cálculo

Selección del rodamiento axial

Para el cálculo del rodamiento, utilizamos el catalogo interactivo de SKF

Dimensiones principales				Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Referencias	
d	D	H	H ₁	C	C ₀	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	Rodamiento	Arandela del asiento
mm				kN		rpm			
110	230	95	-	410	1220	900	1300	51422 M	-

$$C_{\text{rod}} := 325 \text{ kN}$$

Capacidad de carga estática del rodamiento

$$C_{o.\text{rod}} := 980 \text{ kN}$$

Capacidad de carga dinámica del rodamiento

Verificación del rodamiento axial

$Q_{rod} := Q_c + Q_{gancho} = 24186 \cdot \text{kgf}$

Carga aplicada al rodamiento

$C_{rod} > Q_{rod} = 1$

Verifica

Cálculo de la travesía

Para el calculo de la travesía seleccionamos de la tabla siguiente, según norma DIN 15412 las medidas correspondientes a la carga de nuestro gancho:

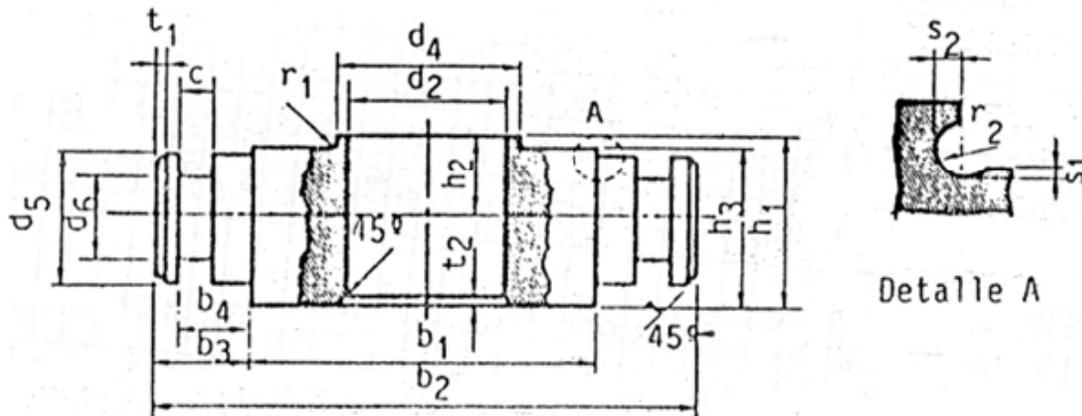
Tabla B 1.3. Dimensiones de travesías según DIN 15412.

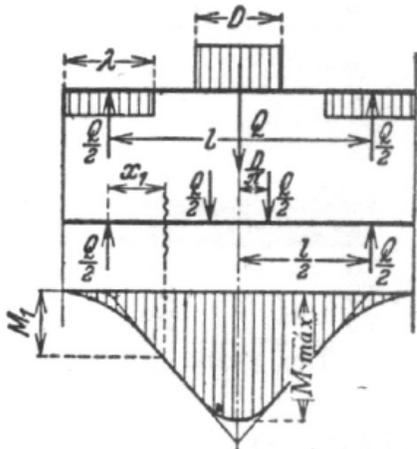
Tamaño (ganchos de carga) número	b_1	b_2	b_3	b_4	c	d_2	d_4	d_5	d_6	h_1	h_2	h_3	r_1	r_2	s_1	s_2	t_1	t_2
2.5	60	125	22.5	17	8	37	40	30	19	40	21.5	37	0.6	1.6	0.5	1.2	2	2
4	90	140	25	19	8	43	50	35	23	45	24	42	0.6	1.6	0.5	1.2	3	2
5	100	155	27.5	22	8	46	60	40	27	50	27.5	45	1	1.6	0.5	1.2	3	2
6	125	185	30	24	10	51	70	45	32	55	30	50	1	1.2	0.5	1.2	4	2.5
8	140	210	35	29	10	58	80	50	36	60	32.5	55	1	1.2	0.5	1.2	4	3.5
10	160	230	35	29	10	66	90	55	40	65	35	60	1.3	1.2	0.3	1.2	4	5
12	180	265	42.5	34	10	74	100	60	42	78	42	72	1.3	2	0.5	2	5	6
16	190	275	42.5	36	12	82	110	70	50	88	47	82	1.3	2	0.5	2	5	7
20	200	295	47.5	41	12	93	120	80	56	95	51	88	1.3	2	0.5	2.2	5	6.5
25	220	318	49	41	12	103	130	90	64	105	56	98	1.6	2	0.5	2.2	5	8
32	260	378	59	51	12	113	160	100	72	115	62	106	1.6	2	1	1	5	9

$b_{1tr} := 260\text{mm}$ $b_{4tr} := 51\text{mm}$ $c_{tr} := 12\text{mm}$ $d_{2tr} := 113\text{mm}$

$d_{5tr} := 100\text{mm}$ $d_{6tr} := 72\text{mm}$ $h_{1tr} := 115\text{mm}$

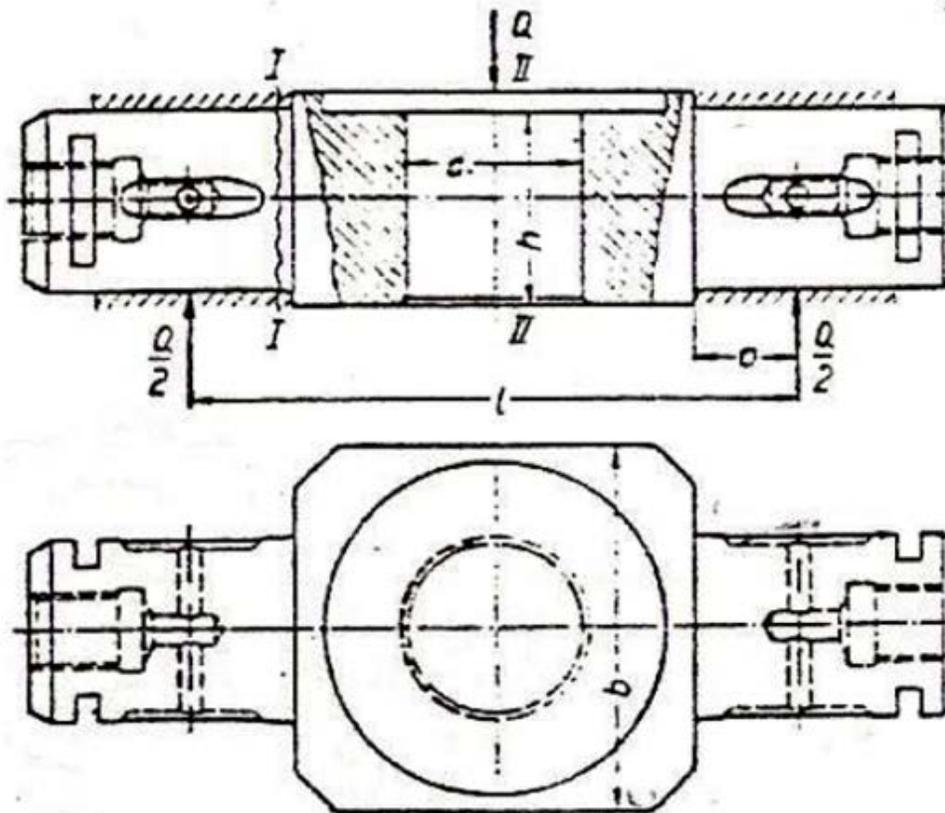
Medidas que corresponden a las siguientes cotas:





Verificación de la travesa

La travesa del gancho se verifica como una viga apoyada en sus dos extremos con la carga en el centro. Siguiendo lo expresado en el apunte calcularemos una tensión debido a la flexión, una tensión debido al corte, y luego la tensión normal equivalente que la compararemos con la tensión admisible.



Verificación por flexión

consideramos que $b_{tr}=b_{1tr}$

$$b_{tr} := b_{1tr} = 260 \cdot \text{mm}$$

Primero calculamos la distancia entre apoyos:

$$L_{tr} := b_{1tr} + 2 \cdot (b_{4tr} - c_{tr}) = 338 \cdot \text{mm}$$

Momento flector actuante sobre la traviesa:

$$M_{tr} := \frac{Q_{rod} \cdot L_{tr}}{4} = 204371.7 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

Módulo resistente de la traviesa, de apunte :

$$W_{tr} := \frac{1}{6} \cdot (b_{tr} - d_{2tr}) \cdot h_{1tr}^2 = 324.012 \cdot \text{cm}^3$$

La tensión de trabajo será:

$$\sigma_{tr} := \frac{M_{tr}}{W_{tr}} = 630.753 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Tensión de trabajo}$$

$$\sigma_{adm} = 1200 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Tensión admisible}$$

$$\sigma_{tr} < \sigma_{adm} = 1 \quad \text{Verifica}$$

Verificación por corte

$$\tau_{tr} := \frac{Q_{rod}}{2 \cdot h_{1tr} \cdot (b_{tr} - d_{2tr})} = 71.535 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{adm} = 800 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Tensión de corte admisible}$$

$$\tau_{tr} < \tau_{adm} = 1 \quad \text{Verifica}$$

Tensión normal equivalente

$$\sigma_{eq, tr} := \sqrt{\sigma_{tr}^2 + 3 \cdot \tau_{tr}^2} = 642.807 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{adm} = 1200 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Tensión admisible}$$

$$\sigma_{eq, tr} < \sigma_{adm} = 1 \quad \text{Verifica}$$

Verificación por flecha

El valor de flecha no debe ser mayor que L/1000, por lo tanto tendremos:

$$F_{adm, tr} := \frac{L_{tr}}{1000} = 0.338 \cdot \text{mm} \quad \text{Flecha admisible de la traviesa}$$

$$E_{ac} := 2100000 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Módulo de elasticidad del acero}$$

$$J_{tr} := \frac{(b_{tr} - d_{2tr}) \cdot h_{1tr}^3}{12} = 1863.072 \cdot \text{cm}^4$$

$$F_{tr} := \frac{5Q_{rod} L_{tr}^3}{384 \cdot E_{ac} \cdot J_{tr}} = 0.031 \cdot \text{mm} \quad \text{Flecha de la traviesa}$$

$$F_{tr} < F_{adm.tr} = 1$$

Verifica

Verificación al aplastamiento

Verificamos aplastamiento entre el gorrón y el soporte.

$$\sigma_{apl} := 800 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión admisible de aplastamiento (según Dubbel)

$$\sigma_{gorr} := \frac{\frac{Q_{rod}}{2}}{d_{5tr}(b_{4tr} - c_{tr})} = 310.077 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de aplastamiento del gorrón

$$\sigma_{gorr} < \sigma_{apl} = 1$$

Verifica

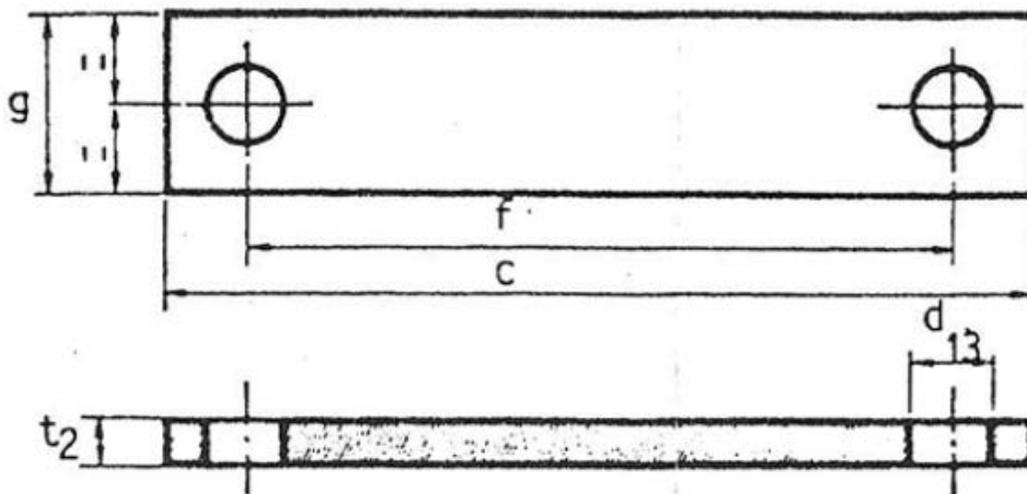
Cálculo de la pieza de aseguramiento

La selección de la pieza de aseguramiento se realizará por medio de la norma DIN 15414, en función del número de gancho, que para nuestro caso es en N° 32.

Tabla B 1.5. Dimensiones de piezas de aseguramiento según DIN 15414.

Distancia entre agujeros $f \pm 0,5$	g h11	t_2	c	d_{13}	Para gancho de carga número
75	25	6	100	11,5	6
100			125		8
100	25	6	125	11,5	10
	32	6			12
130	32	8	160	14	16
150			180		20
190			220		25
240	32	8	270	14	32
					40
					50

Las medidas corresponden a las siguientes cotas:



Cálculo del eje

Para el diseño del eje realizamos los cálculos por flexión y corte, suponiendo una viga simplemente apoyada

$$e_{pt} := \frac{7}{8} \text{ in}$$

espesor placa lateral

$$d_{aeje} := b_{1tr} + e_{pt} = 282.225 \text{ mm}$$

distancia entre apoyos placas laterales y longitud del eje

$$b_{1tr} = 260 \text{ mm}$$

Distancia entre placas

$$L_{eje} := 285 \text{ mm}$$

Longitud del eje

$$F_p := \frac{Q_{rod}}{3} = 8062 \text{ kgf}$$

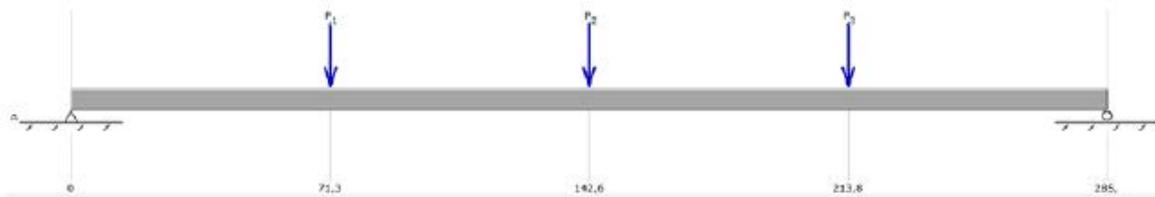
Fuerza aplicada por cada polea

$$L_p := \frac{L_{eje}}{4} = 71.25 \text{ mm}$$

Distancia entre poleas

$$F_p = 79061.212 \text{ N}$$

Cálculo del momento flector máximo



$$\Sigma M_A := 0$$

$$-F_p \cdot L_p - F_p \cdot 2L_p - F_p \cdot 3 \cdot L_p + R_b \cdot 4 \cdot L_p = 0$$

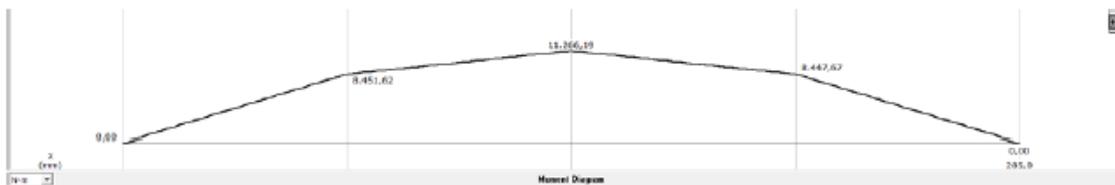
$$R_b := \frac{F_p \cdot L_p + F_p \cdot 2L_p + F_p \cdot 3 \cdot L_p}{4 \cdot L_p} = 118591.818 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y := 0$$

$$R_a + R_b = 3F_p$$

$$R_a := 3F_p - R_b = 118591.818 \cdot N$$

Momentos:



$$M_A := 0$$

$$M_1 := -R_a \cdot L_p = -8449.667 \cdot N \cdot m$$

$$M_2 := -R_a \cdot 2L_p + F_p \cdot L_p = -11266.223 \cdot N \cdot m$$

$$M_3 := -R_a \cdot 3L_p + F_p \cdot 2L_p + F_p \cdot L_p = -8449.667 \cdot N \cdot m$$

$$M_B := -R_a \cdot 4L_p + F_p \cdot 3L_p + F_p \cdot 2L_p + F_p \cdot L_p = 0 \cdot N \cdot m$$

$$M_{\text{max.eje}} := -1M_2 = 114883.5 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

Esfuerzos máximos admisibles para ejes fijos de acero de 50 kg. (St. 50.11)

designación	Esfuerzo unitario a flexión		
	servicio		
	pesado	medio	ligero
Eje de polea o de tambor sobre cojinetes de bronce	1100	1350	1500
Eje de polea o de tambor sobre rodamientos	1050	1300	1450
Eje de rueda sobre cojinetes lisos	950	1200	1350
Eje de rueda sobre rodamiento	900	1150	1300

$$\sigma_{\text{adm.eje}} := 1050 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{adm.ejep}} := \sigma_{\text{adm.eje}} \cdot 0.8 = 840 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$D_{\text{eje.t}} := \sqrt[3]{\frac{M_{\text{max.eje}} \cdot 32}{\pi \cdot \tau_{\text{adm.ejep}}}} = 111.684 \cdot \text{mm}$$

Seleccionamos una barra redonda según norma DIN 10060 de 4.5'' de diámetro

$$D_{\text{eje}} := 4.5 \text{in} \quad D_{\text{ejep}} := D_{\text{eje}} = 114.3 \cdot \text{mm}$$

Verificación por corte



$$F_{\text{max.eje}} := R_a = 12093 \cdot \text{kgf}$$

$$\tau_{\text{adm.eje}} = 3093.6 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

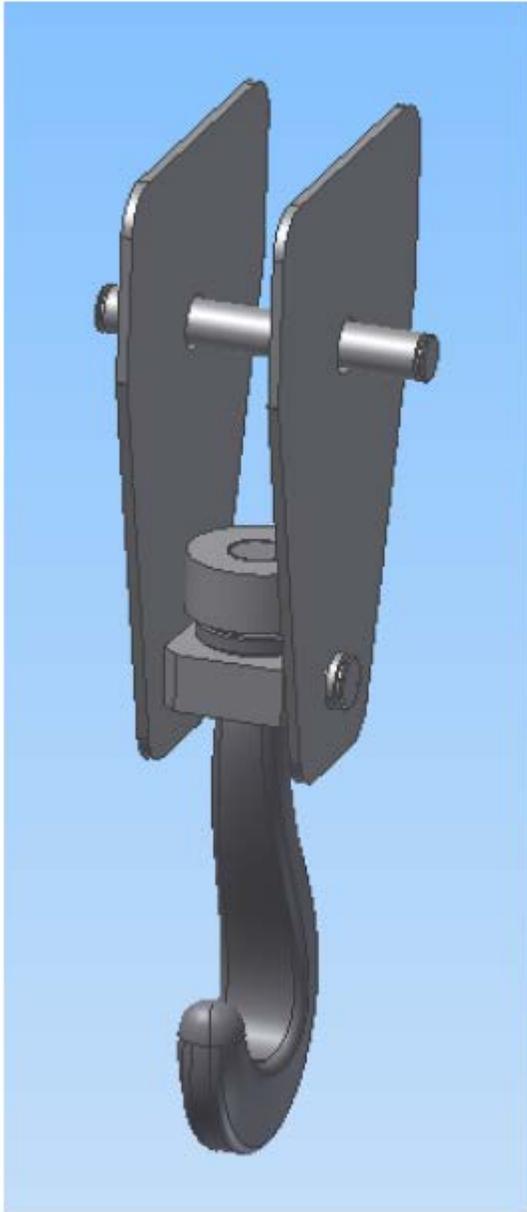
$$S_{\text{eje}} := \frac{\pi \cdot D_{\text{eje}}^2}{4} = 102.608 \cdot \text{cm}^2$$

$$\tau_{\text{eje}} := \frac{F_{\text{max.eje}}}{S_{\text{eje}}} = 117.856 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{eje}} < \tau_{\text{adm}} = 1 \quad \text{Verifica}$$

Cálculo de las placas

Dimensionamos las placas laterales por aplastamiento y corte



Cálculo del espesor por aplastamiento

Calculamos este esfuerzo a partir del diámetro d_5 de la traviesa ya que es menor que el del eje

$$\sigma_{apl} = 800 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$D_{eje} = 114.3 \cdot \text{mm}$$

$$F_{apl} := R_a = 12093 \cdot \text{kgf}$$

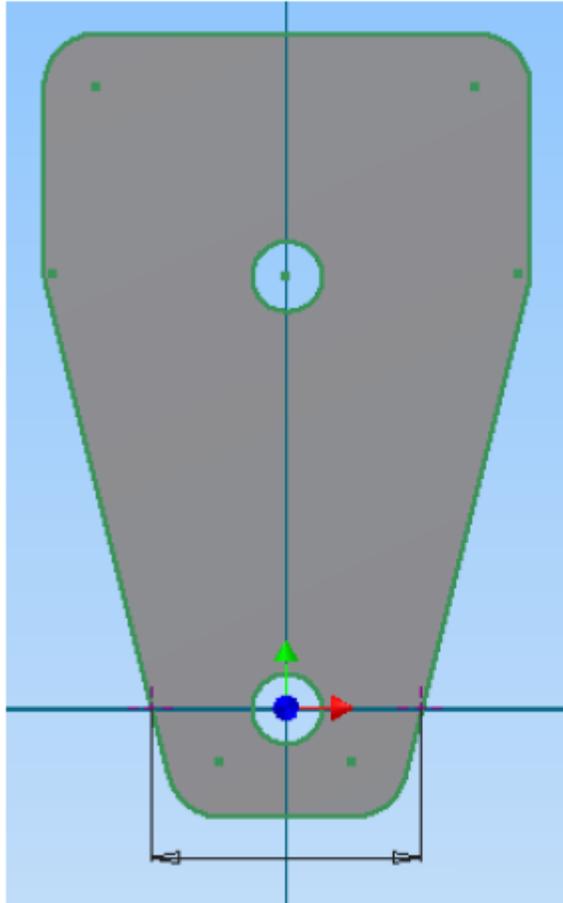
$$\sigma_{trabaplast} := \frac{F_{apl}}{e_{pt} \cdot d_{5tr}} = 544.117 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Se adopta una chapa laminada en caliente de 7/8" de espesor

Chapas lisas laminadas en caliente

Espesor		Peso
Pulg.	mm	Kg/m ²
1/8	3.17	25.20
3/16	4.76	37.70
1/4	6.35	50.30
5/16	7.94	62.80
3/8	9.52	75.40
1/2	12.70	100.50
5/8	15.87	125.60
3/4	19.06	150.80
7/8	22.22	175.90

Cálculo del ancho inferior de la placa por tracción



$$e_p := \frac{7}{8} \text{ in} \quad \sigma_{\text{adm}} = 1200 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$L_{\text{tracc}} := \frac{F_{\text{apl}}}{\sigma_{\text{adm}} \cdot e_p} = 45.343 \cdot \text{mm}$$

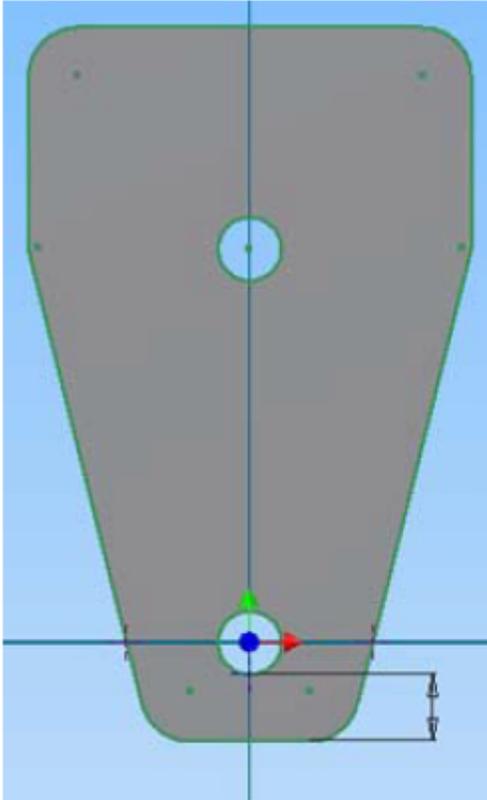
$$L_{\text{tpi}} := L_{\text{tracc}} + d_{5\text{tr}} = 145.343 \cdot \text{mm}$$

Ancho mínimo inferior de la placa

$$L_{\text{tps}} := L_{\text{tracc}} + D_{\text{eje}} = 159.643 \cdot \text{mm}$$

Ancho mínimo superior de la placa

Cálculo de la longitud inferior de la placa por corte



$$\tau_{adm} = 800 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$L_{corte} := \frac{F_{apl}}{\tau_{adm} \cdot e_p} = 68.015 \cdot \text{mm}$$

Longitud inferior mínima de la placa

Cálculo de Poleas

Cálculo de las poleas de la pasteca

Cálculo del diámetro de la polea pasteca

Según el grupo, de apuntes obtenemos coeficientes de cálculo para cable, tambor, y poleas:

grupo	cable		Tambor c	Polea c	Polea de Compensación c
	Valores de r para 160 kg/mm ²	k			
Para cables de 160 y 180 kg/mm ²					
I	5.5 a 6	0.30 a 0.32	5 a 6	5.5 a 7	4.5 a 5
II	5.5 a 6	0.30 a 0.32	6 a 7	7 a 8	4.5 a 5
III	6 a 7	0.32 a 0.34	7 a 8	8 a 10	5 a 6
IV	7 a 8	0.34 a 0.37	8 a 9	9 a 12	6 a 7.5
V	8 a 9.5	0.37 a 0.40	8 a 9	9 a 12	6 a 7.5

$$k := 0.38$$

$$c_{\text{tambor}} := 8$$

Coef. de seguridad del tambor

$$c_{\text{polea}} := 9$$

Coef. de seguridad de las poleas

$$c_{\text{polea.c}} := 6$$

Coef. de seguridad de la polea de compensación

El diámetro primitivo de la polea D se calcula según la DIN 4130, como:

$$D_{\text{polea}} := c_{\text{polea}} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{kgf}^{0.5}} \cdot \sqrt{S_t} = 569.21 \cdot \text{mm}$$

Seleccionamos de DIN 4130

$$D_{2\text{polea.adop}} := 500\text{mm}$$

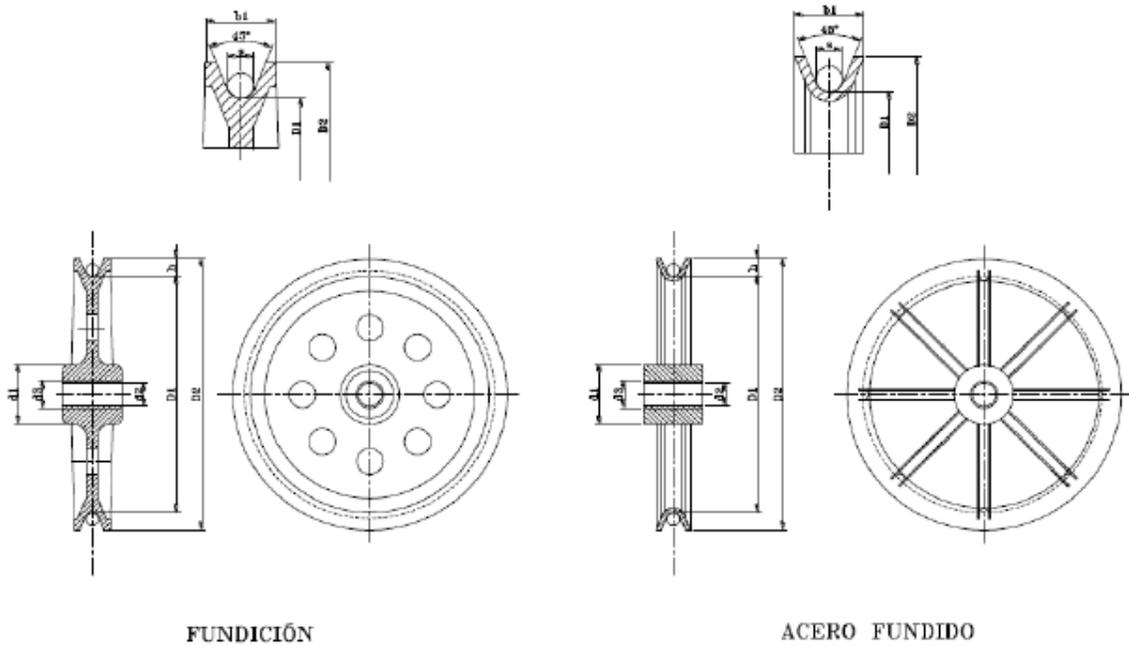
poleas de polipasto y de reenvio										poleas de compensacion								
D ₂	D ₁	b ₁		b ₂	d		l **		r	diametro del cable c	D ₂	b ₁		b ₂	d	l	r	diametro del cable c
		fundicion	acero moldeado		acero	cota min.	cota max.	cota min.				cota max.	fundicion					
80	105	22	22		20	25	30	50	2	3.5	-	-	-	-	-	-	-	-
100	130	25	25		20	25	30	50	2.7	3.5-5	-	-	-	-	-	-	-	-
125	160	30	30		25	30	35	80	3.5	5-6.5	-	-	-	-	-	-	-	-
160	200	32	30		25	40	35	80	4.3	6.5-8	200	36	32	50	60	5.4		8-10.
200	240	36	32		25	50	40	80	5.4	8-10.	250	40	36	60	70	7		10-13.
250	300	40	38		25	60	50	70	7	10-13.	305	50	45	70	80	8.5		13-16
315	375	50	45		30	80	80	80	8.5	13-16	360	60	55	80	100	12		15-22
400	460	60	55		40	100	70	120	12	18-22	460	70	65	90	110	14.5		22-27
500	580	70	65		50	125	80	140	14.5	22-27	590	80	75	110	140	18		27-33
630	720	80	75		60	140	80	150	18	27-33	730	95	90	125	150	23		40-43
710	800	85	80		70	160	90	180	18	27-33	840	115	110	125	180	26		43-45-48
800	900	95	90		80	180	100	200	23	33-40-43	930	135	130	140	170	29		48-51-54
900	1010	105	95		90	200	130	240	24	40-43-45								
1000	1120	110	105	90	200	130	240	24	24	40-43-45								
		115	110								20	48-51-54						
1120	1250	116	110	100	220	130	250	26	32	43-45-48								
		125	116								32	51-54-58						
1250	1400	125	120	100	220	160	250	20	32	45-48								
		135	130								32	51-54-58						
1400	1550	135	130	100	220	200	250	32	51-54-58									

Las poleas pueden hacerse en fundición, acero moldeado o construcción soldada. Las poleas de fundición de pequeñas dimensiones son de alma llena; las mayores tienen 4 o 6 brazos y vaciados entre los mismos, de forma parecida a las poleas de transmisión. De todos modos se deben verificar las fatigas de trabajo del eje y aumentar el agujero de la polea si fuera necesario.

Las poleas de fundición no resisten bien el desgaste, y en el caso de un servicio duro se deben prever poleas en acero moldeado, cuyo precio es bastante más elevado. Actualmente se emplean de manera creciente poleas soldadas que son menos pesadas y menos caras que las de acero moldeado, a condición de tener el utillaje necesario. La ligereza es sobre todo ventajosa en las poleas de cabeza de las plumas donde el peso incide desfavorablemente sobre el momento de vuelco y el peso total de la máquina.

En las poleas soldadas la llanta es un angular o una pletina que primeramente se ha perfilado y después se ha plegado en forma semicircular por medio de una plantilla. Sobre una mesa de soldar se montan finalmente las dos semillantas y el cubo para los brazos de chapa o varilla.

El cálculo de la resistencia de una polea soldada debe sobre todo, comprobar los esfuerzos de las llantas y de los brazos. La componente radial de la tracción del cable solicita a la llanta a flexión. Para un elemento comprendido entre dos radios, la resultante P de estas componentes radiales se encuentra por medio de un polígono de fuerzas o por la fórmula



La polea será construida con una barra rolada, la cual será mecanizada para obtener las medidas de la ranura de la llanta, esta llanta se verificará a flexión.

Verificación de la llanta a flexión

P_r	resultante de las componentes radiales de la tensión del cable
$S_t = 4000 \cdot \text{kgf}$	tracción del cable
$\gamma := 60$	ángulo entre dos radios

por lo tanto: $P_r := S_t = 4000 \cdot \text{kgf}$

Momento flector máximo

$$l_{\text{llanta}} := \frac{\pi \cdot D_{\text{polea.adop}}}{6} = 261.799 \cdot \text{mm} \quad \text{longitud de un tramo de llanta entre dos radios}$$

$$M_{\text{llanta}} := \frac{P_r \cdot l_{\text{llanta}}}{16} = 6544.985 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

Para avanzar en el cálculo, supusimos que la llanta se realizará a partir de una barra cuadrada de de 60x60 de cuya sección se considera solamente la mitad inferior para el cálculo de flexión. Esta pieza se podría reducir luego, haciendo la correspondiente verificación.



