

*Proyecto final*

**“SISTEMA DE ALMACENAMIENTO  
AUTOMATIZADO”**



Autores:

- Lisandro Luis Aguilera Díaz
- Luciano Horacio Zubillaga
- Marcos Martín Torres

Carrera: Ingeniería Electromecánica

Tutores:

- Ing. Raúl Vega
- Ing. Rubén Ferreyra

Fecha: 15 - nov - 2004

Calificación:



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

*Proyecto final*

**“SISTEMA DE ALMACENAMIENTO  
AUTOMATIZADO”**



Autores:

- Lisandro Luis Aguilera Díaz
- Luciano Horacio Zubillaga
- Marcos Martín Torres

Carrera: Ingeniería Electromecánica

Tutores:

- Ing. Raúl Vega
- Ing. Rubén Ferreyra

Fecha: 15 - nov - 2004

Calificación:

## Índice temático

1. Introducción	
1.1. Descripción de la temática .....	8
1.2. Antecedentes .....	9
1.3. Objetivos del proyecto .....	9
1.4. Metodología de diseño y cálculo	
1.4.1. Elementos y piezas mecánicas .....	10
1.4.2. Elementos eléctricos y de control .....	10
1.5. Análisis económico y social .....	11
1.6. Impacto ambiental .....	11
1.7. Esquema de organización del informe .....	12
2. Descripción del sistema	
2.1. Descripción de los componentes	
2.1.1. Pallets .....	14
2.1.2. Transporte de pallets a nivel	
2.1.2.1. Transportadoras a rodillos .....	14
2.1.2.2. Entrada y salida de transportadoras a rodillos .....	15
2.1.2.3. Mesas de giro a rodillos .....	15
2.1.2.4. Transportadoras a cadenas .....	16
2.1.2.5. Mesas de transferencia a cadenas .....	16
2.1.3. Estanterías .....	17
2.1.4. Transelevadores	
2.1.4.1. Conjunto .....	17
2.1.4.2. Dimensiones .....	18
2.1.4.3. Pesos .....	19
2.2. Descripción funcional .....	19
3. Diseño y cálculo mecánico	
3.1. Identificación de condiciones límites .....	22
3.2. Materiales utilizados .....	23
3.3. Selección del sistema de uñas telescópicas.....	25
3.4. Diseño y cálculo del carro portauñas	
3.4.1. Dimensiones .....	27
3.4.2. Cálculo de la estructura del carro portauñas .....	28
3.4.3. Sistema de sujeción entre el carro portauñas y el mástil .....	30
3.5. Diseño y cálculo del mástil del transelevador	
3.5.1. Elección de la sección apropiada .....	34
3.5.2. Verificación a las distintas sollicitaciones	
3.5.2.1. Situación A .....	36
3.5.2.2. Situación B .....	39
3.5.2.3. Situación C .....	41
3.5.2.4. Situación D .....	44
3.5.2.5. Diferencia de flechas .....	48
3.6. Diseño y cálculo de la base del transelevador	
3.6.1. Elección de dimensiones .....	49
3.6.2. Verificación a la máxima sollicitación .....	50

<b>3.7. Selección y cálculo de ruedas y rieles</b>	
3.7.1. Selección y cálculo de ruedas de traslación .....	52
3.7.2. Selección de riel inferior .....	52
3.7.3. Selección de ruedas y riel superior .....	52
<b>3.8. Selección y cálculo de tornillos de fijación</b>	
3.8.1. Ubicación y disposición de los tornillos .....	54
3.8.2. Cálculo del diámetro del bulón .....	54
3.8.3. Cálculo de la fuerza de apriete .....	55
3.8.4. Cálculo del momento de apriete .....	56
3.8.5. Verificación del bulón a la tensión máxima combinada .....	57
<b>3.9. Diseño y cálculo del sistema de izaje</b>	
3.9.1. Diseño del sistema de izaje .....	58
3.9.2. Selección y cálculo de cables de acero	
3.9.2.1. Elección del tipo de cable, polea y tambor .....	58
3.9.2.2. Verificación a la carga estática .....	60
3.9.2.3. Verificación a la carga en aceleración .....	61
3.9.2.4. Verificación a la carga de impacto .....	61
3.9.2.5. Verificación a la carga al trabarse el carro .....	62
3.9.2.6. Verificación a la carga al cortarse un cable .....	62
3.9.2.7. Verificación a la fatiga .....	63
3.9.3. Sistema de seguridad .....	64
<b>3.10. Diseño y cálculo de árboles y ejes</b>	
3.10.1. Consideraciones generales .....	65
3.10.2. Árbol motor y eje conducido de ruedas base	
3.10.2.1. Diseño .....	67
3.10.2.2. Cálculo según ASME .....	68
3.10.2.3. Cálculo según Soderberg .....	69
3.10.2.4. Verificación de la flecha máxima .....	69
3.10.2.5. Verificación del ángulo de giro máximo .....	69
3.10.2.6. Cálculo de la chaveta .....	70
3.10.3. Ejes poleas carro portauñas	
3.10.3.1. Diseño .....	70
3.10.3.2. Cálculo según ASME .....	71
3.10.3.3. Cálculo según Soderberg .....	71
3.10.3.4. Verificación de la flecha máxima .....	72
3.10.4. Ejes poleas superiores mástil	
3.10.4.1. Diseño .....	72
3.10.4.2. Cálculo según ASME .....	72
3.10.4.3. Cálculo según Soderberg .....	73
3.10.4.4. Verificación de la flecha máxima .....	73
<b>3.11. Selección y cálculo de rodamientos</b>	
3.11.1. Consideraciones generales .....	74
3.11.2. Rodamientos, soportes y guías de traslación carro portauñas	
3.11.2.1. Rodamientos .....	75
3.11.2.2. Guías .....	77
3.11.2.3. Soportes .....	77
3.11.3. Rodamientos árbol motor y eje conducido de ruedas base .....	78
3.11.4. Rodamientos ejes poleas carro portauñas .....	78

3.11.5. Rodamientos ejes poleas superiores mástil .....	79
3.12. Especificaciones de la soldadura	
3.12.1. Consideraciones generales .....	81
3.12.2. Elección del proceso de soldadura .....	81
3.12.3. Descripción del proceso de soldadura	
3.12.3.1. Funcionamiento del equipo .....	81
3.12.3.2. Conducción del proceso .....	83
3.12.3.3. Control de la contracción .....	84
3.12.3.4. Material de aporte utilizado .....	84
3.12.4. Tratamiento de bordes	
3.12.4.1. Especificaciones generales .....	85
3.12.4.2. Preparación en V simétrico .....	85
3.12.4.3. Preparación en V con simple chaflán .....	87
<b>4. Diseño y cálculo eléctrico</b>	
4.1. Elección y cálculo de accionamientos elevación y traslación	
4.1.1. Elección del sistema de accionamiento	
4.1.1.1. Motor y comando .....	90
4.1.1.2. Reductor de velocidad mecánico .....	91
4.1.1.3. Ventilación .....	91
4.1.1.4. Freno .....	91
4.1.1.5. Montaje de los accesorios .....	91
4.1.2. Dimensionado de los accionamientos	
4.1.2.1. Método de dimensionado .....	92
4.1.2.2. Cálculo de la corriente .....	92
4.1.2.3. Cálculo de la temperatura .....	95
4.2. Selección y cálculo de accionamiento de traslación	
4.2.1. Curva de velocidad .....	97
4.2.2. Cálculo del par motor requerido .....	97
4.2.3. Selección del reductor de velocidad mecánico .....	99
4.2.4. Selección del motor .....	100
4.2.5. Ciclo de trabajo .....	100
4.2.6. Cálculo de la corriente a partir del par motor .....	101
4.2.7. Cálculo de la temperatura .....	102
4.3. Selección y cálculo de accionamiento de elevación	
4.3.1. Curva de velocidad .....	103
4.3.2. Cálculo del par motor requerido .....	103
4.3.3. Selección del reductor de velocidad mecánico .....	105
4.3.4. Selección del motor .....	106
4.3.5. Ciclo de trabajo .....	107
4.3.6. Cálculo de la corriente a partir del par motor .....	107
4.3.7. Cálculo de la temperatura .....	108
4.4. Alimentación al transelevador	
4.4.1. Alimentación al tablero eléctrico .....	110
4.4.2. Alimentación al carro portauñas .....	110
<b>5. Diseño del sistema de control</b>	
5.1. Descripción funcional .....	111

5.2. Selección de componentes	
5.2.1. PLC	113
5.2.1.1. Unidad central (CPU)	113
5.2.1.2. Módulos de entradas digitales	113
5.2.1.3. Módulos de salidas digitales	113
5.2.1.4. Módulos de contadores rápidos	114
5.2.1.5. Módulo de pesaje	114
5.2.1.6. Módulo de comunicación	114
5.2.2. Sensores	
5.2.2.1. Sensores inductivos	114
5.2.2.2. Sensores fotoeléctricos	115
5.2.2.3. Celda de carga	116
5.2.2.4. Sensor de alineación del pallet	116
5.2.2.5. Lector de código de barras	116
5.2.3. Comunicación entre PLC y transelevador	117
5.3. Lógica de control	
5.3.1. Método de programación	118
5.3.2. Entradas, salidas, registros y alarmas del PLC	
5.3.2.1. Entradas digitales	119
5.3.2.2. Contadores rápidos	121
5.3.2.3. Salidas digitales	122
5.3.2.4. Salidas de red	123
5.3.2.5. Registros	124
5.3.2.6. Alarmas	124
5.3.3. Secuencias del programa	
5.3.3.1. Identificación de secuencias	125
5.3.3.2. Secuencia de carga movimiento rodillos	126
5.3.3.3. Secuencia movimiento cadena de carga 1	126
5.3.3.4. Secuencia de carga movimiento transelevador 1	127
6. Mantenimiento	
6.1. Mantenimiento del cable de acero	131
6.1.1. Inspecciones mensuales	131
6.1.2. Inspecciones semestrales	131
6.1.2.1. Anomalías	131
6.1.2.2. Controles de desgaste	131
6.1.2.3. Deslizamiento	132
6.1.2.4. Desgaste de las gargantas	133
6.1.3. Lubricación	
6.1.3.1. Funciones de la lubricación	133
6.1.3.2. Consideraciones y frecuencia de lubricación	133
7. Estimación de costos	134
8. Conclusiones	137
Apéndice A	
A.1. Coeficiente dinámico $k_d$	138
A.2. Selección y cálculo de tornillos de fijación	
A.2.1. Cálculo del diámetro del bulón	139

A.2.2. Cálculo de la fuerza de apriete .....	140
<b>A.3. Diseño y cálculo de árboles y ejes</b>	
A.3.1. Árbol motor y eje conducido de ruedas base .....	142
A.3.2. Ejes poleas carro portauñas .....	144
A.3.3. Ejes poleas superiores mástil .....	145

## Apéndice B

<b>B.1. Selección y cálculo de sistema de traslación</b>	
B.1.1. Curva de velocidad .....	147
B.1.2. Ciclo de trabajo .....	148
B.1.3. Cálculo de la corriente a partir del par motor .....	150
B.1.4. Cálculo de la temperatura .....	151
<b>B.2. Selección y cálculo de sistema de elevación</b>	
B.2.1. Curva de velocidad .....	154
B.2.2. Ciclo de trabajo .....	155
B.2.3. Cálculo de la corriente a partir del par motor .....	157
B.2.4. Cálculo de la temperatura .....	158