ARGENTINA
SCRAP®



COEFICIENTE APROXIMADO
POR CENTIMETRO CUBICO
DE BARRA

8,41 Gramos

TABLA DE PESOS SEGUN
MEDIDAS DE BARRAS

HEXAGONALES

CUADRADAS

mm	Kg/M	mm	Kg/M	mm	Kg/M	mm	Kg/M	mm	Kg/M
4	0,117	15,87 (5/8)	1,834	29	6,124	4	0,135	17,46 (11/16)	2,564
4,76 (3/16)	0,165	16	1,864	30	6,554	4,75	0,190	19,05 (3/4)	3,052
5	0,182	17	2,105	31,75 (1 1/8)	7,341	5	0,210	20,64 (13/16)	3,583
6	0,262	17,46 (11/16)	2,220	33	7,930	6	0,303	22	4,070
6,35 (1/4)	0,294	18	2,359	34	8,418	6,35 (1/4)	0,339	22,22 (7/8)	4,152
7	0,357	19,05 (3/4)	2,643	35	8,921	7	0,412	23,81 (15/16)	4,768
7,93 (5/16)	0,458	20	2,913	36	9,438	7,93 (5/16)	0,529	25,40 (1)	5,426
7,94	0,456	20,64 (13/16)	3,102	38,10 (1 1/2)	10,571	7,94	0,530	27	6,131
8	0,466	21	3,211	40	11,652	8	0,538	28,57 (1 1/8)	6,865
9	0,590	22	3,525	41,27 (1 5/8)	12,403	9	0,681	30	7,569
9,52 (3/8)	0,660	22,22 (7/8)	3,595	44,45 (1 3/4)	14,388	9,52 (3/8)	0,762	31,75 (1 1/4)	8,478
10	0,728	23	3,852	46	15,409	10	0,841	35	10,302
11	0,881	23,81 (15/16)	4,128	47,62	16,514	11,11 (7/16)	1,038	38,10 (1 1/2)	12,208
11,11 (7/16)	0,899	24	4,195	50,80 (2)	18,793	12	1,211	44,45	16,616
12	1,049	25	4,551	54	21,235	12,70 (1/2)	1,356	45	17,030
12,70 (1/2)	1,175	25,40 (1)	4,698	57,15 (2 1/4)	23,785	14	1,648	50	21,025
13	1,231	26	4,923	57,50	24,077	14,28 (9/16)	1,892	50,80	21,703
14	1,427	27	5,309	60,30	26,479	15	1,638	60,30	30,276
14,28 (9/16)	1,485	28	5,709	63,50	29,364	15,87 (5/8)	2,118	60,30	30,580
15	1,638	28,57 (1 1/8)	5,944	70	35,638	17	2,430		
				76,20	42,284				

$$b_{llanta} := 60\text{mm}$$

$$h_{llanta} := 30\text{mm}$$

$$W_{llanta} := \frac{b_{llanta} \cdot h_{llanta}^2}{6} = 9 \cdot \text{cm}^3$$

$$\sigma_{flanta} := \frac{M_{flanta}}{W_{llanta}} = 727.221 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Según apuntes I, (pag.11) tomamos $\sigma_{adm} = 1000\text{kg/cm}^2$

$$\sigma_{flantaadm} := 1000 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{flanta} \leq \sigma_{flantaadm} = 1$$

verifica

Dimensionamiento de los radios (rayos) de la polea de la pasteca

Estos elementos están sometidos a pandeo, por la misma resultante que somete a los tramos de la llanta a flexión.

$$P_r = 4000 \cdot \text{kgf} \quad \text{carga que solicita al pandeo a los rayos}$$

$$l_{\text{rayo}} := \left(1 + \frac{1}{4}\right) \cdot \text{in} = 3.175 \cdot \text{cm}$$

$$S_{\text{rayo}} := (l_{\text{rayo}})^2 = 10.081 \cdot \text{cm}^2 \quad \text{sección del rayo}$$

$$J_{\text{rayo}} := \frac{(l_{\text{rayo}})^4}{12} = 8.468 \cdot \text{cm}^4$$

$$D_{2\text{polea.adop}} = 500 \cdot \text{mm}$$

$$d_{1\text{polea.princ}} := 300 \text{mm} \quad \text{Diámetro exterior del cubo de la polea}$$

$$i_{\text{rayo}} := \sqrt{\frac{J_{\text{rayo}}}{S_{\text{rayo}}}}$$

$$\lambda := \frac{(D_{2\text{polea.adop}} - d_{1\text{polea.princ}})}{2 \cdot i_{\text{rayo}}} = 10.911$$

De la pag. 524 del Manual del Ing. Dubbel: $\omega = 1.02$

$$\omega := 1.02$$

$$\sigma_{\text{rayos pand}} := \frac{P_r}{S_{\text{rayo}}} \cdot \omega = 404.737 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Se podrá realizar con chapa en vez de rayos, la cual deberá tener un espesor de=

En las placas laterales los esfuerzos actuantes serán :

Flexión

Compresión

El momento en el eje debido a las reacciones en los cojinetes es:

$$M_{\text{flanta}} = 65.45 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Una parte de este momento pasa por las placas laterales. Si a esta fracción del momento la denominamos M_{dr} , está se puede calcular de la siguiente forma :
Adoptamos :

Diámetro exterior del disco lateral : $D_{2\text{polea.adop}} = 500 \cdot \text{mm}$
Diámetro interior del disco lateral: $d_{1\text{polea.princ}} = 300 \cdot \text{mm}$

D2/D	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8
K1	0,596	0,438	0,321	0,232	0,167	0,119	0,081	0,035	0,013	0,003
L1	4,408	3,37	2,658	2,13	1,729	1,403	1,146	0,749	0,471	0,262

Relación entre diámetros :

$$\frac{d_{1\text{polea.princ}}}{D_{2\text{polea.adop}}} = 0.6$$

$$K_{1p} := 0.35$$

$$L_{1p} := 0.749$$

Debemos adoptar un espesor para las placas laterales

Espesor del disco :

$$e_{\text{discopp}} := \frac{1}{2} \text{ in} = 12.7 \text{ mm}$$

Con estos datos podemos calcular :

Momento que pasa por los cubos y las placas :

$$M_{dp} := \frac{M_{\text{filanta}}}{1 + \frac{K_{1p} \cdot 2 \cdot J_{\text{ejep}}}{L_{1p} \cdot e_{\text{discopp}}^3}} = 54.468 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

Esta fracción de momento flector causará una deflexión en el disco que será :

$$\delta_{mp} := \frac{K_{1p} \cdot M_{dp} \cdot \text{cm}}{E \cdot e_{\text{discopp}}^3} = 4.43 \times 10^{-5} \cdot \text{mm}$$

$$E := 2100000 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Esta ocasionará una tensión σ_1 :

$$\sigma_{1p} := 2L_{1p} \cdot \frac{M_{dp}}{d_{1\text{polea.princ}} \cdot e_{\text{discopp}}^2} = 9.582 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Existe además una tensión producida por compresión:

$$\sigma_{2p} := \frac{\frac{S_t}{n_r \cdot 2}}{(d_{1\text{polea.princ}} \cdot e_{\text{discopp}})} = 8.749 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

La tensión resultante será : $\sigma_{\text{mp}} := \sigma_{1p} + \sigma_{2p} = 18.331 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

La tensión admisible para discos de SAE 1045 es 560 kgf/cm²:

Material	$\sigma_{\text{adm.}}$
SAE 1020 – A36	420 kg/cm ²
SAE 1045	560 kg/cm ²

$$\sigma_{\text{adm}} := 560 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{mp}} < \sigma_{\text{adm}} = 1 \quad \text{Verifica}$$

Peso Discos

$$P_{\text{discopp}} := \frac{\pi \left(D_{2\text{polea.adop}}^2 - d_{1\text{polea.princ}}^2 \right)}{4} \cdot e_{\text{discopp}} \cdot 785 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} = 1.253 \cdot \text{kgf}$$

La pared del cubo adoptada es de 90 mm

Selección de los rodamientos para las poleas de la pasteca

$$d_{1\text{polea.princ}} = 300 \cdot \text{mm} \quad \text{Cubo de las poleas de la pasteca}$$

$$D_{\text{eje}} = 114.3 \cdot \text{mm}$$

$$Q_{\text{rp}} := F_p = 79061.212 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Limite de velocidad	
mm	mm	mm	kN	kN	rpm	m/s	* rodamiento SKF Explorer ** Compruebe disponibilidad
130	200	69	550	830	-	70	C 4026-2CS5V/GEM9 *

Desplazamiento axial s_1 -

Factor de desalineación k_1 0,089

Factor de juego de funcionamiento 0,133

Dimensiones principales		Referencias					
d_1	<i>d</i>	d_3	B_1	Manguito de fijación con tuerca y mecanismo de fijación	Tuerca de fijación correspondiente	Dispositivo de fijación correspondiente	Tuerca hidráulica adecuada
mm	mm	mm	mm				
114,3	130	155	80	HE 3026	KML 26	MBL 26	HMV 26 E

Verificación de la vida útil nominal:

Carga dinámica del rodamiento

$$C_{d_{rod}} := 550 \text{ kN}$$

Carga radial sobre el rodamiento

$$F_{\text{rodap}} := F_p = 79 \cdot \text{kN}$$

$$p_{\text{sp}} := \frac{10}{3} \quad \text{Exponente de vida para rodamientos de rodillo}$$

$$L_{10p} := \left(\frac{C_{d_{\text{rodap}}}}{F_{\text{rodap}}} \right)^{p_{\text{sp}}} \cdot 10^6 = 6.427 \times 10^8 \quad \text{Vida util en revoluciones}$$

$$n_p := \frac{n_{\text{princ}} \cdot \frac{Dt}{2}}{\left(\frac{D_{2\text{polea.adop}}}{2} \right)} = 64 \cdot \text{rpm}$$

$$\text{Vida}_{\text{ap}} := \frac{L_{10p}}{n_p} = 3.04 \cdot \text{yr} \quad \text{Vida util en condiciones nomales de trabajo}$$

Verificación por carga estática:

$$F_p = 79.061 \cdot \text{kN}$$

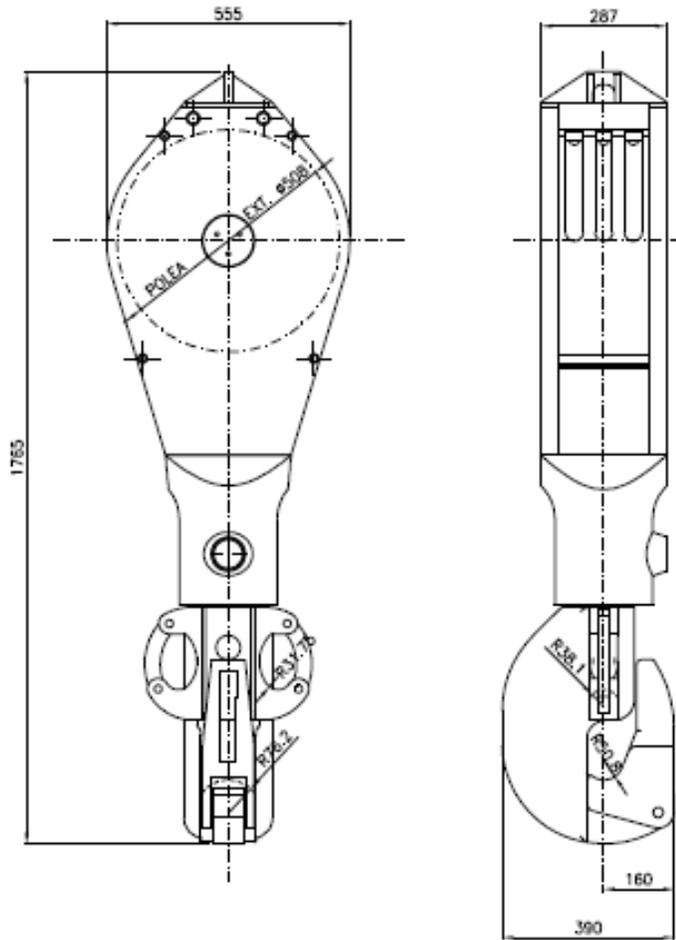
$$Q_{\text{rodamp}} := 830 \text{ kN} \quad \text{Carga eestática admisible}$$

Verifica por carga estática

$$Q_{\text{rodamp}} > F_p = 1 \quad \text{Verifica}$$

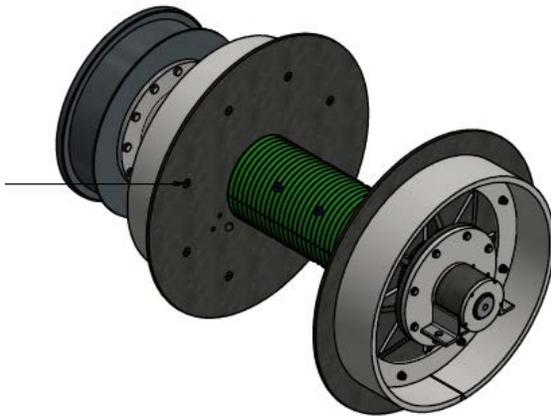
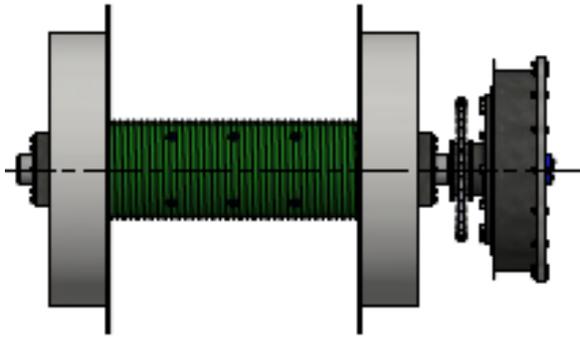
Luego de realizar el cálculo correspondiente del bloque viajero para su producción, se evalúa utilizar un modelo comercial del mismo ya que es necesario contar con ciertas certificaciones de fabricación para poder ser utilizado en la industria. Es necesario que el aparejo responda a la norma API 8C.

Para ello se escoge un bloque viajero perteneciente a la firma Miguel Abad, que cuenta con las siguientes especificaciones:



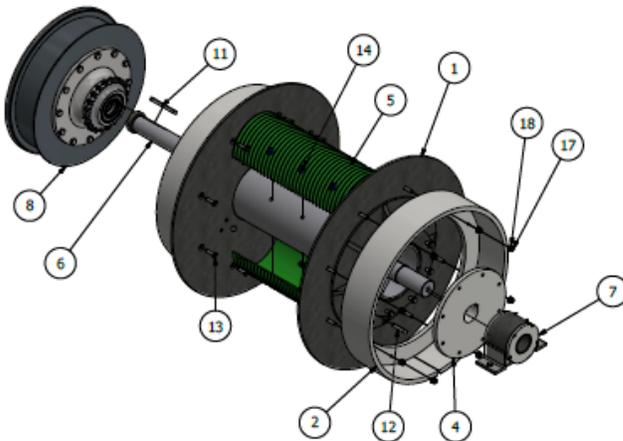
Capacidad: 30 Ton
 Cantidad de poleas: 3
 Diámetro ext. poleas: 20"
 Diámetro del cable: 7/8"
 Peso: 650 kg

10.1.2 Tambor de Izaje



19	1	01-01-07-00-00-00	Tapa eje	1,80 kg
18	3	ANSI B18.2.1 - 3/8-16 UNC - 1,5	Tomillo hex	0,03 kg
17	48	ISO 7042 - M16	Tuercas hexagonales autofrenadas	0,04 kg
16	16	ISO 4014 - M16 x 80	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	0,16 kg
15	2	DIN 931-1 - M16 x 55	Perno de cabeza-hex	0,12 kg
14	12	DIN 7991 - M20x35	Tomillos de cabeza avellanada con hueco hexagonal	0,10 kg
13	16	DIN 7991 - M16x60	Tomillos de cabeza avellanada con hueco hexagonal	0,11 kg
12	2	DIN 6885 - A 28 x 16 x 100	Chaveta paralela	0,33 kg
11	1	DIN 6885 - A 25 x 14 x 180	Chaveta paralela	0,48 kg
9	3	DIN 128 - A16	Arandela de presión	0,01 kg
8	1	01-01-07-00-00-00	Embrague GUMMI 24FK500 con campana 212013	506,01 kg
7	2	01-01-06-00-00-00	Porta-rodamiento con SKF 22319	22,31 kg
6	1	01-01-05-00-00-00	Eje Izaje	121,25 kg
5	1	01-01-04-00-00-00	Guia de arrollamiento	73,89 kg
4	2	01-01-03-00-00-00	Cubo abulonado	54,78 kg
3	1	01-01-02-05-00-00	Placa Cable	0,71 kg
2	2	01-01-02-00-00-00	Campana Freno	177,52 kg
1	1	01-01-01-00-00-00	Conjunto soldado	513,24 kg
ELEMENTO/CTDAD/ N° DE PIEZA			DESCRIPCIÓN	MASA

LISTA DE PIEZAS



Datos

$Q := 4000\text{kgf}$

Tiro del cable

$n_r := 6$

Numero de ramales

$D_t := 400\text{mm}$

Diámetro del tambor con el cable enrollado al máximo

$r := \frac{D_t}{2}$

Radio del tambor

$M_t := Q \cdot r = 7845.32 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$

Momento torsor

$M_{\text{cubo}} := \frac{M_t}{2} = 3922.66 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$

Momento torsor que soporta cada cubo

Tambor de Izaje

DIMENSIONES Y PESOS TEORICOS - TUBOS ASTM A-53

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	ESPEORES NOMNALES Y PESOS																	
		NUMERO DE "SCHEDULE" (CEDULA)																	
		20		30		40		60		80		100		120		140		160	
PULG	mm	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m
1/8	10.30					1.73	0.36			2.41	0.46								
1/4	13.70					2.24	0.63			3.02	0.89								
3/8	17.10					2.31	0.85			3.29	1.10								
1/2	21.30					2.77	1.26			3.71	1.62							4.78	1.95
3/4	26.70					2.87	1.68			3.91	2.19							5.56	2.89
1	33.40					3.38	2.50			4.55	3.23							6.35	4.23
1 1/4	42.20					3.56	3.38			4.85	4.46							6.35	5.60
1 1/2	48.30					3.68	4.05			5.04	5.40							7.14	7.23
2	60.30					3.91	5.43			5.54	7.47							8.74	11.10
2 1/2	73.00					5.16	8.62			7.01	11.40							9.52	14.90
3	88.90					5.49	11.28			7.62	15.25							11.13	21.30
3 1/2	101.00					5.74	13.56			8.04	18.62								
4	114.30					6.02	16.06			8.56	22.29			11.13	28.25			13.49	33.54
5	141.30					6.55	21.76			9.52	30.92			12.70	40.24			15.88	49.05
6	168.30					7.11	28.23			10.97	42.52			14.27	54.20			18.26	67.47
8	219.10	6.35	33.28	7.04	36.76	8.18	42.49	10.31	53.07	12.70	64.57	15.09	75.79	18.26	90.32	20.67	100.89	23.01	111.18
10	273.00	6.35	41.73	7.80	50.96	9.27	60.24	12.70	81.50	15.09	95.80	18.26	114.50	21.40	132.70	25.40	155.00	23.60	172.10
12	323.80	6.35	49.68	8.38	65.14	10.31	79.70	14.30	109.0	17.48	132.0	21.40	159.50	25.40	186.70	28.60	207.90	33.30	238.50
14	355.80	7.92	68.00	9.52	81.20	11.19	94.30	15.10	126.4	19.90	157.9	23.80	194.50	27.80	224.20	31.80	253.30	35.70	281.40
16	406.40	7.92	77.90	9.52	93.10	12.79	123.20	16.70	160.0	21.40	203.1	26.20	245.10	30.40	286.10	36.50	332.60	40.50	364.80
18	457.20	7.92	87.80	11.11	122.10	14.30	155.90	19.00	205.6	23.80	254.1	29.40	309.50	34.90	363.30	39.70	408.10	45.20	459.10
20	508.00	9.52	117.00	12.70	155.00	15.19	182.90	26.60	247.6	26.20	310.8	32.50	381.10	38.10	441.00	44.40	507.60	60.00	564.00
24	609.60	9.52	140.80	14.30	209.50	17.40	254.70	24.60	354.3	30.90	441.0	38.90	546.70	46.00	639.00	52.40	719.00	59.50	806.50
30	762.00	12.70	234.40	15.90	291.60														

$$D_{\text{schedule}} := 14\text{in}$$

$$e_{\text{schtambor}} := 19\text{mm}$$

$$d_{\text{sch}} := D_{\text{schedule}} - (2 \cdot e_{\text{schtambor}}) = 317.6\text{mm}$$

Selección cable

Datos obtenidos de Dubbel

TABLA NUMÉRICA 4. Cables de seis y de ocho cordones para grúas, ascensores, aparejos y aparatos análogos. DIN 655 (septiembre 1942)

Clases de arrollamientos (figs. 36 y 37). Sección transversal del cable (figs. 38 a 40). Designación de un cable de 20 mm de diámetro nominal, de seis cordones de 37 alambres de 0,9 mm de diámetro, con resistencia a la tracción de 160 kg/mm²: Cable, B 20 × 160 DIN 655

Forma de construcción	Diám. nominal del cable d mm	Diám. de cada alambre element. δ mm	Sección total de los alambres de un cable F mm ²	Peso calculado por metro lineal g kg	Resistencia en kg/mm ²		
					130	160	180
					Resistencia a la rotura para el cálculo kg		
A (fig. 38)  6 × 19 = 114 alambres y un alma de fibras	6,5	0,4	14,3	0,135	1 860	2 300	2 550
	8	0,5	22,4	0,21	2 900	3 600	4 050
	9,5	0,6	32,2	0,30	4 200	5 150	5 800
	11	0,7	43,9	0,41	5 700	7 000	7 900
	12,5	0,8	57,3	0,54	7 450	9 150	10 300
	14	0,9	72,5	0,68	9 450	11 600	13 050
	16	1,0	89,5	0,85	11 650	14 300	16 100
	17	1,1	108,3	1,02	14 100	17 350	19 500
	19	1,2	128,9	1,22	16 750	20 600	23 200
	20	1,3	151,3	1,43	19 650	24 200	27 250
	22	1,4	175,5	1,66	22 800	28 050	31 600

$$\text{ppmcable} := 1.66 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \quad \text{Peso por metro cable}$$

$$l_{\text{cable}} := 100\text{m} \quad \text{Longitud cable}$$

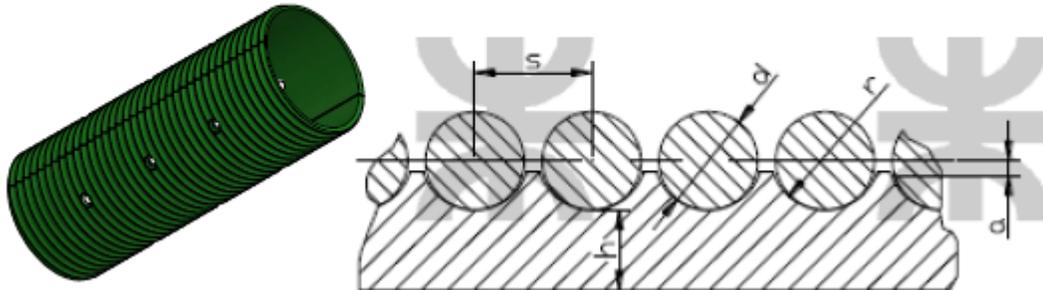
$$p_{\text{cable}} := l_{\text{cable}} \cdot \text{ppmcable} = 1627.904\text{N}$$

$$L_{\text{tamb}} := 900\text{mm} \quad \text{Longitud del tambor de izaje}$$

$$d_{\text{nc}} := 22\text{mm}$$

Perfil de la garganta

Se realizarán dos medias cañas en la cual serán mecanizadas las espiras



Arrollamiento a partir de ASTM A 53/A 53M Tubería 14" - Sch 80.

Diámetro del cable	10	13	16	19	22	27	33	40	44
s	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5.5	7	9	10.5	12	15	18	22	24
a	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	5	6

$$s_g := 25\text{mm} \quad r_g := 12\text{mm} \quad a_g := 3\text{mm}$$

Flexión en el tambor

$$S_t := Q$$

$$W_{sch} := \frac{\pi}{64} \left(\frac{D_{schedule}^4 - d_{sch}^4}{D_{schedule}} \right) = 802.741 \cdot \text{cm}^3$$

$$M_{ftp} := \frac{(L_{tamb})}{2} \cdot S_t = 180000 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

$$\sigma_{trab} := \frac{M_{ftp}}{W_{sch}} = 224.232 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Verifica}$$

Torsión en el tambor

$$W_{sch.t} := \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D_{schedule}^4 - d_{sch}^4}{D_{schedule}} \right) = 1605.483 \cdot \text{cm}^3$$

$$\tau_{trab.t} := \frac{D_{schedule} \cdot S_t}{W_{sch.t}} = 88.596 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Ángulo de emboque de cable

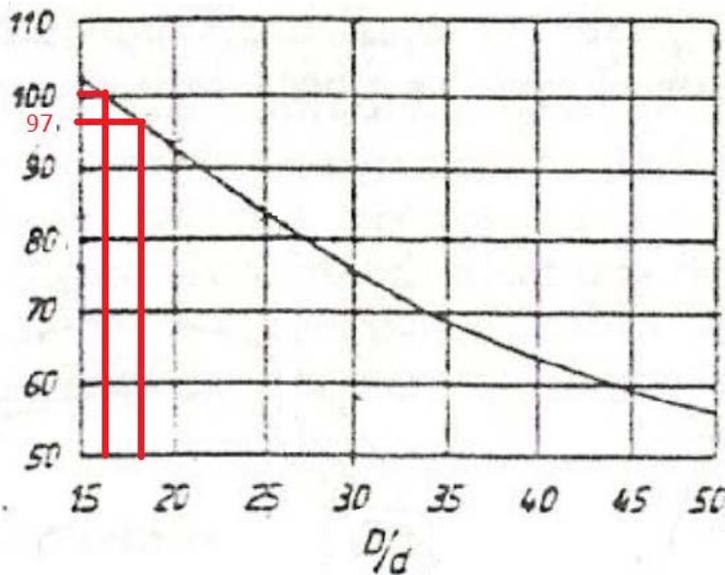


FIG. 64. — Máxima inclinación del cable α , por 1000 mm (en el sentido de inclinación de las ranuras).

$$r_{tc} := \frac{D_{schedule}}{d_{nc}} = 16.164 \quad \text{Relación tambor cable}$$

$$a_1 := 100\text{deg} \quad \text{Valor de tabla}$$

$$h_{td} := 18800\text{mm} \quad \text{Altura torre desplegada}$$

$$d_{tt} := 1006\text{mm} \quad \text{Distancia entre el tambor y la torre}$$

$$C_{ad} := \sqrt{h_{td}^2 + d_{tt}^2} = 18.827 \text{ m} \quad \text{Cateto adyacente}$$

$$C_{op} := \frac{L_{tamb}}{2} \quad \text{Cateto opuesto}$$

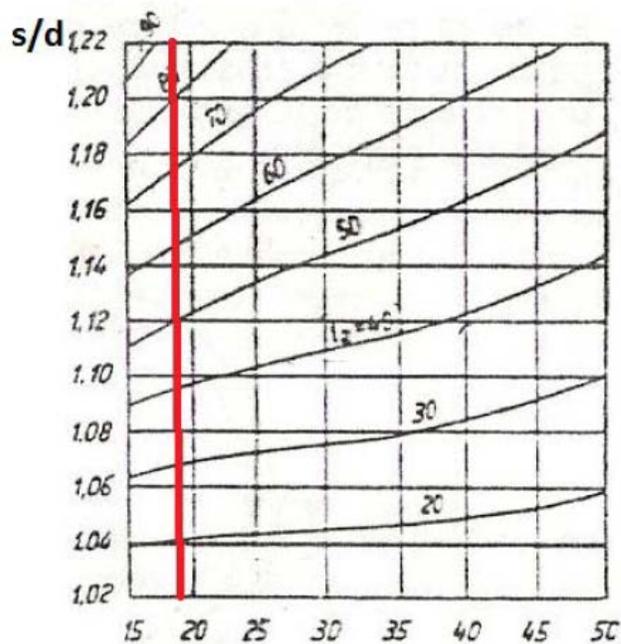
$$\alpha_{cable} := \text{atan}\left(\frac{-C_{op}}{C_{ad}}\right) = -1.369 \cdot \text{deg}$$

$$d_{r1} := 1000 \text{ mm} \tan(\alpha_{cable}) = -23.902 \cdot \text{mm}$$

$$\beta_c := \text{atan}\left(\frac{s_g}{D_{schedule} \cdot \pi}\right) = 1.282 \cdot \text{deg}$$

$$t_1 := 1000 \cdot \tan(a_1 + \beta_c) \cdot \text{mm} = -5012.719 \cdot \text{mm}$$

$$|t_1| > |d_{r1}| = 1 \quad \text{Verifica}$$



$$r_{pc} := \frac{s_g}{d_{nc}} = 1.136$$

$$a_2 := 58$$

$$C_{ad2} := L_{tamb}$$

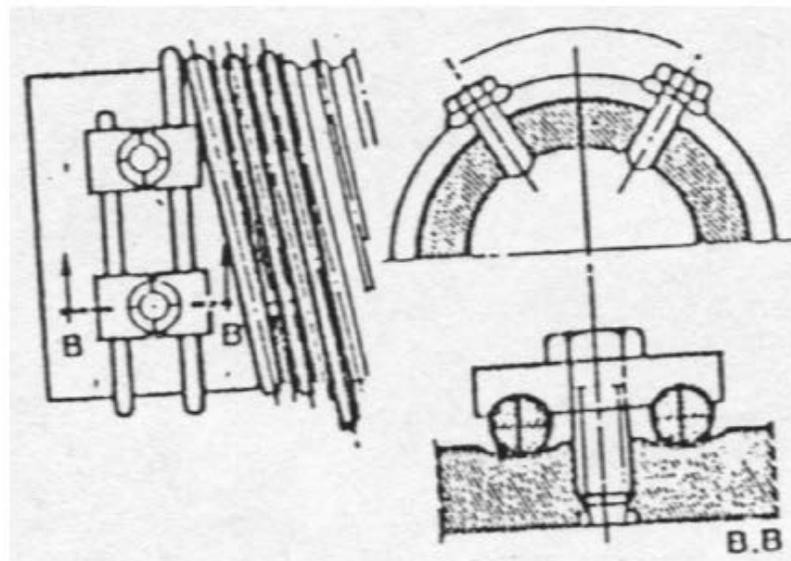
$$\alpha_{cable2} := \operatorname{atan}\left(\frac{C_{op}}{C_{ad2}}\right) = 26.565 \cdot \text{deg}$$

$$d_{r2} := 1000 \text{mm} \tan(\alpha_{cable2}) = 500 \cdot \text{mm}$$

$$t_2 := 1000 \cdot \tan(a_2 + \beta_c) \cdot \text{mm} = 10267.396 \cdot \text{mm}$$

$$|t_1| > |d_{r1}| = 1 \quad \text{Verifica}$$

En la sujeción del cable no deben producirse ni flexiones bruscas, ni elevados esfuerzos, por este motivo es que se dispuso de tres espiras muertas para producir el rozamiento entre el cable y el tambor de izaje.



Para determinar el número de placas de un tornillo se efectúa el siguiente cálculo:

$\mu_{tc} := 0.1$ Coeficiente de rozamiento entre tambor y cable

$\alpha_{tcp} := 2 \cdot 360 \text{deg} = 12.566 \cdot \text{rad}$ Angulo del tambor abrazado por las espiras muertas

$S_{fcp} := \frac{S_t}{e^{\mu_{tc} \cdot \alpha_{tcp}}} = 1138.438 \cdot \text{kgf}$ La tensión del cable ante la placa de apriete

El esfuerzo necesario de apriete de todos los tornillos de sujeción vale:

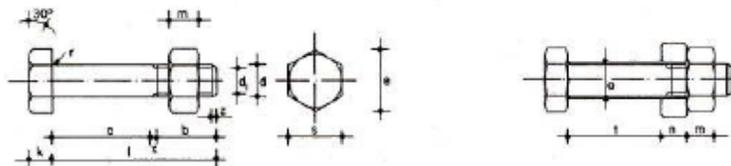
$b_1 := 0.65$ Coeficiente que tiene en cuenta la descarga debido al rozamiento de las espiras sujetas del cable con el tambor.

$K_{1c} := 1.25$ Coeficiente de seguridad

$C_{1c} := 0.35$ Coeficiente de resistencia al movimiento del cable apretado con las placas.

$F_{sctp} := \frac{b_1 \cdot K_{1c} \cdot S_{fcp}}{C_{1c}} = 2642.803 \cdot \text{kgf}$

El esfuerzo admisible de tracción de los tornillos



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Diámetro del agujero a mm	Área neta del núcleo An cm ²	Área resistente Ar cm ²
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d _i mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chafán z mm	Espesor k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Radio del acuerdo r mm			
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11.	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570
T 20	20	16.933	25.0	4.0	3.0	13	30	34.6	1.0	21	2.250	2.750
(T 22)	22	18.933	28.0	4.0	3.3	14	32	36.9	1.0	23	2.820	3.030
T 24	24	20.319	29.5	4.5	4.0	15	36	41.6	1.0	25	3.240	3.530
(T 27)	27	23.319	32.5	4.5	4.0	17	41	47.3	1.0	28	4.270	4.560
T 30	30	25.706	35.0	5.0	5.0	19	46	53.1	1.0	31	5.190	5.610
(T 33)	33	28.706	38.0	5.0	5.0	21	50	57.7	1.0	34	6.470	6.940
T 36	36	31.093	40.0	6.0	6.0	23	55	63.5	1.0	37	7.590	8.170

Se recomienda no utilizar los tornillos cuyo tipo figura entre paréntesis.

4. Propiedades mecánicas

Las propiedades mecánicas coordinadas a las clases de resistencia sirven para tornillos terminados. En éstos se alcanzan parcialmente valores de resistencia más altos y propiedades adicionales que los indicados en las normas de material para aceros de los grupos de acero según tabla 3. Las propiedades mecánicas indicadas en tabla 4 sirven para ensayo a temperatura ambiente. Para temperaturas más altas o más bajas se han de considerar las propiedades mecánicas correspondientes, véase DIN 267, hoja 13 (aún en proyecto).

Tabla 4. Valores mecánicos

Párrafo	Clase de resistencia	nueva	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9		
		anterior	4 A	4 D	4 S	5 D	5 S	6 D	6 S	6 G	8 G	10 K	12 K	—		
4.1. y 4.2.	Resistencia a la tracción σ_B	min.	34	40	50	60	80	100	120	140	160	—	—	—	—	
		max. ⁶⁾	49	55	70	80	100	120	140	160	—	—	—	—	—	
4.3.	Dureza Brinell ¹⁾ HB	min.	90	110	140	170	225	280	330	390	—	—	—	—	—	
		max. ⁶⁾	150	170	215	245	300	365	425	—	—	—	—	—	—	
4.4.	Dureza Rockwell ²⁾	HRB		min.	47	63	78	88	—	—	—	—	—	—	—	
		max. ⁶⁾		82	88	97	102	—	—	—	—	—	—	—	—	
		HRC		min.	—	—	—	—	18	27	34	40	—	—	—	—
		max. ⁶⁾		—	—	—	—	—	31	38	44	49	—	—	—	—
4.5.	Dureza Vickers HV 30 kp/mm ²	min.	90	110	140	170	225	280	330	400	—	—	—	—		
		max. ⁶⁾	150	170	215	245	300	370	440	510	—	—	—	—		
4.6.	Límite de fluencia $\sigma_{0.2}$	kp/mm ² min.	20	24	32	30	40	36	48	—	—	—	—	—		
4.7.	Límite de alargamiento 0,2 $\sigma_{0.2}$	kp/mm ² min.	—	—	—	—	—	—	54	64	90	108	126	—		
4.8.	Tensión de ensayo σ_{zL}	σ_{zL}/σ_B	0,94	0,94	0,91	0,94	0,91	0,94	0,91	0,88	0,91	0,88	0,88	0,88		
		kp/mm ²	18,8	22,6	29,1	28,2	36,4	33,9	43,7	47,5	58,2	79,2	95	111		
4.9.	Alargamiento de rotura δ_5	% min.	25	25	14	20	10	16	8	12	12	9	8	7		
4.10.	Resistencia con carga oblicua ⁷⁾	Los valores de resistencia con carga oblicua para tornillos enteros han de coincidir con los valores de resistencia indicados en el párrafo 4.2.														
4.11.	Resiliencia (probeta ISO) kp m/cm ² min. ⁸⁾	—			5	—	4	—	3	6	4	3	3	—		
4.12.	Tonacidad al golpe de la cabeza ⁷⁾	Ninguna rotura en el ensayo de golpe de la cabeza según párrafo 6.9.														
4.13.	Descarburación del borde	—									Valores véase párrafo 6.10					
4.14.	Defecto de superficie ⁹⁾ excepto grietas	—			máx. 0,2 mm de profundidad											

⁵⁾ En los valores de dureza convertidos de los límites de la resistencia a la tracción se han hecho suplementos de $\pm 5\%$ a consecuencia de las dispersiones posibles en la pieza suelta. Es determinante el ensayo de tracción (véase programas de ensayo, capítulo 7).

⁶⁾ Las resistencias a la tracción y valores de dureza máximos sirven sólo para el ensayo de tornillos enteros para ensayo según programa de ensayo B (véase capítulo 7).

⁷⁾ No sirve para tornillos con carga interior, cuyas alturas de cabeza sean $< 0,8 d$.

⁸⁾ Si se emplean aún probetas DVM sirven los valores siguientes:

Adoptamos un diametro de bulón T16 grado 4.8

$$d_{fctp} := 16\text{mm}$$

Diámetro del bulón de la fijación cable y tambor principal

$$\tau_{admbulon} := 256 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Tensión admisible a la tracción

$$a_{resistente} := 1.57\text{cm}^2$$

Area resistente bulón

Fuerza que admite cada tornillo

$$F_{fp} := a_{resistente} \cdot \tau_{admbulon} = 4098.443 \cdot \text{kgf}$$

El numero de tornillos necesario es:

$$Z_b := \frac{F_{sctp}}{F_{fp}} = 0.645$$

Se adopta 1 placas con 2 tornillos T16 4.8

Cálculo del eje tambor izaje principal

Debemos dimensionar el eje a flexión y verificar la flecha del mismo

Los esfuerzos que aparecen son:

- Fuerza radial resultante
- Peso propio



Elegimos un acero SAE 4140

De la pág. 13 y 73 de Vallance-Doughtie y catálogos de acero

$$\sigma_{\text{fluencia.tracción}} := 7036 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{fluencia.torsión}} := 3867 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{tracción}} := 0.8 \cdot \sigma_{\text{fluencia.tracción}} = 5628.8 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{torsión}} := 0.8 \sigma_{\text{fluencia.torsión}} = 3093.6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

La ecuación de ASME es:

Diámetro teórico eje principal

$$d_{\text{tep}} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\pi} \cdot K_m \cdot M_{\text{tm}}}$$

Donde:

$n := 2.25$ Constante de acuerdo al tipo de fijación de los extremos del árbol.

$K_m := 1.5$ Factor combinado de choque y fatiga a aplicar el momento flector calculado.

$$P_{ttamb.p} := 510.6 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \quad P.tamb.p = \text{Peso estimado del Tambor Izaje}$$

$$P_{tamb.p} := L_{tamb} \cdot P_{ttamb.p} = 4506.548 \text{ N}$$

$$P_{emb} := 500 \text{ kgf} \quad \text{Peso embrague}$$

Distancia entre el cubo y el rodamiento $D_a = 15 \text{ mm}$ (de plano)

$$D_a := 15 \text{ mm}$$

El momento torsor máximo será :

$$S_t = 39226.6 \text{ N} \quad \text{Tiro del cable}$$

$$M_{tm} := S_t \cdot \frac{D_t}{2} + P_{emb} \cdot D_a = 7919 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$d_{tep} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot \sigma_{torsión}} \cdot K_m \cdot M_{tm}} = 96.453 \cdot \text{mm} \quad \text{Diámetro teórico eje tambor izaje}$$

Seleccionamos un eje comercial de diámetro:

$$d_{et} := 4 \text{ in} = 101.6 \cdot \text{mm}$$

Verificación por corte

$$P_{tse} := P_{emb} + \frac{P_{tamb.p}}{2} = 7156.599 \text{ N} \quad \text{Peso total sobre el eje}$$

$$F_{\text{max.eje.tamb}} := S_t + P_{tse} = 4729.77 \cdot \text{kgf}$$



$$\tau_{\text{adm.eje}} := \sigma_{\text{torsión}} = 3093.6 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{\text{eje.tamb}} := \frac{\pi \cdot d_{et}^2}{4} = 81.073 \cdot \text{cm}^2$$

$$\tau_{\text{eje.tamb}} := \frac{F_{\text{max.eje.tamb}}}{S_{\text{eje.tamb}}} = 58.34 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{eje.tamb}} < \tau_{\text{adm.eje}} = 1$$

Verifica

Verificación por flecha

f = flecha máxima en cm

P = carga radial resultante sobre el eje [Kg]

Ks = coeficiente de servicio = 1,4

Lt2 = distancia entre cojines [cm]

Cd = distancia entre discos [cm]

d = diámetro del eje entre discos [cm]

E = módulo de elasticidad longitudinal para el acero 2,1x106 [Kg/cm2]

La flecha máxima no debe pasar los siguientes valores:

f = L/1500 para ancho de correa menores de 1375 [mm]

f = L/2000 para ancho de correa superiores de 1375 [mm]

La flecha máxima será:

$$K_s := 1.4$$

$$E := 2100000 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$L_{t2} := D_a = 15 \cdot \text{mm}$$

$$P_{\text{stp}} := S_t + \frac{P_{\text{tamb.p}}}{2} + P_{\text{emb}} = 4729.77 \cdot \text{kgf} \quad \text{Peso sobre cada tramo del eje principal}$$

$$f_r := \frac{P_{\text{stp}} \cdot K_s \cdot (L_{t2})^3}{3 \cdot \pi \cdot E \cdot \frac{d_{\text{et}}^4}{64}} = 0.00006782 \cdot \text{mm}$$

$$f_{\text{adm}} := \frac{L_{t2}}{1500} = 0.01 \cdot \text{mm}$$

$$f_r < f_{\text{adm}} = 1$$

$$d_{\text{et}} = 4 \cdot \text{in}$$

$$\gamma_e := 7850 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3}$$

$$D_{\text{ec.p}} := 200 \text{mm}$$

$D_{\text{ec.p}}$ = ancho del cubo

$$\text{Vol} := (L_{t2} + D_{\text{ec.p}}) \cdot \pi \cdot \frac{d_{\text{et}}^2}{4} = 1743.074 \cdot \text{cm}^3 \quad \text{Volumen de cada tramo del eje principal}$$

$$P_{\text{ejep}} := \gamma_e \cdot \text{Vol} = 13.68 \cdot \text{kgf}$$

Peso del eje

$$J_{\text{ejep}} := \pi \cdot \frac{d_{\text{et}}^4}{64} = 523.052 \cdot \text{cm}^4$$

J_{ejep} = momento de inercia axial del eje principal

Flecha producida por el peso propio

$$feje := \frac{5 \cdot Pejep \cdot (Lt2 + D_{ec,p})^3}{384 \cdot E \cdot Jejep} = 0.0000161 \cdot mm$$

$$feje + fr \leq \frac{Lt2}{1500} = 1$$

Verifica

Selección rodamientos eje tambor principal

Los rodamientos blindados no poseen la suficiente carga admisible, por lo tanto se eligió:

$$d_{et} = 101.6 \cdot mm$$

Eje Rodamientos adecuados (referencia básica)
 Rodamientos de bolas a rótula Rodamientos de rodillos a rótula Rodamiento CARB **Designación Soporte**

da
 mm -

90	1320 K	2320 K	21320 K	22320 K	C 2320 K	SNL 524-620
----	--------	--------	---------	---------	----------	-------------

Designaciones del pedido
 Soporte solamente SNL 524-620

Obturaciones
 TSN 620 A 2 x TSN 620 S 2 x TSN 620 ND **Tapa lateral** ASNH 524-620

Tornillos de la tapa
 Tamaño (mm) M 20x100
 Par de apriete recomendado (Nm) 200

Cargas de rotura, alojamiento [kN]
 P₀* 800
 P₆₀* 790
 P_{60P}* 470
 P_{10P}* 350
 P_{150P}* 320
 P_{160P}* 400
 P₂ 250

Tornillos de fijación adecuados
 Tamaño (mm) 24
 Par de apriete recomendado (Nm) 665

Dimensiones de las fijas
 Diámetro (mín.) 8
 Distancia central J₆ 378
 Distancia central J₇ 44

Rodamientos y accesorios SKF adecuados

Rodamiento	Manguito de fijación	Anillos de fijación
1320 K	H 320	2 x FRB 19,5/215
-	H 2320	2 x FRB 6,5/215
21320 BK	H 320	2 x FRB 19,5/215
22320 BK	H 2320	2 x FRB 6,5/215
C 2320 K	H 2320	2 x FRB 6,5/215

Cantidad de grasa [kg]
 Llenado inicial 1
 Reutilización 0,08

Dimensiones principales		Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación	
d	D	B	C	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN	C_0	rpm		
100	215	73	847	950	2400	3000	* rodamiento SKF Explorer 22320 EK *

Agujero cónico, conicidad 1: 12

Factores de cálculo
 e 0,33
 Y_1 2
 Y_2 3
 Y_0 2

Datos y recomendaciones del fabricante:

Datos de funcionamiento

Las obturaciones son adecuados para velocidades periféricas de hasta 13 m/s. Las velocidades de giro correspondientes se muestran en la [tabla](#).

La desalineación máxima permisible del eje respecto al soporte es de aproximadamente 1° para diámetros de eje de hasta 100 mm, y de aproximadamente $0,5^\circ$ para ejes mayores.

El margen admisible de temperaturas de funcionamiento es de -40 a $+100$ °C.

El movimiento axial admisible del eje con respecto al soporte no está limitado por la obturación.

La superficie de contacto de la obturación sobre el eje deberá estar rectificadas y la rugosidad de la superficie R_a no debe exceder $3,2 \mu\text{m}$. La tolerancia del eje recomendada es h9.

Designación

Cada embalaje de obturaciones de cuádruple labio contiene dos obturaciones. Para los soportes montados en los extremos del eje, que llevan una tapa lateral, sólo se usará una obturación, por lo que se debe guardar la otra como recambio.

Las obturaciones de cuádruple labio se identifican con el prefijo de designación TSN, seguido de la identificación del tamaño y del sufijo L, p. ej. TSN 512 L.

tabla - Velocidades de eje correspondientes a las velocidades periféricas admisibles

Diámetro del eje en el labio de obturación d_a, d_b	Velocidades de giro correspondientes a velocidades periféricas de					
	2 m/s	4 m/s	7 m/s	8 m/s	12 m/s	13 m/s
mm	rpm					
20	1 910	3 820	6 680	7 640	11 460	12 410
25	1 530	3 060	5 350	6 110	9 170	9 930
30	1 270	2 550	4 460	5 090	7 640	8 280
35	1 090	2 180	3 820	4 370	6 550	7 090
40	950	1 910	3 340	3 820	5 730	6 210
45	850	1 700	2 970	3 400	5 090	5 520
50	760	1 530	2 670	3 060	4 580	4 970
55	690	1 390	2 430	2 780	4 170	4 510
60	640	1 270	2 230	2 550	3 820	4 140
65	590	1 180	2 060	2 350	3 530	3 820
70	550	1 090	1 910	2 180	3 270	3 550
75	510	1 020	1 780	2 040	3 060	3 310
80	480	950	1 670	1 910	2 860	3 100
85	450	900	1 570	1 800	2 700	2 920
90	420	850	1 490	1 700	2 550	2 760
95	400	800	1 410	1 610	2 410	2 610
100	380	760	1 340	1 530	2 290	2 480
110	350	690	1 220	1 390	2 080	2 260

Verificación de la vida útil nominal:

Carga dinámica del rodamiento

$$C_{d_{rod}} := 450 \text{ kN}$$

Carga radial sobre el rodamiento

$$F_{rod} := S_t = 39 \cdot \text{kN}$$

$$p_s := \frac{10}{3}$$

Exponente de vida para rodamientos de rodillo

$$L_{10} := \left(\frac{C_{d_{rod}}}{F_{rod}} \right)^{p_s} \cdot 10^6 = 3.405 \times 10^9$$

Vida útil en revoluciones

$$n_{princ} := 80 \text{ rpm}$$

$$Vida_a := \frac{L_{10}}{n_{princ}} = 12.9\text{-yr}$$

Vida util en condiciones normales de trabajo

Verificación por carga estática:

$$F_{rod} = 39.227\text{-kN}$$

$$Q_{rodam} := 950\text{kN} \quad \text{Carga eestática admisible}$$

Verifica por carga estática

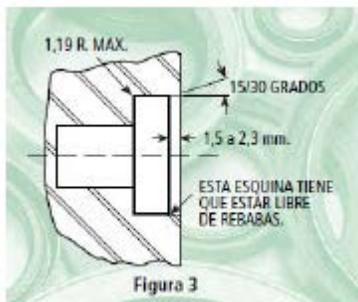
$$Q_{rodam} > F_{rod} = 1 \quad \text{Verifica}$$

Camisa para reten

TUBOS SIN COSTURA - USO MECANICO Y ESTRUCTURAL -

mm	ESPESOR																								
	2.0	2.6	3.0	3.2	3.6	4.0	4.5	5.0	5.4	5.6	6.3	7.1	8.0	8.8	10.0	11.0	12.5	14.2	16.0	17.5	20.0	22.2	25.0	30.0	36.0
26.9	1.4	1.6	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	2.7	2.9	2.9	3.2	3.5	3.7												
33.7	1.8	2.0	2.2	2.4	2.7	2.9	3.2	3.5	3.8	3.9	4.3	4.7	5.1	5.4											
38	1.9	2.1	2.3	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7	3.9	4.1	4.5	4.9	5.3	5.7											
38	2.0	2.2	2.5	2.7	3.1	3.4	3.7	4.1	4.3	4.5	4.9	5.4	5.9	6.3	6.6										
40		2.4	2.7	2.9	3.2	3.6	3.9	4.3	4.6	4.8	5.2	5.8	6.3	6.8	7.4										
42.4		2.6	2.8	3.1	3.4	3.8	4.2	4.6	4.9	5.1	5.6	6.2	6.8	7.3	8.0										
44.3		2.7	3.0	3.3	3.6	4.0	4.4	4.8	5.2	5.4	5.9	6.5	7.2	7.7	8.5										
45.3		2.8	3.2	3.6	4.0	4.4	4.9	5.3	5.7	5.9	6.5	7.2	8.0	8.6	9.4										
51		3.1	3.4	3.8	4.2	4.6	5.2	5.7	6.1	6.3	6.9	7.7	8.5	9.2	10.1	10.7									
54		3.3	3.7	4.0	4.5	4.9	5.5	6.0	6.5	6.7	7.4	8.2	9.1	9.8	10.8	11.5									
57		3.5	3.9	4.2	4.7	5.2	5.8	6.4	6.9	7.1	7.9	8.7	9.7	10.5	11.6	12.3									
60.3		3.7	4.1	4.5	5.0	5.6	6.2	6.8	7.3	7.6	8.4	9.3	10.3	11.2	12.4	13.1	14.7	16.1							
63.3		4.0	4.5	5.0	5.5	6.1	6.7	7.2	7.7	8.0	8.9	9.9	10.9	11.9	13.2	14.1	15.7	17.3							
70		4.3	4.8	5.3	5.9	6.5	7.1	7.7	8.2	8.5	9.5	10.5	11.5	12.6	13.8	15.5	17.2	19.0							
73		5.0	5.5	6.2	6.8	7.5	8.1	8.7	9.3	9.6	10.8	11.8	12.9	14.1	15.8	17.6	19.5	21.5							
76.1		5.2	5.8	6.4	7.1	7.8	8.4	9.0	9.7	10.0	11.3	12.4	13.6	14.8	16.6	18.5	20.5	22.7							
82.5			6.3	7.0	7.7	8.4	9.1	9.8	10.5	10.8	12.2	13.4	14.7	16.0	17.8	19.7	21.8	24.0							
88.9			6.8	7.6	8.4	9.1	9.8	10.5	11.2	11.5	13.0	14.3	15.6	17.4	19.4	21.5	23.8	26.2							
101.6				8.7	9.6	10.5	11.3	12.1	12.8	13.1	14.7	16.1	17.5	19.3	21.3	23.5	25.8	28.2							
104				9.3	10.2	11.1	11.9	12.7	13.4	13.7	15.4	16.8	18.2	20.1	22.2	24.4	26.7	29.1							
114.3				9.8	10.9	12.0	12.8	13.6	14.4	14.7	16.5	18.0	19.4	21.4	23.5	25.7	28.0	30.4							
121				11.5	12.7	13.9	14.7	15.5	16.3	16.6	18.5	20.0	21.4	23.5	25.7	28.0	30.4	32.8							
127				12.1	13.4	14.6	15.4	16.2	17.0	17.3	19.3	20.8	22.2	24.3	26.5	28.8	31.2	33.6							
133				12.7	14.0	15.2	16.0	16.8	17.6	17.9	19.9	21.4	22.8	24.9	27.1	29.4	31.8	34.2							
139.2				14.4	15.7	16.9	17.7	18.5	19.3	19.6	21.6	23.1	24.5	26.6	28.8	31.1	33.4	35.7							
144.2				15.2	16.5	17.7	18.5	19.3	20.1	20.4	22.4	23.9	25.3	27.4	29.6	31.9	34.2	36.5							
152.4				16.4	17.7	18.9	20.1	20.9	21.7	22.0	24.0	25.5	26.9	29.0	31.2	33.4	35.6	37.8							
159				17.1	18.4	19.6	20.8	21.6	22.4	22.7	24.7	26.2	27.6	29.7	31.9	34.1	36.3	38.5							
164.5				18.2	19.5	20.7	21.9	22.7	23.5	23.8	25.8	27.3	28.7	30.8	33.0	35.2	37.4	39.6							
171.8				21.4	22.7	23.9	25.1	25.9	26.7	27.0	29.0	30.5	31.9	34.0	36.2	38.4	40.6	42.8							
181.2							26.0	26.8	27.6	27.9	29.9	31.4	32.8	34.9	37.1	39.3	41.5	43.7							
192							27.3	28.1	28.9	29.2	31.2	32.7	34.1	36.2	38.4	40.6	42.8	45.0							
210.1							29.5	30.3	31.1	31.4	33.4	34.9	36.3	38.4	40.6	42.8	45.0	47.2							
229							31.6	32.4	33.2	33.5	35.5	37.0	38.4	40.5	42.6	44.7	46.8	48.9							
244.5							37.0	37.8	38.6	38.9	40.9	42.4	43.8	45.9	48.0	50.1	52.2	54.3							
272							44.4	45.2	46.0	46.3	48.3	50.8	52.2	54.3	56.4	58.5	60.6	62.7							

Normas de aplicación: ASTM A519, DIN 1520, y otras



Cuadro de Tolerancia del Alojamiento

ALOJAMIENTO		RETEN	
Diámetro	(ISO / HB) Tolerancia	Tolerancia del diámetro:	
		Caja de metal	Cubierta de caucho
Más de 6 hasta 10	+ 0,022 - 0,000	+ 0,20 + 0,06	+ 0,30 + 0,15
Más de 10 hasta 18	+ 0,027 - 0,000	+ 0,20 + 0,08	+ 0,30 + 0,15
Más de 18 hasta 30	+ 0,033 - 0,000	+ 0,20 + 0,08	+ 0,30 + 0,15
Más de 30 hasta 50	+ 0,039 - 0,000	+ 0,20 + 0,08	+ 0,30 + 0,15
Más de 50 hasta 80	+ 0,046 - 0,000	+ 0,23 + 0,09	+ 0,35 + 0,20
Más de 80 hasta 120	+ 0,054 - 0,000	+ 0,25 + 0,10	+ 0,35 + 0,20
Más de 120 hasta 180	+ 0,063 - 0,000	+ 0,28 + 0,12	+ 0,45 + 0,25
Más de 180 hasta 250	+ 0,072 - 0,000	+ 0,35 + 0,15	+ 0,45 + 0,25
Más de 250 hasta 300	+ 0,081 - 0,000	+ 0,35 + 0,15	+ 0,45 + 0,25
Más de 300 hasta 315	- 0,081 - 0,000	+ 0,45 + 0,20	+ 0,55 + 0,30
Más de 315 hasta 400	+ 0,089 - 0,000	+ 0,45 + 0,20	+ 0,55 + 0,30
Más de 400 hasta 500	- 0,097 + 0,000	+ 0,45 + 0,20	+ 0,55 + 0,30

Medidas expresadas en mm

Diámetros del Eje

DIAMETRO DEL EJE (en mm.)	C	R	L. Preferida a 15°	L. Opcional a 30°
Hasta 100,00	2,5	4,5	8,5	4,0
100,10 a 180,00	3,0	6,0	11,5	5,0
180,10 a 1000,00	5,0	9,5	18,0	8,0
1000,10 y mayor	6,5	12,7	24,0	11,0

Material del eje

Los retenes funcionan mejor sobre ejes de acero al carbón medio (SAE 1035, 1045) o acero inoxidable. Las superficies de buena calidad cromadas y niqueladas, correctamente acabadas, son aceptables. El latón, bronce y las aleaciones de aluminio, zinc o magnesio, no se recomiendan.

Rugosidad

La rugosidad del eje debe encontrarse entre ciertos límites. Si se sobrepasan los valores máximos, se producirá un desgaste prematuro del labio de retención. Si la misma se encuentra por debajo de un mínimo, "se rompe" la película de lubricación que se forma entre el eje y el labio de retención, con lo cual se incrementa la fricción, sube la temperatura, y se deteriora el labio. De acuerdo a la norma ISO 4288, los valores de rugosidad deben cumplir: Ra 0.2 a 0.8 μ m / Rz 1 a 4 μ m / Rmax 6.3 μ m

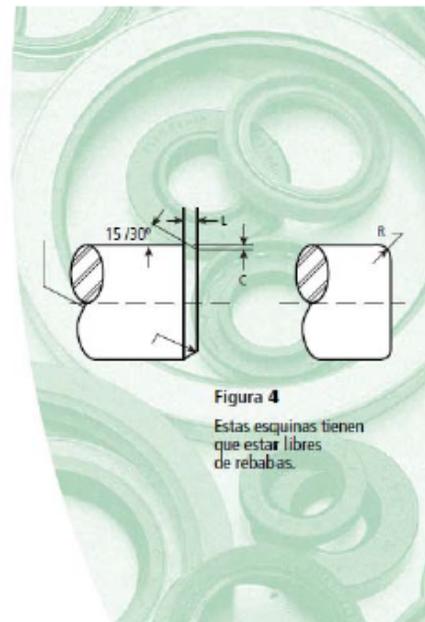


Figura 4

Estas esquinas tienen que estar libres de rebabas.

Tolerancia del eje

Para la función de retención satisfactoria, asegúrese de que el diámetro del eje este dentro de las siguientes tolerancias recomendadas RMA y ISO.

Cuadro de Tolerancia del Eje

DIAMETRO DEL EJE EN MM	Tolerancia	DIAMETRO DEL EJE EN MM	Tolerancia
Más de 6 hasta 10	+ 0,000 - 0,090	Más de 120 hasta 180	+ 0,000 - 0,250
Más de 10 hasta 18	+ 0,000 - 0,110	Más de 180 hasta 250	+ 0,000 - 0,290
Más de 18 hasta 30	+ 0,000 - 0,130	Más de 250 hasta 315	+ 0,000 - 0,320
Más de 30 hasta 50	+ 0,000 - 0,160	Más de 315 hasta 400	+ 0,000 - 0,380
Más de 50 hasta 80	+ 0,000 - 0,190	Más de 400 hasta 500	+ 0,000 - 0,400
Más de 80 hasta 120	+ 0,000 - 0,220		

Nº DBH	Ø Eje	Ø Aloj.	Altura	Tipo	Giro	Compuesto	Aplicación
8987	100.00	120.00	15.00	Mx	L	NBR	- INDUSTRIAL
8443	100.00	125.00	13.00	Kx	L	NBR	- INDUSTRIAL
8995	100.00	140.00	13.00	Lx	L	NBR	- INDUSTRIAL
9000	100.00	150.00	13.00	Lx	L	NBR	- INDUSTRIAL

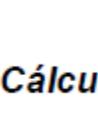
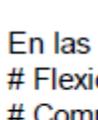
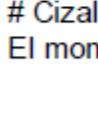


Kx
Doble labio
con un resorte

El diseño de doble labio asegura una buena protección contra la suciedad exterior y una excelente condición de retención del lubricante por medio de su labio de retención con resorte.

Posee una armadura interna que confiere una mayor resistencia estructural y lo protege en la zona de retención, de modo especial en aquellos casos en los que el eje pueda apoyar el talón del retén.

- 40° a 149° C	P
- 54° a 107° C	N
- 73° a 163° C	S
- 40° a 204° C	V

	Ø Eje	Ø Aloj.	Altura	N° DBH	Tipo	Giro
 Kz	96.00	136.00	12.00	8759	Lx	L
 Kx	97.00	161.00	15.00	5921	Lz	L
	.	164.00	18.00	6089	Kx	L
	.	170.00	15.00	5480	Lz	L
 Kr	98.00	110.00	8.50	9671	A 285-R	AH
	.	116.00	10.00	9246	Lx-H	AH
	.	120.00	7.00	9651	A 156-R	AH
 Kt	98.40	120.62	14.28	5473	Lz	L
	.	126.95	11.90	6056	Lz	L
	.	130.17	15.87	5748	Lz	L
 Ks	.	144.50	16.00	9265	A 166	L
	.	--	9.52	6834	A 101	L
	98.42	130.00	19.00	8001	Lx	L
 Kz	.	130.35	21.80	9713	A 077	L
	.	144.55	22.66	E1050	A 222	L
	.	144.55	23.82	E1096	A 077	L
98.43	144.48	19.05	E1057	A 222	L	
 Kz	98.50	144.45	19.00	8316	Kz	L
 Lz	99.00	114.00	11.00	9669	A 269-R	AH
	.	172.00	20.00	8093	A 049	L
 Lx	100.00	114.00	12.00	9679	Mx	L
	.	115.00	9.00	5666	Lz	L
	.	120.00	11.00	8513	Lx-H	AH
 Lt	.	120.00	12.70	6730	Kx	L
	.	120.00	13.00	5902	Lx	L
	.	120.00	15.00	8211	Lx	L
 Ls	.	120.00	15.00	8987	Mx	L
	.	120.00	16.00	8590	A 087-H	AH
	.	123.80	13.00	8702	Kz	L
 Lz	.	125.00	13.00	5468	Lz	L
	.	125.00	13.00	5668	Lx	L
	.	125.00	13.00	8443	Kx	L
 Lz	.	125.00	13.00	9828	Lz	L
	.	126.95	7.93	6057	Lz	L
	.	130.00	12.00	5564	Lz	L

Cálculo de los discos laterales tambor principal

En las placas laterales los esfuerzos actuantes serán :

Flexión

Compresión

Cizallamiento

El momento en el eje debido a las reacciones en los cojinetes es:

$$d_{sch} := 330.2 \text{ mm} \quad \text{Diámetro interior del tambor-Schedule}$$

$$M_{tm} = 807.5 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Una parte de este momento pasa por las placas laterales. Si a esta fracción del momento la denominamos M_{dr} , está se puede calcular de la siguiente forma :
Adoptamos :

Diámetro exterior del disco lateral :

$$D_{edp} := 1000 \text{ mm}$$

Diámetro interior del disco lateral:

$$D_{idp} := d_{sch} = 330.2 \text{ mm}$$

D2/D	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8
K1	0,596	0,438	0,321	0,232	0,167	0,119	0,081	0,035	0,013	0,003
L1	4,408	3,37	2,658	2,13	1,729	1,403	1,146	0,749	0,471	0,262

Relación entre diámetros :

$$\frac{D_{idp}}{D_{edp}} = 0.33$$

$$K_1 := 0.2765$$

$$L_1 := 2.394$$

Debemos adoptar un espesor para las placas laterales

Espesor del disco :

$$e_{discop} := \frac{3}{8} \text{ in} = 9.525 \cdot \text{mm}$$

Con estos datos podemos calcular :

Momento que pasa por los cubos y las placas :

$$M_d := \frac{M_{tm}}{1 + \frac{K_1 \cdot 2 \cdot J_{ejep}}{L_1 \cdot e_{discop}^3}} = 360.261 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

Esta fracción de momento flector causará una deflexión en el disco que será :

$$\delta_{rm} := \frac{K_1 \cdot M_d \cdot cm}{E \cdot e_{discop}^3} = 5.49 \times 10^{-4} \cdot mm \quad E := 2100000 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$$

Esta ocasionará una tensión σ_1 :

$$\sigma_1 := 2L_1 \cdot \frac{M_d}{D_{idp} \cdot e_{discop}^2} = 57.579 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$$

Existe además una tensión producida por compresión:

$$\sigma_2 := \frac{S_t}{(D_{idp} \cdot e_{discop})} = 127.18 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$$

La tensión resultante será : $\sigma_{rm} := \sigma_1 + \sigma_2 = 184.759 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$

La tensión admisible para discos de SAE 1045 es 560 kgf/cm²:

Material	$\sigma_{adm.}$
SAE 1020 – A36	420 kg/cm ²
SAE 1045	560 kg/cm ²

$$\sigma_{adm} := 560 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{rm} < \sigma_{adm} = 1 \quad \text{Verifica}$$

Peso Discos

$$P_{discop} := \frac{\pi(D_{edp}^2 - D_{idp}^2)}{4} \cdot e_{discop} \cdot 785 \frac{kgf}{m^3} = 5.232 \cdot kgf$$

Cálculo del cubo del tambor izaje

Adoptamos un espesor de cubo

$$e_{\text{cubo.p}} := D_{\text{ec.p}} = 0.2 \text{ m}$$

$$\sigma_{1c} := 2L_1 \cdot \frac{M_d}{d_{\text{et}} \cdot e_{\text{cubo.p}}^2} = 0.424 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Existe además una tensión producida por compresión:

$$\sigma_{2c} := \frac{S_t}{(d_{\text{et}} \cdot e_{\text{cubo.p}})} = 19.685 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

La tensión resultante será : $\sigma_{\text{mc}} := \sigma_1 + \sigma_{2c} = 20.109 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

La tensión admisible para discos de SAE 1045 es 560 kgf/cm²:

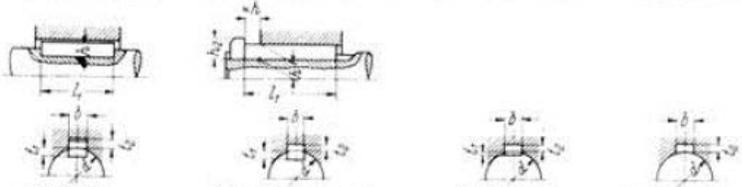
Material	σ adm.
SAE 1020 – A36	420 kg/cm ²
SAE 1045	560 kg/cm ²

$$\sigma_{\text{m}} < \sigma_{\text{adm}} = 1 \quad \text{Verifica}$$

$$P_{\text{cp}} := \frac{\pi D d p^2}{4} \cdot e_{\text{cubo.p}} \cdot \gamma_e = 134.445 \cdot \text{kgf}$$

Cálculo de las chavetas del eje

Tabla 18/5 Dimensiones de chavetas, cuñas y chaveteros según DIN en mm, momento torsor admisible.



Árbol <i>d</i>	Cuñas		Chavetas		Altura de la cabeza		Cuñas planas		Aplanamiento del árbol			Cuñas cóncavas			
	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₁	<i>t</i> ₂	<i>t</i> ₂	<i>h</i> ₂	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₁	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₂	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₂
10--12	4	4	2,5	1,2	1,8	7									
12--17	5	5	3,0	1,7	2,3	8									
17--22	6	6	3,5	2,1	2,8	10									
22--30	8	7	4,0	2,4	3,3	11	8	5	1,3	8	3,5	3,2			
30--38	10	8	5,0	2,4	3,3	12	10	6	1,8	10	4	3,7			
38--44	12	8	5,0	2,4	3,3	12	12	6	1,8	12	4	3,7			
44--50	14	9	5,5	2,9	3,8	14	14	6	1,4	14	4,5	4,0			
50--58	16	10	6,0	3,4	4,3	16	16	7	1,9	16	5	4,5			
58--65	18	11	7,0	3,4	4,4	18	18	7	1,9	18	5	4,5			
65--75	20	12	7,5	3,9	4,9	20	20	8	1,9	20	6	5,5			
75--85	22	14	9,0	4,4	5,4	22	22	9	1,8	22	7	6,5			
85--95	25	14	9,0	4,4	5,4	22	25	9	1,9	25	7	6,4			
95--110	28	16	10,0	5,1	6,1	25	28	10	2,4	28	7,5	6,9			
110--130	32	18	11,0	6,4	7,4	28	32	11	2,3	32	8,5	7,9			
130--150	36	20	12,0	7,1	8,4	32	36	12	2,8	36	9	8,4			
150--170	40	22	13,0	8,1	9,4	36	40	14	4,0			9,1			
170--200	45	25	15,0	9,1	10,4	40	45	16	4,7			10,4			

Por tabla de Chaveta paralela - DIN-6885/1 $b=28\text{mm}$, $h=16\text{mm}$.

$$b_a := 28\text{mm}$$

$$h_a := 16\text{mm}$$

$$d_{chv} := \frac{d_{et}}{2} = 50.8\text{-mm}$$

Distancia de la chaveta al centro del eje

$$L_c := e_{\text{cubo.p}} = 200\text{-mm}$$

Al corte de la chaveta

$$M_{tm} = 7918.87\text{-N}\cdot\text{m}$$

$$F_{tang} := \frac{M_{tm}}{d_{chv}} = 15895.669\text{-kgf}$$

$$F_{tangchav} := \frac{F_{tang}}{2} = 7947.835\text{-kgf}$$

La fuerza correspondiente a cada una de las 2 chavetas, de cada uno de los cubos.

$$\sigma_{\text{corte}} := \frac{F_{\text{tangchav}}}{b_a \cdot L_c} = 141.926 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{c adm}} := 780 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$L_{\text{chav}} := \frac{F_{\text{tangchav}}}{\tau_{\text{c adm}} \cdot b_a} = 36.391 \cdot \text{mm}$$

Al aplastamiento de la chaveta

Debido a que el eje y el cubo son mas blandos que la chaveta, y que la seccion incrustada mas chica esta sobre el cubo,este produce las tensiones mas elevadas, entonces, verificamos su seccion al aplastamiento.

$h_1 := 6.1\text{mm}$ Altura de la chaveta incrustada en el cubo.(según catálogo para chaveta 16x28 DIN 6885)

$$\sigma_{\text{aplas}} := \frac{F_{\text{tangchav}}}{\frac{h_1 \cdot L_c}{2}} = 1302.924 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{c admsae1010}} := 0.7 \cdot 14 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{aplas.adm}} := 1.7 \tau_{\text{c admsae1010}} = 1666 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

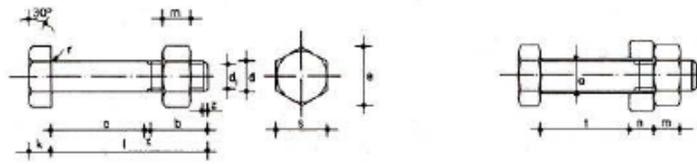
Según Vallance pág 201

$$L^2_{\text{chav.a}} := \frac{F_{\text{tangchav}}}{h_1 \cdot \sigma_{\text{aplas.adm}}} = 78.207 \cdot \text{mm}$$

Ancho de la base del cubo a adoptar

Cálculo de los bulones

Según Manual Acero en la Costruccion pág 521 se tiene



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Diámetro del agujero a mm	Área neta del núcleo An cm²	Área resistente Ar cm²
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d ₁ mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chafilán z mm	Espesor k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Radio del acuerdo r mm			
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570
T 20	20	16.833	25.0	4.0	3.0	13	30	34.6	1.0	21	2.250	2.750
(T 22)	22	18.933	28.0	4.0	3.3	14	32	36.9	1.0	23	2.820	3.030
T 24	24	20.319	29.5	4.5	4.0	15	36	41.6	1.0	25	3.240	3.530
(T 27)	27	23.319	32.5	4.5	4.0	17	41	47.3	1.0	28	4.270	4.560
T 30	30	25.706	35.0	5.0	5.0	19	46	53.1	1.0	31	5.190	5.610
(T 33)	33	28.706	38.0	5.0	5.0	21	50	57.7	1.0	34	6.470	6.940
T 36	36	31.083	40.0	6.0	6.0	23	55	63.5	1.0	37	7.590	8.170

Se recomienda no utilizar los tornillos cuyo tipo figura entre paréntesis.

4. Propiedades mecánicas

Las propiedades mecánicas coordinadas a las clases de resistencia sirven para tornillos terminados. En éstos se alcanzan parcialmente valores de resistencia más altos y propiedades adicionales que los indicados en las normas de material para aceros de los grupos de acero según tabla 3. Las propiedades mecánicas indicadas en tabla 4 sirven para ensayo a temperatura ambiente. Para temperaturas más altas o más bajas se han de considerar las propiedades mecánicas correspondientes, véase DIN 267, hoja 13 (aún en proyecto).

Tabla 4. Valores mecánicos

Párrafo	Clase de resistencia	nueva anterior	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9	
			4 A	4 D	4 S	5 D	5 S	6 D	6 S	6 G	8 G	10 K	12 K	—	
4.1. y 4.2.	Resistencia a la tracción σ_B	min.	34	40	—	50	—	60	—	—	80	100	120	140	
		max. ⁶⁾	49	55	—	70	—	80	—	—	100	120	140	160	
4.3.	Dureza Brinell ¹⁾ HB	min.	90	110	—	140	—	170	—	—	225	280	330	390	
		max. ⁶⁾	150	170	—	215	—	245	—	—	300	365	425	—	
4.4.	Dureza Rockwell ²⁾	HRB	min.	47	63	—	78	—	88	—	—	—	—	—	
			max. ⁶⁾	82	88	—	97	—	102	—	—	—	—	—	
		HRC	min.	—	—	—	—	—	—	—	—	18	27	34	40
			max. ⁶⁾	—	—	—	—	—	—	—	—	31	38	44	49
4.5.	Dureza Vickers HV 30 kp/mm ²	min.	90	110	—	140	—	170	—	—	225	280	330	400	
		max. ⁶⁾	150	170	—	215	—	245	—	—	300	370	440	510	
4.6.	Límite de fluencia σ_s	kp/mm ² min.	20	24	32	30	40	36	48	—	—	—	—	—	
4.7.	Límite de alargamiento 0.2 $\sigma_{0.2}$	kp/mm ² min.	—	—	—	—	—	—	—	54	64	90	108	126	
4.8.	Tensión de ensayo σ_{2L}	σ_{2L}/σ_B	0,94	0,94	0,91	0,94	0,91	0,94	0,91	0,88	0,91	0,88	0,88	0,88	
		kp/mm ²	18,8	22,6	29,1	28,2	36,4	33,9	43,7	47,5	58,2	79,2	95	111	
4.9.	Alargamiento de rotura δ_5	% min.	25	25	14	20	10	16	8	12	12	9	8	7	
4.10.	Resistencia con carga oblicua ⁷⁾	Los valores de resistencia con carga oblicua para tornillos enteros han de coincidir con los valores de resistencia indicados en el párrafo 4.2.													
4.11.	Resiliencia (probeta ISO) kp m/cm ² min. ⁸⁾	—			5	—	4	—	3	6	4	3	3	—	
4.12.	Tenacidad al golpe de la cabeza ⁷⁾	Ninguna rotura en el ensayo de golpe de la cabeza según párrafo 6.9.													
4.13.	Descarburación del borde	—								Valores véase párrafo 6.10					
4.14.	Defecto de superficie ⁹⁾ excepto grietas	—			máx. 0,2 mm de profundidad										

¹⁾ En los valores de dureza convertidos de los límites de la resistencia a la tracción se han hecho suplementos de $\pm 5\%$ a consecuencia de las dispersiones posibles en la pieza suelta. Es determinante el ensayo de tracción (véase programas de ensayo, capítulo 7).

²⁾ Las resistencias a la tracción y valores de dureza máximos sirven sólo para el ensayo de tornillos enteros para ensayo según programa de ensayo B (véase capítulo 7).

⁷⁾ No sirve para tornillos con carga interior, cuyas alturas de cabeza sean $< 0,8 d$.

⁸⁾ Si se emplean aún probetas DVM sirven los valores siguientes:

Suponemos el torque máximo :

$$dcb_a := 220\text{mm}$$

Distancia del centro del eje a los bulones

$$M_{tm} = 807.5 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

$$F_{corte_b} := \frac{M_{tm}}{dcb_a} = 3670.455 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de corte por torsión

$$\sigma_{fbc} := 32 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{admbulond} := \sigma_{fbc} \cdot 0.6 \cdot 0.7 = 13 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

Tensión de corte admisible para el bulón

Adoptamos bulón M16

0.6 relación entre el límite de fluencia y el límite elástico máximo a adoptar
0.7 relación entre tensiones de tracción y de corte

$$dbc := 1.3402\text{cm}$$

$$m_b := 1 \quad \text{Número de secciones a cortadura de la union}$$

$$Z_{bc} := \frac{F_{corte_b}}{m_b \cdot \tau_{admbulond} \cdot \left(\frac{dbc^2 \cdot \pi}{4} \right)} = 1.936$$

$$C_{sb} := 2 \quad \text{Coeficiente de seguridad bulón}$$

$$N_{bc} := Z_{bc} \cdot C_{sb} = 4$$

Verificación al aplataamiento en el disco

$$\sigma_{aplasdb} := \frac{F_{corte_b}}{N_{bc} \cdot dbc \cdot 25.4\text{mm}} = 278.481 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

25.4 = 1" espesor del disco lateral

$$\tau_{c.admsae1010} := 0.7 \cdot 14 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{aplas.adm} := 1.7 \tau_{c.admsae1010} = 1666 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Según Vallance pág 201

$$\sigma_{aplasdb} < \sigma_{aplas.adm} = 1 \quad \text{Verifica}$$

Diametro del agujero

Diámetro de rosca d_1	d_2		
	fino	medio	basto
1	1,1	1,2	1,3
1,2	1,3	1,4	1,5
1,4	1,5	1,6	1,8
1,6	1,7	1,8	2
1,7	1,8	1,9	2,2
2	2,2	2,4	2,6
2,3	2,5	2,7	2,9
2,5	2,7	2,9	3,1
2,6	2,8	3	3,2
3	3,2	3,4	3,6
3,5	3,7	3,9	4,1
4	4,3	4,5	4,8
5	5,3	5,5	5,8
6	6,4	6,6	7
7	7,4	7,6	8
8	8,4	9	10
10	10,5	11	12
12	13	14	15
14	15	16	17
16	17	18	19
18	19	20	21
20	21	22	24
22	23	24	26
24	25	26*	28

Diámetro de rosca d_1	d_2		
	fino	medio	basto
27	28	30*	32
30	31	33*	35
33	34	36*	38
36	37	39*	42
39	40	42*	45
42	43	45*	48
45	46	48*	52
48	50	52	56
52	54	56	62
56	58	62	66
60	62	66	70
64	66	70	74
68	70	74	78
72	74	78	82
76	78	82	86
80	82	86	91
90	93	96	101
100	104	107	112
110	114	117	122
120	124	127	132
125	129	132	137
130	134	137	144
140	144	147	155
150	155	158	165

Si por motivos especiales es necesaria para agujeros pasantes la indicación de tolerancia, se recomiendan, correspondiendo a la recomendación ISO/R 273-1962, las zonas de tolerancia siguientes:

H12 para agujeros pasantes fino; H13 para agujeros pasantes medio; H14 para agujeros pasantes basto.