## Apéndice C

<b>C.1. Entradas y salidas del PLC</b>	
C.1.1. Entradas digitales .....	161
C.1.2. Salidas digitales .....	162
<b>C.2. Secuencias del programa</b>	
C.2.1. Secuencia 1 .....	163
C.2.2. Secuencia 2 .....	166
C.2.3. Secuencia 3 .....	167

## Apéndice D

<b>D.1. Rodamientos</b>	
D.1.1. Rodamientos, soportes y guías carro portauñas .....	173
D.1.2. Rodamientos árbol motor y eje conducido de ruedas base .....	174
D.1.3. Rodamientos ejes poleas carro portauñas .....	178
D.1.4. Rodamientos ejes poleas superiores mástil .....	181
<b>D.2. Accionamientos</b>	
D.2.1. Convertidor de frecuencia .....	183
D.2.2. Generador de impulsos .....	187
D.2.3. Freno electromagnético .....	188
<b>D.3. Alimentación al transelevador</b>	
D.3.1. Riel electrificado .....	189
D.3.2. Cadena portacables .....	190
<b>D.4. PLC y módulos</b>	
D.4.1. PLC S7 300 .....	191
D.4.2. Módulo CPU .....	193
D.4.3. Módulo de entradas digitales SM 321 .....	199
D.4.4. Módulo de salidas digitales SM 322 .....	200
D.4.5. Módulo de contaje rápido FM 350-2 .....	201
D.4.6. Módulo de pesaje SIWAREX U .....	202
D.4.7. Módulo de comunicación IM365 .....	203
<b>D.5. Sensores</b>	
D.5.1. Sensor de proximidad inductivo cilíndrico .....	204

D.5.2. Sensor de proximidad inductivo tipo límite de carrera .....	206
D.5.3. Sensor fotoeléctrico difuso normal .....	208
D.5.4. Sensor fotoeléctrico retroreflectivo .....	209
D.5.5. Celda de carga serie RN .....	210
D.5.6. Sensor fotoeléctrico barrera .....	211
D.5.7. Lector de código de barras .....	213
D.6. Comunicación entre PLC y transelevador	
D.6.1. Interface inalámbrica .....	214
D.6.2. Sistema de transmisión de datos .....	216
Referencias .....	218
Planos constructivos .....	219
Plano N° 1. Transelevador	
Plano N° 2. Dimensiones principales	
Plano N° 3. Pesos principales	
Plano N° 4. Base	
Plano N° 5. Mástil	
Plano N° 6. Escuadra base / mástil	
Plano N° 7. Riel superior e inferior	
Plano N° 8. Conjunto carro portauñas	
Plano N° 9. Sistema sujeción carro portauñas	
Plano N° 10. Carro portauñas	
Plano N° 11. Escuadras carro y tambor	
Plano N° 12. Guía del rodamiento combinado	
Plano N° 13. Conjunto eje polea carro	
Plano N° 14. Polea carro portauñas	
Plano N° 15. Eje polea carro portauñas	
Plano N° 16. Varios eje polea carro	
Plano N° 17. Varios II eje polea carro	
Plano N° 18. Conjunto árbol motor	
Plano N° 19. Corte sistema de traslación	
Plano N° 20. Rueda de traslación	
Plano N° 21. Arbol motor	
Plano N° 22. Eje conducido	
Plano N° 23. Caja de rodamientos árbol motor	
Plano N° 24. Tapa caja de rodamientos árbol motor	
Plano N° 25. Manguito de desmontaje	
Plano N° 26. Varios árbol motor	
Plano N° 27. Conjunto eje polea superior	
Plano N° 28. Corte sistema polea superior	
Plano N° 29. Polea superior	
Plano N° 30. Eje polea superior	
Plano N° 31. Varios eje polea superior	
Plano N° 32. Conjunto rueda superior	
Plano N° 33. Soporte tensor de rueda superior	
Plano N° 34. Varios conjunto rueda superior	
Plano N° 35. Diagrama de flujo de carga	
Plano N° 36. Transportadoras de pallet	

# 1. Introducción

## 1.1. Descripción de la temática

La función logística se está convirtiendo en un eslabón primordial de la actividad empresarial, e incluso, debido a su impacto en el éxito de las empresas, supera al propio proceso de producción.

La exigencia por parte del cliente de un servicio excelente, la necesidad de producir y servir lotes cada vez menores y más frecuentes, así como al acortamiento del ciclo de vida de los artículos, provoca que hoy en día la logística sea un eje crucial en las estrategias de la alta dirección de las empresas. Un punto central sobre el que giran estas estrategias, son las dependencias donde se desarrollan físicamente muchas de las actividades asociadas a la logística: el almacén.

Cuando se trabaja en entornos con un elevado número de referencias y grandes volúmenes, con pedidos que deben servirse en plazos cortos, se plantea la necesidad de implantar mejoras sustanciales en la manera de gestionar el almacén y entonces es cuando surge la necesidad de automatizar. Es decir, se sustituyen las operaciones manuales que se realizan con apiladoras, autoelevadores retráctiles o trilaterales, por el empleo de transelevadores, que asumen de forma automática la ubicación y extracción de la carga de los huecos de las estanterías, pasando a trabajar bajo la filosofía “mercadería al hombre”.

Hay que tener presente que la automatización, no sólo es válida en los típicos centros de almacenaje de producto terminado de un fabricante o de un distribuidor. Otro ejemplo es aquel almacén que sirve de pulmón en las cadenas de montaje, donde la alimentación de las referencias debe estar coordinada al segundo con el proceso de fabricación y no se admiten errores.

Sin embargo, en el cambio de las operaciones manuales a las automáticas, hay que analizar concienzudamente si el valor añadido que puede generar el nuevo sistema logístico compensa el volumen de inversión necesario.

Las principales ventajas del sistema automático respecto al manual son:

- **Ahorro de espacio:** en una instalación automática se necesita aproximadamente la mitad de metros cuadrados en comparación con otros sistemas de almacenamiento, con lo que se produce un mejor aprovechamiento del espacio. Esto se debe a que en un sistema manual, se requiere un pasillo más ancho para la maniobra del autoelevador y se tiene la limitación de desplazamiento vertical de la carga en aproximadamente 6 metros (altura de trabajo máxima de un transelevador). En el diseño que se plantea, los pasillos miden tan solo 1,4 m de ancho y las estanterías son de doble profundidad. En adición, se pueden almacenar pallets hasta los 22 metros de altura.
- **Aumento de la productividad:** surge como consecuencia del ahorro del tiempo. También es significativa la alta disponibilidad; un centro automatizado puede estar en funcionamiento las 24 hs del día.
- **Confiabilidad:** al reducirse la intervención humana disminuyen el número de pasos a seguir en el proceso y, en consecuencia, los posibles errores cometidos.
- **Versatilidad:** este tipo de sistema es de gran utilidad para cualquier tipo de mercancías de diversos tamaños, formas y pesos, siempre que sean susceptibles de almacenarse en pallets.
- **Gestión informática del stock:** el sistema de gestión del almacén que emite las ordenes a los transelevadores posibilita un perfecto control de las existencias y un inventario permanente y confiable en tiempo real.

- **Seguridad de la carga y protección del stock:** gracias al recinto cerrado, al control informático de cada referencia y de su ubicación, se elimina la posibilidad de pérdidas, roturas y manipulaciones inadecuadas.
- **Aumento de la seguridad del personal:** los transelevadores trabajan en un entorno cercado al que no pueden acceder los operarios, lo que evita posibles accidentes. Sólo se accede a estos para llevar a cabo mantenimientos y reparaciones. En los sistemas manuales, en los cuales el régimen de carga y descarga es elevado (más de 10 camiones de 30 toneladas por día, por ejemplo) ocurren gran cantidad de accidentes (choques entre autoelevadores, entre autoelevadores y personas, etc.).
- **Permite implementar un sistema FIFO (first in - first out (el primer pallet que entra es el primero que sale)) riguroso:** este método de almacenamiento (muy utilizado en la industria alimenticia) se puede realizar con este dispositivo con una alta confiabilidad, gracias a utilizar un sistema de gestión que posee en todo momento una base de datos actualizada de los productos almacenados.
- **Reducción del impacto ambiental:** Los transelevadores funcionan con corriente eléctrica y no producen ninguna emisión de gases (la emisión de gases está prohibida en plantas alimenticias), tampoco requieren la carga ni la utilización de baterías y aceites como la maquinaria de manutención convencional.

## 1.2. Antecedentes

El sistema de almacenamiento automatizado que se diseña en este proyecto es denominado mundialmente como **AS / RS** (automated storage / retrieval system).

Este sistema ha comenzado a utilizarse en las últimas décadas en Europa occidental (Alemania, España, Francia, Inglaterra, Italia, Suecia, etc.) y Estados Unidos. Los más importantes fabricantes se encuentran en los Estados Unidos y Alemania.

La situación es muy diferente en Latinoamérica y especialmente en Argentina. En el país, no más de media docena de plantas poseen este sistema y no existe ninguna empresa que realice la fabricación e instalación del mismo.

## 1.3. Objetivos del proyecto

El objetivo del presente proyecto es el diseño y cálculo de un sistema de almacenamiento automatizado, para la manipulación de mercadería colocada sobre pallets de 1,00 x 1,20 metros y 2,10 metros de altura, con un peso máximo de 1.500 Kg. En este diseño se busca, fundamentalmente, que el sistema tenga mejores prestaciones que el actual usado en la mayoría de los depósitos, el almacenamiento manual por autoelevadores. Esto es, que se traslade a mayor velocidad, que alcance alturas de almacenaje mayores, que su funcionamiento dependa mínimamente del factor humano y que ayude a mejorar la logística de una empresa.

El diseño del proyecto se debe realizar analizando distintas soluciones tecnológicas para minimizar los costos de fabricación, sin dejar de lado la calidad final del producto ni la seguridad.

## 1.4. Metodología de diseño y cálculo

### 1.4.1. Elementos y piezas mecánicas

- Para el cálculo y diseño estructural de las distintas piezas del transelevador se aplican conceptos y leyes físicas surgidos de la mecánica clásica, en adición a conocimientos referidos a la teoría de la elasticidad de materiales.
- En muchos casos el cálculo de solicitaciones y esfuerzos mecánicos es asistido por el software “MD Solids, versión 2.6”.
- En las piezas solicitadas a tensiones combinadas, la teoría de falla utilizada es la del esfuerzo cortante máximo, también conocida como teoría de Tresca.
- Se tienen en cuenta coeficientes de seguridad pertinentes a cada pieza según normas vigentes e importancia de las mismas en el sistema.
- Las fuerzas de impacto que aparecen durante el funcionamiento del sistema se analizan aplicando un coeficiente de cargas dinámicas.
- Las fuerzas de inercia son evaluadas en los momentos en que el sistema se encuentra en aceleración o desaceleración.
- El cálculo de fatiga de los elementos del sistema, se realiza utilizando el método de Soderberg.
- En el diseño y cálculo se utilizan piezas estándar y materiales que se obtienen preferentemente en el mercado argentino, analizando el costo, propiedades mecánicas y facilidad de armado.
- Se aplica en cada caso la solución tecnológica de diseño más económica que permita alcanzar los objetivos buscados.
- Con respecto a la soldadura, se utiliza un proceso que garantiza la calidad de unión requerida, de acuerdo con la disponibilidad en el mercado y los materiales a soldar seleccionados.

### 1.4.2. Elementos eléctricos y de control

- La selección de los motores eléctricos principales se realiza basándose en un análisis térmico y mecánico, teniendo en cuenta el ciclo de carga al que están solicitados.
- En el análisis mecánico de estos motores, se verifica que sean capaces de entregar el par motor máximo que se les exige.
- Para el análisis térmico, se obtiene la curva de sobret temperatura a través del tiempo, utilizando el circuito equivalente de los mismos para obtener el valor de la corriente durante todo el ciclo de trabajo.
- Se utiliza para estos motores un sistema de control de lazo cerrado de velocidad, que permite realizar un comando muy preciso de sus movimientos.
- La programación de PLC se realiza utilizando la metodología por gráfico secuencial de funciones, según la Norma IEC 61131-3.
- Todos los elementos eléctricos se escogen basándose en su función, características técnicas, disponibilidad en el mercado, calidad y costo de los mismos.

## 1.5. Análisis económico y social

El presente proyecto es un producto actualmente no fabricado en el país ni en Sudamérica. Por lo tanto, al realizar el diseño y prescindir en gran parte de elementos de importación, se reducen considerablemente los costos de construcción del mismo. Esto es debido a que la maquinaria extranjera debe pagar altos impuestos de importación, además de existir actualmente una diferencia cambiaria (con respecto a los países fabricantes de estos productos) que beneficia a la industria nacional.

Con el diseño y la fabricación de este sistema de almacenamiento, se genera un enriquecimiento tecnológico en el área de logística y almacenaje de las empresas y se brinda trabajo a personal técnico calificado. Por contrapartida, esta tecnología elimina un porcentaje importante de puestos de trabajo no calificados (y rutinarios), muy utilizados en los sistemas manuales de almacenamiento.

## 1.6. Impacto ambiental

Los transelevadores utilizados en este proyecto funcionan con energía eléctrica y no producen ninguna emisión de gases, a diferencia de los autoelevadores que utilizan motores de combustión interna. Los principales contaminantes que produce motor de combustión interna son: CO (monóxido de carbono, cuya inhalación superior a los 5 minutos en un ambiente cerrado es causal de muerte de un ser vivo, ya que impide a los hematíes absorber el O<sub>2</sub>), CO<sub>2</sub> (dióxido de carbono, gas causante del efecto invernadero), Nox (óxido de nitrógeno, molécula cancerígena), HC (hidrocarburos) y PM (también llamado particulado, partículas resultantes de la combustión incompleta, causantes de cáncer de pulmón en el ser humano).

El rendimiento energético de este sistema es superior al utilizado en sistemas manuales, con autoelevadores con motores endotérmicos, puesto que estos últimos aprovechan aproximadamente solo un 30 % de la energía consumida (impulsores diesel, siendo inferior el rendimiento en motores de ciclo Otto, ya sea que utilicen combustibles gaseosos (GLP) o líquidos (gasolina)). La eficiencia de una máquina eléctrica rotante es de alrededor del 90%. Por lo tanto, el impacto negativo al medio ambiente de un sistema automático como el desarrollado, es menor que en un sistema de almacenamiento manual. Si bien gran parte de la energía eléctrica consumida en Argentina es generada con combustibles de origen fósil (60 %), a medida que la generación hidroeléctrica (30 %), eólica, mareomotriz y solar aumenten, su impacto en el medio ambiente va a ser menor.

Otro punto a resaltar es que los motores a explosión necesitan aceite para el normal funcionamiento, con los inconvenientes que genera la utilización de derivados de hidrocarburos en el ecosistema. El aceite no es necesario para el funcionamiento de un motor eléctrico.

En muchas plantas alimenticias, donde está prohibida la utilización de maquinaria que emane gases, se utilizan autoelevadores eléctricos que almacenan la energía eléctrica en baterías. Estas últimas son nocivas para el medio ambiente, porque una vez agotadas, se debe desechar el ácido que poseen. Además, en la fabricación de las mismas se debe soldar plomo, produciéndose gases nocivos para los operarios.

## 1.7. Esquema de organización del informe

El presente informe está organizado de manera estructurada, individualizándose claramente un capítulo donde se halla el diseño mecánico, otro referido al eléctrico y un tercer relativo al sistema de control. Por otro lado, se anexan 4 apéndices donde está incorporada toda la información necesaria para ampliar el tema tratado. Adicionalmente, se adjuntan los planos de diseño mecánico del transelevador, donde se pueden observar en detalle las piezas diseñadas que forman parte del sistema. De esta forma, el informe queda conformado de la siguiente manera:

- Punto 1: Introducción

En este punto se realiza una introducción al proyecto, incluyéndose los objetivos y las pautas a seguir para alcanzar los mismos.

- Punto 2: Descripción del sistema

Aquí se describen los principales componentes del sistema y como interactúan entre sí para realizar el movimiento y almacenaje del pallet.

- Punto 3: Diseño y cálculo mecánico

En este punto se detalla todo lo concerniente a la parte mecánica del proyecto. Aquí se describen los materiales utilizados, los cálculos realizados y las piezas seleccionadas que conforman al sistema mecánico.

- Punto 4: Diseño y cálculo eléctrico

En este punto se seleccionan los principales accionamientos a utilizar para la dinámica del sistema y los equipos necesarios para comandarlos.

- Punto 5: Diseño del sistema de control

Aquí se realiza la especificación de los elementos necesarios para conformar la automatización del sistema y la programación necesaria para que interactúen con la logística del lugar.

- Punto 6: Mantenimiento

Toda máquina debe tener incorporado un plan de mantenimiento para mantener su vida útil y la seguridad del sistema. Este punto describe los principales ítems a tener en cuenta para que no se produzca un deterioro temprano de los componentes de dicho sistema.

- Punto 7: Estimación de costos

Aquí se realiza el análisis de costos de la fabricación del transelevador.

- Apéndice A: Apéndice diseño y cálculo mecánico

Toda la información extra necesaria para una mejor comprensión del diseño mecánico del transelevador se encuentra adjunta en este apéndice.

- Apéndice B: Apéndice diseño y cálculo eléctrico

Al igual que el apéndice anterior, aquí se puede encontrar la información extra, en este caso pertinente al cálculo eléctrico.

- Apéndice C: Apéndice diseño del sistema de control

En este apéndice se encuentra la lógica de funcionamiento del sistema, junto con la ubicación de las entradas y salidas del programa del automatismo.

- Apéndice D: Información técnica de productos

Aquí se encuentran todas las fichas técnicas y catálogos de los elementos utilizados en este proyecto.

- Planos constructivos

Se trata de todos los planos de conjunto y de las piezas mecánicas diseñadas y seleccionadas.

## 2. Descripción del sistema

### 2.1. Descripción de los componentes

#### 2.1.1. Pallets

El sistema trabaja con mercadería que esta montada sobre pallets, el cual es la unidad de carga más utilizada mundialmente. El mismo permite el transporte de producto de manera eficaz y segura, siendo un elemento de escaso peso y muy bajo costo. Por otra parte, existe una gran cantidad de equipamiento estandarizado para el movimiento del mismo. El sistema está diseñado para almacenar mercadería en pallets de las siguientes características:



Figura 2.1  
Pallet IRAM 10011:1993 y/o ISO 6780

El tipo de pallet de referencia es el de cuatro entradas de 1.000 mm x 1.200 mm, de acuerdo a la norma IRAM 10011:1993 y / o ISO 6780.

La cota máxima de altura de mercadería mas pallet es de 2,10 m, mientras que la máxima carga que puede desplazar es de 1.500 Kg.

#### 2.1.2. Transporte de pallets a nivel

##### 2.1.2.1. Transportadoras a rodillos



Figura 2.2  
Transportadora a rodillos motorizada

Son caminos constituidos por una serie de bastidores y construidos a base de perfiles metálicos laminados en frío, electro-galvanizados, soldados a perfiles U.P.N. que actúan como barras transversales. Soportan en su parte superior unos rodillos de acero de 80 mm de diámetro, sobre los que se desliza la carga. Los rodillos poseen en sus extremos rodamientos y piñones, a través de los cuales se les transmite el movimiento por medio de cadenas, con eslabones de 12 mm, que giran dentro del perfil y por debajo de la línea de los rodillos.

La potencia para realizar el movimiento la entrega un motor asíncrono de 0,37 KW, en cuyo eje se encuentra acoplado un reductor de velocidad mecánico de corona y tornillo sin fin.

La velocidad de traslación de la carga es de 10 m/s y la máxima carga que soportan es de 1.500 Kg. El ancho útil de los rodillos es de 1,17 m, dimensión suficiente para este diseño ya que el lado frontal en el desplazamiento del pallet es de 1 m.

### 2.1.2.2. Entrada y salida de transportadoras a rodillos



Figura 2.3  
Transportadora a rodillos motorizada de carga y descarga

Con características similares al elemento anterior, estas permiten la maniobra de autoelevadores o apiladoras, ya que poseen el espacio necesario para el ingreso y maniobra de las uñas. Por esta razón, se utilizan para cargar o descargar mercadería puesta en pallets que transita por las transportadoras a rodillos.

### 2.1.2.3. Mesas de giro a rodillos



Figura 2.4  
Mesa de giro a rodillos motorizada

Estas mesas se utilizan para realizar giros en el desplazamiento de la mercadería. Poseen dos motores, uno para darle movimiento a los rodillos y otro para realizar el giro.

#### 2.1.2.4. Transportadoras a cadenas



Figura 2.5  
Transportadora a cadenas motorizada

Se utilizan cuando el desplazamiento del pallet es en forma transversal a como se traslada en una transportadora a rodillos, es decir, con el lado frontal de 1,20 m.

Las características técnicas son similares a la de los caminos de rodillos, solo que en este caso los pallets son impulsados por cadenas con eslabones de 19 mm que poseen cojinetes de deslizamiento, sobre los que se apoya la carga. De esta manera es posible la acumulación de pallets, ya que estos pueden deslizar con respecto a la cadena.

La potencia para realizar el movimiento la entrega un motor asíncrono de 0,95 KW, en cuyo eje se encuentra acoplado un reductor de velocidad mecánico de corona y tornillo sin fin.

La velocidad de traslación de la carga es de 10 m/s y la máxima carga que soportan es de 1.500 Kg. El ancho útil de las cadenas es de 0,95 m, debido a que el lado frontal en el desplazamiento del pallet puede ser de 1 o 1,2 m.

#### 2.1.2.5. Mesas de transferencia a cadenas



Figura 2.6  
Mesa de transferencia a cadenas motorizada

Se utilizan para transferir la mercadería desde una transportadora a rodillos a una a cadenas. De construcción similar a una transportadora a cadenas, posee dos motores eléctricos, uno para la elevación y descenso de la mesa y otro para el giro de las cadenas.

### 2.1.3. Estanterías



Las estanterías donde van depositados los pallets de mercadería se comercializan de forma estándar. La estructura de las mismas está formada por perfiles de hierro unidos mediante escuadras y planchuelas. El diseño de este tipo de estanterías es muy flexible, por lo que se puede adoptar la altura de pallet necesaria (en este caso, 2,10 m) y agrupar cualquier número de columnas (en este proyecto, se agrupan de a 4 y 2 columnas)

### 2.1.4. Transelevadores

#### 2.1.4.1. Conjunto

En el [plano N° 1](#) puede observarse un plano del transelevador completo, en donde están señalizados sus principales componentes.

El cuerpo principal del transelevador está formado por un mástil rectangular de acero de 24 metros de altura, formado por perfiles U.P.N. y placas de acero soldados ([plano N° 5](#)). Se encuentra abulonado firmemente a través de soportes tipo escuadra ([plano N° 6](#)) a una base rectangular del mismo ancho, fabricada a partir de placas de acero de diferentes espesores ([plano N° 4](#)).