Segun norma DIN 69

$$d_{ab} := 18\text{mm}$$

Diámetro del agujero

t.ba = H12 tolerancia agujero bulón

Cálculo de la soldadura

Entre el tambor y el disco lateral

Segun dubbel 1

Al corte por torsión

Para obtener el esfuerzo de corte entre el tambor de izaje y el disco lateral se consideró que esta es aproximadamente el valor de S_t = esfuerzo por ramal

$$S_t = 4000 \cdot \text{kgf} \quad \text{tensión ramal}$$

Segun Dubbel I, pag. 783, se trata de una soldadura anular y se calcula de la siguiente manera:

TABLA 1. Tensiones nominales de los distintos tipos de soldadura y elementos de forma. (Figs. 40-47 de la página 777)

Tipo de soldadura o de elementos de forma	Tipo de carga			Observaciones
	Tracción	Flexión	Deslizamiento transversal	
Soldadura a tope (figs. 40 y 41)	$\sigma_x = \sigma_z = \frac{P}{s \cdot l}$	Canto superior a flexión (fig. 41) $e_b = \frac{M_b}{W_{Schw}} = \frac{6 M_b}{s \cdot h^3}$	Fuerza de deslizamiento transversal Q (fig. 41) $e_s = \frac{Q}{F_{Schw}} = \frac{Q}{s \cdot h}$ $\text{máx } e_s = \frac{1}{2} e_s$	
Soldadura de rincón por los flancos (figura 24, pág. 772)	Sección transversal I-I $\sigma_x = \frac{P}{2 b \cdot s}$	—	$e_s = \frac{P}{E \cdot a \cdot l} = \frac{P}{4 a \cdot l}$	
Soldadura de rincón frontal con cordón a ambos lados (fig. 42)	Sección II-II $\sigma_x = \frac{P}{s \cdot l}$	—	Sección I-I $e_s = \frac{P}{E \cdot a \cdot l} = \frac{P}{2 \cdot a \cdot l}$	
Soldadura en \perp con cordón por un solo lado (fig. 43)	Sección I-II $e_x = \frac{P_1}{a \cdot l} = \frac{0,707 P}{a \cdot l}$	$e_b = \pm \frac{6 P_1 \cdot c}{a^3 l} = \pm \frac{4,25 P \cdot c}{a^3 l}$	—	Valor máximo de las tensiones en I $e_r = e_x + e_b$
Unión por medio de soldadura, de un brazo-soporte (fig. 44)	—	Sección de soldadura I-II $e_b = P \cdot c_1 / W_{Schw}$ $W_{Schw} = \frac{1}{4} (s + 2 a) (h + 2 a)^2 - \frac{1}{4} s \cdot h^2$ Sección de unión III-IV $e_b = M_b / W_b = 6 P (c_1 - a) / s h^3$	$e_s = \frac{P}{F_{Schw}}$ $F_{Schw} = (s + 2 a) \cdot (h + 2 a) - s \cdot h$	Tensión de compensación (pág. 446; según DIN 4100) $e_v = \sqrt{e_s^2 + e_x^2}$
Soldadura anular (figs. 45-47)	Fig. 45. $e_x = \frac{P}{F_{Schw}}$ $F_{Schw} = \frac{(D + 2 a)^2 \pi}{4} - \frac{D^2 \pi}{4}$	Fig. 46 $e_b = \frac{M_b}{W_{Schw}}$ $W_{Schw} = \frac{1}{R + a} \left[\frac{(D + 2 a)^4 \pi}{64} - \frac{D^4 \pi}{64} \right]$	Fig. 47 $e_s = \frac{M_t}{W_{Schw}}$ $W_{Schw} = \frac{1}{R + a} \left[\frac{(D + 2 a)^4 \pi}{32} - \frac{D^4 \pi}{32} \right]$	

INDURA 7018-RH**Clasificación AWS: E-7018 / E-4918**

- Electrodo para acero al carbono
- Revestimiento bajo hidrógeno con hierro en polvo. Color gris
- Toda posición
- Corriente continua, electrodo positivo
- **Certificado anualmente por American Bureau of Shipping, Lloyd's Register of Shipping, Germanischer Lloyd y Nippon Kaiji Kyokai**

Composición química (típica) del metal depositado:

C 0,06%; Mn 1,05%; Si 0,49%; P 0,015%; S 0,010%

Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.1/A5.1M-04):

Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte	Requerimientos	Energía Absorbida Ch-v	Requerimientos
Resistencia a la tracción : 535 MPa	490 MPa	130J a -30°C	27J a -30°C
Límite de fluencia : 445 MPa	400 MPa		
Alargamiento en 50 mm : 30%	22%		

Amperajes recomendados:

Diámetro mm	Longitud mm	Amperaje		Electrodos x kg aprox.
		mín.	máx.	
2,4	300	70	120	55
3,2	350	120	150	28
4,0	350	140	200	20
4,8	350	200	275	14

INDURA 6010**Clasificación AWS: E-6010 / E-4310**

- Electrodo para acero al carbono
- Revestimiento celulósico sódico. Color rojo
- Toda posición
- Corriente continua, electrodo positivo
- **Certificado anualmente por American Bureau of Shipping, Lloyd's Register of Shipping, Germanischer Lloyd, Nippon Kaiji Kyokai**

Composición química (típica del metal depositado):

C 0,11%; Mn 0,55%; Si 0,24%; P 0,014%; S 0,008%

Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.1/A5.1M-04):

Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte	Requerimientos	Energía Absorbida Ch-v	Requerimientos
Resistencia a la tracción : 500 MPa	430 MPa	38J a -30°C	27J a -30°C
Límite de fluencia : 414 MPa	330 MPa		
Alargamiento en 50 mm : 26%	22%		

Amperajes recomendados:

Diámetro mm	Longitud mm	Amperaje		Electrodos x kg aprox.
		mín.	máx.	
2,4	300	60	90	75
3,2	350	80	110	35
4,0	350	110	160	24
4,8	350	150	200	17

$$\sigma_{\text{admsold}} := 560 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Coef}_{\text{soldadura}} := 0.8$$

Esfuerzo Torsión

$$M_{\text{ts1}} := D_{\text{schedule}} \cdot S_{\text{t}} = 142240 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm} \quad \text{Momento torsor máximo}$$

$$W_{\text{schw}} := \frac{M_{\text{t}}}{\sigma_{\text{admsold}} \cdot \text{Coef}_{\text{soldadura}}} = 178.571 \cdot \text{cm}^3 \quad \text{módulo resistente necesario de la soldadura}$$

$$M_{\text{ts1}} = 1422.4 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

$$D_{\text{disco}} := d_{\text{sch}} = 330.2 \cdot \text{mm} \quad \text{diámetro del disco lateral}$$

probamos un valor de **a**:

$$a_{\text{sold}} := 3 \text{ mm} \quad \text{soldadura según figura}$$

$$r_{\text{disco}} := \frac{D_{\text{disco}}}{2} = 0.165 \text{ m}$$

$$w_{\text{schw}} := \frac{1}{r_{\text{disco}} + a_{\text{sold}}} \left[\frac{(D_{\text{disco}} + 2a_{\text{sold}})^4 \cdot \pi}{32} - \frac{D_{\text{disco}}^4 \cdot \pi}{32} \right] = 518.554 \cdot \text{cm}^3$$

$$w_{\text{schw}} > W_{\text{schw}} = 1 \quad \text{Verifica}$$

A flexión, debida a la deflexión alternativa transmitida por la flexión del eje:

$$\sigma_{\text{admsold}} = 560 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{d}} = 360.261 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm} \quad \text{Momento en los discos laterales}$$

$$W_{schwf} := \frac{M_d}{\sigma_{admsold}} = 0.643 \cdot \text{cm}^3 \quad \text{Módulo resistente necesario}$$

Ahora volvemos a proponer un valor de **a**, para flexión :

$$a_{soldf} := 0.5 \text{mm}$$

$$w_{schwf} := \frac{1}{r_{disco} + a_{soldf}} \cdot \left[\frac{(D_{disco} + 2a_{soldf})^4 \cdot \pi}{64} - \frac{D_{disco}^4 \cdot \pi}{64} \right] = 42.882 \cdot \text{cm}^3$$

$$w_{schwf} > W_{schwf} = 1 \quad \text{Verifica}$$

$$a_{sold.total} := a_{sold} + a_{soldf} = 3.5 \cdot \text{mm}$$

Por lo tanto se hace el biselado en el tambor y se suelda el espesor completo

Entre el cubo y el disco lateral

$$\sigma_{admsold} := 560 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Coef}_{soldadura} := 0.8$$

$$D_{disco3} := D_{idp} = 330.2 \cdot \text{mm} \quad \text{diámetro del disco lateral}$$

$$r_{disco3} := \frac{D_{disco3}}{2} = 0.165 \text{ m}$$

Esfuerzo Torsión

$$M_{ts1} := D_{schedule} \cdot S_t = 142240 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm} \quad \text{Momento torsor máximo}$$

$$W_{schw} := \frac{M_t}{\sigma_{admsold} \cdot \text{Coef}_{soldadura}} = 178.571 \cdot \text{cm}^3 \quad \text{módulo resistente necesario de la soldadura}$$

$$M_{ts1} = 1422.4 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

$$D_{\text{disco}} := d_{\text{sch}} = 330.2 \cdot \text{mm} \quad \text{diámetro del disco lateral}$$

probamos un valor de **a**:

$$a_{\text{sold}} := 3 \text{mm} \quad \text{soldadura según figura}$$

$$r_{\text{disco}} := \frac{D_{\text{disco}}}{2} = 0.165 \text{ m}$$

$$w_{\text{schw}} := \frac{1}{r_{\text{disco}} + a_{\text{sold}}} \left[\frac{(D_{\text{disco}} + 2a_{\text{sold}})^4 \cdot \pi}{32} - \frac{D_{\text{disco}}^4 \cdot \pi}{32} \right] = 518.554 \cdot \text{cm}^3$$

$$w_{\text{schw}} > W_{\text{schw}} = 1 \quad \text{Verifica}$$

A flexión, debida a la deflexión alternativa transmitida por la flexión del eje:

$$\sigma_{\text{adm}} = 560 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Tensión admisible de la chapa que conforma el disco lateral}$$

$$M_d = 360.261 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm} \quad \text{Momento en los discos laterales}$$

$$W_{\text{schw}f3} := \frac{M_d}{\sigma_{\text{adm}f3}} = 0.643 \cdot \text{cm}^3 \quad \text{Módulo resistente necesario}$$

Ahora volvemos a proponer un valor de **a**, para flexión :

$$a_{\text{sold}f3} := 1 \text{mm}$$

$$w_{\text{schw}f3} := \frac{1}{r_{\text{disco}3} + a_{\text{sold}f3}} \left[\frac{(D_{\text{disco}3} + 2a_{\text{sold}f3})^4 \cdot \pi}{64} - \frac{D_{\text{disco}3}^4 \cdot \pi}{64} \right] = 85.894 \cdot \text{cm}^3$$

$$w_{schw3} > W_{schw3} = 1 \quad \text{Verifica}$$

$$a_{soldf3} = 1 \text{ mm}$$

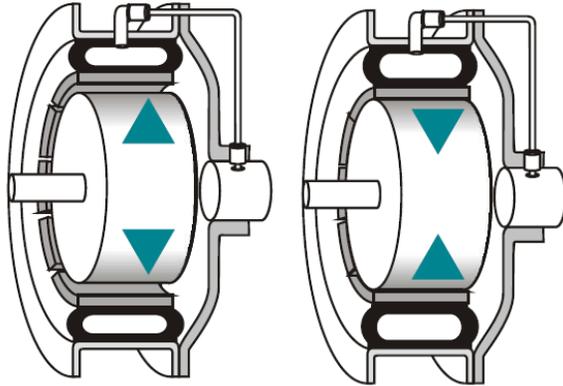
$$a_{soldtotal} := a_{sold} + a_{soldf} = 3.5 \text{ mm}$$

Por lo tanto se hace el biselado en el cubo y se suelda anularmente con el a descrito arriba

Selección de embrague neumático



En este caso se utilizará un embrague neumático marca GUMMI, el cual es el encargado de transmitir movimiento al tambor desde el eje principal mediante la aplicación de aire comprimido.

Principio de accionamiento

Las llantas FK utilizan un tubo de neoprene y telas cord que se expande rápidamente hacia adentro, cuando es presurizado esta acción hace que la zapata de fricción presione sobre la superficie cilíndrica de la campana. De acuerdo al rango con que se presuriza el tubo será la capacidad de transmitir el torque.

Tiene que ser de Alto coeficiente (HI-CO) o resistente de corcho, este posee un alto coeficiente de rozamiento, mayor a la standart. Se utilizan en aplicaciones en que la llanta opera enganchada un largo periodo de tiempo

En base al momento torsor calculado anteriormente:

$$M_t = 7919 \text{ N.m}$$

TAMAÑO	Torque nominal	
	lb.pulg @75psi	N.m @5.2 bar
3FK150	360	41
4FK200	1.00	113
5FK200	1.460	165
6FK200	2.040	231
8FK250	4.290	485
10FK300	8.150	921
12FK350	13.300	1500
14FK400	19.700	2230
16FK500	35.200	3980
18FK500	44.000	4970
20FK500	53.600	6060
22FK500	62.300	7040
24FK500	75.000	8480
26FK525	92.400	10400
28FK525	106.000	12000
30FK525	121.000	13700
32FK525	137.000	15500
36FK525	172.000	19400
40FK525	211.000	23800
45FK525	260.000	29400

Del catálogo se escoge el modelo 24FK500 que transmite un torque nominal de 8480 N.m a una presión de 5.2 bar.

Para este caso en particular, al tratarse de un dispositivo montado sobre el mismo eje es necesario realizar algunas modificaciones sobre el cubo del embrague, como se podrá apreciar más adelante. Para ello elige un rodamiento utilizando la página de SKF, teniendo en cuenta el diámetro del eje y la capacidad de carga básica dinámica. $D=100\text{mm}$

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	básica dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
d	D	B	C	C_0	rpm		* rodamiento SKF Explorer
mm			kN				-
100	180	46	433	490	3400	4500	22220 EK *

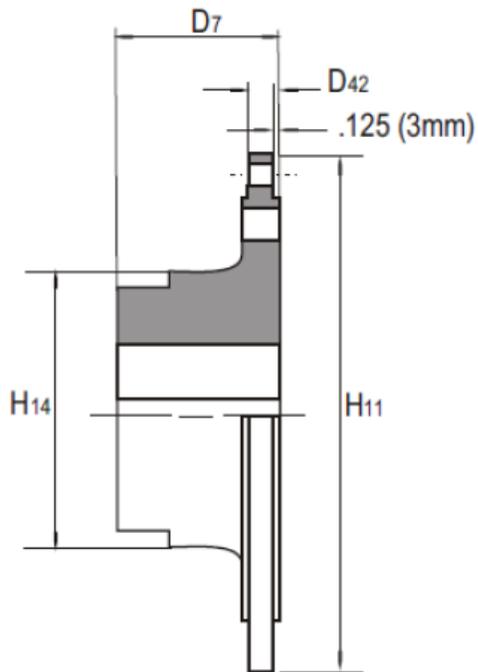
Agujero cónico, conicidad 1:12

Factores de cálculo
 e 0,24
 Y_1 2,8
 Y_2 4,2
 Y_0 2,8

Se seleccionan 2 rodamientos SKF Nº 22220 EK.

Cubo

Se fabricará de acuerdo a las especificaciones del catálogo Gummi



Tamaño	N° de Parte		Peso	W ²	Eje		D ₇	D ₄₂	H ₁₁	H ₁₄
6FK200	203010	203011	4.1	0.02	38	64	70	16	127	95
8FK250	203020	203021	5.4	0.02	38	64	70	16	152	102
10FK300	203030	203031	8.2	0.04	38	76	83	16	210	127
12FK350	203030	203031	8.2	0.04	38	76	83	16	210	127
14FK400	203050	203051	21	0.15	57	114	127	16	260	178
16FK500	203060	203061	31	0.27	44	114	146	19	343	178
18FK500	203070	203071	34	0.27	57	121	146	19	381	191
20FK500	203080	203081	42	0.36	70	121	146	19	445	191
22FK500	203090	203091	59	1.22	70	133	165	19	508	216
24FK500	203100	203101	60	1.26	70	133	165	19	546	216
26FK525	203110	203111	73	1.94	70	140	165	19	584	229
28FK525	203120	203121	79	2.57	70	140	165	19	635	229
30FK525	203130	203131	97	3.28	76	152	203	19	673	241
32FK525	203140	203141	101	4.29	76	152	203	19	724	241
36FK525	203150	203151	138	6.69	102	178	229	19	826	279
40FK525	203160	203161	162	10.40	102	178	229	19	914	279
45FK525	203170	203171	245	19.41	111	210	254	19	1054	343
SI	Agujero Pasante	Agujero Roscado	lb	Kg m ²	min	max	Dimensiones en milímetros			

Se modificará el diámetro H14 ya que ese diámetro es para poder tener una pared de cubo de =

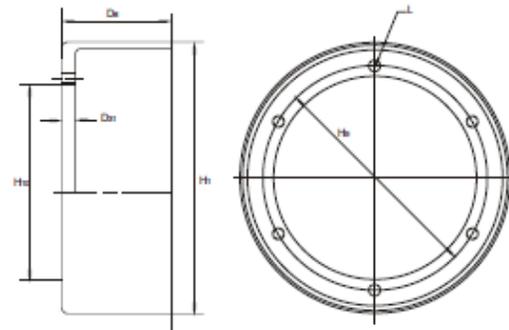
$$p_{dce} := \frac{216\text{mm} - 90\text{mm}}{2} = 63\text{mm}$$

Respetando la misma pared tendremos ahora un H14 de=

$$H14 := 180\text{mm} + 2 \cdot p_{dce} = 306\text{mm}$$

Campana con pestaña interna:

Tamaño	N de Parte			Tamaño	N de Parte		
	Campana Simple		Camp. Dual		Campana Simple		Camp. Dual
	Agujero Pasante	Agujero Roscado	Agujero Pasante		Agujero Pasante	Agujero Roscado	Agujero Pasante
6FK200	212204	212004	N/A	24FK500	212213	212013	212033
8FK250	212205	212005	N/A	26FK525	212214	212014	212034
10FK300	212206	212006	N/A	28FK525	212215	212015	212035
12FK350	212207	212007	212027	30FK525	212216	212016	212036
14FK400	212208	212008	212028	32FK525	212217	212017	212037
16FK500	212209	212009	212029	36FK525	212218	212018	212038
18FK500	212210	212010	212030	40FK525	212219	212019	212039
20FK500	212211	212011	212031	45FK525	212220	212020	212040
22FK500	212212	212012	212032				



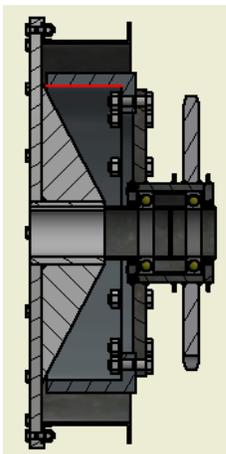
Tamaño	\$D_s\$	\$H_s\$	\$H_m\$	\$H_e\$	L (Agujeros)		Campana Simple			Campana Dual			
6FK200	13	152	108.0	88.9	6	10	3/8-16	76	2.5	0.01			
8FK250	19	203	133.4	108.0	8	10	3/8-16	89	5.7	0.05			
10FK300	19	254	184.2	158.8	6	13	1/2-13	103	8.6	0.11			
12FK350	19	305	184.2	158.8	6	13	1/2-13	119	14	0.25	259	28	0.55
14FK400	19	356	235.0	209.6	6	13	1/2-13	132	17	0.44	284	38	1.01
16FK500	19	406	304.8	273.1	6	20	3/4-10	168	23	0.80	344	49	1.81
18FK500	25	457	342.9	308.0	8	20	3/4-10	168	30	1.30	344	57	2.65
20FK500	25	508	406.4	371.5	8	20	3/4-10	168	33	1.81	344	63	3.66
22FK500	25	559	469.9	425.5	10	20	3/4-10	168	36	2.44	344	69	4.92
24FK500	25	610	501.7	457.2	12	20	3/4-10	168	42	3.36	344	78	6.57
26FK525	25	660	546.1	495.3	14	20	3/4-10	179	49	4.63	360	90	8.88
28FK525	25	711	596.9	546.1	16	20	3/4-10	179	53	5.89	363	98	11.28
30FK525	25	762	635.0	584.2	18	20	3/4-10	179	63	8.08	363	107	14.18
32FK525	25	813	685.8	635.0	18	20	3/4-10	179	72	10.60	363	115	17.39
36FK525	25	914	787.4	736.6	20	20	3/4-10	179	72	13.43	363	130	25.13
40FK525	25	1016	876.3	825.5	16	20	3/4-10	179	95	22.01	363	148	35.36
45FK525	25	1143	1003.3	952.5	10	26	3/4-10	179	107	31.92	363	167	51.02

SI	Dimensiones en milímetros				D _s	Kg Peso	Kg·m ² J	D _s	Kg Peso	Kg·m ² J
	Campana Simple y Dual		No.	Pasante Roscado						

Al cubo de embrague se le soldará un piñón de acero SAE 1045 ASA 140 de paso 1" 3/4 de 35 dientes.

Paso- Pitch 13/4" ASA 140 44,45 mm BS 28			ØRodillo - Roller 25,4 mm ØRodillo - Roller 27,94 mm					
Z	Diámetro Primitivo(d) Pitch Circle Diameter(d)	Diámetro Exterior(A) Top Diameter(A)	Diámetro Cubo(B) Hub Diameter(B)			Largo Total(C) Total Length(C)		
			S	D	T	S(1)	D(2)	T(2)
9	129.96	148.80	88	88	88	60	100	150
10	143.84	163.47	100	100	100	60	100	150
11	157.77	178.05	112	112	112	60	100	150
12	171.74	192.56	100	100	100	60	100	150
13	185.74	207.01	110	110	110	60	100	150
14	199.76	221.42	120	130	130	60	100	150
15	213.79	235.79	120	130	130	60	100	150
16	227.84	250.14	120	130	130	60	100	150
17	241.91	264.46	130	160	160	60	100	150
18	255.98	278.76	130	180	180	60	100	150
19	270.06	293.04	130	200	200	70	100	150
20	284.14	307.32	130	200	200	70	100	150
21	298.24	321.58	130	200	200	70	100	150
22	312.34	335.83	140	200	200	70	100	150
23	326.44	350.07	140	200	200	70	100	150
24	340.54	364.30	140	200	200	70	100	150
25	354.65	378.53	140	200	200	70	100	150
26	368.77	392.75	150	160	160	70	100	150
27	382.88	406.96	150	160	160	70	100	150
28	397.00	421.17	150	160	160	70	100	150
29	411.12	435.38	150	160	160	70	100	150
30	425.24	449.58	150	160	160	70	100	150
35	495.88	520.55	160	160	160	70	120	150
38	538.27	563.10	160	160	160	70	120	150
40	566.54	591.46	160	160	160	70	120	150
45	637.22	662.33	160	160	160	70	120	150
50	707.91	733.18	175	175	175	90	130	150

Vista en corte del embrague:



10.1.3 Tambor de Pistoneo

El tambor de pistoneo es el encargado de alojar el cable para la operación de swabbing, técnica que se mencionó anteriormente y que consiste en levantar una columna de fluido (petróleo, agua, petróleo-agua) a través del interior de la tubería de producción o tubería de revestimiento casing, a una profundidad determinada hasta la superficie, utilizando un cable de acero.

En este caso, el cable utilizado es:

• Norma: IRAM 547 - ISO 2408



N° de alambres de conformación	114/150	150	216	216	133
Flexibilidad de los alambres	★ ★ ★ ★ ★	★ ★ ★ ★ ★	★ ★ ★ ★ ★	★ ★ ★ ★ ★	★ ★ ★ ★ ★
Resistencia a la abrasión	★ ★ ★ ★ ★	★ ★ ★ ★ ★	★ ★ ★ ★ ★	★ ★ ★ ★ ★	★ ★ ★ ★ ★

CARGA MÍNIMA DE ROTURA DE CABLES DE ACERO (Kgf)

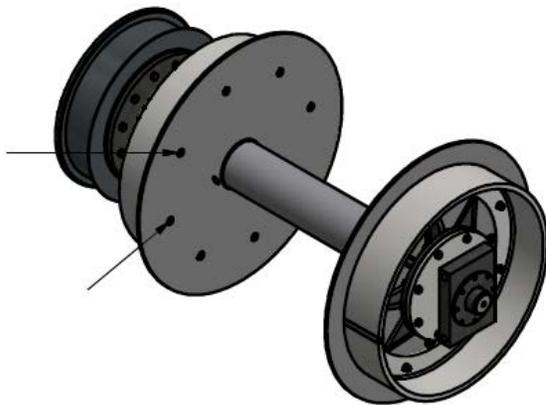
Diámetro en mm	6x19 SEALE Alma Textil	6x19 FILLER Alma Acero	6x36 W. SEALE Alma Textil	6x36 W. SEALE Alma Acero	19x7 Antigiro Alma Acero
3	443				
4	787				
5	1234				
6	1775		1775		2130
8	4304	4804	4304	4916	3794
9,5	6059	6773	6059	6926	5350
11	8425	9415	8425	9619	7171
13	10200	11903	10200	12005	10006
14	12801	14902	12801	15004	11628
16	16810	19400	16810	19604	15198
19	23909	27703	23909	27907	21318

Esta sección es la de mayor uso y adecuada para este tipo de operación, para una longitud de 3000m de profundidad. El cable debe cumplir con los requerimientos y especificaciones fijadas por la norma API 9A – Specification for wire rope.

Se considerarán válidos los cálculos realizados para los componentes del tambor de izaje, ya que los esfuerzos a los que se someterá se reducen a la tercera parte, es decir 2000kg aproximadamente.

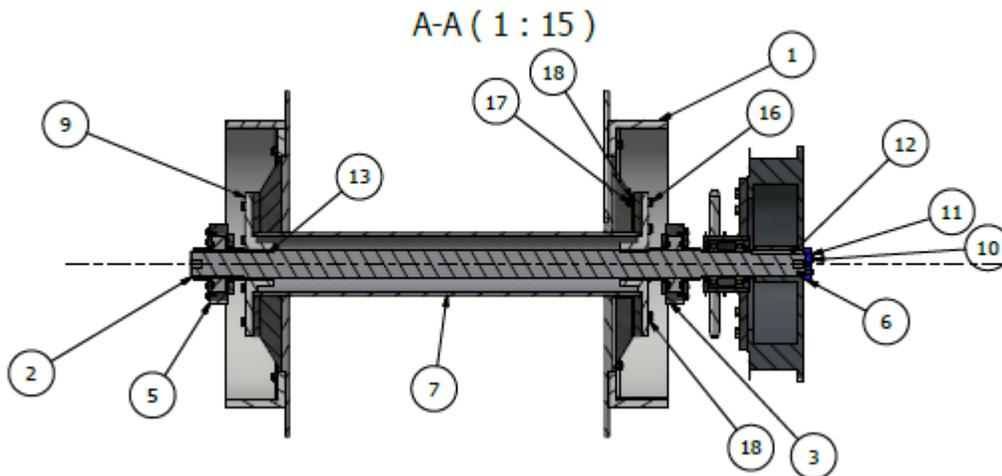
A diferencia de dicho tambor, el cable se enrollará directamente sobre el cuerpo del mismo, es decir sin guía de arrollamiento. El tubo utilizado para tal fin será ASTM 53/A 53M Tubería 8” – Schedule 80.

A continuación se pueden observar algunas imágenes del mismo.



18	48	ISO 7089 - 16 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A	0,0 kg
17	32	ISO 7042 - M16	Tuercas hexagonales autofrenadas todo metal	0,0 kg
16	16	ISO 4014 - M16 x 80	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	0,2 kg
15	16	ISO 10642 - M16 x 60	Tornillo de cabeza avellanada con hueco hexagonal 1 - Productos de clase A	0,1 kg
14	1	DIN 71412 - AM 6 (cónico corto)	Boquilla lubricante, cónico Tipo A	0,0 kg
13	2	DIN 6885 - A 28 x 16 x 100	Chaveta paralela	0,3 kg
12	1	DIN 6885 - A 25 x 14 x 180	Chaveta paralela	0,5 kg
11	3	ANSI B18.22.1 - 3/8 - Anchura - Tipo B	Arandela plana (Pulgada) Tipo A y B	0,0 kg
10	3	ANSI B18.2.1 - 3/8-16 UNC - 1,75	Tornillo de remate hex	0,0 kg
9	2	01-02-03-02-00-00	Cubo abulonado	44,2 kg
8	1	01-02-02-05-00-00	Placa cable	0,7 kg
7	1	01-02-01-00-00-00	Conjunto soldado	498,6 kg
6	1	01-01-09-00-00-00	Tapa eje	1,6 kg
5	1	01-01-08-00-00-00	Porta-rodamiento 2	41,4 kg
4	1	01-01-07-00-00-00	Embrague	439,6 kg
3	1	01-01-06-00-00-00	Porta-rodamiento	41,1 kg
2	1	01-01-05-00-00-00	Eje	125,3 kg
1	2	01-01-02-02-00-00	Campana Freno	177,5 kg
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MASA

LISTA DE PIEZAS

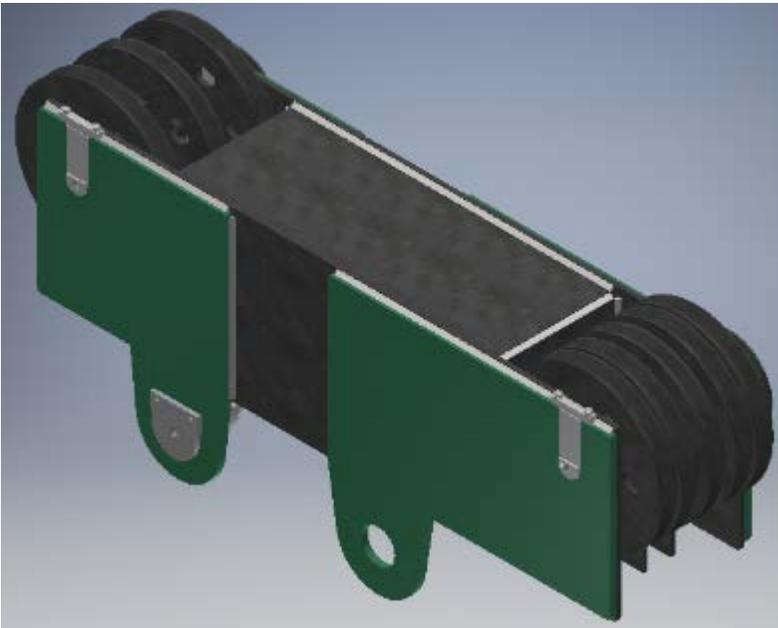


10.1.4 Corona

El componente encargado de guiar y distribuir los distintos ramales del cable de acero hacia el aparejo es el denominado pescante o corona. En éste se encuentran las poleas tanto para realizar las tareas de pistoneo como las de izaje.

Debido a que el bloque viajero seleccionado posee tres (3) poleas, el eje delantero del pescante alojará cinco (5), de las cuales cuatro (4) corresponden al izaje y una (1) al pistoneo.

Por otro lado, el eje trasero alojará solamente a tres (3), dos correspondientes al izaje y una (1) al pistoneo.



El cuerpo del pescante posee un diseño tipo cajón y está conformado por chapas ASTM A-36 de 1/2" de espesor.

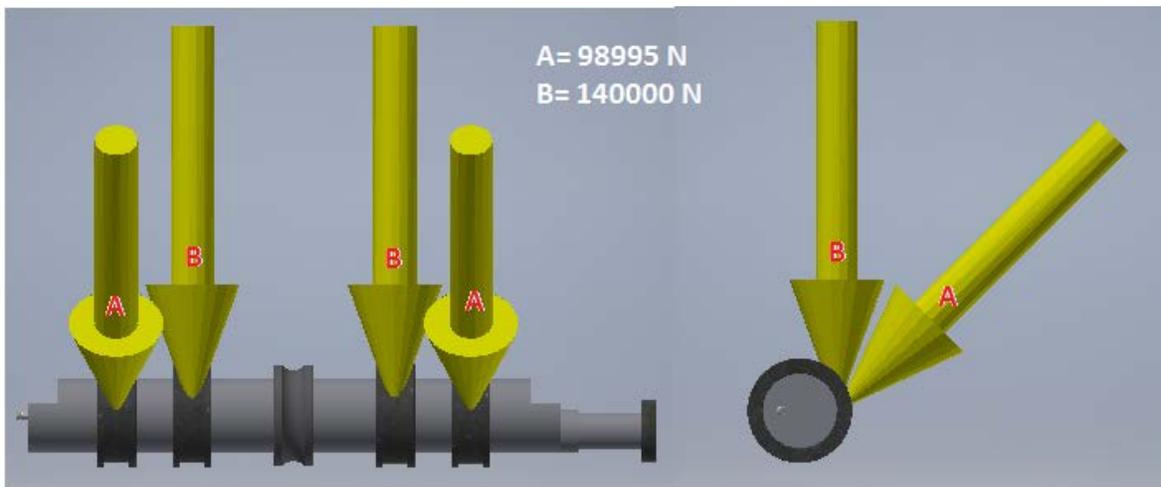
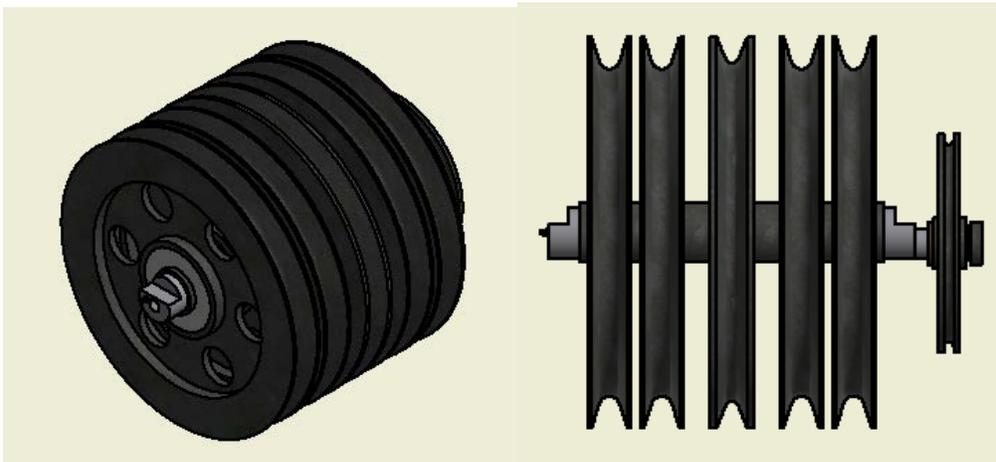
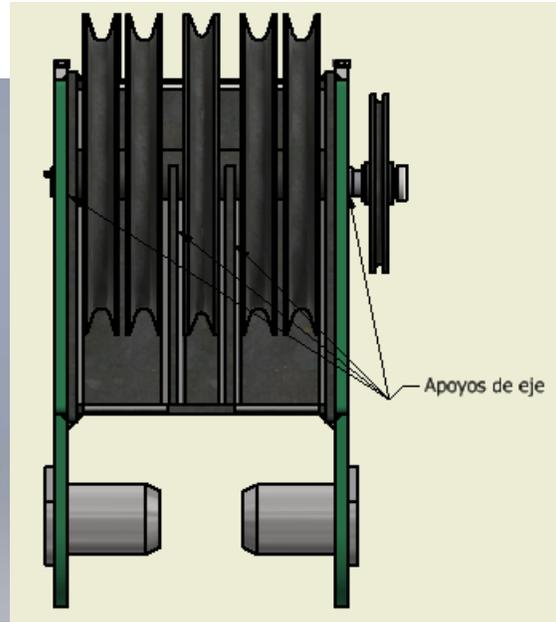
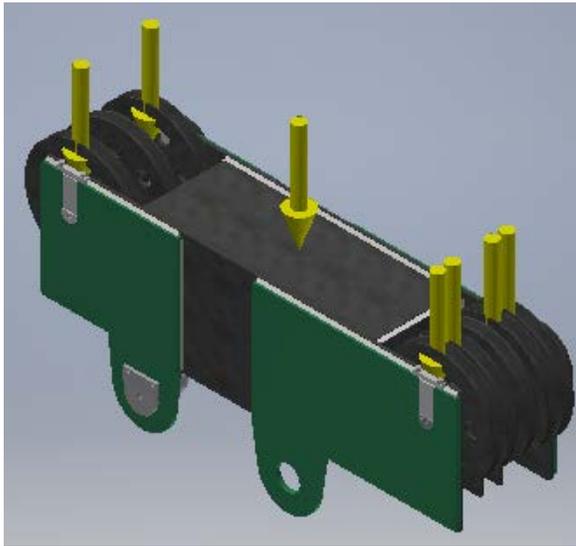
Para aumentar la resistencia en las zonas de apoyo de los ejes y en las de vinculación con la torre, se sueldan chapas de igual calidad pero de 3/4" de espesor.

Verificación de los ejes

La sección de los ejes es la misma en ambos por lo que se verificará solamente el más solicitado, que en este caso es el delantero.

Para ello se utilizará el software Autodesk Inventor Professional 2016.

Se realizará un análisis de tensión verificando que la tensión de trabajo no supere la admisible.

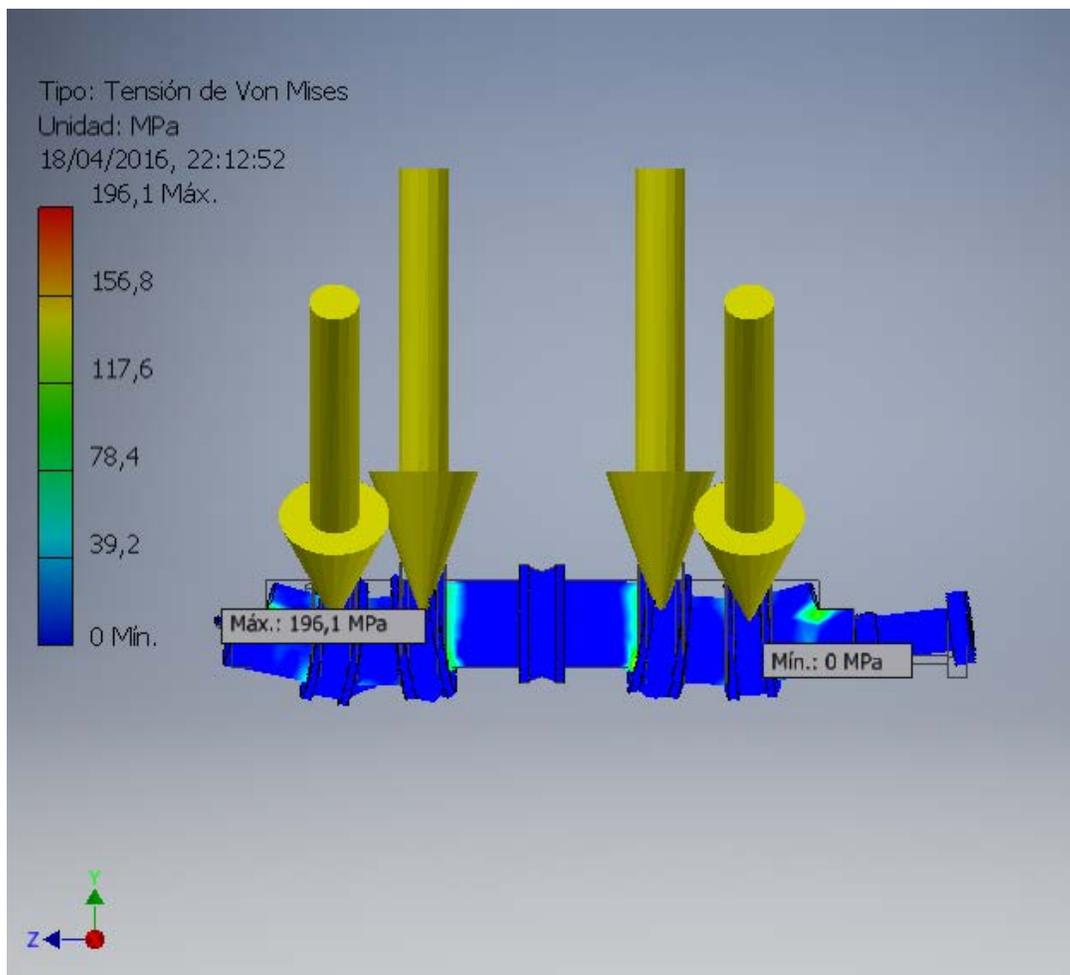


Se considera una carga de prueba por ramal de 70000 N (7143 kg), por lo que debido a la configuración del cable con el bloque viajero, las poleas centrales (B) estarán sometidas al doble de carga. Las cargas (A) aplicadas a 45° resultan de la composición horizontal y vertical debidas al cambio de dirección del cable de acero.

Para facilitar la interpretación y la colocación de las cargas sobre el eje, es que se dejan en el análisis las pistas interiores de los rodamientos de las poleas respectivas.

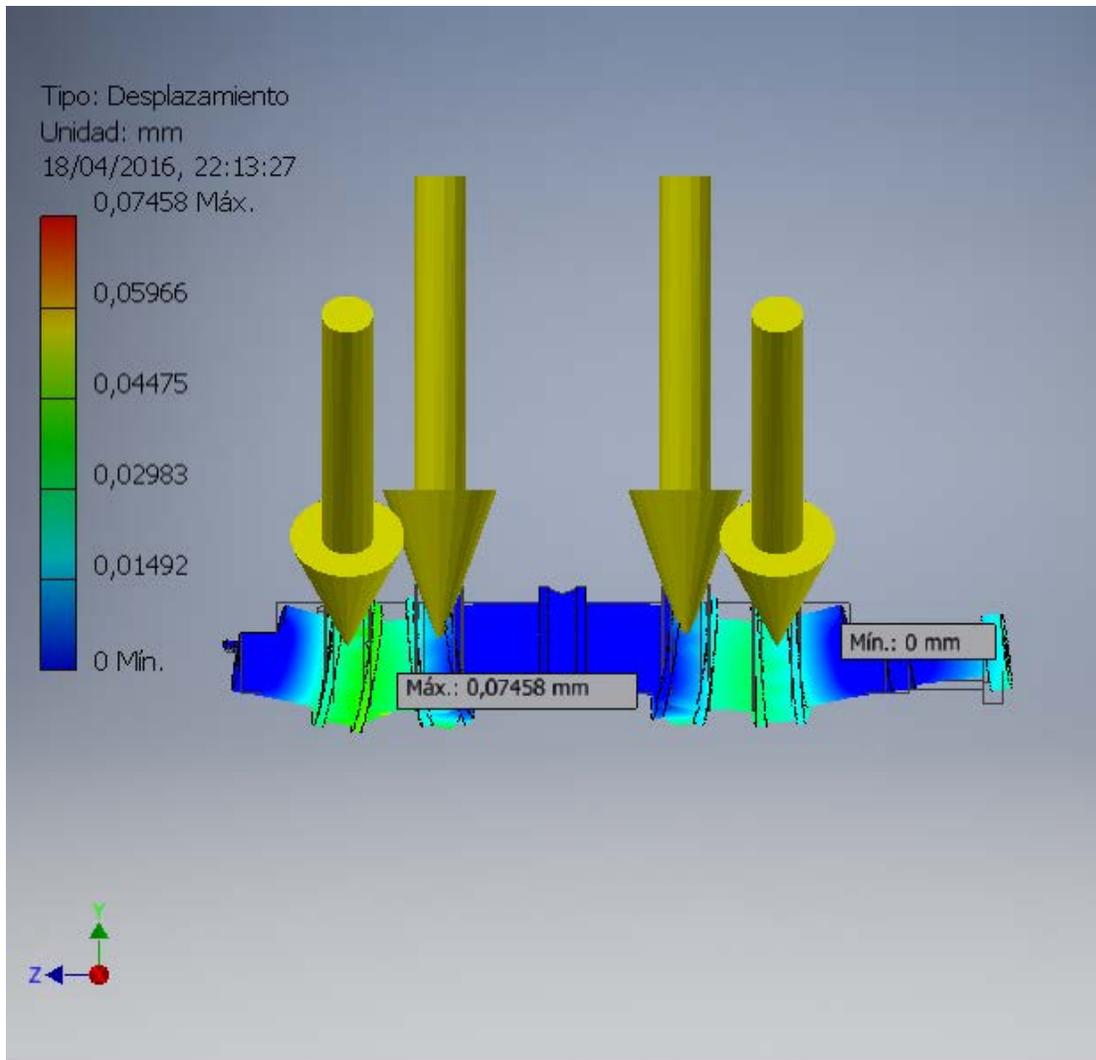
Características del eje:

- Material: SAE 4140
- $\sigma_{\text{elasticidad}}$: 4000 kg/cm²
- Longitud: 493 mm
- \varnothing : 60 mm



Como puede observarse, el valor de la máxima tensión es de 196,1 MPa (1961 kg/cm²), muy por debajo de la admisible del eje, por lo tanto puede verificarse su resistencia.

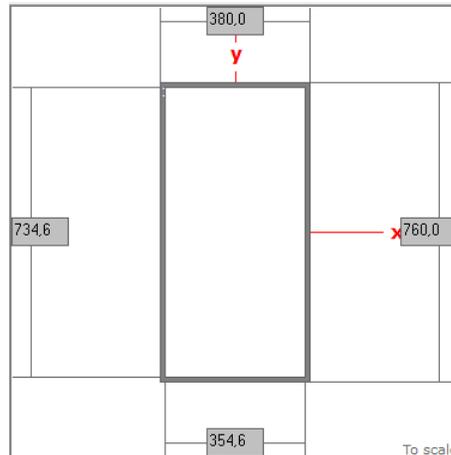
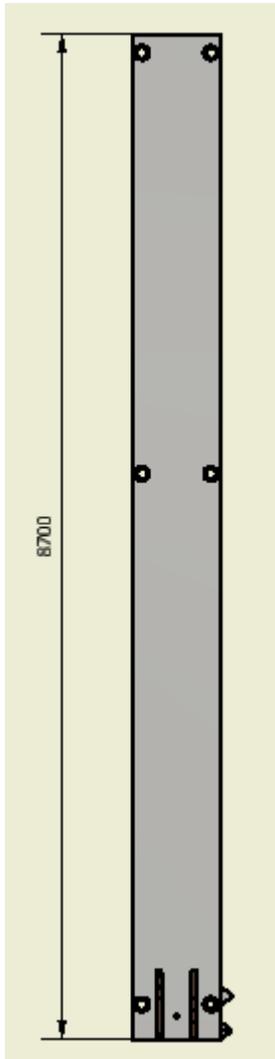
A continuación se muestra una imagen con los valores de la deformación que sufriría el eje, notando que la misma es casi imperceptible, con un valor máximo de 0,07mm.



10.1.5.1 Columna-Tramo Superior

El tramo superior de la torre será fabricado formando un cajón cerrado mediante chapas de acero ASTM A-36 de 1/2" de espesor y soldadas entre si.

A continuación pueden apreciarse las dimensiones del mismo y las propiedades de la sección obtenidas mediante el software MDSolids 3.5.



X Axis Properties

Elastic Modulus	E	200.000,0000	MPa
From bottom to centroid	y (bot)	380,0000	mm
From centroid to top	y (top)	380,0000	mm
Area of shape	A	28.310,8400	mm ²
Moment of Inertia	Ix	2,1868E+09	mm ⁴
Section Modulus	Sx	5,7547E+06	mm ³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	5,7547E+06	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	5,7547E+06	mm ³
Radius of Gyration	rx	277,9235	mm
Plastic Modulus	Zx	7,0332E+06	mm ³
Shape Factor		1,2222	
From bottom to plastic n.a.	yp (bot)	380,0000	mm
From plastic n.a. to top	yp (top)	380,0000	mm
Polar Moment of Inertia	J	2,9325E+09	mm ⁴
Product of Inertia	Ixy	0,0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	I _{max}	2,1868E+09	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	I _{min}	745,7092E+06	mm ⁴
Angle from x axis to I_{max} axis	B	0,0000	degrees
		Clockwise	

Y Axis Properties			
Elastic Modulus	E	200.000,0000	MPa
From left to centroid	x (left)	190,0000	mm
From centroid to right	x (right)	190,0000	mm
Area of shape	A	28.310,8400	mm ²
Moment of Inertia	Iy	745,7092E+06	mm ⁴
Section Modulus	Sy	3,9248E+06	mm ³
Section Modulus (left)	S (left)	3,9248E+06	mm ³
Section Modulus (right)	S (right)	3,9248E+06	mm ³
Radius of Gyration	ry	162,2962	mm
Plastic Modulus	Zy	4,3436E+06	mm ³
Shape Factor		1,1067	
From left to plastic n.a.	xp (left)	190,0000	mm
From plastic n.a. to right	xp (right)	190,0000	mm
Polar Moment of Inertia	J	2,9325E+09	mm ⁴
Product of Inertia	Ixy	0,0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	I _{max}	2,1868E+09	mm ⁴
Minumum Moment of Inertia	I _{min}	745,7092E+06	mm ⁴
Angle from y axis to I _{max} axis	β	90,0000	degrees
		Counterclockwise	

$$E := 200000 \text{ MPa}$$

Módulo de elasticidad

$$A_{\text{sup}} := 28310.84 \text{ mm}^2$$

Área transversal tramo superior

$$I_{x_{\text{sup}}} := 2186800000 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia en X tramo superior

$$I_{y_{\text{sup}}} := 745709200 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia en y tramo superior

$$r_{x_{\text{sup}}} := 277.9 \text{ mm}$$

Radio de giro en x

$$r_{y_{\text{sup}}} := 162.3 \text{ mm}$$

Radio de giro en y

Compresión:

Se verificará que la sección transversal soporte el esfuerzo máximo a la compresión. Se utilizará una carga de prueba de 40 Tn.

$$C_{\text{comp}} := 40 \text{ tonf}$$

Carga de compresión

$$\sigma_{\text{comp}} := 1200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión admisible de compresión o tracción

$$\sigma_{1\text{sup}} := \frac{C_{\text{comp}}}{A_{\text{sup}}} = 128.17 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de trabajo a compresión

$$C_{1\text{max}} := \sigma_{\text{comp}} \cdot A_{\text{sup}} = 374.49 \text{ tonf}$$

Carga máxima de compresión permitida por la sección.

$$\sigma_{\text{comp}} > \sigma_{1\text{sup}} = 1$$

Verifica

Pandeo:

Se procede a la verificación de la estructura al pandeo debido a la longitud y esbeltez de la misma.

Se considera el caso de un extremo libre y el otro empotrado:

$$L_{\text{sup}} := 8700 \text{ mm}$$

Longitud del tramo

$$r_{\text{min.sup}} := r_{y\text{sup}} = 0.16 \text{ m}$$

Radio de giro mínimo

$$\lambda_{\text{sup}} := \frac{L_{\text{sup}} \cdot 2}{r_{\text{min.sup}}} = 107.21$$

Esbeltez según DIN 4114

$$\omega_{\text{sup}} := 2.27$$

De tabla según CIRSOC 302, acero F-24 para la esbeltez calculada

$$C_{\text{pandeo}} := \frac{\sigma_{\text{comp}} \cdot A_{\text{sup}}}{\omega_{\text{sup}}} = 164.97 \text{ tonf}$$

Carga máxima admisible

$$C_{\text{comp}} < C_{\text{pandeo}} = 1$$

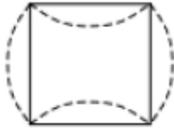
Verifica



Abollamiento prematuro:

Se verificará si existe abolladura en las placas individuales que conforman la torre según CIRSOC 302 apartado 2.3.

Las placas se abollarán según la siguiente forma:



Para $\lambda > 75$ debe ser $h/t (\leq) 0.6\lambda$ para que no exista abollamiento prematuro.

Siendo h =altura y t =espesor

$$e_{\text{torre}} := 12.7 \text{ mm}$$

Espesor de chapas de torre

$$L_{\text{sup}} = 8.7 \text{ m}$$

Altura

$$\frac{L_{\text{sup}}}{e_{\text{torre}}} < 0.6 \cdot \lambda_{\text{sup}} = 0$$

No verifica, por lo tanto existirá abollamiento prematuro

$$b_{\text{sup}} := 760 \text{ mm}$$

Ancho de chapa

$$\sigma_e := 0.901 \cdot E \cdot \left(\frac{e_{\text{torre}}}{b_{\text{sup}}} \right)^2 = 513.11 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de referencia según CIRSOC 302

$$\alpha_{\text{sup}} := \frac{L_{\text{sup}}}{b_{\text{sup}}} = 11.45$$

$\alpha > 1$ entonces según CIRSOC 302, $k=4$

$$k_{\text{sup}} := 4$$

$$\sigma_{\text{ki.sup}} := \sigma_e \cdot k_{\text{sup}} = 201.28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Tensión de abollamiento

$$\sigma_{\text{Vk.sup}} := 197.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Según tabla 11 CIRSOC 302

$$\rho_{\text{sup}} := 1.76$$

Según tabla 3 CIRSOC 302-1

$$\gamma_{\text{sup}} := 2$$

Coefficiente de seguridad de la estructura

$$\gamma_{k,\text{sup}} := \rho_{\text{sup}} \cdot \gamma_{\text{sup}} = 3.52$$

Coeficiente de seguridad
debido a la esbeltez

$$\sigma_{\text{aboll},\text{sup}} := \frac{\sigma_{V_{k,\text{sup}}}}{\gamma_{k,\text{sup}}} = 571.85 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$C_{\text{aboll},\text{sup}} := \sigma_{\text{aboll},\text{sup}} \cdot A_{\text{sup}} = 178.46 \text{ tonf}$$

Carga máxima para que
no se produzca
abollamiento.

$$C_{\text{comp}} < C_{\text{pandeo}} < C_{\text{aboll},\text{sup}} = 1$$

Se verifica que la carga
de prueba es menor que
las máximas permitidas
por compresión.

Aplastamiento:

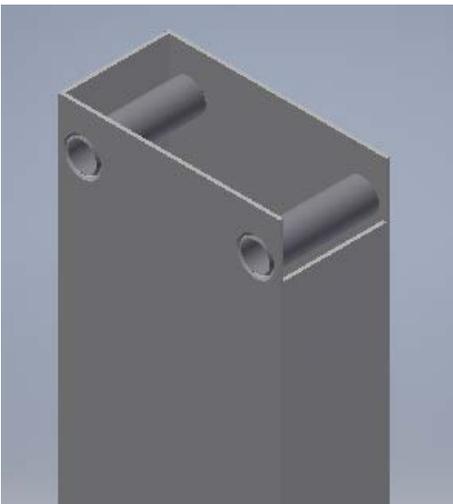
La carga del pescante será transmitida a través de cuatro pernos a la torre, por lo que es necesario verificar al aplastamiento el apoyo de los mismos.

$$D_{\text{perno}} := 100 \text{ mm}$$

Diámetro de pernos de
fijación

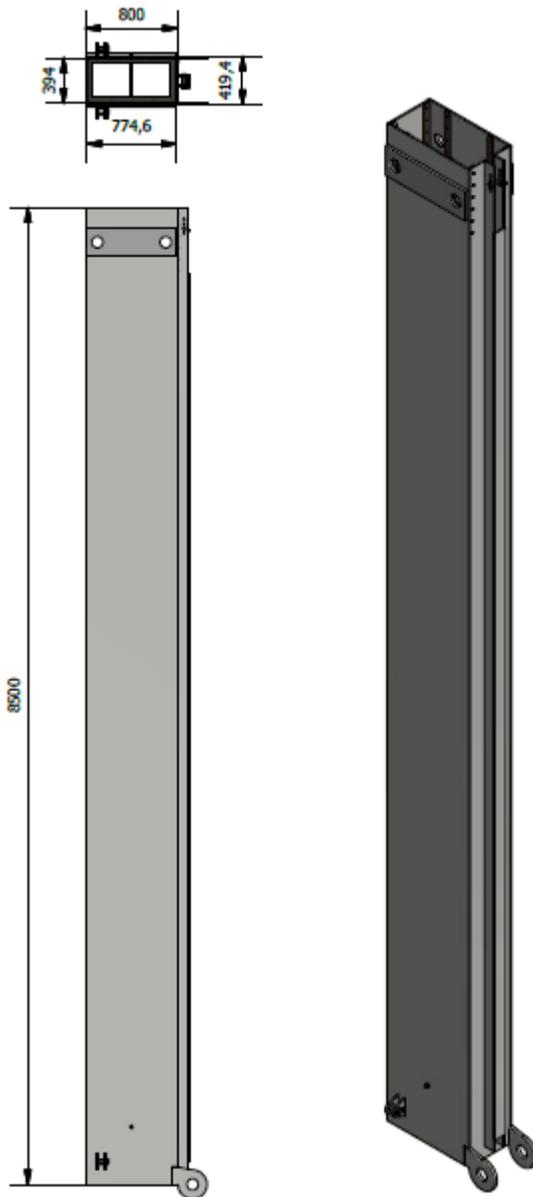
$$\sigma_{\text{aplast}} := \frac{C_{\text{comp}}}{D_{\text{perno}} \cdot e_{\text{torre}} \cdot 4} = 714.32 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

La tensión de aplastamiento debido dicha carga tiene un valor aceptable y dentro del rango de la tensión admisible.

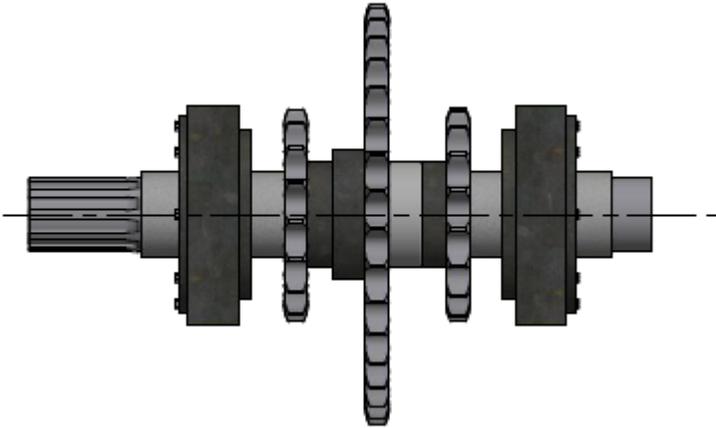


10.1.5.2 Columna-Tramo inferior

Mediante la verificación del tramo superior de la torre, no es necesario realizar el cálculo para el tramo inferior ya que las cargas a la que estará sometido el mismo serán iguales a las consideradas, más el peso propio del tramo superior el cual es de aproximadamente 2000kg. Hay que tener presente que la resistencia al pandeo mejora en este caso ya que la sección y los radios de giros respecto a los ejes principales aumenta.



10.1.6 Eje maestro



$$M_{tem} := 55000 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Momento torsor debido a el tambor de Izaje

$$d_{cim} := 100 \text{ mm}$$

Distancia cabilla de Izaje en eje maestro

$$D_{cpm} = 495.88 \text{ mm}$$

Diámetro primitivo cabilla pistoneo en eje maestro ASA140 35 dientes

$$D_{cim} := 241.91 \text{ mm}$$

Diámetro primitivo cabilla izaje en eje maestro ASA140 17 dientes

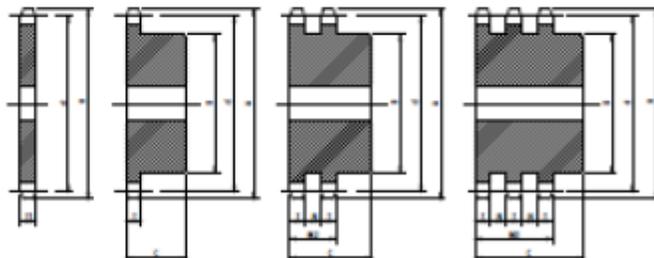
$$F_{cim} := \frac{M_{tem}}{\left(\frac{D_{cim}}{2}\right)} = 4547.146 \text{ kgf}$$

Fuerza que transmite la cadena de izaje

$$M_{fci} := F_{cim} \cdot d_{cim} = 45471.456 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$



Discos, Piñones y Ruedas de Acero
para Transmisiones de Cadenas
Sprockets and Plate Wheels
for Roller Chain



Z	Paso- Pitch 13/4" ASA 140 44,45 mm BS 28		ØRodillo - Roller 25,4 mm ØRodillo - Roller 27,94 mm					
	Diámetro Primitivo(d) Pitch Circle Diameter(d)	Diámetro Exterior(A) Top Diameter(A)	Diámetro Cubo(B) Hub Diameter(B)			Largo Total(C) Total Length(C)		
			S	D	T	S(1)	D(2)	T(2)
9	129.96	148.80	88	88	88	60	100	150
10	143.84	163.47	100	100	100	60	100	150
11	157.77	178.05	112	112	112	60	100	150
12	171.74	192.56	100	100	100	60	100	150
13	185.74	207.01	110	110	110	60	100	150
14	199.76	221.42	120	130	130	60	100	150
15	213.79	235.79	120	130	130	60	100	150
16	227.84	250.14	120	130	130	60	100	150
17	241.91	264.46	130	160	160	60	100	150
18	255.98	278.76	130	180	180	60	100	150
19	270.06	293.04	130	200	200	70	100	150
20	284.14	307.32	130	200	200	70	100	150
21	298.24	321.58	130	200	200	70	100	150
22	312.34	335.83	140	200	200	70	100	150
23	326.44	350.07	140	200	200	70	100	150
24	340.54	364.30	140	200	200	70	100	150
25	354.65	378.53	140	200	200	70	100	150
26	368.77	392.75	150	160	160	70	100	150
27	382.88	406.96	150	160	160	70	100	150
28	397.00	421.17	150	160	160	70	100	150
29	411.12	435.38	150	160	160	70	100	150
30	425.24	449.58	150	160	160	70	100	150
35	495.88	520.55	160	160	160	70	120	150
38	538.27	563.10	160	160	160	70	120	150
40	566.54	591.46	160	160	160	70	120	150
45	637.22	662.33	160	160	160	70	120	150
50	707.91	733.18	175	175	175	90	130	150
57	806.89	832.34	175	175	175	90	130	150
60	849.32	874.83	175	175	175	90	130	150
76	1075.62	1101.37	175	175	175	90	130	150
95	1344.39	1370.32	190	190	190	90	130	150

Dimensiones para tipo Americano - (ASA - ANSI) Measurement for American type (ASA - ANSI)					
PASO/Pitch	T	N	M2	M3	T1
ASA140(1 3/4)	22.7	26.2	71.6	120.5	23.5

Dimensiones para tipo Europeo - (BS - ISO) Measurement for European type (BS - ISO)					
PASO/Pitch	T	N	M2	M3	T1
28 - 1 3/4	28.8	30.8	88.4	148	28.8

(1) B.S. Largo Total más 10 mm.

(2) B.S. Largo Total más 20 mm.

Los diámetros y largos están sujetos a modificación sin previo aviso por razones de fabricación.
 Diameters and lengths can be modified without any previous advise due to production reasons.

Elegimos un acero SAE 4140

De la pág. 13 de Vallance-Doughtie y catalogos de acero

$$\sigma_{\text{fluencia.tracción}} := 7036 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{fluencia.torsión}} := 3867 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{4140} := \sigma_{\text{fluencia.tracción}} \cdot 0.18 = 1266.48 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{4140_2} := \sigma_{\text{fluencia.torsión}} \cdot 0.8 = 3093.6 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$K_{\text{mem}} := 1.75$$

$$K_{\text{tem}} := 1.25$$

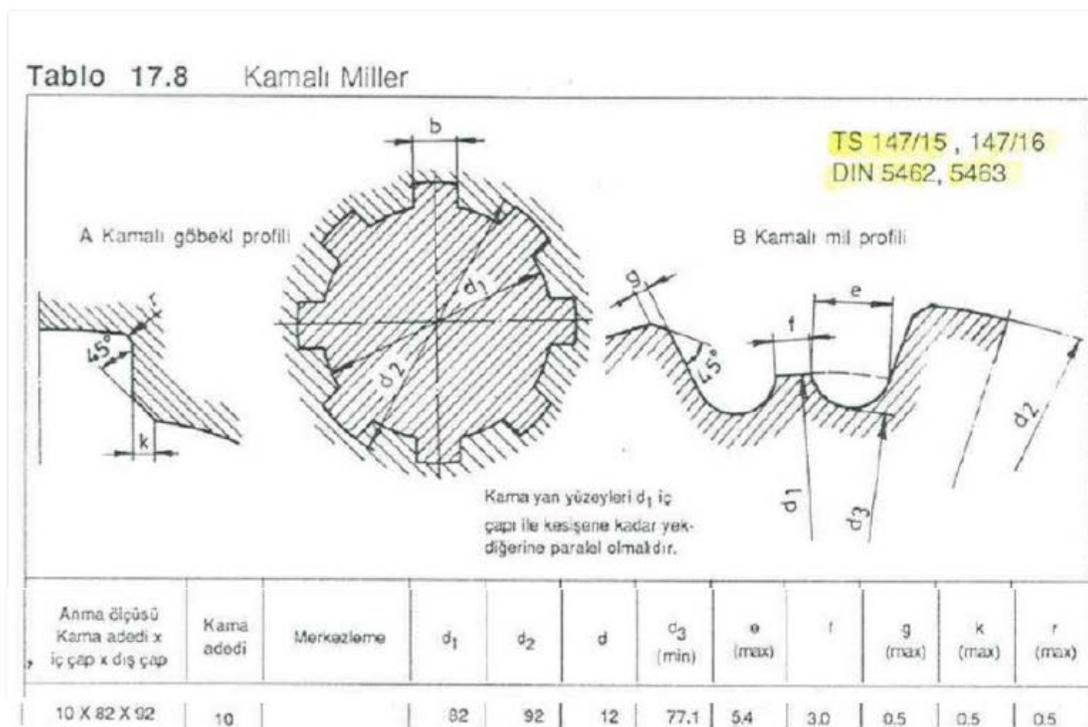
$$d_{\text{em}} := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \tau_{4140}} \cdot \sqrt{(K_{\text{mem}} \cdot M_{\text{fci}})^2 + (K_{\text{tem}} \cdot M_{\text{tem}})^2}} = 75.06 \cdot \text{mm} \quad \text{Según ASME}$$

Se adopta el mismo diámetro que para los ejes de los tambores, es decir, Ø100mm así es posible utilizar el mismo tipo de rodamientos.

Vale mencionar que el piñón extra de 17 dientes es colocado para la posterior conexión de una bomba.

El estriado del eje corresponde a la norma ISO 14 – Serie media – 10x82x92.

(Esta norma reemplazó a la antigua DIN 5463)



11. Evaluación del proyecto

Desde el punto de partida definimos el presente proyecto como una solución de carácter técnico particular a un cliente, en nuestro caso Jet Oil Technology S.A. De modo tal que no debe confundirse el propósito en que se basa el completo estudio en que se centra este informe.

Teniendo perfectamente especificado lo anterior, a la hora de realizar un estudio de tipo económico-financiero acerca de las características que le son propias al proyecto es necesario considerar múltiples aspectos tanto por parte de la empresa como de lo que representa el equipo y las soluciones que brinda, así también como toda alteración que se genere en su entorno a causa del impacto que tenga lugar allí. Esto es totalmente necesario para poder llegar a obtener un estudio que sea totalmente representativo de la realidad que atañe a la completa situación. Así, los resultados serán menos riesgosos, ya que de estos depende el éxito o fracaso del proyecto en su totalidad.

Para poder efectuar un completo análisis se necesitan tener en cuenta los distintos aspectos propios del proyecto como así también los aspectos pertenecientes al mercado.

A continuación se enumeran algunos de los factores a tener en consideración:

- **Costo de fabricación de equipo:**

1. Diseño
2. Presupuesto
3. Materiales
4. Mano de Obra
5. Insumos
6. Mecanizado/Metalúrgica
7. Montaje
8. Instalación
9. Puesta a punto

- **Costo de funcionamiento de equipo:**
 1. Costos propios del equipo para prestar servicio.
- **Productos similares en el mercado**
- **Prestadores de servicios petroleros existentes**

11.1 Análisis de mercado

Teniendo en cuenta que existen algunos modelos de equipos a la venta, aunque no presenten iguales características sirven como base para comparar y realizar nuestro análisis.

2013 Built International Flush By Unit for Sale

Name : 2013 Built International Flush By Unit for Sale

ID : WR361

Price : US\$ 687,500

Specifications : **International Flushby Unit for Sale**
Used International Flush-by Unit for Sale
2013 built Flush By Unit for Sale

Specification

Truck : International
 Rated single line pull winch : 25,000lb
 Rated mast capacity (vertical) : 65,000lb
 Rated mast capacity (slant) : N/A
 Length (O/all) : 45'-10" 1/2" (13.983m)
 Width (O/all) : 8'-6" (2.591m)
 Wheel base : 304.5" (7.734m)
 Height : 14'-3" (4.343)

Truck Specifications

Tandem steer tridem drive : Paystar 5900i

Engine :
 International Maxxforce
 Model A475
 Displacement 12.4 litre

Transmission :
 "Eaton Road Ranger"
 18 speed manual

Mast Specifications

Load rating (Vertical) : 65,000lb

Load rating (Slant) : N/A

Mast height (from ground) : 76'-3" (23.241m)

Mast height (to underside of crown) : 73'-2" (22.301m)

Crown (two sheave) : 2 x 24" diameter

Traveling Block Specifications

Model : C-TECH_FBB25T

Capacity : 25 ton

Grooving : 7/8" diameter

Drawworks

Model : CH-230

Motor : Rexroth

Capacity : 25,000#

Grooving 7/8"

Max. drum speed (at max. volume) : 250 rpm

Hydraulic Specifications

Usable tank capacity : 175 gal (800 litres)



Puede observarse en la publicación, que el precio de venta del mismo es de U\$S 687500, para este equipo, que corresponde a un vehículo utilizado desde el año 2013. Estos datos nos servirán de referencia para un posterior análisis.

Valores de mercado de la prestación del servicio.

Realizando una pequeña investigación sobre los precios actuales que presentan algunas empresas prestadoras de servicios petroleros, se obtuvieron los siguientes valores promedios:

- Alquiler de equipo de pulling por Hr:
 - ✓ Hora de operación: \$1800
 - ✓ Hora del equipo en Stand-By: \$1600
 - ✓ DTM (Desmontaje, Traslado y Montaje): \$35000 por pozo.

Cabe mencionar que estos precios rigen para la provincia de Mendoza, viéndose incrementados estos valores al migrar hacia otras provincias tales como Neuquén, Rio Negro, Santa Cruz, etc.

11.2 Análisis de fabricación del producto

En esta etapa se evaluarán todos los aspectos a tener en cuenta desde el desarrollo del mismo hasta su construcción. Para ello se ha confeccionado una tabla con los distintos ítems que intervienen en el presente proyecto, teniendo como principales lineamientos los materiales, la mano de obra y la ingeniería invertida en el mismo.

A continuación se muestra un resumen de los montos alcanzados por cada una de etapas, quedando adjunto en el Anexo III el detalle de los elementos que conforman a cada una de las categorías mostradas:

COSTO	ITEM	ITEM	Detalle	cantidad	unit sin IVA	Total NETO	Total c/ IVA
Materiales y elementos	TOTAL MATERIALES	TOTAL MATERIALES					\$ 3.791.080,63
Mano de Obra Montaje	TOTAL MONTAJE	TOTAL MONTAJE	Dos operarios metalúrgicos	3	\$ 30.000,00		\$ 90.000,00
Ingeniería	TOTAL INGENIERIA	TOTAL INGENIERIA					\$ 408.738,00
TOTAL	TOTAL	TOTAL					\$ 4.289.818,63

11.3 Planificación del proyecto (Gantt)

Para poder estimar la duración del proyecto, así como también los recursos atribuidos al mismo, se realizó un diagrama de Gantt donde se pueden identificar las distintas etapas y entregables del mismo, así como también la duración y los hitos más importantes que deben considerarse a la hora de evaluar y controlar el presente proyecto.

Como dato de importancia se puede mencionar que el tiempo estimado de todo el proyecto es de 268 días desde que se realiza el pedido del cliente, hasta que se realiza la aprobación por parte del mismo.

El mencionado diagrama se encuentra en el Anexo IV del presente informe.

11.4 Costos de funcionamiento del equipo

Una vez que el equipo se encuentra en condiciones de operar, es necesario efectuar un análisis de los costos que conlleva mantenerlo en esa situación. Dicho análisis se efectuará teniendo en cuenta todos los factores que influyen en el funcionamiento del mismo y durante el período de un año.