El transelevador se desplaza en forma recta horizontalmente sobre un riel inferior y uno superior ([plano N° 7](#)). Sobre el riel inferior, que se encuentra amurado al suelo y tiene un perfil de diseño especial para este tipo de aplicaciones, giran dos ruedas de acero de 300 mm de diámetro, de construcción similar a las de un ferrocarril, ya que estas soportan todo el peso del transelevador ([plano N° 20](#)). El riel superior es un perfil I.P.N. de acero, fijo a la estructura del depósito. Sobre este actúan horizontalmente cuatro ruedas de nylon 8 ([plano N° 34](#)), montadas en un sistema que permite ajustar el tensado entre estas y el riel para mantener la verticalidad del transelevador ([plano N° 32](#)).

En la base del transelevador se encuentra un motorreductor de traslación, el cual impulsa la rueda trasera a través de un árbol ([plano N° 18](#)), mientras que la rueda delantera actúa como conducida. El motorreductor está conformado por un motor asíncrono trifásico (controlado por un convertidor de frecuencia y un generador de impulsos, que actúa como realimentación) y un reductor mecánico a corona y tornillo sin fin. Sobre el eje del motor hay acoplado un freno electromagnético, que garantiza la estaticidad del sistema cuando el motor se encuentra desenergizado. El convertidor de frecuencia con realimentación de velocidad

permite programar rampas de arranque y parada que son independientes de la carga, y por otra parte utilizar dos velocidades, una de régimen nominal que es  $v_{h/nom} = 180\text{ m/min}$  y otra de posicionamiento, utilizada en el último tramo, de  $v_{h/pos} = 5\text{ m/min}$ . La aceleración, tanto para el arranque como la parada es  $a_h = 0,5\text{ m/s}^2$  (apéndice B.1.1.).

El movimiento vertical del transelevador lo realiza un carro, sobre el que se encuentra montado un sistema de uñas telescópicas (plano Nº 8). El carro portauñas desliza sobre el mástil a través de rodamientos combinados, que transmiten movimiento tanto en dirección radial como axial, permitiendo un diseño del sistema de sujeción más compacto (plano Nº 9). El carro portauñas es impulsado a través de cables de acero, montados en una disposición de polea doble, que actúa como un reductor mecánico. Las poleas con sus respectivos ejes se encuentran ubicadas en el carro (plano Nº 13) y en el extremo superior del mástil (plano Nº 27). La potencia para el movimiento vertical del carro es entregada por un motorreductor de similares características al de traslación. La velocidad de régimen de elevación es  $v_{v/nom} = 60\text{ m/min}$  y la de posicionamiento es  $v_{v/pos} = 5\text{ m/min}$ , mientras que la aceleración, al igual que en el movimiento de traslación, es  $a_v = 0,5\text{ m/s}^2$  (apéndice B.2.1.).

Las uñas telescópicas son las que realizan el movimiento transversal del transelevador para cargar y descargar mercadería. Su ancho es igual al del pallet, 1,2 m, por lo que el pasillo necesario es extremadamente angosto, solo 1,4 m. Están compuestas por perfiles rígidos y rodamientos de precisión que garantizan una muy baja deflexión, aun cuando se extienden hasta la segunda posición de la estantería. Las uñas son extendidas y retraídas en las dos direcciones por un sistema de cadena y piñón, accionado por un motor que se controla de igual manera que los descriptos anteriormente. La velocidad transversal de régimen es  $v_{t/nom} = 40\text{ m/min}$ , la de posicionado final  $v_{t/pos} = 5\text{ m/min}$  y la aceleración en el arranque y parada  $a_t = 0,5\text{ m/s}^2$ .

#### 2.1.4.2. Dimensiones

Las dimensiones principales del conjunto del transelevador, que influyen para el cálculo y diseño del mismo, están indicadas en el plano Nº 2, y son las siguientes:

- q1: distancia desde el centro del carro a las poleas, según eje x, 0,95 m.
- q2: distancia entre rodamientos del carro, según eje y, 1,75 m.
- q3: distancia entre el centro de la carga con las uñas totalmente extendidas y el centro del mástil, según eje z, 2,65 m.
- q4: distancia entre el centro de la carga y el rodamiento inferior del carro, según eje y, 1,25 m.
- q5: largo del pallet, 1,2 m.
- q6: ancho del carro en eje x, 1,2 m.
- q7: distancia entre los rodamientos del carro y el centro del mástil, según eje x, 0,252 m.
- u1: largo de las uñas extendidas, 3,85 m.
- p1: distancia entre el centro del motorreductor de elevación y el centro del mástil, según eje x, 0,7 m.
- p2: altura del centro del motorreductor de elevación con respecto a la base, según eje y, 4,5 m.

- p3: distancia entre el centro de la percha del sistema de elevación y el centro del mástil, según eje x, 0,4 m.
- m1: largo del mástil, 24 m.
- m2: distancia mínima en funcionamiento entre la base y el rodamiento inferior del carro, según el eje y, 1 m.
- m3: distancia máxima en funcionamiento entre la base y el rodamiento superior del carro, según el eje y, 23,3 m.
- r1: distancia entre el motorreductor de traslación (rueda trasera de la base) y el centro del mástil, según eje x, 1,2 m.
- r2: distancia entre la rueda delantera de la base y el centro del mástil, según eje x, 1,9 m.
- r3: largo de la base, 3,7 m.
- e1: distancia entre el centro del tablero eléctrico y el centro del mástil, según eje x, 0,5 m.
- e2: altura del centro del tablero eléctrico con respecto a la base, según eje y, 2,5 m.

#### 2.1.4.3. Pesos

Los pesos de las distintas partes que constituyen el transelevador son, de acuerdo al plano N° 3., los siguientes:

- M: mástil del transelevador, 49.285 N.
- Q: carga montada sobre el pallet, 14.715 N.
- C: carro portauñas, 6.563 N.
- C\*: vigas horizontales del carro portauñas (incluido en el peso anterior), 1.884 N.
- N: base del transelevador, 4.905 N.
- U: uñas telescópicas, 4.905 N.
- P: motorreductor de izaje, 3.924 N.
- R: motorreductor de traslación, 3.434 N.
- E: tablero eléctrico: 3.434 N.

## 2.2. Descripción funcional

En los planos N° 35 y N° 36 se puede observar un esquema de la planta del depósito en donde funciona el sistema de almacenamiento automatizado. Está compuesto por 12 filas de estanterías separadas por tres pasillos, por donde circulan igual cantidad de transelevadores. El transelevador puede extender sus uñas hasta una segunda posición en profundidad hacia los dos lados, por lo que cada uno de estos abastece cuatro filas de almacenamiento. La altura de las estanterías es de 24 m, mientras que el largo de las mismas es de 80 m. De esta manera, la capacidad de almacenamiento de las estanterías es de 10 pallets en el alto y 65 en el largo, valores que multiplicados por las 12 filas, resultan en un total de 7.800 pallets de capacidad para el depósito.

En el primer plano nombrado se aprecia como es el flujo de producto, tanto para la carga como la descarga. Las transportadoras a rodillos trabajan siempre hacia la derecha

(según el plano anterior), por lo que los pallets ingresan en el puesto de entrada a la izquierda y son retirados por el de salida a la derecha.

La mercadería llega al depósito montada sobre pallets correctamente embalados y etiquetados a través de camiones, desde donde es descargada utilizando apiladoras manuales o autoelevadores. De la misma manera, se traslada el pallet hasta el puesto de entrada. Allí, el camino de rodillos lo lleva hasta el puesto de medición y pesaje, en donde se controla que el peso de la mercadería no exceda los 1.500 Kg., se verifica que la altura del pallet no supere los 2,10 m y se observa la correcta alineación del mismo, mediante sensores de tipo barrera. Por otro lado, allí se realiza la lectura de la etiqueta de código de barras que posee cada pallet, en donde está indicado, entre otras cosas, el código del producto, procedencia, fecha de vencimiento, cantidad de mercadería, etc.

Si los parámetros de medición y pesaje de la mercadería son correctos, la misma inicia el camino hacia una de las mesas de carga. En caso contrario, la misma se dirige hacia el puesto de salida de pallet fallado, desde donde se descarga y se corrige el inconveniente que se detectó para ingresarla nuevamente.

Los datos obtenidos mediante la lectura del código de barras son enviados a un software de gestión del almacén cargado en una PC, el cuál se encarga de decidir la posición final de la mercadería. La decisión la realiza teniendo en cuenta la base de datos con la ubicación actual de todos los productos almacenados y respetando las siguientes directivas:

- El pasillo de destino será uno tal que permita la existencia de stock de ese código de producto en los tres pasillos, de modo que aún cuando un transelevador se encuentre en reparación, pueda extraerse cualquier mercadería solicitada.
- Una vez seleccionado el pasillo, la ubicación dentro del mismo será tal que precise del menor desplazamiento posible del transelevador.

El software de gestión envía la información con la posición de destino del pallet a un PLC, el cual se encarga de comandar todos los accionamientos necesarios para realizar el movimiento. Para ello, se vale de las señales de entrada enviadas por los distintos sensores de campo, que van enviando información referida a la actual posición, tanto de la carga como de los transelevadores.

Luego de pasar por la mesa de giro 1, los pallets se trasladan por las transportadoras a rodillos hasta llegar al pasillo de destino. Allí una mesa de transferencia a cadenas se eleva por encima de la línea de rodillos y produce el movimiento de la mercadería en dirección perpendicular. El pallet ingresa a una cadena de carga y es transportado finalmente hasta un puesto de carga.

Una vez que está en un puesto de carga, el pallet es recogido por el transelevador, que extiende las uñas telescópicas por debajo de este y realiza un movimiento de elevación de pocos centímetros en la velocidad de posicionamiento. Con el pallet ya separado de las cadenas, las uñas se retraen llevando la carga hasta el centro del transelevador. Luego este realiza el movimiento horizontal, siempre con la carga en la posición vertical máxima inferior, ya que se producen grandes fuerzas de inercia al acelerar. Al llegar el transelevador a la posición horizontal ordenada, el carro portauñas se eleva hasta la ubicación correspondiente, las uñas se extienden con la carga hasta la profundidad y dirección requeridas y el carro desciende unos centímetros hasta que el pallet queda apoyado en la estantería. Entonces, se retraen las uñas, el transelevador realiza el movimiento del carro portauñas hasta abajo y vuelve a su posición de origen, en donde se encuentra en condiciones de realizar un nuevo ciclo.

En el caso que el ciclo sea de descarga, la información del producto que se desea retirar es introducida en el software de gestión y él es quien decide que pallet debe descargarse, de acuerdo a la metodología FIFO (First In – First Out). Al igual que en el ciclo de carga, el PLC es el encargado de controlar los accionamientos necesarios para realizar el movimiento. En este caso, el transelevador luego de retirar la mercadería de la estantería, la coloca sobre un puesto de descarga, desde donde se traslada a través de una cadena de descarga y

finalmente una mesa de transferencia la apoya sobre una transportadora a rodillos, de manera inversa al caso anterior.

Además de trabajar en forma automática, el sistema puede operar de manera semiautomática o manual. En modo semiautomático, el operario tiene la posibilidad de seleccionar la ubicación final para un pallet que está ingresando o elegir específicamente desde que ubicación extraer. En modo manual, se tiene la posibilidad de comandar todos los accionamientos en forma individual, siendo esto especialmente útil para realizar tareas de reparación y mantenimiento.

Una vez extraído el pallet, este puede ser cargado en un camión de despacho en forma completa o solo una parte, ingresando en este caso el resto de la mercadería nuevamente al almacén, previo embalaje y etiquetado del pallet.

### 3. Diseño y cálculo mecánico

#### 3.1. Identificación de condiciones límites

Dentro del ciclo de trabajo del sistema, se presentan varias situaciones de carga límites. En el diseño del transelevador se tienen en cuenta las cuatro más desfavorables, las cuales se detallan a continuación.

- **Situación A:** Instante del ciclo en que la uña totalmente extendida hace contacto con la carga verticalmente, produciéndose una sollicitación de impacto. El transelevador se encuentra detenido y el carro se encuentra en su posición máxima superior.
- **Situación B:** Instante en el cual el carro acelera hacia arriba desde una posición inferior a la máxima superior. La uña se encuentra cargada y retraída y el transelevador detenido.
- **Situación C:** Instante en el cual el transelevador acelera horizontalmente hacia el comienzo del pasillo. La uña se encuentra cargada y retraída y el carro está en su posición máxima inferior.
- **Situación D:** Instante en el cual la uña, que se encuentra cargada y totalmente extendida, acelera retrayéndose. El transelevador se encuentra detenido y el carro está en su posición máxima superior.

Para los cálculos en los cuales se tiene en cuenta la situación A, se consideran los efectos dinámicos de la aplicación de la carga, multiplicando los esfuerzos estáticos por el coeficiente dinámico  $k_d$ . El valor de este es 2.02 (apéndice A.1.).

En los cálculos realizados en base a las restantes situaciones, se consideran las fuerzas de inercia que aparecen debido a las aceleraciones horizontal, vertical y transversal respectivamente.

### 3.2. Materiales utilizados

La selección de los elementos y materiales para las distintas piezas del sistema, se realiza teniendo como premisa la disponibilidad y producción standard de los mismos. Tanto las láminas como los perfiles, tubos y barras son normalizados, encontrándose los mismos dentro de catálogos, así como también el material con el que están fabricados. Dado que las especificaciones del material con que se fabrican estos elementos están dadas según distintas normas, se especifica en todos los casos la composición química para una mejor comprensión.

Para la fabricación de perfiles y láminas de acero, las calidades normalmente en stock responden a la Norma IRAM IAS U 500-503/03 e IRAM IAS U 500 42 respectivamente, cuyo grado F-26 es compatible con la Norma ASTM A 36. Dado que para este diseño no se requiere un material de mejores propiedades mecánicas, este es utilizado en todos los perfiles y láminas del proyecto. La composición química es la siguiente:

Designación de acero	Espesores	% de la masa					
		C	Mn	Si	P	S	C Eq.
ASTM A 36	Hasta 20mm	0,25	No esp.	.40 máx.	0,04	0,05	
	20/40 mm	0,25	.80/1.20	.40 máx.	0,04	0,05	
	40/65 mm	0,26	.80/1.20	.15/.40	0,04	0,05	
	65/100 mm Incl.	0,27	.85/1.20	.15/.40	0,04	0,05	
	Mayor 100mm	0,29	.85/1.20	.15/.40	0,04	0,05	
F-26	e <= 12,5 mm	0,25	(*)	0,35	0,03	0,035	0,45
	12,5 < e <= 25 mm	0,25	(*)	0,35	0,03	0,035	0,5
	25 < e <= 150 mm	0,29	(*)	0,35	0,03	0,035	0,52

(\*) En la Norma IRAM no se especifica un valor de Mn, sino que se establece un valor de C equivalente, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Carbono equivalente} = C \% + Mn \% / 6$$

Las propiedades mecánicas del material son:

Designación de acero	Espesores	Limite elástico [MPa]	Resistencia a la tracción [MPa]	Alargamiento mínimo [Lo = 50 mm]
ASTM A 36	Todos los espesores	250 min.	400 - 550	23
F-26	e <= 16 mm	250	400 - 550	23
	16 < e <= 40 mm	245	400 - 550	23
	40 < e <= 63 mm	245	400 - 550	23
	63 < e <= 80 mm	235	400 - 550	23
	80 < e <= 100 mm	235	400 - 550	23
	100 < e <= 150 mm	215	380 - 530	23

La gama de tubos estructurales utilizada está constituida por tubos soldados conformados en frío y sin tratamiento térmico posterior, sobre la base de las normas EN 10219 y ASTM A 500. Para espesores menores a 8 mm, el material utilizado es acero S 275 J0H, mientras que para mayores espesores es S 355 J2H.

La composición química de estos materiales es:

Designación de acero	% Máximo de la masa					
	C	Si	Mn	P	S	N
S 275 J0H	0,2	-	1,5	0,04	0,04	0,009
S 355 J2H	0,22	0,55	1,6	0,035	0,035	-

Mientras que las propiedades mecánicas son:

Designación de acero	Límite elástico mínimo [MPa]	Resistencia a la tracción [MPa]		Alargamiento mínimo [%]
	Espesor nominal $e \leq 16$ mm	Espesor nominal		Espesor nominal $e \leq 40$ mm
		$e < 3$ mm	$3 \leq e \leq 40$ mm	
S 275 J0H	275	430/580	410/560	20
S 355 J2H	355	510/680	490/630	20

El árbol motor y eje conducido de la base del transelevador están maquinados utilizando como material barras de acero SAE 4340, el cual tiene la siguiente composición química:

Designación de acero	% de la masa							
	C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Mb
SAE 4340	0,38 - 0,43	0,60 - 0,80	0,20 - 0,35	0,04 máx.	0,035 máx.	0,70 - 0,90	1,65 - 2,00	0,15 - 0,25

Sus propiedades mecánicas son:

Límite elástico [MPa]	Resistencia a la tracción [MPa]	Alargamiento [%]
680	1030	15

Los ejes de las poleas del carro portauñas, así como los de las poleas superiores del mástil, están fabricados en acero SAE 1045, con la siguiente composición química:

Designación de acero	% de la masa				
	C	Mn	Si	S	P
SAE 1045	0,43 - 0,50	0,60 - 0,90	0,10 - 0,30	0,05 máx.	0,04 máx.

Las propiedades del mismo son:

Límite elástico [MPa]	Resistencia a la tracción [MPa]	Alargamiento [%]
420	770	16 - 24

Las chavetas de ejes y árboles utilizadas, están fabricadas a partir de láminas de acero SAE 1020, el cual tiene la composición química siguiente:

Designación de acero	% de la masa				
	C	Mn	Si	S	P
SAE 1020	0,18 - 0,23	0,30 - 0,60	0,15 - 0,30	0,05 máx.	0,04 máx.

Este material posee las siguientes características mecánicas:

Límite elástico [MPa]	Resistencia a la tracción [MPa]	Alargamiento [%]
350	500	22 - 36

En todos los casos en que se analiza fatiga, la tensión límite ( $\sigma_w$ ) se obtiene como el 50% de la resistencia a la tracción (tensión de rotura).

### 3.3. Selección del sistema de uñas telescópicas.

Para la selección del sistema de uñas telescópicas se tienen en cuenta los siguientes parámetros necesarios:

- Carga máxima a izar: 1.500 Kg.
- Longitud de desplazamiento transversal máxima de la carga: 2,65 m.
- Modelo de pallet utilizado de 1,00 x 1,20 m.
- Velocidad de desplazamiento: 40 m/min ( $v_{t/nom}$ )
- Tipo de accionamiento: motor trifásico de C.A. controlado con convertidor electrónico de frecuencia y generador de impulsos incremental.

De acuerdo a estos datos, el sistema seleccionado es el que se observa en la figura 3.1:

Hepco-Winkel Telescopic Forks

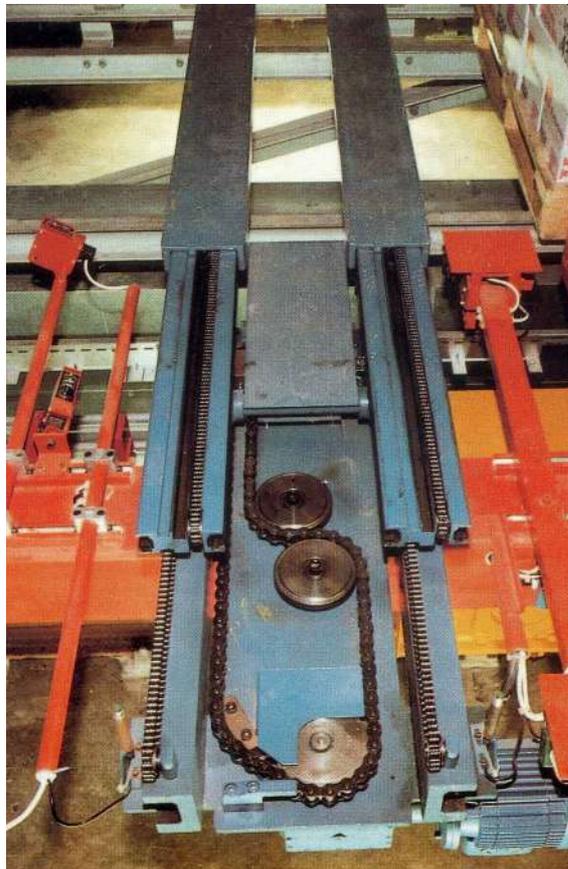


Figura 3.1  
Sistema de uñas telescópicas seleccionado.

El sistema de uñas telescópicas escogido no es más ancho que el pallet, por lo que es ideal para operar en pasillos angostos. El mismo se extiende de manera bidireccional 180°, es decir, hacia los dos lados. Esto último es una ventaja con respecto a los sistemas que deben rotar el mástil para alinear las uñas con la estantería (ejemplo autoelevadores), debido a que se necesita menos espacio de maniobra.

El desplazamiento máximo es de 1,4 a 3,0 m, según el modelo, por lo tanto satisface el requerimiento de este proyecto, que es de 2,65 m.

El sistema de Hepco-Winkel es simple y fácil de operar, el mismo puede lograr velocidades de desplazamiento horizontal de hasta 1 m/s (60 m/min).

Las uñas son extendidas y retraídas en las dos direcciones por un sistema de cadena y piñón. Las uñas telescópicas son impulsadas por un motor asíncrono trifásico de 0,75 KW, controlado por un convertidor de frecuencia realimentado con un generador de impulsos incremental.

El sistema es manufacturado con perfiles rígidos y rodamientos de precisión, que aseguran una deflexión máxima de 3 mm en el extremo con las uñas totalmente extendidas, lográndose de esta forma que no sea afectado el correcto funcionamiento del proceso de carga y descarga de un pallet.

El peso del sistema completo es de aproximadamente 500 Kg.

Las uñas telescópicas son provistas con un embrague de seguridad e interruptor automático para cadena floja.

## 3.4. Diseño y cálculo del carro portauñas

### 3.4.1. Dimensiones

Las dimensiones de la base del carro portauñas están condicionadas por el tamaño del pallet de mercadería. La altura del carro se escoge de tal manera de minimizar las solicitaciones en los rodamientos; esto se logra aumentando la distancia entre los mismos. Por otro lado, para aprovechar al máximo la altura del mástil, dicha distancia no debe superar los 2,10 m (altura de la mercadería estibada más pallet y perfil de la base). Sin embargo, una mayor altura resulta en un peso mayor del carro, por lo que finalmente se opta por una altura de 1,75 m. El diseño del mismo se observa en las figuras 3.2 y 3.3 y con mayor detalle en el plano N° 8.