A continuación se detallan algunos de los costos que se tuvieron en cuenta:

➤ **Costos Fijos:**

- Personal: Se consideró el sueldo de dos personas para operar el equipo.
- Seguros: Se consideró una póliza Max Petrol del Grupo Sancor Seguros.
- Administrativos
- Comunicaciones: Hace referencia al servicio de comunicaciones utilizado en el equipo.

- **Certificaciones:** Anualmente y en primera instancia para que el equipo cumpla con los requisitos de operación, es necesario realizar una certificación API en los elementos críticos.
- **Marketing:** Tiene en cuenta la publicidad necesaria para dar a conocer el nuevo producto.

➤ **Costos Variables:**

- **Operación:** Este ítem comprende el costo de la cantidad de Hs de funcionamiento realizando la tarea propiamente dicha.
- **Traslado:** Tiene en cuenta la movilización necesaria del equipo al lugar de trabajo, siendo ésta anualmente de 35000 km.
- **Mantenimiento:** Costo del mantenimiento cada 10000 km.
- **Imprevistos:** Se considera 10% del costo variable total para situaciones que escapen a las consideradas por los demás ítems.

Los costos mencionados contemplan en parte los siguientes factores que intervienen en su conformación:

Funcionamiento Anual (Hs)	3580	Operación + Traslado
Operación (Hs)	2880	12 hs diarias, 5 días a la semana por un año
Traslado (Hs)	700	35000km
Combustible	\$16,83	Diesel
km/Hs	50	Equivalencia estimada entre km recorridos y tiempo de funcionamiento
Mantenimiento (km)	10000	Mantenimiento del camión
Consumo km/L	3,5	Consumo estimado del camión
DTM	\$35.000,00	Desmontaje, traslado y montaje

Se considera al equipo trabajando para una operadora y dentro de un mismo yacimiento. El DTM no se cobra ya que se consideró en el traslado en los costos variables.

Realizando un resumen con los costos citados, y para un período de un año, se confeccionó la siguiente tabla:

Costos fijos Anuales		Monto
	Personal	\$480.000,00
	Seguros	\$116.400,00
	Administrativos	\$6.000,00
	Comunicaciones	\$24.000,00
	Certificaciones	\$229.000,00
	Marketing	\$50.000,00
Total		\$905.400,00
Costos variables Anuales		
	Operación	\$692.434,29
	Traslado	\$168.300,00
	Mantenimiento	\$71.600,00
	Imprevistos(10% CV)	\$93.233,43
Total		\$1.025.567,71
Total/hs CV		\$286,47
Total/hs CF		\$252,91
Costo/Hs		\$539,38

En la tabla anterior se pueden observar los costos fijos, variables y el total por cada hora de funcionamiento del equipo, teniendo como referencia la cantidad estimada de horas que funcionará en un año.

11.5 Análisis de rentabilidad

El análisis de rentabilidad está enfocado en los beneficios a los que puede acceder un tercero si decide invertir en el presente proyecto.

Al mismo se le exige una tasa de rentabilidad mayor a la otorgada por el BNA e igual al 41% anual.

Se tienen en cuenta los siguientes factores para la confección del flujo de proyecto:

Servicio Anual de funcionamiento de equipo	
Cantidad de Hs de funcionamiento anuales	3.580,00
Precio de venta por Hr	\$1.618,13
Inversión Fija	\$4.772.560,55
Costo Variable por Hora	\$286,47
Costo Fijo por Hora	\$252,91
Valor de Desecho Inv.	\$2.573.891,18
Inversión en Cap.de Trab.	\$482.741,93
% Amortiz. Anual	10,00%
% Impuesto a las Gcias.	35,00%
Tasa de Descuento	41,00%

Con estos datos se confeccionó la siguiente tabla teniendo en cuenta el período de vida útil:

FLUJO DEL PROYECTO (Análisis de rentabilidad para el inversionista)

Periodos	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos operac.		5.792.903	5.792.903	5.792.903	5.792.903	5.792.903	5.792.903	5.792.903	5.792.903	5.792.903	5.792.903
Costo variable		- 1.025.568	- 1.025.568	- 1.025.568	- 1.025.568	- 1.025.568	- 1.025.568	- 1.025.568	- 1.025.568	- 1.025.568	- 1.025.568
Costos Fijos		- 905.400	- 905.400	- 905.400	- 905.400	- 905.400	- 905.400	- 905.400	- 905.400	- 905.400	- 905.400
Depreciación		- 477.256	- 477.256	- 477.256	- 477.256	- 477.256	- 477.256	- 477.256	- 477.256	- 477.256	- 477.256
Utilidad		3.384.679	3.384.679	3.384.679	3.384.679	3.384.679	3.384.679	3.384.679	3.384.679	3.384.679	3.384.679
Impuesto		- 1.184.638	- 1.184.638	- 1.184.638	- 1.184.638	- 1.184.638	- 1.184.638	- 1.184.638	- 1.184.638	- 1.184.638	- 1.184.638
Utilidad Neta Contable		2.200.042	2.200.042	2.200.042	2.200.042	2.200.042	2.200.042	2.200.042	2.200.042	2.200.042	2.200.042
Depreciación		477.256	477.256	477.256	477.256	477.256	477.256	477.256	477.256	477.256	477.256
Inversión Fija	- 4.289.819			- 400.000							
Capital de trabajo (3 meses)	- 482.742										482.742
Valor Residual											2.573.891
Flujo de Beneficios Netos	- 4.772.561	2.677.298	2.677.298	2.277.298	2.677.298	2.677.298	2.677.298	2.677.298	2.677.298	2.677.298	5.733.931

VAN \$1.196.756,48

TIR 54,59%

Para comenzar a prestar servicios se consideró un aporte de capital inicial basado en un período de 3 meses dentro del cual se estima que el proyecto comienza a recibir los primeros pagos por los servicios brindados. Además se consideró un aporte extraordinario de \$400000 en el transcurso del tercer período para posibles modificaciones del equipo.

Capital de trabajo Inicial		
Período (meses)	Cantidad de horas	Monto
3	895	\$482.741,93

Período de recupero de la inversión

Utilizando la fórmula financiera NPER de MS Excel aplicada a la tabla de flujo del proyecto, se obtuvo el tiempo en años que se requiere para que se recupere la inversión inicial dando como resultado lo siguiente:

Período de recupero	3,82 años
Valor Final (4 años)	\$18.863.744,17

El dato del valor final sirve para realizar la comparación con la rentabilidad que se obtendría en el mismo período de tiempo si el inversor decide colocar el dinero a plazo fijo según la tasa del BNA.

12 Conclusión

Analizando las características técnicas del equipo y comparadas con otros existentes en el mercado, se pueden apreciar las ventajas de versatilidad y respuesta que presenta el modelo.

Respecto a su inclusión en el mercado se prevé una buena aceptación por parte de los potenciales clientes al tener a su disposición un servicio más completo y de menor costo que los existentes en la actualidad.

En relación al aporte de capital necesario para financiar el proyecto puedo mencionar que los indicadores de VAN y TIR, correspondientes al flujo del mismo, arrojan resultados alentadores sobre su viabilidad; siendo el período de recupero de la inversión igual a 4 años aproximadamente.

El aporte puede realizarse en dos etapas según la planificación del proyecto, siendo la primera al comienzo del mismo con un monto igual al 20% de la inversión con el fin de solventar gastos de diseño e ingeniería, y el 80% restante al momento de comenzar con la gestión de compras, permitiendo así cierta flexibilidad para el inversor.

13 ANEXOS

En esta sección se encuentran los datos complementarios que se utilizaron para la conformación del presente informe.

13.1 ANEXO I - Catálogos

CATÁLOGOS

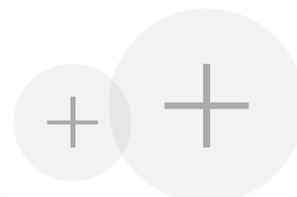
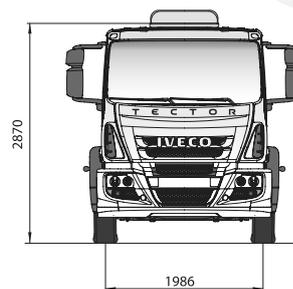
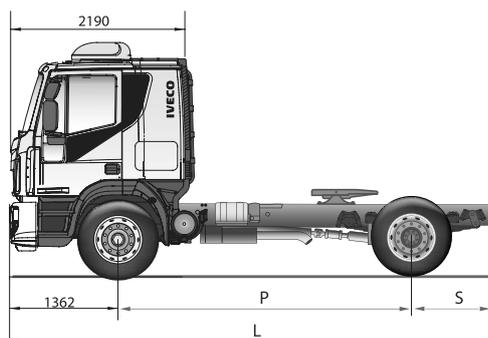
TECTOR



IVECO

www.iveco.com.ar

4X2 170E25 - 170E25T



DIMENSIONES (mm)		170E25				170E25T	
Distancia entre ejes	P	3.690	4.185	4.815	5.175	5.670	3.690
Largo Total ⁽¹⁾	L	6.185	7.492	8.457	8.660	9.267	6.225 ⁽²⁾
Ancho (sin espejos)		2.390					
Altura (descargado con escotilla)		2.870					
Trocha eje anterior		1.986					
Trocha eje posterior		1.832					
Voladizo delantero		1.362					
Voladizo trasero	S	1.133	1.945	2.280	2.123	2.235	1.133
Posición 5º rueda		500					
Altura 5º rueda al suelo (descargado)		1.340					

⁽¹⁾ Largo total sin paragolpes. Con paragolpes de maniobra añadir 40 mm. Con paragolpes legal sumar 116 mm al indicado.

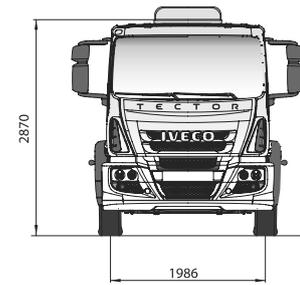
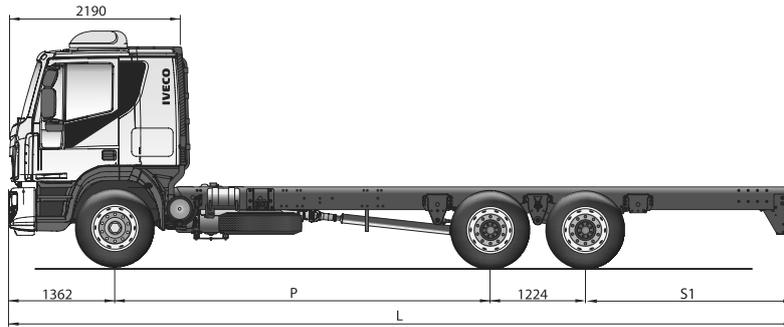
⁽²⁾ Con paragolpes de maniobra.

PESOS (KG)		170E25				170E25T	
Peso en Orden de Marcha⁽¹⁾							
Cabina simple		4.940	4.970	5.080	5.100	5.130	5.370
Cabina dormitorio			5.120	5.230	5.250	5.280	5.520
Eje Delantero							
Cabina simple		3.060	3.080	3.150	3.155	3.165	3.310
Cabina dormitorio			3.175	3.240	3.245	3.260	3.405
Eje Trasero							
Cabina simple		1.880	1.890	1.930	1.945	1.965	2.060
Cabina dormitorio			1.945	1.990	2.005	2.020	2.115
Capacidad Técnica por Eje (técnico/legal)							
Anterior		6.600					
Posterior		10.400					
Peso Bruto Total - PBT		17.000					
Peso Bruto Total Combinado - PBTC		33.000					
Capacidad Máxima de Tracción - CMT		33.000					
Carga máx. Carga útil + Carrocería							
Cabina simple		12.060	12.030	11.920	11.900	11.870	11.630
Cabina dormitorio			11.880	11.770	11.750	11.720	11.480

⁽¹⁾ Peso del vehículo en versión base, sin opcionales, con un único tanque de combustible al 90% de su capacidad, abastecimientos completos, con dotación de herramientas completa y su conductor.

MOTOR IVECO FPT NEF 6	170E25/170E25T
Nº de Cilindros / Cilindrada (cm)	6 / 5.880 cm
Diámetro / Carrera del Pistón	102 / 120 mm
Relación de Compresión	17,0:1
Potencia Máx	250 cv (186 kW) a 2.500rpm
Torque Máx	97 kgm (950 Nm) a 1.400rpm

6X2 240E25



DIMENSIONES (mm)		240E25			
Distancia entre ejes	P	3.690	4.815	5.175	5.670
Largo Total ⁽¹⁾	L	7.627	9.957	10.313	10.312
Ancho (sin espejos)			2.390		
Altura (descargado con escotilla)			2.870		
Trocha eje anterior			1.986		
Trocha eje posterior			1.832		
Voladizo delantero			1.362		
Voladizo trasero	S	1.351	2.556	2.556	2.556

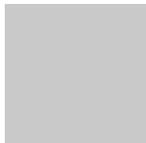
⁽¹⁾ Largo total sin paragolpes. Con paragolpes de maniobra añadir 40 mm. Con paragolpes legal sumar 116 mm, al indicado.

PESOS (KG)		240E25			
Peso en Orden de Marcha⁽²⁾					
Cabina simple		6.350	6.630	6.670	6.730
Cabina dormitorio			6.780	6.820	6.880
Eje Delantero					
Cabina simple		3.140	3.200	3.250	3.280
Cabina dormitorio			3.350	3.400	3.430
Eje Trasero					
Cabina simple		3.210	3.430	3.420	3.450
Cabina dormitorio			3.430	3.420	3.450
Capacidad Técnica por Eje (técnico/legal)					
Anterior			6.600		
Posterior			18.000		
Peso Bruto Total - PBT			24.600		
Peso Bruto Total Combinado - PBTC			33.000		
Capacidad Máxima de Tracción - CMT			33.000		
Carga máx. Carga útil + Carrocería					
Cabina simple		18.250	17.970	17.930	17.780
Cabina dormitorio			17.820	17.780	17.720

⁽²⁾ Peso del vehículo en versión base, sin opcionales, con un único tanque de combustible al 90% de su capacidad, abastecimientos completos, con dotación de herramientas completa y su conductor. Opcional caja ZF sumar 30 kg.

MOTOR IVECO FPT NEF 6		240E25	
Nº de Cilindros / Cilindrada (cm)		6 / 5.880 cm	
Diámetro / Carrera del Pistón		102 / 120 mm	
Relación de Compresión		17,0:1	
Potencia Máx		250 cv (186 kW) a 2.500rpm	
Torque Máx		97 kgm (950 Nm) a 1.400rpm	





MOTOR IVECO FPT NEF 6

Diesel cuatro tiempos inyección directa. Inyección electrónica de alta presión "Common Rail". Sobrealimentado por medio de turbo compresor con post enfriador (After-Cooler). Seis cilindros verticales en línea. Cilindrada: 5.880 cm³. Relación de compresión: 17 ± 0,5:1. Potencia máxima / r.p.m.: 250 CV (186 kW) / 2.500 r.p.m. Torque máximo / r.p.m.: 97 Kgm (950 Nm) / 1.400 r.p.m. Nivel de emisiones: Euro III.

EMBRAGUE

Monodisco seco a diafragma. Comando hidráulico servo asistido.

CAJA DE CAMBIOS

- Modelos 4x2 y 6x2: Eaton FS-6306-B. Mecánica manual. Seis marchas sincronizadas hacia adelante + una retromarcha no sincronizada. Relaciones:

1ª	_____	8,03
2ª	_____	5,06
3ª	_____	3,09
4ª	_____	1,96
5ª	_____	1,31
6ª	_____	1,00
RM	_____	7,70

Opcional en versión 6x2: ZF 9S 1110 TD. Mecánica manual. Nueve marchas sincronizadas + una retromarcha.

ÁRBOL DE TRANSMISIÓN

Marca / Tipo: Dana Albarus / Tubular, de dos tramos con un soporte elástico intermedio.

PUENTE POSTERIOR

- Modelos 4x2 y 6x2: Meritor MS 23-245. Tipo portante. Capacidad máxima de carga 10.400 kg. Diferencial de doble reducción a par cónico. Relaciones: Serie: 4,10/ 5,59. Opcionales: 4,56 / 6,21; 4,88 / 6,65; 5,57 / 7,60.

TERCER EJE AUXILIAR

- Modelo 6x2: Suspensys / Balancín. Eje en tubo de acero, manguitos de extremidad soldados. Mazas de ruedas montadas sobre cojinetes a rodillos cónicos lubricados con grasa. Con dispositivo de elevación neumático. Capacidad máxima de carga: 11.000 kg. Para opcional caja ZF diferencial de reducción simple a par cónico + tercer eje auxiliar. Relaciones: Serie: 4,10:1 Opcional: 4,56; 4,88.

CHASIS

Tipo de construcción escalera, con dos largueros estampados en sección "C", vinculados por travesaños estampados, abulonados y remachados en el alma de los largueros. De acero microaleado Fe E 420.

EJE ANTERIOR

Iveco 5872-1. Viga de sección doble "T". Puntas de ejes montadas sobre rodamientos de agujas. Mazas de ruedas montadas sobre cojinetes de rodillos cónicos lubricados con aceite. Capacidad máxima de carga: 7.100 kg (limitada por la suspensión).

FRENOS

Neumático a tambor en las cuatro ruedas tipo "S-Cam". Circuitos independientes para los ejes y el remolque. - Freno de servicio: a pedal con accionamiento optativo del freno motor en la primera fase del recorrido. - Freno de estacionamiento y emergencia: a resortes tipo "Spring Brake" en las cámaras posteriores. Comando neumático con accionamiento manual en la consola de mandos. - Freno de remolque: independiente (sólo en los modelos 4 x 2), a señal moderable, con accionamiento manual en la consola de mandos. - Freno motor: con pantalla obturadora de los gases de escape a la salida del turbo. Mando eléctrico, gestión electrónica (EDC). Selector en el tablero para tres modalidades de uso

SUSPENSIÓN ANTERIOR

Mecánica, a ballestas parabólicas. Dos topes de goma. Dos amortiguadores hidráulicos telescópicos de doble acción. Barra estabilizadora maciza, posición anterior. Capacidad máxima de carga: 6.600 kg.

SUSPENSIÓN POSTERIOR

- Modelos 4x2: Mecánica a ballestas semielípticas de doble flexibilidad. Dos amortiguadores hidráulicos telescópicos de doble acción (sólo en modelo 170E25T). Barra estabilizadora maciza, posición posterior. - Modelo 6x2: Mecánica, sistema balancín a ballestas semielípticas asimétricas de simple flexibilidad.

DIRECCIÓN

Mecánica servo asistida hidráulicamente. ZF Servocom/ 8097. Volante regulable en inclinación. Ruedas y neumáticos.

RUEDAS

- Modelos 4x2 y 6x2: A disco para neumáticos sin cámara. Delanteras simples, traseras duales. Serie: 7,5 x 22,5" Opc. 8,25 x 22,5".

NEUMÁTICOS

De serie: radiales sin cámara 275/80 R22,5 Mixtos (Direccionales + Tractivos). Opcionales: radiales sin cámara 295/80 R22.5; radiales sin cámara 275/80 R22.5; radiales con cámara 10.00 R20 y 10.00 R20 mixtos.

CABINA

Tipo avanzada de dos puertas. Abatible a 60°, accionamiento hidráulico con operación mecánica. Estructura autoportante en módulos de chapa de acero electrozincado estampado, con tratamiento de cataforésis, protección anticorrosiva en encajonamientos, piso con tratamiento aislante termoacústico y sub estructura con tratamiento vinílico antipiedras. Ángulo de apertura de puertas a 90°. Cristales atérmicos. Suspensión de la cabina: Mecánica en cuatro puntos, con dos "silent-block" adelante, cuatro muelles de goma atrás y dos amortiguadores hidráulicos telescópicos posteriores. Asientos con suspensión mecánica y amortiguación hidráulica, tres grados de libertad, ambos con apoya cabeza, el del acompañante con apoya brazo. Con suspensión neumática, tres grados de libertad y apoya cabeza, el del acompañante con apoya brazo. Sistema de aire acondicionado. Climatizador ubicado en el vano de la escotilla del techo. Cierre centralizado. Levantavidrios eléctricos.

INSTALACIÓN ELÉCTRICA

Tensión: 24 V.
Baterías: 2 x 12 V - 100 Ah.

Conectadas en serie

Motor de arranque: 24 V - 4 kW.
Alternador: 28 V - 70 Ah.

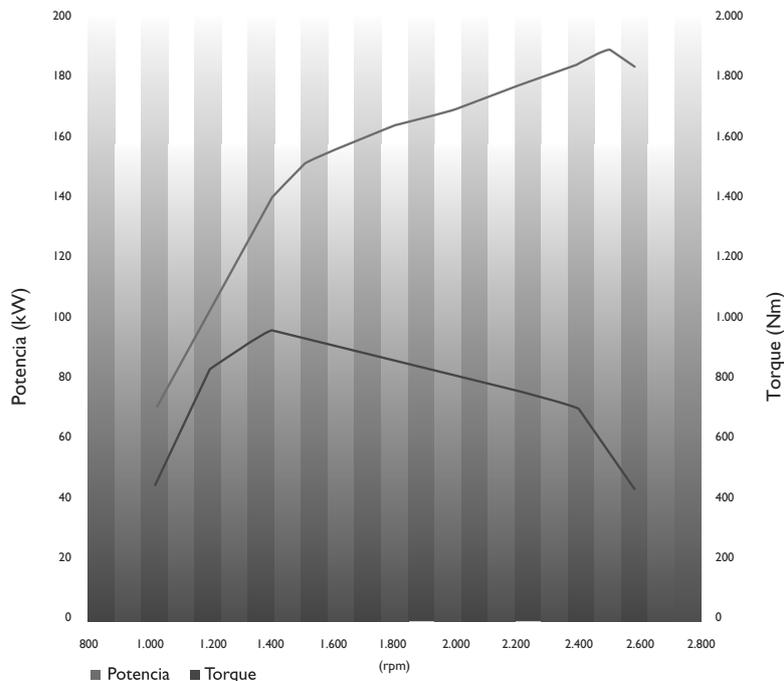
Llave de corte general.

VOLÚMENES Y ABASTECIMIENTOS

Depósito de combustible de 285 litros.
Cárter de aceite, filtro y canalizaciones: 11,6 lts.
Caja de cambios: 9 lts.
Opcional: Doble tanque 2x285 lts.

MOTOR IVECO FPT NEF 6

250 cv (186 kW) @ 2.500 rpm
97 mkg (950 Nm) @ 1.400 rpm



COLORES DISPONIBLES

METÁLICOS



Azul Vitality
CC52409



Verde Savage
CC5412



Gris Scandium
CC52364

SÓLIDOS



Blanco Banchisa
CC50175

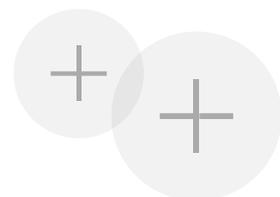


Rojo Modena
CC52408



Negro Vulcano
CC52363

CONCESIONARIO:



Fotos y diseños ilustrativos. Algunos items son opcionales.

IVECO se reserva el derecho de modificar las especificaciones de este folleto en cualquier momento sin previo aviso. **OCTUBRE 2013.**

Hydra-Cell[®]

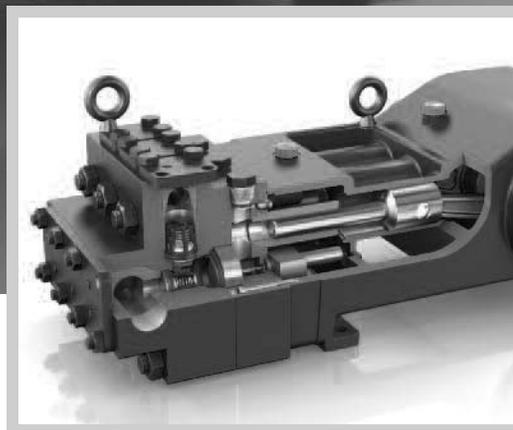
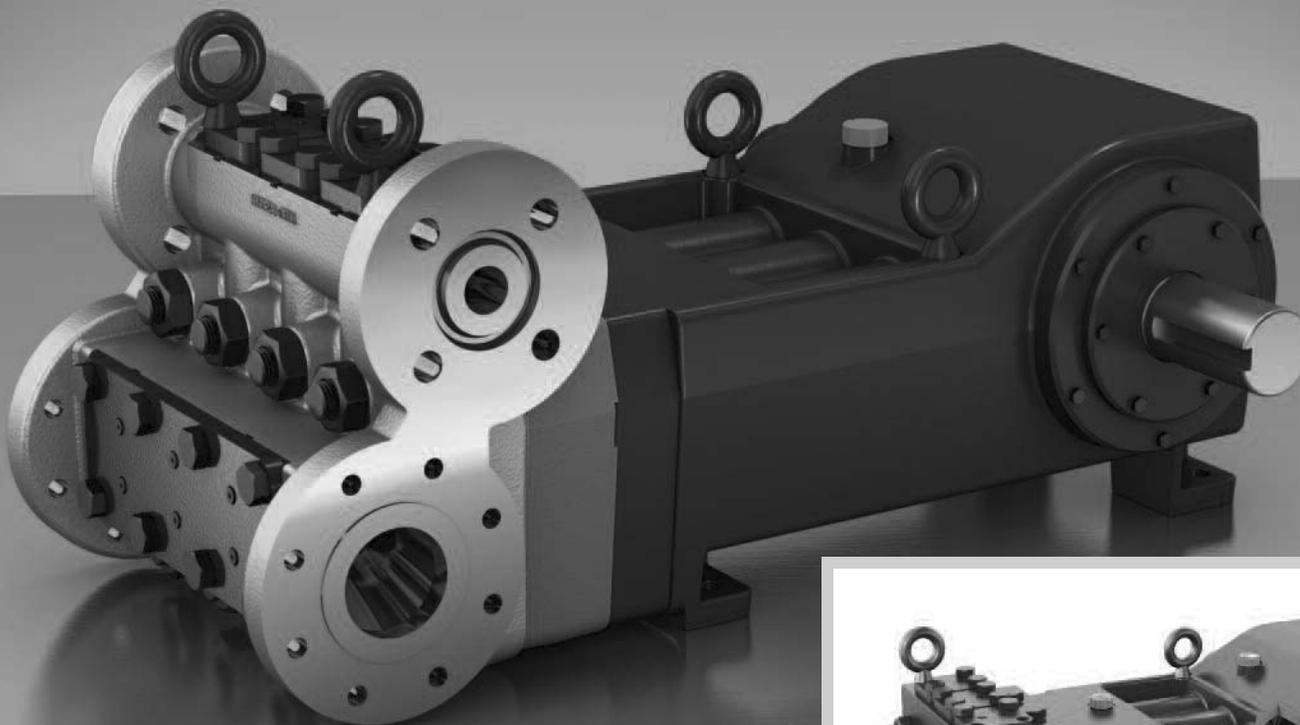
Seal-less Pumps

T Series Model T8045

Flow Rates to 45 gpm (170 l/min)

High Pressure to 3000 psi (207 bar)

- Seal-less design eliminates leaks, hazards and the expense associated with seals and packing
- Low NPSH requirements allow for operation with a vacuum condition on the suction - positive suction pressure is not necessary
- Can operate with a closed or blocked suction line and run dry indefinitely without damage, eliminating downtime and repair costs
- Unique diaphragm design handles more abrasives with less wear than gear, screw or plunger pumps
- Hydraulically balanced diaphragms to handle high pressures with low stress
- Lower energy costs than centrifugal pumps
- Rugged construction for long life with minimal maintenance
- Compact design and double-ended shaft provides a variety of installation options



T Series pumps feature the Hydra-Cell seal-less design, eliminating clean-up costs from leaking seals or packing and protecting operators from dangerous fluids such as those containing hydrogen sulfide.

T Series Model T8045 Performance

flow

model	max flow		max input rpm
	gpm	l/min	
T8045	45	170	450

(Consult factory when operating below 20 gpm.)

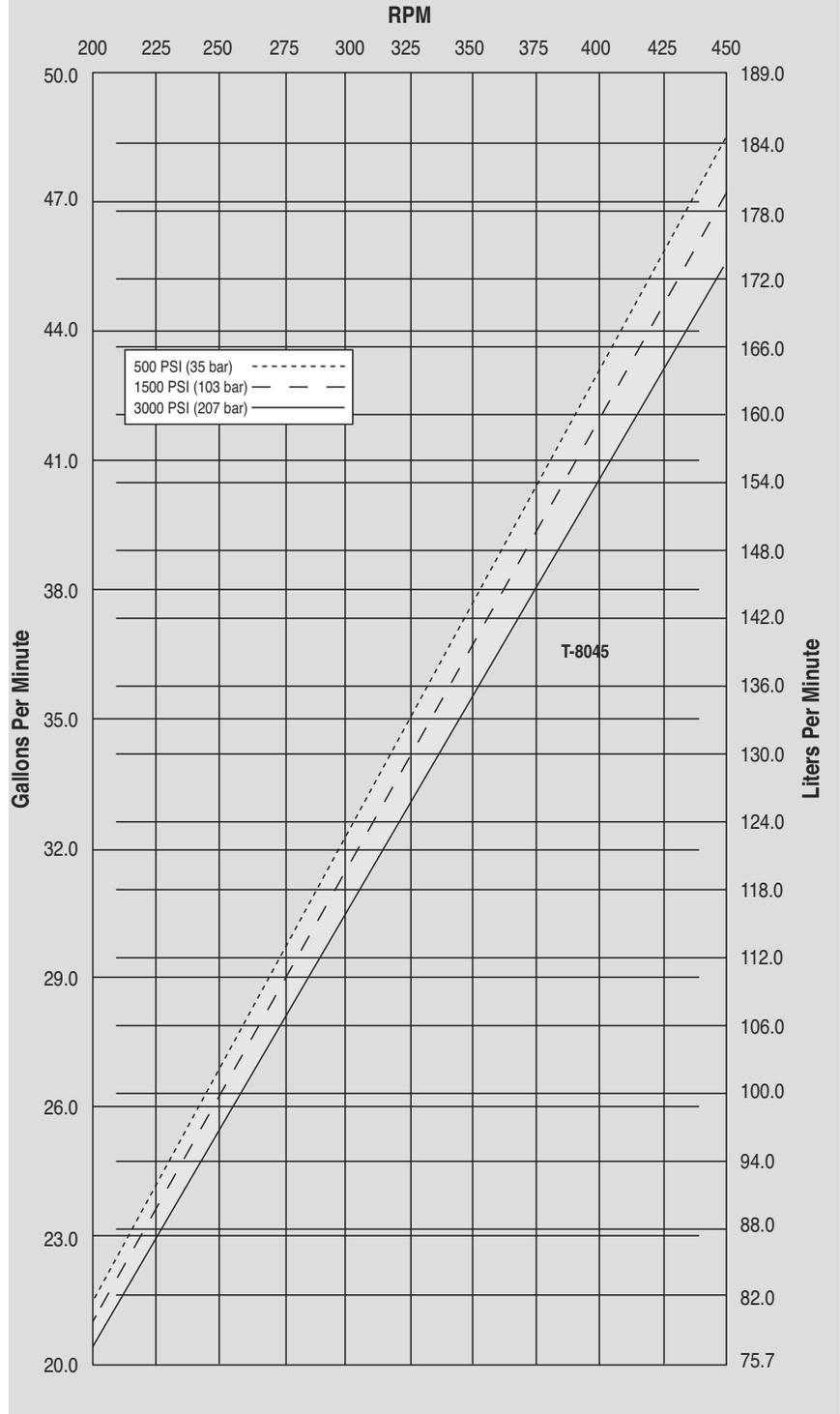
pressure

Maximum Inlet Pressure:

500 psi (34.4 bar)

Pressure Variable To:

3000 psi (207 bar)



Due to Wanner Engineering continuous improvement practices, performance data and specifications may change without notice.



T Series Model T8045 Specifications

Maximum Pressure: 3000 psi (207 bar)

Capacity @ Maximum Pressure:

rpm	gpm	l/min
450	45	170.4

Displacement @ Maximum Pressure:

gal/rev	l/rev
0.1	0.38

RPM:
450 maximum
200 minimum (consult factory for speeds less than 200)

Inlet:
500 psi (34.4 bar) pressure maximum
7 in. Hg at 70 °F (180 mm Hg at 21 °C) vacuum maximum

Temperature:
180 °F (82.2 °C) maximum
40 °F (4.4 °C) minimum
(consult factory for temperatures outside this range)

Inlet Ports: 3-1/2 inch 300 lbs. RF ANSI or 2-1/2 inch NPT

Discharge Ports: 1-1/2 inch 2500 lbs. RTJ ANSI or 1-1/2 inch NPT

Maximum Solids: 1/32 inch (0.8 mm)

Input Shaft: Left or Right Side

Shaft Diameter: 3.0 inch (76.2 mm)

Shaft Rotation: Bi-directional

Fluid End Materials:

Manifold
Nickel Aluminum Bronze ASTM B148 UNS C95500
Austenitic SST ASTM A743 UNS J92800

Diaphragm/Elastomers
Viton
Buna-N

Diaphragm Follower Screw
Stainless Steel 316 ASTM A276

Valve Spring Retainer
Polypropylene

Check Valve Spring
Elgiloy ASTM F1058

Valve Disc/Seat
Stainless Steel 17-4 PH ASTM A564

Outlet Valve Retainer
Stainless Steel 316 ASTM A276

Plug-Outlet Valve Port
Stainless Steel 316/316L ASTM A276

Inlet Valve Retainer
Stainless Steel 316 ASTM A276

Power End Materials:

Crankshaft
Forged Q&T Alloy Steel AISI 4130/4140

Connecting Rods
Ductile Iron ASTM A536

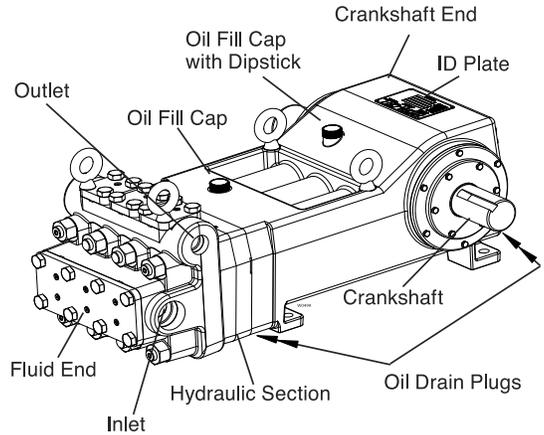
Crossheads
Steel 12L14 ASTM A108

Crankcase
Ductile Iron ASTM A536

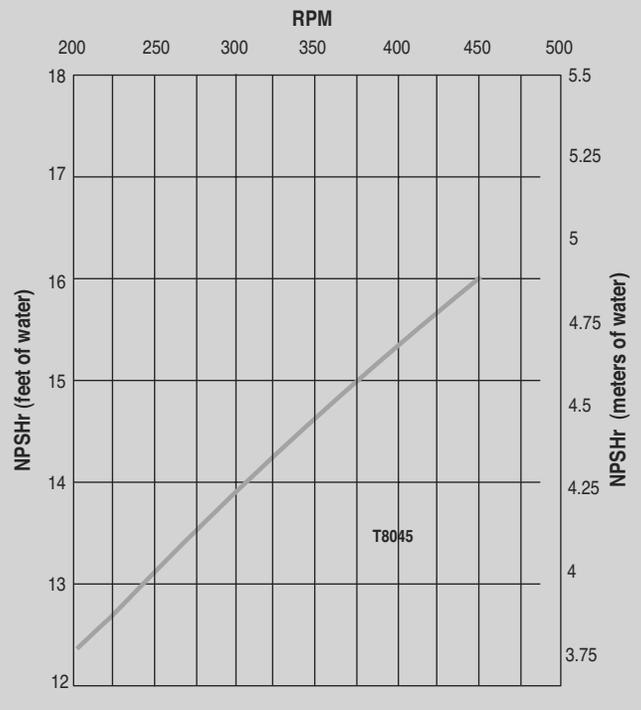
Bearings
Spherical Roller (main)
Steel Backed Babbit SAE 1010/SAE 12 Tin (crankpin)
Bronze ASTM B584 (wristpin)

Oil Capacity: 18 US Quarts (17 liters)

Weight (dry): 1100 lbs. (498.9 kg)



Net Positive Suction Head (NPSHr)



Calculating Required Horsepower (kW)*

$$\frac{\text{gpm} \times \text{psi}}{1,460} = \text{electric motor HP}^*$$

$$\frac{\text{lpm} \times \text{bar}}{511} = \text{electric motor kW}^*$$

* HP/kW is required application power.

Attention!