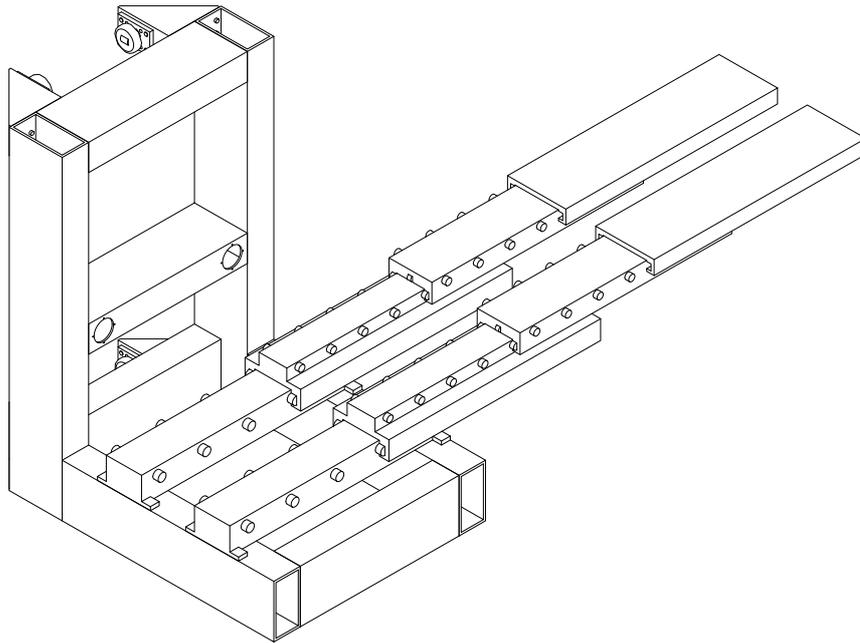


Figura 3.2  
Vista frontal del carro con las uñas extendidas.

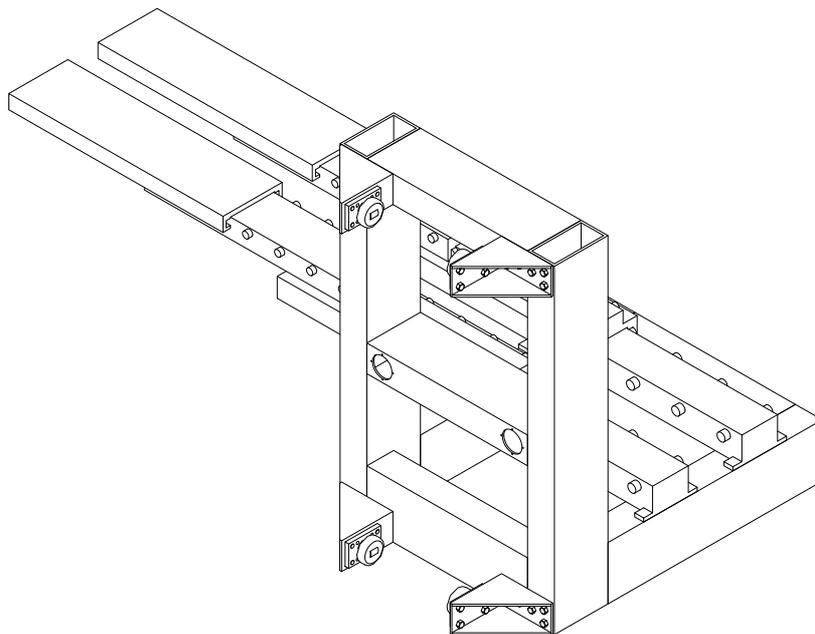


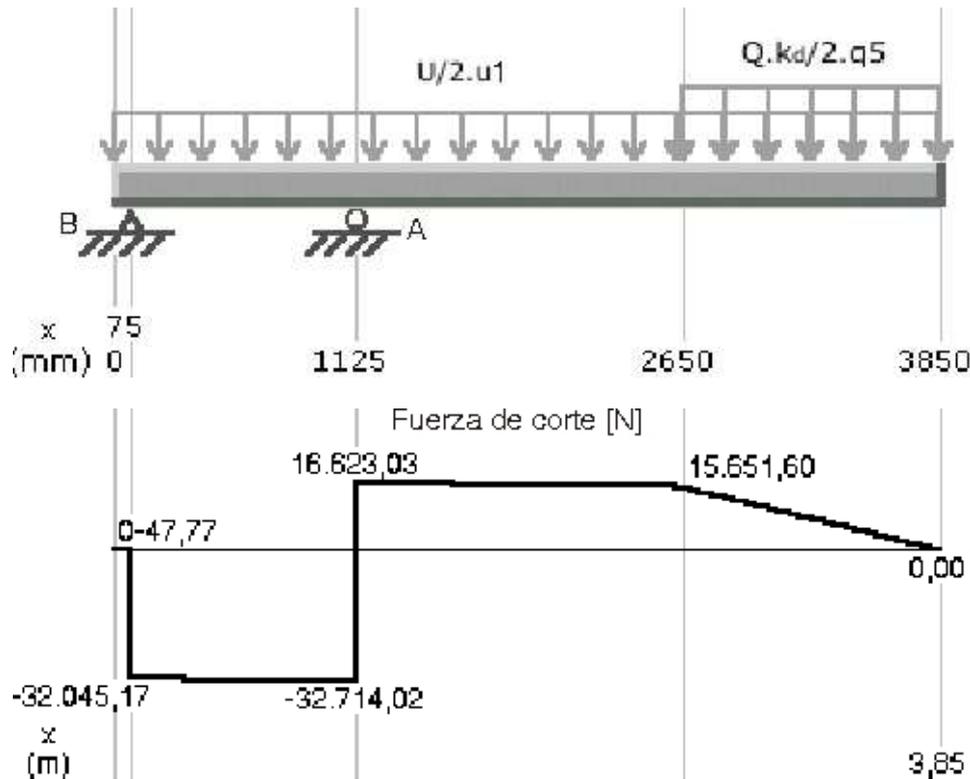
Figura 3.3  
Vista posterior del carro con las uñas extendidas.

### 3.4.2. Cálculo de la estructura del carro portauñas

Para este análisis, las mayores sollicitaciones se producen en la situación A. Ergo, estas son las que se utilizan para el cálculo.

Para el cálculo, se obvia la influencia de las vigas transversales para poder trabajar con un sistema isoestático. De esta manera, los esfuerzos resultantes son mayores a los reales, adoptándose, de esta manera, una posición conservadora.

Cada uña telescópica se encuentra solicitada por su propio peso mas la mitad del peso de la mercadería. El diagrama resultante es el siguiente:



Del análisis de los gráficos se obtienen las reacciones  $R_A$  y  $R_B$ , que equilibran la uña telescópica. Estas reacciones actúan como esfuerzos para el carro portauñas (ver figura 3.4).

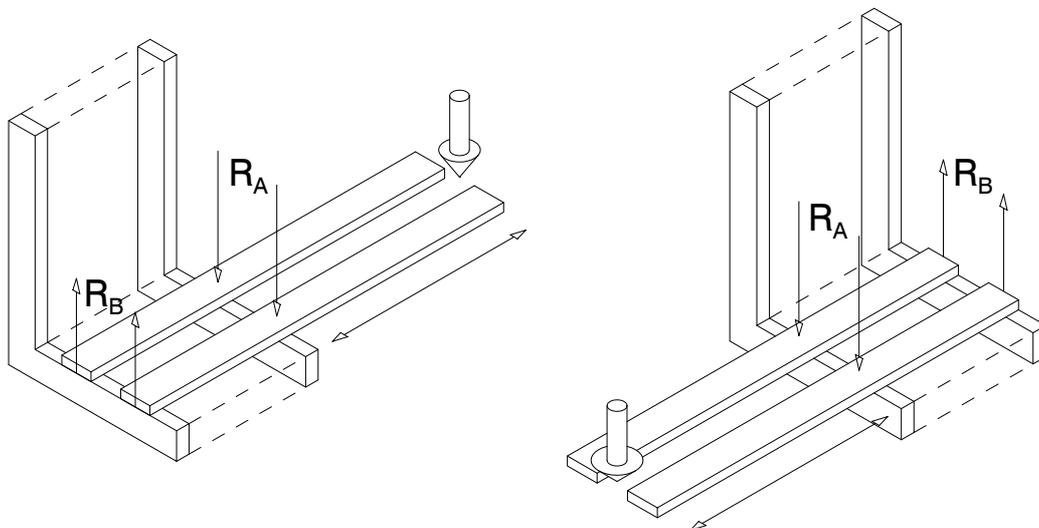


Figura 3.4

Esquema de esfuerzos sobre el carro portauñas a partir de una carga aplicada en el extremo de las uñas extendidas.

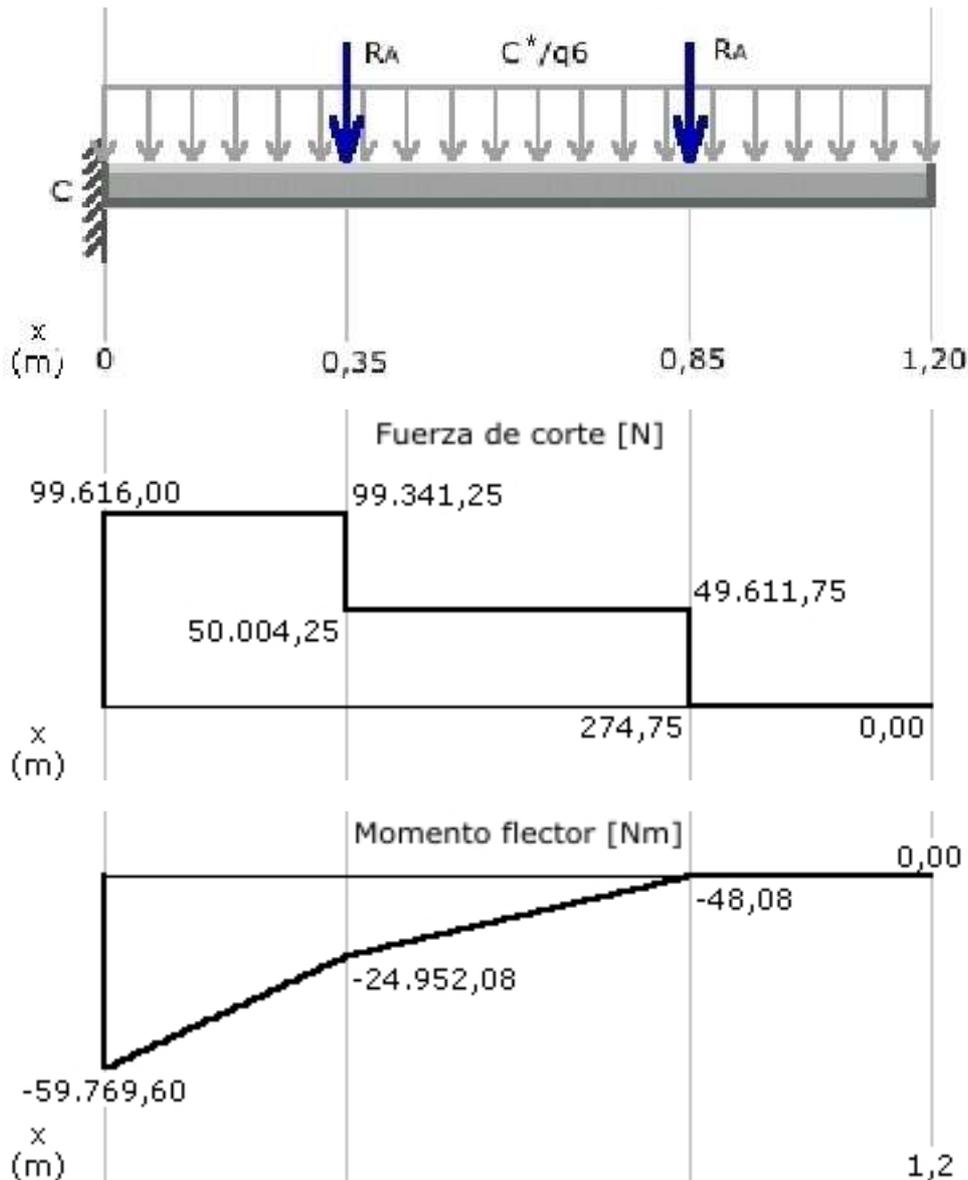
Las mismas valen:

$$R_A = 49.337 \text{ N}$$

$$R_B = 31.997 \text{ N}$$

Como se observa en la figura,  $R_A$  y  $R_B$  están aplicadas alternativamente a las vigas según sea el sentido de desplazamiento de la uña. Dado que  $R_A$  es mayor que  $R_B$ , la primera es utilizada para el cálculo.