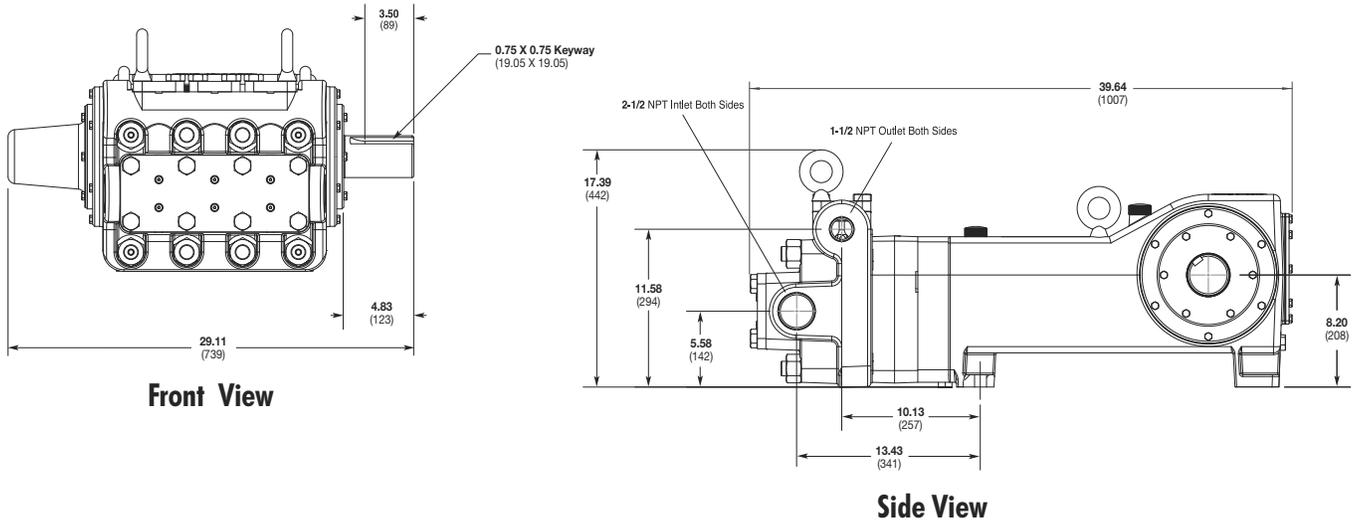
When sizing motors with variable speed drives (VFD): It is very important to select a motor and a VFD rated for constant torque inverter duty service and that the motor is rated to meet the torque requirements of the pump throughout desired speed range.



T Series Model T8045 Dimensions

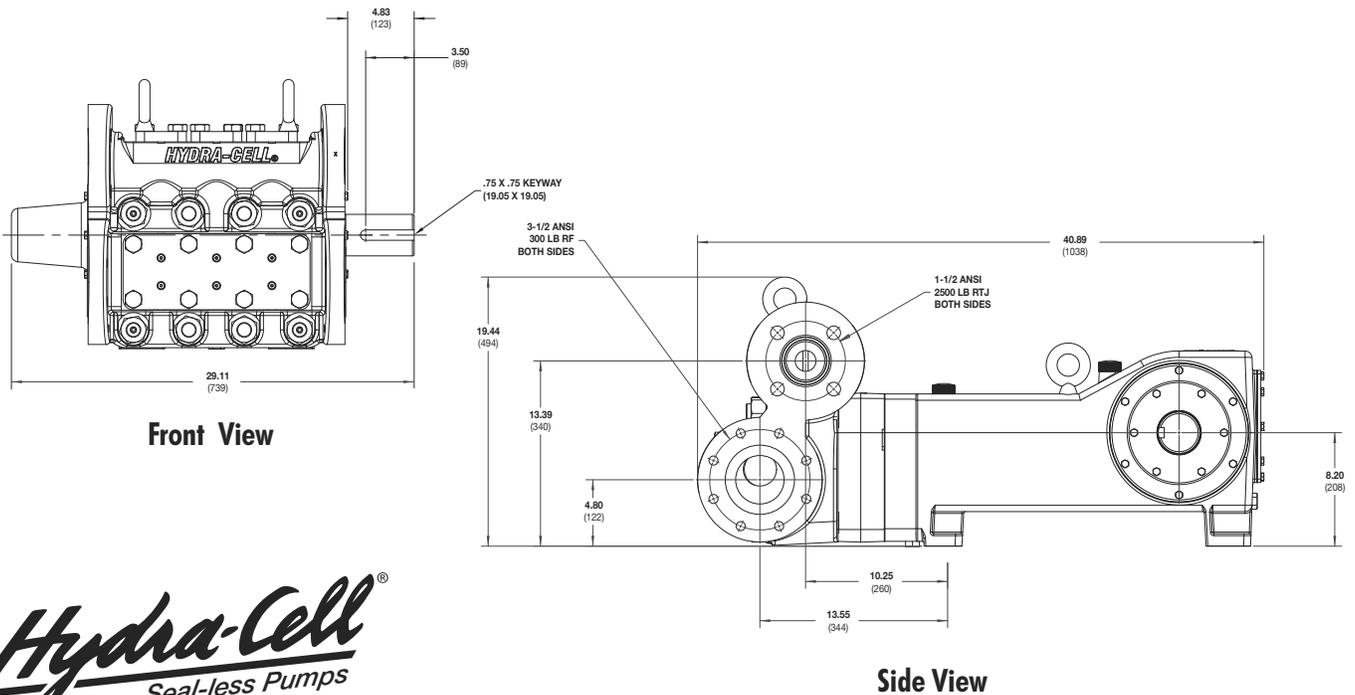
Model T8045 Threaded Version

inches (mm)



Model T8045 Flanged Version

inches (mm)



Hydra-Cell
Seal-less Pumps

www.Hydra-Cell.com

Wanner Engineering, Inc.

1204 Chestnut Avenue
Minneapolis, MN 55403 USA
Phone: 612-332-5681
Fax: 612-332-6937
Toll-Free Fax (USA): 800-332-6812
Email: sales@wannereng.com
www.Hydra-Cell.com

Wanner International Ltd.

Units 8 & 9, Fleet Business Park
Sandy Lane
Church Crookham, Hampshire GU52 8BF, England
Phone: +(44) 01252 816847
Fax: +(44) 01252 629242
Email: sales@wannerint.com
www.WannerInt.com

Wanner Pumps Ltd.

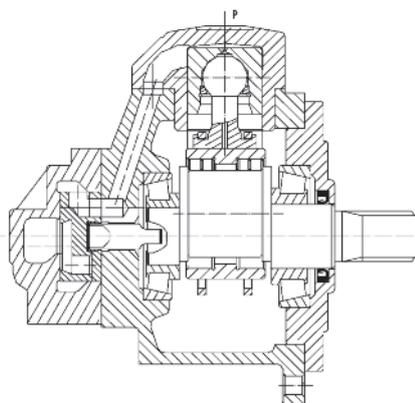
Flat A, 21/F, Chatham Commercial Building
399 Chatham Road North
Hungghom, Kowloon, HONG KONG
Phone: +(852) 3428-6534
Fax: +(852) 3188-9145
Email: sales@wannerpumps.com
www.WannerPumps.com

Motores Hidráulicos de Pistones Radiales

Serie NHM



CHINA
ISO 9001



F

42

Modelos serie NHM

SERIE NHM TAMAÑO	CILINDRA. (cm³/rot.)	PRESIÓN (bar)		TORQUE (Nm/bar)		ROTACIÓN (RPM)	PESO (kg)
		CONT.	MÁX.	CONT.	ESPEC.		
NHM2-100	113	250	320	419	1,7	15-1250	27
NHM2-125	138	250	320	512	2,0	15-1250	
NHM2-150	159	250	320	588	2,4	15-1000	
NHM2-175	180	200	250	532	2,7	15-1000	
NHM2-200	207	200	250	611	3,1	8-800	
NHM2-250	235	160	200	556	3,5	8-630	
NHM2-280	276	160	200	653	4,1	8-500	
NHM3-175	181	250	320	670	2,7	8-1000	
NHM3-200	201	250	320	743	3,0	8-800	
NHM3-220	222	250	320	819	3,3	8-800	
NHM3-250	254	200	250	752	3,8	8-630	
NHM3-300	289	200	250	856	4,3	8-500	
NHM3-350	340	200	250	1000	5,0	8-400	
NHM3-400	380	180	225	1008	5,0	8-350	
NHM6-400	397	250	320	1469	5,9	5-630	
NHM6-450	452	250	320	1672	6,7	5-630	
NHM6-500	491	200	250	1451	7,3	5-500	
NHM6-600	594	200	250	1756	8,8	4-500	
NHM6-700	683	160	200	1616	10,1	4-400	
NHM6-750	754	160	200	1785	11,2	4-320	
NHM8-600	617	250	320	2282	9,1	4-500	
NHM8-700	710	250	320	2626	10,5	4-400	
NHM8-800	810	200	250	2396	12,0	4-400	
NHM8-900	889	200	250	2629	13,1	4-350	
NHM8-1000	1000	160	200	2366	14,8	4-300	

SERIE NHM TAMAÑO	CILINDRA. (cm³/rot.)	PRESIÓN (bar)		TORQUE (Nm/bar)		ROTACIÓN (RPM)	PESO (kg)
		CONT.	MÁX.	CONT.	ESPEC.		
NHM11-700	707	250	320	2612	10,4	4-400	94
NHM11-800	784	250	320	2899	11,6	4-400	
NHM11-900	894	250	320	3306	13,2	4-400	
NHM11-1000	981	200	250	2902	14,5	3-320	
NHM11-1100	1104	200	250	3265	16,3	3-320	
NHM11-1200	1234	160	200	2919	18,2	3-320	
NHM11-1300	1301	160	200	3079	19,2	3-250	
NHM16-1400	1413	250	320	5224	20,9	2-400	
NHM16-1600	1648	200	320	4874	24,4	2-400	
NHM16-1800	1815	200	250	5367	26,8	2-350	
NHM16-2000	2035	180	225	5416	30,1	2-350	
NHM16-2400	2267	180	200	5364	33,5	2-250	
NHM31-2500	2553	250	320	9438	37,8	2-200	
NHM31-2800	2683	200	250	7935	39,7	1-200	
NHM31-3000	3063	200	250	9057	45,3	1-200	
NHM31-3150	3218	200	250	9518	47,6	1-160	
NHM31-3500	3561	200	250	10530	52,7	1-160	
NHM31-4000	4153	180	225	11053	61,4	1-160	
NHM31-4500	4522	160	200	10698	66,9	1-160	
NHM31-5000	4828	160	200	11423	71,4	1-160	
NHM70-5000	4968	200	250	14626	73,1	1-160	
NHM70-5400	5452	200	250	16125	80,6	1-160	
NHM70-6000	5984	200	250	17697	88,5	0,5-125	
NHM70-6300	6540	180	225	17408	96,7	0,5-125	
NHM70-7000	7122	160	200	16849	105,3	0,5-125	
NHM100-6300	6770	200	250	20021	100,1	0,5-125	
NHM100-8000	8298	200	250	24541	121,7	0,5-125	
NHM100-8500	8842	180	225	23535	130,8	0,5-125	
NHM100-10000	9982	160	200	23617	147,6	0,5-100	
NHM160-12500	13334	200	250	39433	197,2	0,3-80	
NHM160-16000	16039	160	200	37948	237,2	0,3-63	

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

SERIE
2-3-6-8-11-16-31-71-100-160

CILINDRADA (VER TABLA)

EJES
_ = ESTRIADO MACHO STANDARD
B = PARALELO CHAVETADO
I = ESTRIADO HEMBRA
SL, SM, N, K, NST = INTERCAMBIABLES
SAI, CALZONI, STAFFA (VER TABLA EJES)

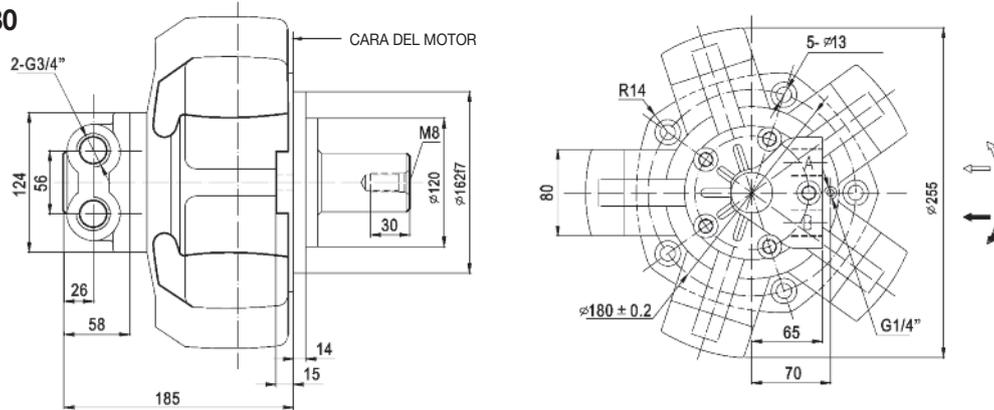
DISTRIBUIDOR
D31 = CON CONEXIÓN 3/4" GAS PARA SERIES NHM1, NHM2, NHM3, NHM6
D310 = CON CONEXIÓN 1" GAS PARA SERIES NHM1, NHM2, NHM3, NHM6
D40 = CON CONEXIÓN 1" GAS PARA APLICACIONES CON ALTA ROTACIÓN
D47 = CON CONEXIÓN SAE 1"-3000 PSI PARA SERIES NHM16
D90 = CON CONEXIÓN SAE 1 1/2"-6000 PSI PARA SERIES NHM31, NHM100 E NHM160
D250 = DISTRIBUIDOR PARA ALTA CAUDAL (VER TABLA DE DISTRIBUIDORES)

Para mayor información consultar a nuestro departamento técnico.



CHINA
ISO 9001

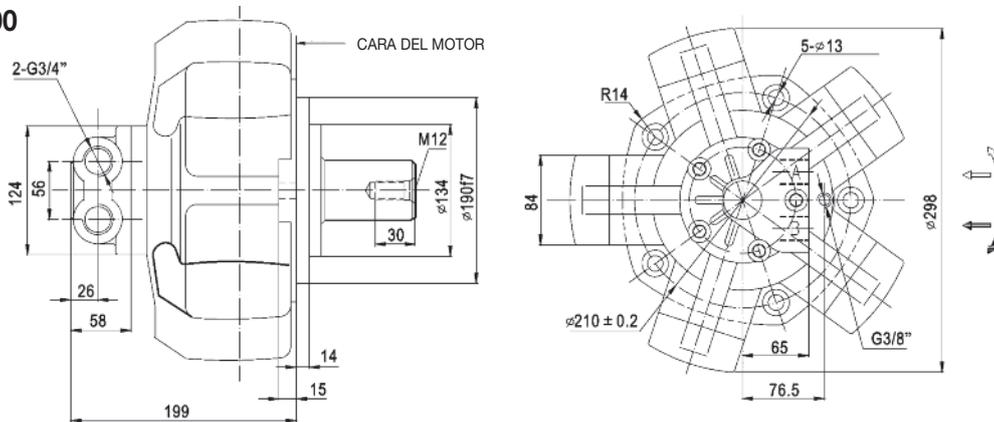
NHM2 - 100 ~ 280



F
43

NHM2 - **	NHM2 - **B	NHM2 - **I	NHM2 - **SL ₁ , DIN5463
<p>6-30b12 × 25b12 × 6f8 22 33 51</p>	<p>10H9 40 φ35F7 38 2 44 62</p>	<p>6-48H11 × 42H11 × 12D9 30 45 φ60F7 53.2 71</p>	<p>6-34d11 × 28d11 × 7f8 φ175F7 φ210 ± 0.2 22 25 42 5-φ13</p> <p>Intercambiable SAI GMI, MI, LI Series</p>

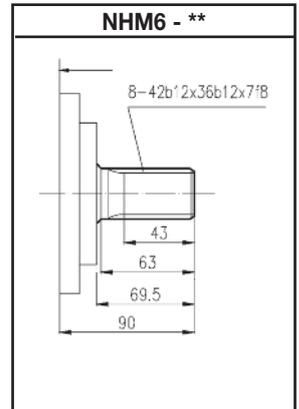
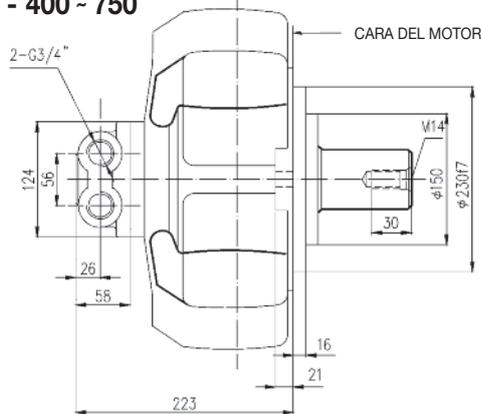
NHM3 - 175 ~ 400



NHM3 - **	NHM3 - **B	NHM3 - **I	NHM3 - **SL ₁ , DIN5463	NHM3 - **SL ₂ SL ₃ , DIN5463
<p>8-38b12 × 32b12 × 6f8 38 57 58 79</p>	<p>10H9 45 φ38F7 41 5 57 58 79</p>	<p>6-48H11 × 42H11 × 12D9 30 40 φ60F7 6 27</p>	<p>6-34d11 × 28d11 × 7f8 φ175F7 φ210 ± 0.2 22 20 42 5-φ13</p> <p>Intercambiable SAI GM1, M1, L1 Series</p>	<p>8-40d11 × 36d11 × 7f8 φ150F7 φD ± 0.2 48 36 72 5-φ13</p> <p>Intercambiable SAI SL2= L2, M2 øD= 195 SL3= GM2 (motor con brida) øD= 250</p>

Para mayor información consultar a nuestro departamento técnico.

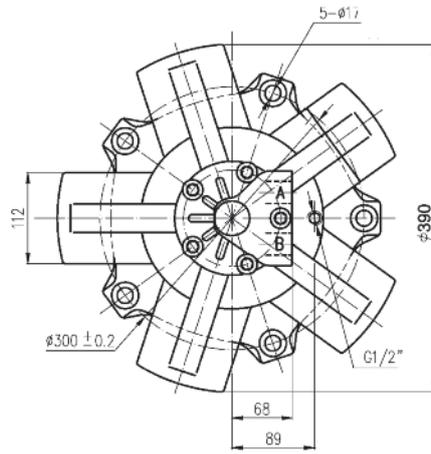
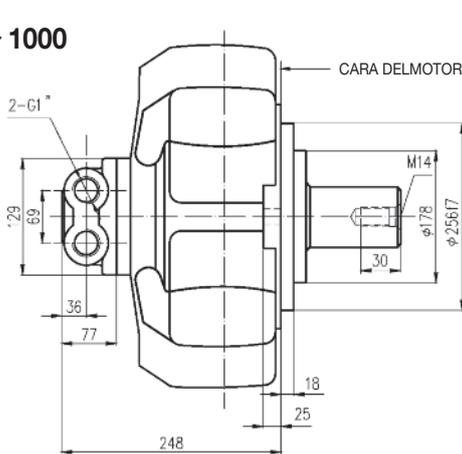
NHM6 - 400 ~ 750



F
44

<p>NHM6 - **B</p>	<p>NHM6 - **I</p>	<p>NHM6 - **SL₂, DIN5463</p> <p>Intercambiable SAI L2 e M2</p>	<p>NHM6 - **SL₃, DIN5463</p> <p>Intercambiable SAI GM2</p>	<p>NHM6 - **N, DIN5463</p> <p>Intercambiable CALZONI MR, familia "E"</p>
--------------------------	--------------------------	--	--	---

NHM8 - 600 ~ 1000



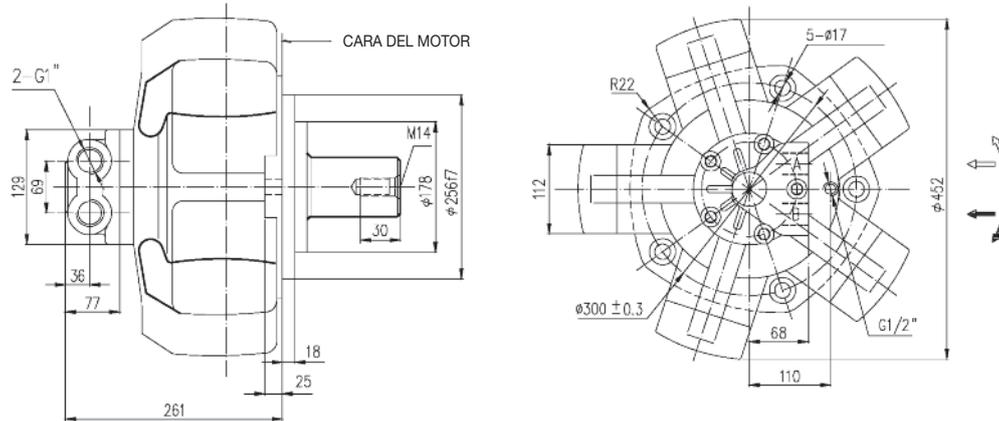
<p>NHM8 - **</p>	<p>NHM8 - **B</p>	<p>NHM8 - **6M, DIN5463</p> <p>Intercambiable INTERMOT IAM H3 séries</p>
-------------------------	--------------------------	---

Para mayor información consultar a nuestro departamento técnico.



CHINA
ISO 9001

NHM11 - 700 ~ 1300



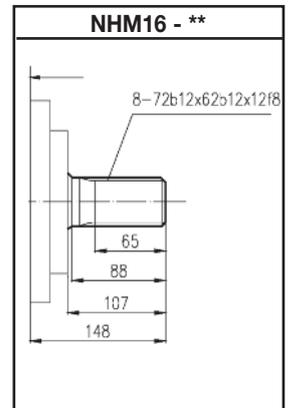
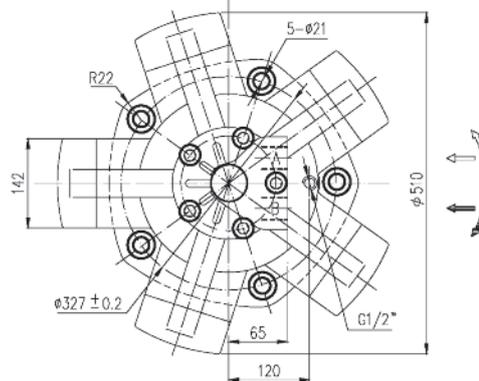
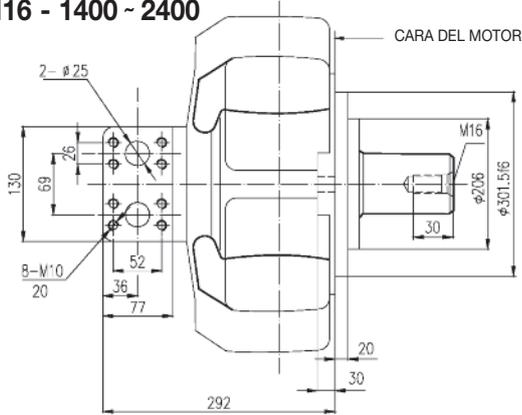
F
45

NHM11 - **	NHM11 - **B	NHM11 - **I	NHM11 - **SL ₃ , DIN5462
			<p>Intercambiable SAI L3</p>

NHM11 - **SL ₅ , DIN5463	NHM11 - **SM ₄ , DIN5463	NHM11 - **N ₁ , DIN5463	NHM11 - **K, DIN5463
<p>Intercambiable SAI M5 e L5</p>	<p>Intercambiable SAI M4</p>	<p>Inter. CALZONI MR familia "F"</p>	<p>Intercambiable CALZONI familia "G"</p>

Para mayor información consultar a nuestro departamento técnico.

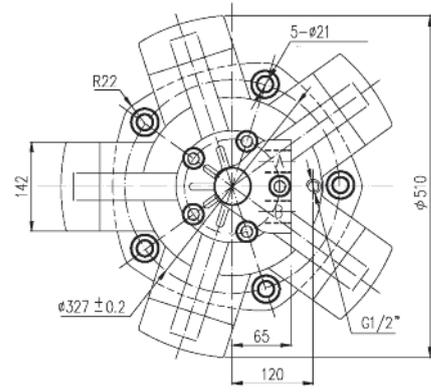
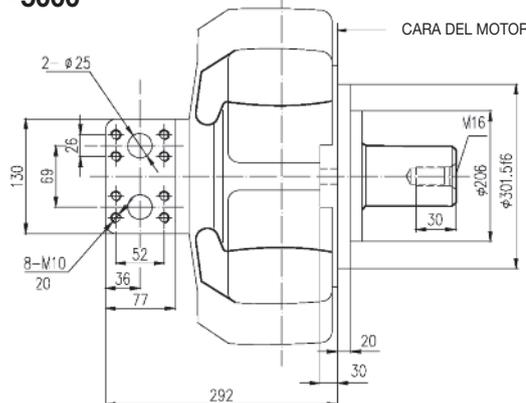
NHM16 - 1400 - 2400



F
46

NHM16 - **B	NHM16 - **I	NHM16 - **SL ₅ , DIN5463	NHM16 - **SM ₄ , DIN5463	NHM16 - **N, DIN5463
		<p>Intercambiable SAI M5 e L5</p>	<p>Intercambiable SAI M4</p>	<p>Intercambiable CALZONI MR, familia "H"</p>

NHM31 - 2500 - 5000



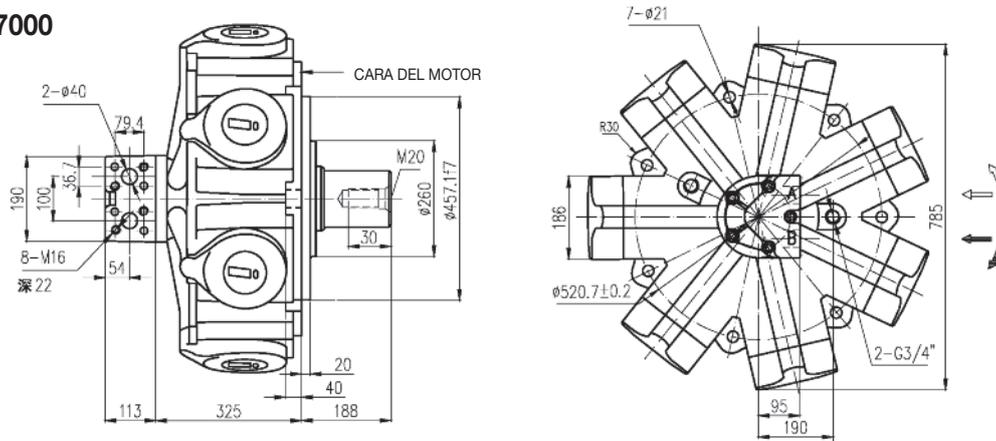
NHM31 - **	NHM31 - **B	NHM31 - **I	NHM31 - **SL ₇ , BS3550	NHM31 - **NST, BS3550
			<p>Intercambiable xx SAI L7</p>	<p>Inter. xx STAFFA 3200</p>

Para mayor información consultar a nuestro departamento técnico.



CHINA
ISO 9001

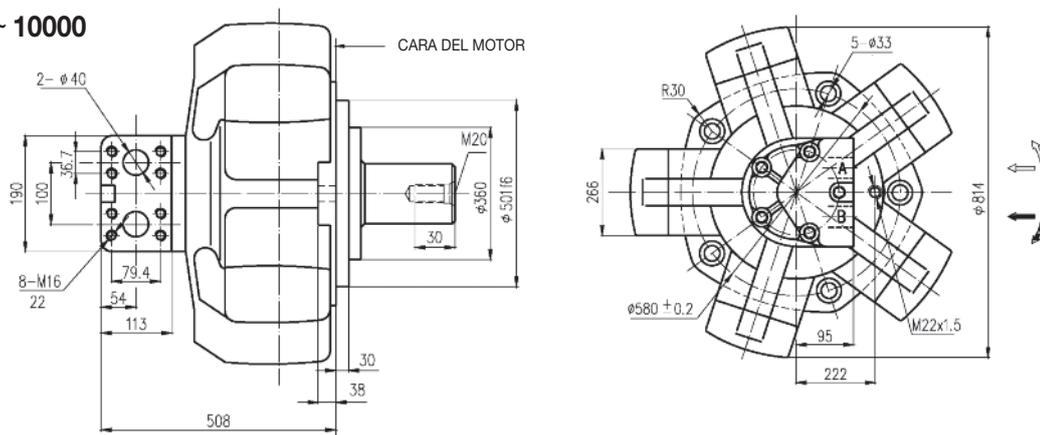
NHM70 - 5000 - 7000



F
47

NHM70 - **B	NHM70 - **a ₃	NHM70 - **BC

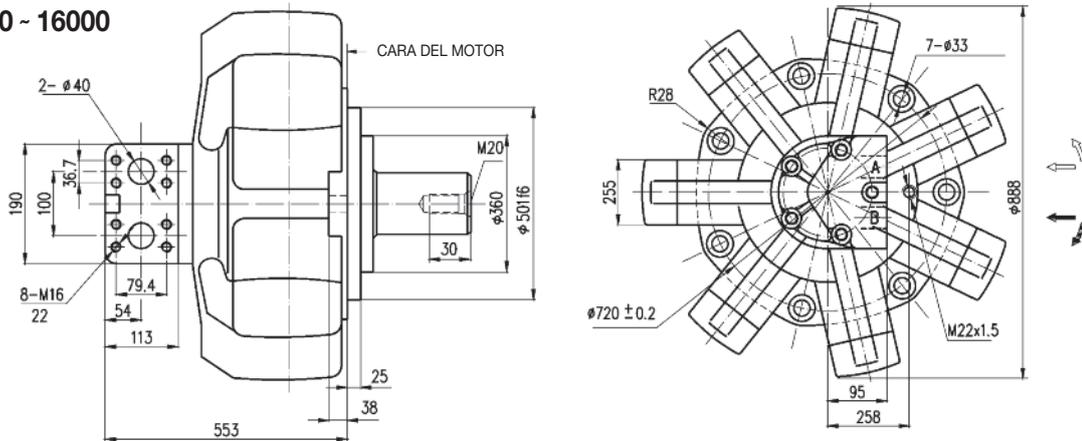
NHM100 - 6300 - 10000



NHM100 - **	NHM100 - **B	NHM100 - **I

Para mayor información consultar a nuestro departamento técnico.

NHM160 - 12500 ~ 16000



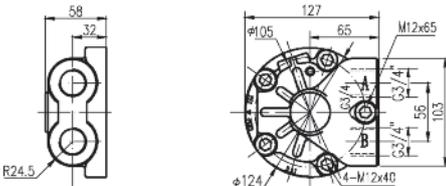
F
48

NHM160 - **B	NHM160 - **B	NHM160 - **I

Modelos de distribuidores y sus dimensiones

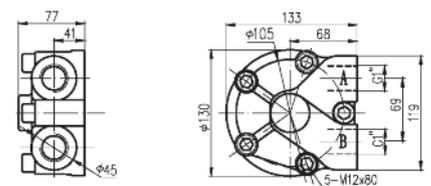
D31

con 3/4" puerto para NHM1, NHM2, NHM3, NHM6 series. Peso: 3 kg



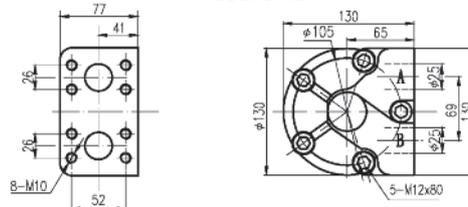
D40

standard para NHM8, NHM11, y motores chicos con alta velocidad. Peso: 5 kg



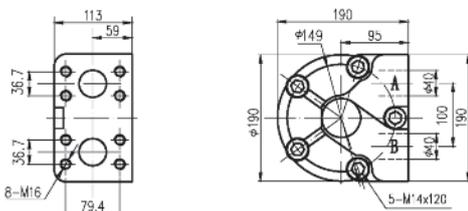
D47

con ø25 brida para NHM16 series. Peso: 6 ka



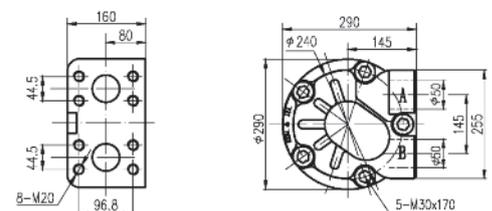
D90

para grandes caudales usar eje distribuidor para NHM31, NHM100, NHM160. Peso: 14,5 kg



D250

distribuidor para altos cuadales
Peso: 50 kg



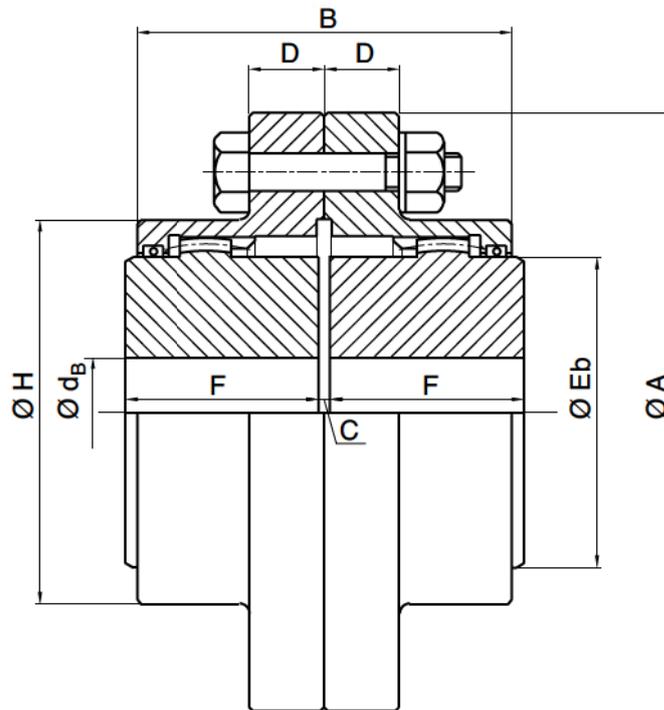
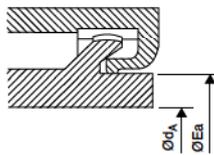
Para mayor información consultar a nuestro departamento técnico.

ACOPLAMENTOS DE ENGRENAGENS **POR** Duplo Engrenamento
ACOPLAMIENTOS DE ENGRANAJES **ESP** Doble compensador
GEAR COUPLINGS **ENG** Double engagement

TADF/B

TADF/A

Vedação por câmara redentora
 Cierre laberíntico
 Labyrinth Seal



Fabricados em:

- Aço SAE 1045 tratados termicamente a uma dureza de 240-260 Brinell.
- Aço SAE 4140 beneficiados e nitretados a uma dureza de 45-50 Rc.

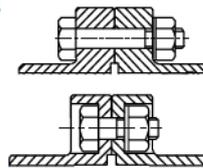
Fabricados en:

- Acero SAE 1045 tratados termicamente a uma dureza de 240-260 Brinell.
- Acero SAE 4140 bonificados y nitruados a 45-50 Rc.

Manufactured in:

- SAE 1045 steel, heat treated with a hardness Brinell 240-260.
- SAE 4140 steel, boron treated and nitrided to 45-50 Rc.

Parafusos Bulones Bolts



Os acoplamentos Tecnon podem ser fornecidos com parafusos expostos ou embutidos.

Los acoplamientos Tecnon pueden ser suministrados con bulones expuestos o bulones embutidos.

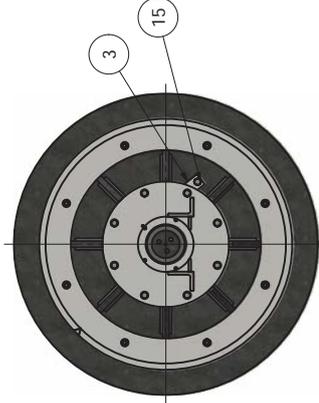
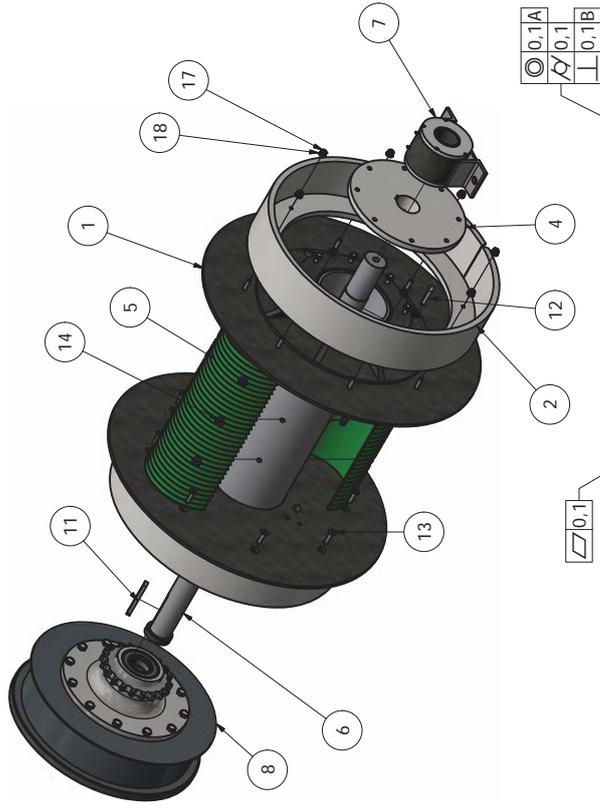
Couplings may be furnished with exposed bolts or shrouded bolts.