Se modelizan las vigas longitudinales de la base del carro, considerando que las mismas están empotradas en un extremo y libres en el otro. Basándose en esto y teniendo en cuenta el peso de la viga, el diagrama de solicitaciones es:



Las reacciones en el empotramiento valen:

$$R_C = 99.616 \text{ N}$$

$$M_C = 59.770 \text{ Nm}$$

El momento flector  $M_C$  se traslada a la viga vertical, que también está solicitada por una fuerza de tracción  $R_C$  en su sección inferior, producto del esfuerzo cortante en la viga

longitudinal. Estos esfuerzos están equilibrados por la cupla que producen los rodamientos y la fuerza vertical aplicada a la polea a través del cable de acero.

Por lo tanto, teniendo en cuenta los esfuerzos de la viga vertical, adoptando como material acero S 355 J2H y un coeficiente de seguridad igual o mayor a 3, el elemento seleccionado para cumplir con este requerimiento es un tubo estructural de las siguientes características:

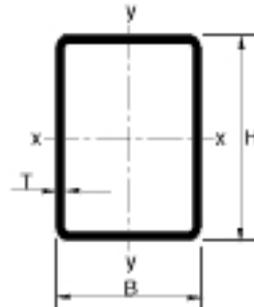


Figura 3.5  
Tubo estructural 150 x 300 x 12 mm.

Tamaño		Espesor	Masa lineal	Área de la sección	Momento de inercia		Radio de giro		Módulo elástico		Constantes de torsión		Área superf. ext.
H	B	T	M	A	I <sub>xx</sub>	I <sub>yy</sub>	i <sub>xx</sub>	i <sub>yy</sub>	W <sub>elxx</sub>	W <sub>elyy</sub>	I <sub>t</sub>	C <sub>t</sub>	A <sub>s</sub>
mm	mm	mm	kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m
300	150	12	64,8	82,6	9.209	3.125	10,6	6,15	614	417	7.879	733	0,857

Si bien las vigas longitudinales están menos solicitadas que las verticales, se utiliza la misma sección de tubo para ambas por simplicidad en la construcción.

Las vigas transversales que unen a las longitudinales y verticales son de las mismas dimensiones exteriores que estas últimas, pero de 8 mm de espesor, dado que estas están sujetas a menores esfuerzos.

Tamaño		Espesor	Masa lineal	Área de la sección	Momento de inercia		Radio de giro		Módulo elástico		Constantes de torsión		Área superf. ext.
H	B	T	M	A	I <sub>xx</sub>	I <sub>yy</sub>	i <sub>xx</sub>	i <sub>yy</sub>	W <sub>elxx</sub>	W <sub>elyy</sub>	I <sub>t</sub>	C <sub>t</sub>	A <sub>s</sub>
mm	mm	mm	kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m
300	150	8	40,5	51,6	6.074	2.080	10,8	6,35	405	277	4.988	479	0,879

La tensión debido a la flexión y a la tracción, en la fibra más solicitada de la sección inferior de la viga vertical, es:

$$\sigma_{max} = \frac{M_C}{W_{xx}} + \frac{R_C}{A} = \frac{59.770Nm}{614cm^3} + \frac{99.616N}{82,6cm^2} = 109,4Mpa$$

Por lo tanto, con esta máxima tensión, el coeficiente de seguridad resultante es de:

$$S = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma_{max}} = \frac{355MPa}{109,4MPa} = 3,24$$

### 3.4.3. Sistema de sujeción entre el carro portauñas y el mástil

Para vencer los momentos existentes en el carro portauñas, originados tanto por la carga como por el conjunto carro-uñas, se utiliza un sistema de brazos de tipo escuadra, los cuales a su vez, están vinculados al mástil del transelevador a través de rodamientos de nueva

generación combinados. Estos últimos permiten transmitir movimiento tanto en dirección radial como axial, soportando valores de carga elevados. En la figura 3.6 se observa este tipo de rodamiento, mientras que la figura 3.7 es un corte del mismo en donde se puede visualizar como trabaja internamente.



Figura 3.6  
Rodamientos de acción combinada.

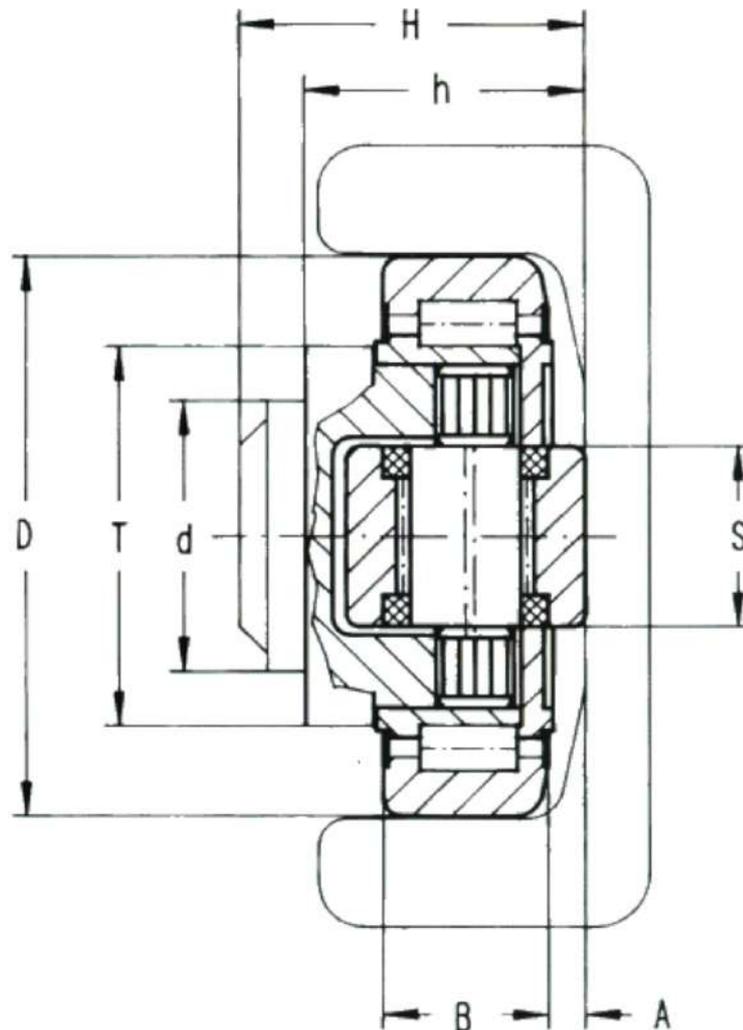


Figura 3.7  
Corte de un rodamiento de acción combinada.

Por otro lado, los rodamientos se vinculan al mástil a través de perfiles tipo C fabricados especialmente para obrar como guías (figura 3.8).



Figura 3.8  
Guías y rodamientos combinados.

Los perfiles se colocan longitudinalmente en un extremo de ambos laterales del mástil del transelevador. En la figura 3.9 y en el [plano N° 9](#) se aprecia la disposición de los brazos, rodamientos y guías.

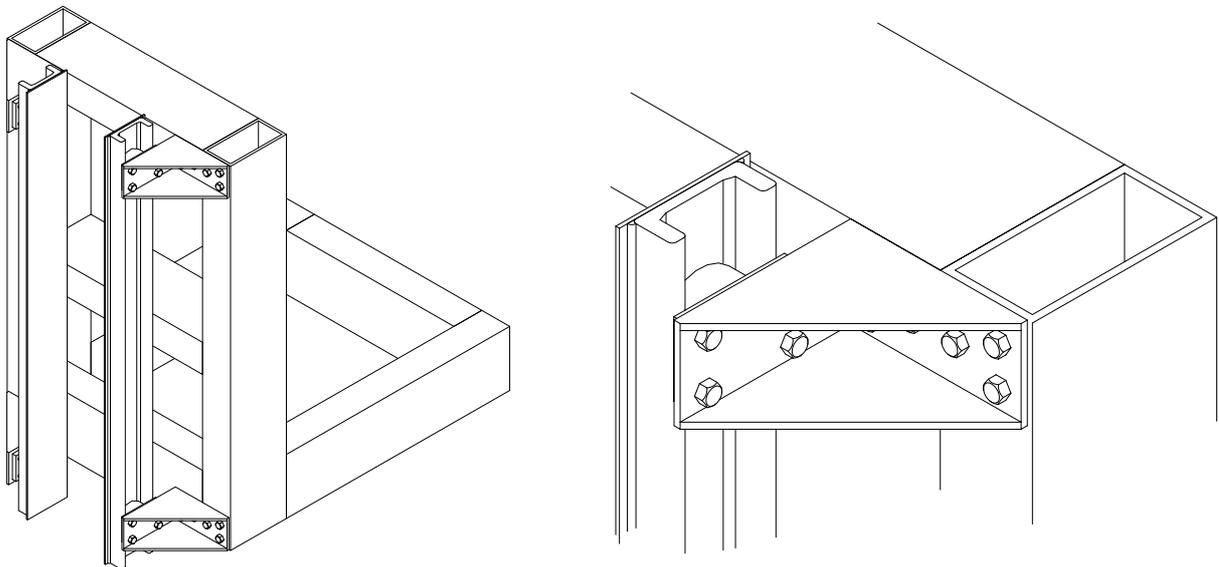


Figura 3.9  
Sistema de sujeción entre carro portauñas y mástil.

El costo de este tipo de rodamiento es cerca de tres veces el de un rodamiento tipo regular, sin embargo, su aplicación se traduce en una disminución de la cantidad de elementos a utilizar y en una simplificación a la hora de diseñar los brazos que los unen al carro portauñas. Si se utilizara por ejemplo, rodamientos a rodillo, para vencer los momentos existentes, serían necesarios dos de ellos por cada escuadra. Al utilizar los rodamientos

combinados, con solo uno de estos alcanza para soportar las sollicitaciones, debido a que como se enunció anteriormente, son rodamientos capaces de transmitir movimiento con altas cargas tanto en dirección radial como axial.

Los perfiles tipo C son suministrados por el mismo fabricante de los rodamientos. Esto significa que no es necesario un estudio acerca de las tolerancias y terminación superficial de los mismos.

## 3.5. Diseño y cálculo del mástil del transelevador

### 3.5.1. Elección de la sección apropiada

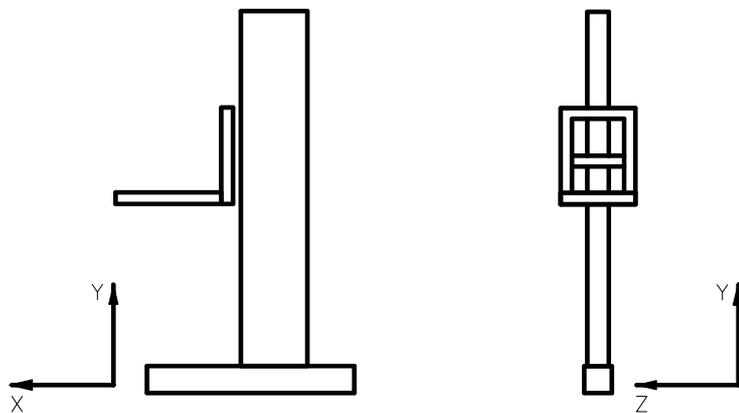
Los objetivos de diseño planteados para la construcción del mástil son:

- Estructura del menor peso posible.
- Esfuerzos dentro del límite elástico del material, con un coeficiente de seguridad igual o mayor a 3.
- Flecha en funcionamiento según la dirección x en su extremo superior, de 40 mm como máximo.
- Diferencia entre flechas existentes según la dirección x en su extremo superior, cuando el carro se encuentra cargado y cuando no lo está, inferior a 20 mm.