Tamanho Tamaño Size	Torque Nm	HP/ 100 rpm	rpm max	ø dB max	ø dA max	A	B	D	F	H	Eb	Ea	C gap	Peso Weight Kg
101	1140	16	8000	44	37	115.9	72.0	14.0	41	76.0	58	48	3.0	3.7
101¼	1756	25	7250	47	43	130.0	83.0	16.0	43	83.0	64	55	3.0	5.2
101½	2348	34	6500	60	54	152.4	95.0	19.0	49	98.0	79	69	3.0	8.5
102	4269	61	5600	73	71	177.8	120.0	19.0	62	124.5	100	92	3.0	13.3
102½	7470	107	5000	92	84	212.8	148.0	22.0	77	149.0	122	109	5.0	25.0
103	12094	172	4400	105	95	239.7	178.0	22.0	91	174.0	140	123	5.0	37.0
103½	18496	264	3900	123	105	279.4	206.0	27.0	106	200.0	162	140	6.0	59.0
104	30590	436	3600	146	120	317.5	234.0	27.0	120	234.0	192	168	6.0	86.0
104½	41971	598	3200	171	135	346.1	262.0	27.0	135	263.0	214	182	8.0	121.0
105	56560	806	2900	183	160	388.9	298.0	38.0	153	293.0	239	210	8.0	171.0
105½	73985	1054	2650	205	175	425.5	316.0	38.0	168	325.0	267	235	8.0	239.0
106	90345	1287	2450	230	190	457.2	338.0	25.0	188	356.0	295	250	8.0	267.0
107	135160	1926	2150	270	---	527.0	396.0	28.5	221	406.0	342	---	10.0	465.0

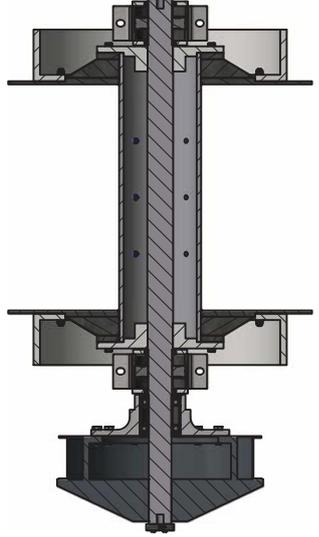
13.2 ANEXO II - Planos

PLANOS

E (1:15)



B-B (1:15)



8 X Ø17,50 - Pasante
 ✓ Ø 35,00 X 90,00°

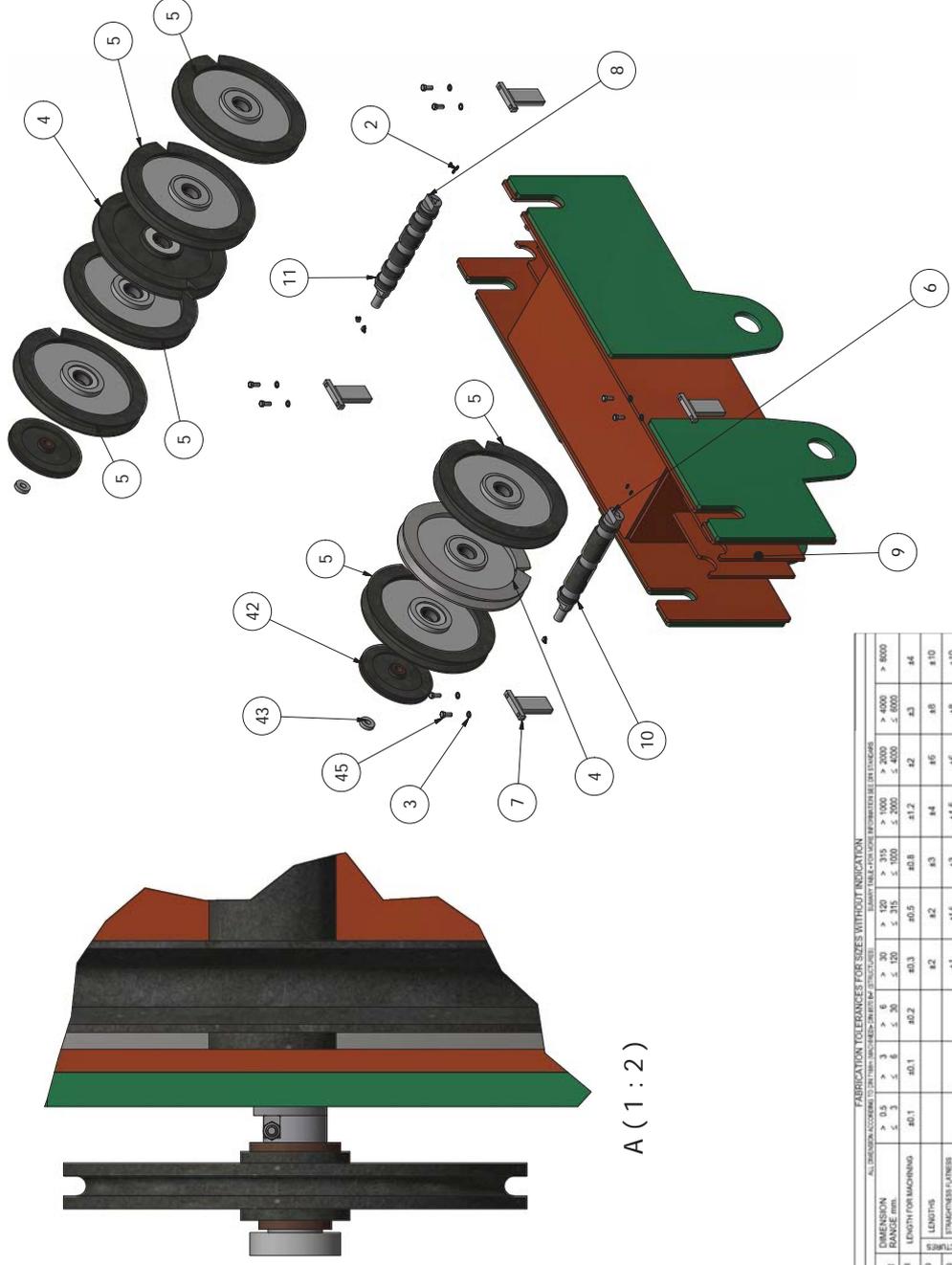
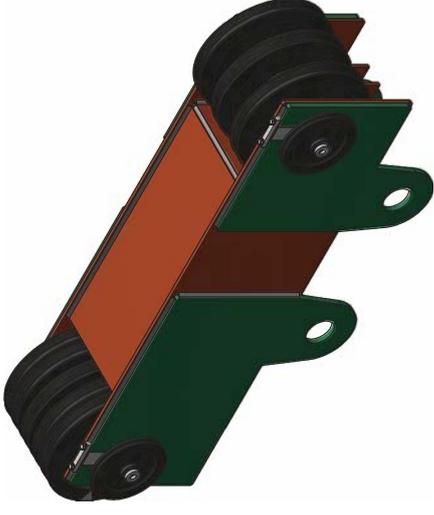
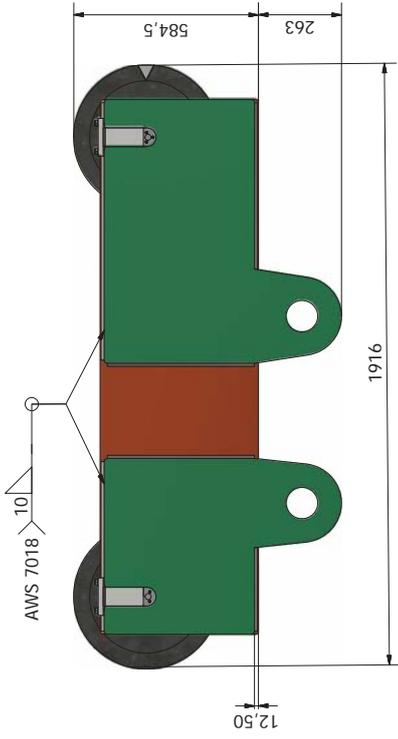
19	1	01-01-07-00-00-00	Tapa eje	1,80 kg
18	3	ANSI B18.2.1 - 3/8-16 UNC - 1,5	Tornillo hex	0,03 kg
17	48	ISO 7042 - M16	Tuercas hexagonales autofrenadas	0,04 kg
16	16	ISO 4014 - M16 x 80	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	0,16 kg
15	2	DIN 931-1 - M16 x 55	Perno de cabeza-hex	0,12 kg
14	12	DIN 7991 - M20x35	Tornillos de cabeza avellanada con hueco hexagonal	0,10 kg
13	16	DIN 7991 - M16x60	Tornillos de cabeza avellanada con hueco hexagonal	0,11 kg
12	2	DIN 6885 - A 28 x 16 x 100	Chaveta paralela	0,33 kg
11	1	DIN 6885 - A 25 x 14 x 180	Chaveta paralela	0,48 kg
9	3	DIN 128 - A16	Arandela de presión	0,01 kg
8	1	01-01-07-00-00-00	Embrague GUMMI 24FK500 con campana 212013	506,01 kg
7	2	01-01-06-00-00-00	Porta-rodamiento con SKF 22319	22,31 kg
6	1	01-01-05-00-00-00	Eje Izaje	121,25 kg
5	1	01-01-04-00-00-00	Guia de arrollamiento	73,89 kg
4	2	01-01-03-00-00-00	Cubo abulonado	54,78 kg
3	1	01-01-02-05-00-00	Placa Cable	0,71 kg
2	2	01-01-02-00-00-00	Campana Freno	177,52 kg
1	1	01-01-01-00-00-00	Conjunto soldado	513,24 kg
ELEMENTO CTDAD N° DE PIEZA DESCRIPCIÓN				MASA
LISTA DE PIEZAS				
Designed by Galdamez Juan				Approved by Ing. DBM 22/08/2015
UTN-FRSR				EQUIPO PULLING-FLUSH-BY
				01-01-00-00-00-00
				Edición 1 / 1

NOTAS:

- A) Mecanizar luego de montaje final.
- Los agujeros para DIN 7991 - M16 a realizar sobre discos laterales responderán a distribución de agujeros correspondiente a la pieza N° 01-01-02-00-00-00 campana de freno.
- Los 8 agujeros M20 X 2.5 - 6H sobre 01-01-01-01-00-00 Cuerpo Tambor se realizarán utilizando como guía la pieza N° 01-01-04-00-00-00 Guia de arrollamiento.
- Los 8 agujeros para DIN 931-1 M16 - 6H sobre pletinas laterales donde se ensambala la pieza N° 01-01-03-00-00-00 cubo abulonado, se realizarán utilizando éste como guía .

FABRICATION TOLERANCES FOR SIZES WITHOUT INDICATION									
ALL DIMENSIONS UNLESS OTHERWISE SPECIFIED IN PARTS LIST									
DIMENSION RANGE IN MILLIMETERS (INCHES) IN PARTS LIST									
DIN	FRANCE	USA	UK	SPAIN	ITALY	GERMANY	NETHERLANDS	SCOTLAND	INDIA
> 0.5	> 3	> 6	> 30	> 100	> 200	> 4000	> 8000		
0.5 - 3	3 - 6	6 - 30	30 - 100	100 - 200	200 - 4000	4000 - 8000			
LENGTH	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±1.2	±3	±4	
WIDTH	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±1.2	±3	±4	
DEPTH	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±1.2	±3	±4	
ANGLE	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±1.2	±3	±4	
PERPENDICULARITY	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±1.2	±3	±4	
PARALLELISM	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±1.2	±3	±4	
FLATNESS	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±1.2	±3	±4	
ROUNDNESS	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±1.2	±3	±4	

FRONTAL (1 : 12)



A (1 : 2)

ELEMENTO	CTDAD	N° DE PIEZA	DESCRIPCION	MASA	MATERIAL
45	8	DIN 7990 - M12 x 30	Perno de cabeza-hex	0,04 kg	Acero, suave
43	2	01-04-07-00-00-00	tapa polea auxiliar	0,02 kg	Generic
42	2	01-04-06-00-00-00	Polea auxiliar pescante	7,35 kg	Acero, alta resistencia, aleación baja
41	3	DIN 71412 - CM 6 cónico corto	Boquilla lubricante, cónico Tipo C	0,01 kg	Acero, suave
11	1	01-04-09-00-00-00	Separador poleas	2,10 kg	Sch 80 2 1/2
10	1	01-04-08-00-00-00	Separador poleas	2,00 kg	Sch 80 2 1/2
9	1	01-04-01-00-00-00	Conjunto Soldado	337,74 kg	Chapa 1/2" - SAE 1010 -
8	1	01-04-04-00-00-00	Eje trasero (5 poleas)	9,24 kg	Acero SAE 4140 Ø 60
7	4	01-04-05-00-00-00	Aseguramiento eje	1,40 kg	Chapa 3/4" - SAE 1010 - 130X80mm
6	1	01-04-06-00-00-00	Eje delantero (3 poleas)	9,29 kg	Acero SAE 4140 Ø 60
5	6	01-05-01-00-00-00	Polea Izaje	29,61 kg	Acero SAE 1010
4	2	01-04-07-00-00-00	Polea Pistoneo	31,06 kg	Acero SAE 1010
3	8	DIN 128 - A12	Arandela de presión	0,00 kg	-
2	5	DIN 71412 - AM 6 (cónico corto)	Boquilla lubricante, cónico Tipo A	0,00 kg	-

DIMENSION RANGE mm		DIMENSION RANGE INCHES		DIMENSION RANGE mm		DIMENSION RANGE INCHES	
±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1
±0.2	±0.2	±0.2	±0.2	±0.2	±0.2	±0.2	±0.2
±0.3	±0.3	±0.3	±0.3	±0.3	±0.3	±0.3	±0.3
±0.5	±0.5	±0.5	±0.5	±0.5	±0.5	±0.5	±0.5
±1.0	±1.0	±1.0	±1.0	±1.0	±1.0	±1.0	±1.0
±1.5	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5
±2.0	±2.0	±2.0	±2.0	±2.0	±2.0	±2.0	±2.0
±3.0	±3.0	±3.0	±3.0	±3.0	±3.0	±3.0	±3.0
±5.0	±5.0	±5.0	±5.0	±5.0	±5.0	±5.0	±5.0
±10	±10	±10	±10	±10	±10	±10	±10
±15	±15	±15	±15	±15	±15	±15	±15
±20	±20	±20	±20	±20	±20	±20	±20

LISTA DE PIEZAS	
Designed by	Galdamez Juan
Approved by Ing.	
Date	15/07/2015
EQUIPO PULLING-FLUSH-BY	
01-04-00-00-00-00	1 / 2

TOLERANCIAS PARA MEDIDAS SIN INDICACIONES ESPECÍFICAS	
DIMENSION	> 0.5 > 3 > 6 > 12 > 30 > 120 > 315 > 1000 > 2000
MECANIZADO	±0.1 ±0.15 ±0.2 ±0.3 ±0.5 ±0.8 ±1.2 ±2 ±3 ±4 ±5 ±6
MECANIZADO	±0.1 ±0.15 ±0.2 ±0.3 ±0.5 ±0.8 ±1.2 ±2 ±3 ±4 ±5 ±6
FORMA Y POS.	±0.1 ±0.15 ±0.2 ±0.3 ±0.5 ±0.8 ±1.2 ±2 ±3 ±4 ±5 ±6
FORMA Y POS.	±0.1 ±0.15 ±0.2 ±0.3 ±0.5 ±0.8 ±1.2 ±2 ±3 ±4 ±5 ±6

ESTE PLANO O ESCRITO OBLIGA A LA MUESTRA PROPRIETARIO INTERACTUAL Y NO PUEDE SER REPRODUCIDO O PRESTADO A DISPOSICION DE TERCERAS PERSONAS SIN AUTORIZACION

Ranura para chaveta 25x14x140 DIN 6885-1A

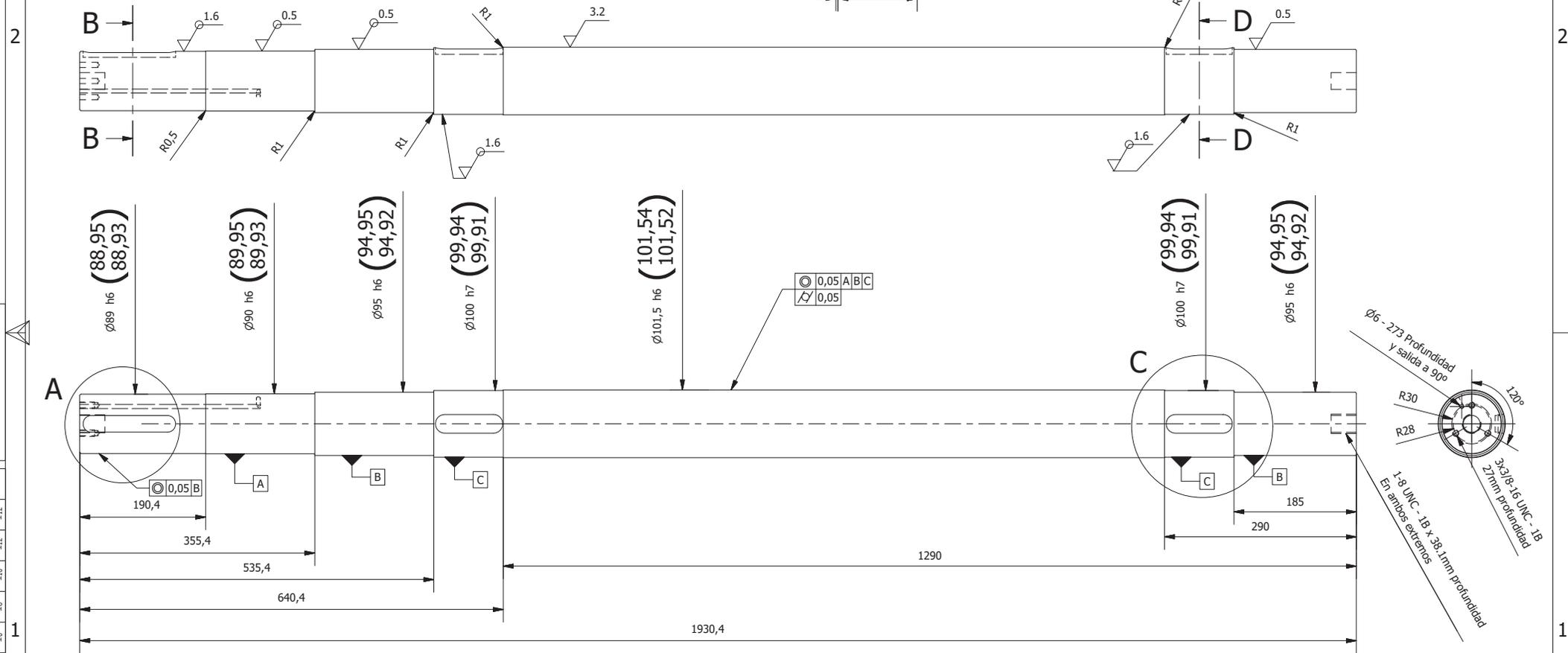
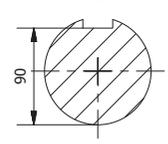
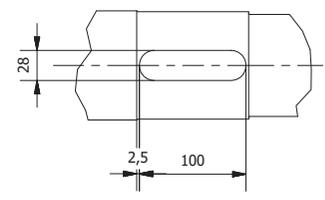
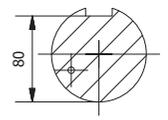
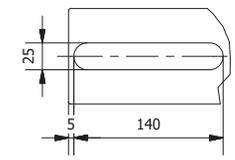
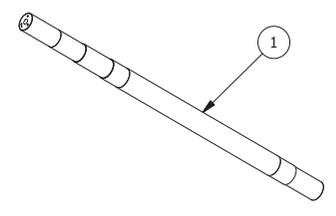
2 x Ranura para chaveta 28x16x100 DIN 6885-1A

A (1:5)

B-B (1:5)

C (1:5)

D-D (1:5)

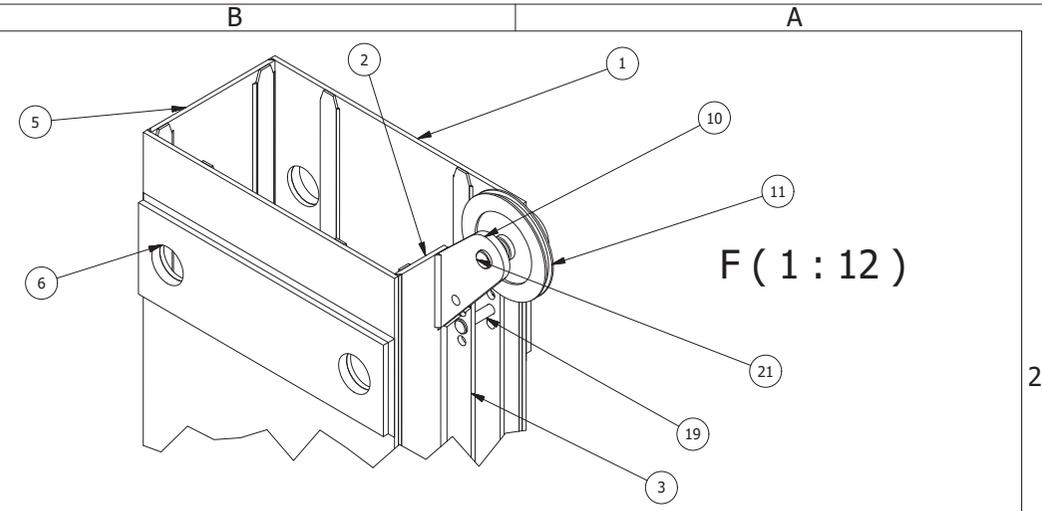
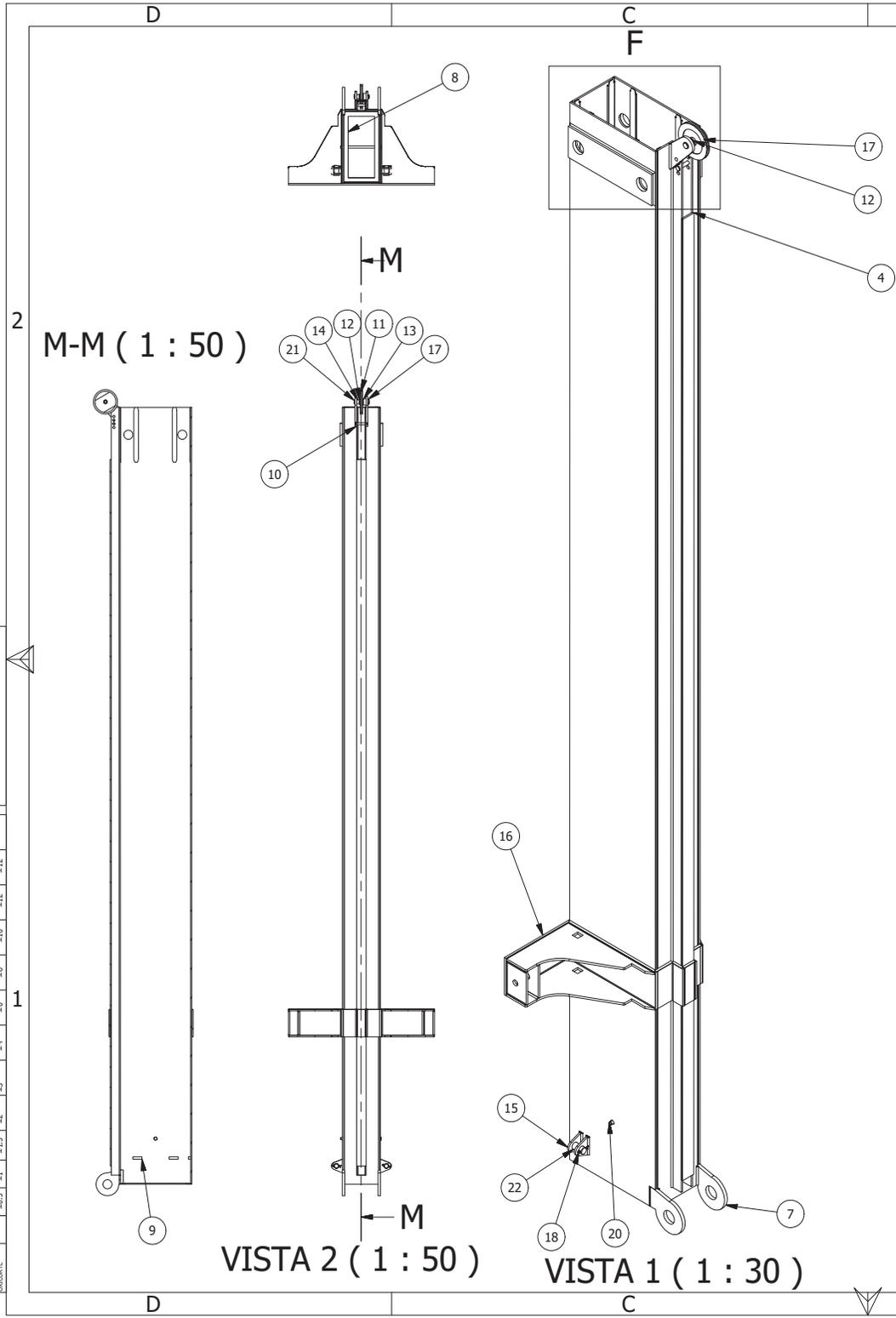


ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	MASA
1	1	01-01-05-00-00-00	Eje tambor de Izaje	SAE 4140 - Ø4" X 1935 mm	113,42 kg

FECHA	NOMBRE	FIRMA	UTN-FRSR	
15/02/2016	J.G.		OBSERV.:	
Eje tambor de Izaje			Nro. PLANO:	REV.:
			01-02-05-00-00-00	2
			CORRESP. A:	HOJA:
			Equipo Pulling-Flush-By	1 / 1

ESTE PLANO O ESCRITO QUEMBA DE NUESTRA PROPIEDAD INTELLECTUAL Y NO PUEDE SER REPRODUCIDO O PRESTADO A DISPOSICION DE TERCERAS PERSONAS SIN NUESTRA AUTORIZACION

TOLERANCIAS PARA MEDIDAS SIN INDICACIONES ESPECIFICAS		DIN 7168-M, 8570-F, 7168-M(B)									
		>1000	>800	>400	>2000	>1000	>315	>120	>30	>6	>3
DIMENSION		<=2000	<=8000	<=4000	<=2000	<=1000	<=315	<=120	<=30	<=6	<=3
MECANIZADO		+12	+4	+3	+4	+3	+2	+2	+1	+1	+1
ESTRUCTURA		+14	+8	+6	+8	+6	+5	+4	+3	+2	+2
FORMA Y POS.		+16	+10	+8	+10	+8	+7	+6	+5	+4	+4
ACABADO		+12	+8	+6	+8	+6	+5	+4	+3	+2	+2



ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	MASA
22	2	ISO 2341 - B - 50 x 100	Eje de articulación		1,74 kg
21	1	ISO 2341 - B - 30 x 160	Eje de articulación		0,97 kg
20	1	ISO 2341 - B - 24 x 440	Eje de articulación		1,60 kg
19	1	ISO 2341 - B - 24 x 120	Eje de articulación		0,46 kg
18	2	ISO 1234 - 10 x 71	Pasador de aletas		0,06 kg
17	1	DIN EN ISO 1234 - 6,3x40	Pasador de aletas		0,01 kg
16	1	01-07-02-18-00-00	Conjunto soldado-Travesaño	Acero	260,02 kg
15	4	01-07-02-16-00-00	Orejas-Sistema de traba torre vertical	Chapa 1/2" - SAE 1010 - 120x150mm	0,13 kg
14	1	01-07-02-15-00-00	Separador 2	ASTM A 53/A 53M Tubería 1 1/4 - Schedule 80 - 28mm	0,12 kg
13	1	01-07-02-14-00-00	Separador 1	SAE 1010 - Ø72x32mm	0,10 kg
12	1	01-07-02-12-00-00	Buje	Bronce SAE 65 - Ø2"x2"	0,28 kg
11	1	01-07-02-11-00-00	Polea	SAE 1010 Ø360x1 1/2"	7,13 kg
10	2	01-07-02-10-00-00	Orejas Polea	Chapa 3/4" - SAE 1010 - 210x330mm	0,64 kg
9	6	01-07-02-09-00-00	Tope tramo interno	Cuadrado 1" - SAE 1010 - 100mm	0,51 kg
8	1	01-07-02-08-00-00	Marco inferior	Chapa 1/2" - SAE 1010 - 394x775mm	10,54 kg
7	2	01-07-02-07-00-00	Oreja	Chapa 1" - SAE 1010 - 282x300mm	10,77 kg
6	2	01-07-02-06-00-00	Placa refuerzo pernos	Chapa 1" - SAE 1010 - 250x780mm	4,55 kg
5	1	01-07-02-05-00-00	Posterior	Chapa 1/2" - SAE 1010 - 394x8500mm	327,21 kg
4	1	01-07-02-04-00-00	Frontal cajón guía	Chapa 1/2" - SAE 1010 - 105x7730mm	74,85 kg
3	2	01-07-02-03-00-00	Lateral cajón guía	Chapa 1/2" - SAE 1010 - 87x8400mm	72,66 kg
2	1	01-07-02-02-00-00	Frontal	Chapa 1/2" - SAE 1010 - 394x8500mm	260,83 kg
1	2	01-07-02-01-00-00	Lateral	Chapa 1/2" - SAE 1010 - 800x8500mm	675,52 kg

LISTA DE PIEZAS					
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
DIBUJO	2/6/2016	J.G.		UTN-FRSR	
REVISO					
APROBO					
ESCALA	1 : 30			OBSERV.:	
TOLER. DIN 7168					
RUGOS. N/A	Conjunto soldado-Tramo exterior			Nro. PLANO:	REV.:
FORMATO: A3 420 x 297				01-07-02-00-00-00	
				CORRESP. A:	HOJA:
				Equipo Pulling-Flush-By	1 / 2

13.3 ANEXO III - Costos de fabricación

COSTOS DE FABRICACIÓN

Detalle de costos

COSTO	ITEM	ITEM	Detalle	cantidad	unit sin IVA	Total NETO	Total c/ IVA
Materiales y elementos	Unidad de potencia	Unidad de potencia	Camión	1	\$ 1.140.271,49	\$ 1.140.271,49	\$ 1.260.000,00
Materiales y elementos	Bomba	Bomba	Bomba triplex	1	\$ 515.837,10	\$ 515.837,10	\$ 570.000,00
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Bomba	1	\$ 248.000,00	\$ 248.000,00	\$ 300.080,00
Materiales y elementos	Pistoneo	Sistema de Elevación	Cable 9/16"	3000	\$ 44,18	\$ 132.525,00	\$ 160.355,25
Materiales y elementos	Transmisión	Sist transmisión y comando	Caja de transferencia para triplex y bomba 200 hp	1	\$ 115.000,00	\$ 115.000,00	\$ 139.000,00
Materiales y elementos	Sistema elevación	Sistema de Elevación	Tambor de Izaje	1	\$ 100.000,00	\$ 100.000,00	\$ 121.000,00
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Válvulas	1	\$ 100.000,00	\$ 100.000,00	\$ 120.000,00
Materiales y elementos	Estructuras	Estructura	Torre	1	\$ 82.644,63	\$ 82.644,63	\$ 100.000,00
Materiales y elementos	Estructuras	Estructura	Eje balancín y extensión chasis	1	\$ 82.644,63	\$ 82.644,63	\$ 100.000,00
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Motor hidráulico	1	\$ 78.424,00	\$ 78.424,00	\$ 94.893,04
Materiales y elementos	Estructuras	Estructura	Tanque de acero inoxidable 9000 lts	1	\$ 70.247,93	\$ 70.247,93	\$ 85.000,00
Materiales y elementos	Pistoneo	Sistema de Elevación	Tambor de Pistoneo	1	\$ 55.000,00	\$ 55.000,00	\$ 66.550,00
Materiales y elementos	Consumibles taller	Taller	Electrodos, discos de corte, pintura, etc.	1	\$ 60.000,00	\$ 60.000,00	\$ 72.600,00
Materiales y elementos	Sistema elevación	Sistema de Elevación	Pasteca 32 tn 3 poleas cable 7/8	1	\$ 48.000,00	\$ 48.000,00	\$ 58.080,00
Materiales y elementos	Transmisiones pasteca	Sist transmisión y comando	Cadenas de transm a rodillo norma americana	4,5	\$ 8.500,00	\$ 38.250,00	\$ 46.282,50
Materiales y elementos	Estructuras	Estructura	Instalación Eléctrica	1	\$ 29.752,07	\$ 29.752,07	\$ 36.000,00
Materiales y elementos	Transmisiones pasteca	Sist transmisión y comando	Ejes 3" largo 1500	3	\$ 8.500,00	\$ 25.500,00	\$ 30.855,00
Materiales y elementos	Transmisiones pistoneo	Sist transmisión y comando	Ejes adicionales	3	\$ 8.500,00	\$ 25.500,00	\$ 30.855,00
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Mangueras	1	\$ 25.000,00	\$ 25.000,00	\$ 30.250,00
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Radiadores	1	\$ 25.000,00	\$ 25.000,00	\$ 30.000,00
Materiales y elementos	Transmisión	Sist transmisión y comando	Cardan	1	\$ 24.793,39	\$ 24.793,39	\$ 30.000,00
Materiales y elementos	Transmisión	Sist transmisión y comando	Caja de transferencia para malacate	1	\$ 24.000,00	\$ 24.000,00	\$ 29.000,00
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Aceite	1	\$ 22.500,00	\$ 22.500,00	\$ 27.225,00
Materiales y elementos	Transmisiones pasteca	Sist transmisión y comando	Rodamientos	10	\$ 1.964,00	\$ 19.640,00	\$ 23.764,40
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Cilindros de nivelación	4	\$ 19.130,00	\$ 76.520,00	\$ 23.154,56
Materiales y elementos	Estructuras	Estructura	Chasis IPN N° 24	1	\$ 17.355,37	\$ 17.355,37	\$ 21.000,00
Materiales y elementos	Sistema elevación	Sistema de Elevación	Freno Izaje	1	\$ 14.000,00	\$ 14.000,00	\$ 16.940,00
Materiales y elementos	Pistoneo	Sistema de Elevación	Freno Pistoneo	1	\$ 14.000,00	\$ 14.000,00	\$ 16.940,00
Materiales y elementos	Sistema elevación	Sistema de Elevación	Embrague	1	\$ 12.000,00	\$ 12.000,00	\$ 14.520,00
Materiales y elementos	Pistoneo	Sistema de Elevación	Embrague	1	\$ 12.000,00	\$ 12.000,00	\$ 14.520,00
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Cilindro de elevación torre	1	\$ 12.000,00	\$ 12.000,00	\$ 14.520,00
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Comandos	1	\$ 12.000,00	\$ 12.000,00	\$ 14.520,00
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Toma de fuerza para cilindros	1	\$ 12.000,00	\$ 12.000,00	\$ 14.520,00
Materiales y elementos	Transmisiones pistoneo	Sist transmisión y comando	Cadenas de transm a rodillo norma americana	4,5	\$ 2.500,00	\$ 11.250,00	\$ 13.612,50
Materiales y elementos	Sistema hidráulico	Sist transmisión y comando	Depósito aceite 2000 lts	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00	\$ 12.000,00
Materiales y elementos	Sistema elevación	Sistema de Elevación	Poleas	2	\$ 4.500,00	\$ 9.000,00	\$ 10.890,00
Materiales y elementos	Transmisiones pasteca	Sist transmisión y comando	Corona 34 dientes norma americana paso 1,5"	1	\$ 9.000,00	\$ 9.000,00	\$ 10.890,00
Materiales y elementos	Transmisiones pistoneo	Sist transmisión y comando	Corona 34 dientes norma americana paso 1,5"	1	\$ 9.000,00	\$ 9.000,00	\$ 10.890,00
Materiales y elementos	Sistema elevación	Sistema de Elevación	Cables 7/8 200kg/mm2	100	\$ 78,38	\$ 7.837,50	\$ 9.483,38
Materiales y elementos	Transmisiones pasteca	Sist transmisión y comando	Piñones norma americana 17 dientes paso 1,5"	1	\$ 4.500,00	\$ 4.500,00	\$ 5.445,00
Materiales y elementos	Transmisiones pistoneo	Sist transmisión y comando	Piñones norma americana 17 dientes paso 1,5"	1	\$ 4.500,00	\$ 4.500,00	\$ 5.445,00
Materiales y elementos							
Materiales y elementos	TOTAL MATERIALES	TOTAL MATERIALES					\$ 3.791.080,63
Mano de Obra Montaje	TOTAL MONTAJE	TOTAL MONTAJE	Dos operarios metalúrgicos según UOM x 90 días	3	\$ 30.000,00		\$ 90.000,00
Ingeniería	INGENIERIA	Homologación	Certificación API de equipo para puesta en marcha	1	\$ 189.000,00	\$ 189.000,00	\$ 228.690,00
Ingeniería	INGENIERIA	Ingeniería	Diseño, cálculo y selección	480	\$ 180,00	\$ 86.400,00	\$ 104.544,00
Ingeniería	INGENIERIA	Planos	Ingeniería de detalle	480	\$ 130,00	\$ 62.400,00	\$ 75.504,00
Ingeniería	TOTAL INGENIERIA	TOTAL INGENIERIA					\$ 408.738,00
TOTAL	TOTAL	TOTAL					\$ 4.289.818,63

13.4 ANEXO IV - Diagrama de Gantt

DIAGRAMA DE GANTT

DIAGRAMA DE GANTT DEL PROYECTO