El tercer requisito se busca para eliminar los graves inconvenientes que ocurren cuando el sistema trabaja con apreciables oscilaciones. Para verificar los puntos segundo y tercero, se tienen en cuenta las cuatro posibles situaciones límite nombradas en el [punto 3.1](#).

La diferencia de flechas máxima de 20 mm, se debe a que este es el juego lateral que poseen las uñas telescópicas para calzar por debajo del pallet. Una diferencia de flechas mayor a 20 mm provocaría que las uñas choquen con el pallet al intentar cargarlo desde la estantería, por encontrarse estas (debido a la menor deflexión del mástil) desplazadas con respecto a la posición que tenían cuando depositaron el pallet.

Si bien las sollicitaciones en el plano y-z son mayores que en el x-y, dado que la carga se desplaza una mayor distancia en una dirección que en otra con respecto al centro del mástil, es necesario conseguir un momento de inercia muy alto en el eje z, para poder alcanzar la flecha mínima deseada. Esto ocurre porque en el plano y-z el mástil posee, a consideraciones prácticas, un vínculo doble en su extremo inferior y uno simple en el superior, mientras que en el plano x-y, el mástil se encuentra empotrado a la base y libre en su extremo superior.



Para obtener el mayor momento de inercia con una determinada sección o peso, es necesario alejar la masa del plano neutro; esto se consigue utilizando laminas relativamente delgadas (de 10 mm de espesor) en los laterales del mástil y perfiles U.P.N. (de un mayor espesor) en los dos frentes. También, utilizando estos dos elementos, se logra alejar el cordón de soldadura de los puntos con mayores tensiones, que son las aristas del rectángulo y se obtiene un mejor sustento en la zona donde van ubicadas las guías de rodamientos del carro portauñas.

Para darle mayor rigidez a la estructura, si bien no son tenidas en cuenta en el cálculo de los momentos de inercia, se colocan placas horizontales de 6 mm de espesor cada 2 metros.

De acuerdo con esto, la sección del mástil resultante se aprecia en la siguiente figura 3.10 y con mayor detalle en el [plano N°5](#).

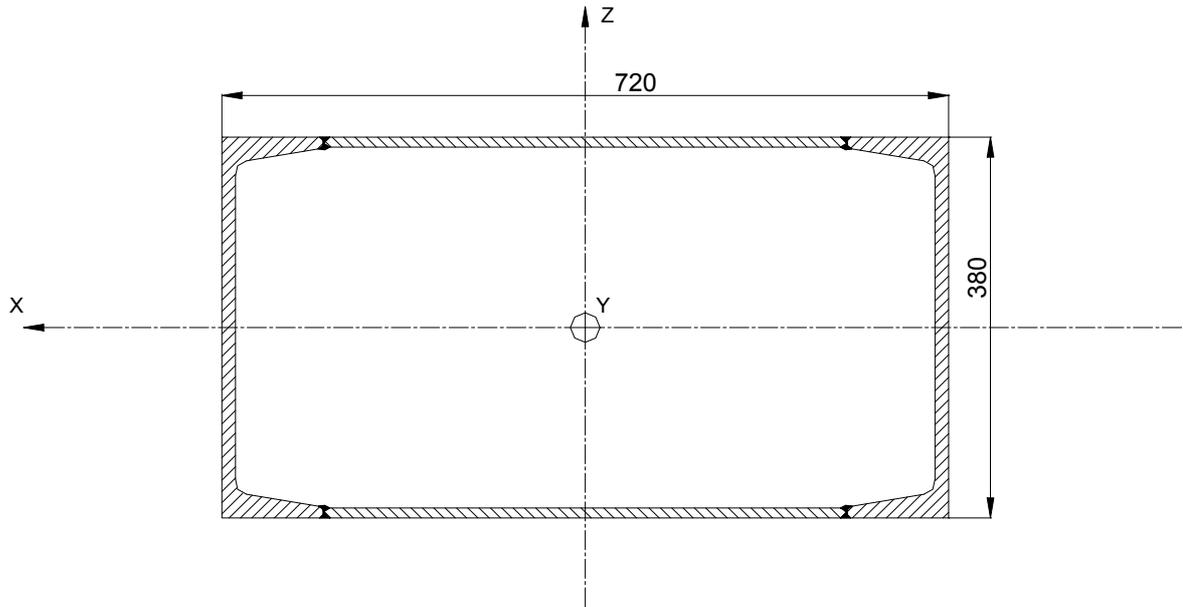


Figura 3.10  
Sección del mástil del transelevador.

El perfil U.P.N. seleccionado tiene las siguientes características:

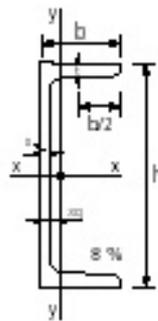


Figura 3.11  
Perfil U.P.N. 380 mm utilizado en la construcción del mástil.

Denom. U.P.N.	Dimensiones					Sección	Peso	Valores estáticos					
	h	b	s	t	xg			F	G	Jx	Jy	Wx	Wy
	mm	Mm	mm	mm	cm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
380	380	102	13,5	16,0	2,38	80,4	63,0	15760	615,0	829,5	78,7	14,00	2,77

Con esta configuración, los valores estáticos de la estructura del mástil son:

$$I_{zz} = 2,031 \cdot 10^9 \text{ mm}^4 \quad - \quad W_{zz} = 5,64 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

$$I_{xx} = 645,9 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad - \quad W_{xx} = 3,4 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

$$A = 26.400 \text{ mm}^2 \quad - \quad A^*(\text{área encerrada}) = 273.600 \text{ mm}^2$$

$$M (\text{peso}) = 49.285 \text{ N}$$

Como se encuentra detallado en el [punto 3.2.](#), el material tanto de las láminas como de los perfiles es acero ASTM A 36.

### 3.5.2. Verificación a las distintas sollicitaciones

#### 3.5.2.1. Situación A

El momento flector aplicado en el plano y-z vale:

$$M_{1/y-z} = Q \cdot k_d \cdot q_3 + U \cdot \frac{q_3}{2} = 14.715N \cdot 2,02 \cdot 2,65m + 4.905N \cdot \frac{2,65m}{2} = 85.399Nm$$

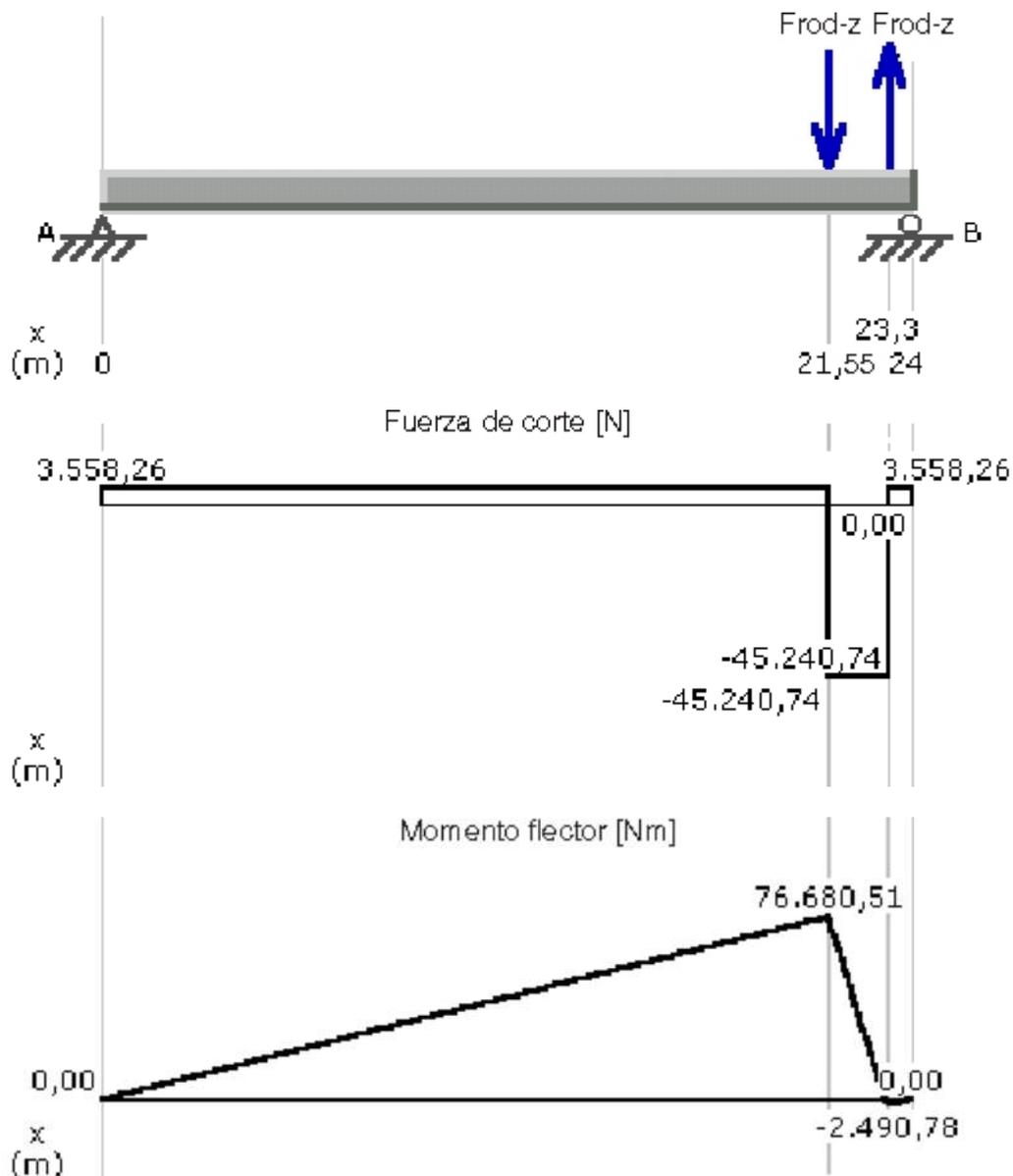
Este momento es equilibrado en el carro por las fuerzas de los rodamientos en el eje z:

$$F_{rod-z} = \frac{M_{1/y-z}}{q_2} = \frac{85.399Nm}{1,75m} = 48.799N$$

Y en el mástil por las fuerzas de las ruedas superior e inferior, también en el eje z:

$$F_{rued.sup-z} = F_{rued.inf-z} = \frac{M_{y-z}}{m_1} = \frac{85.399Nm}{24m} = 3.558N$$

Por lo tanto, con el carro en la posición máxima superior (la cual es la más desfavorable para esta situación) los diagramas de sollicitaciones son los siguientes:



De acuerdo con este último gráfico, el máximo momento flector en el plano y-z alcanza el valor  $M_{y-z} = 76.681Nm$

El momento flector debido al carro, uñas y carga en el plano x-y vale:

$$M_{1/x-y} = (Q \cdot k_d + C + U) \cdot q_1 = (14.715N \cdot 2,02 + 6.563N + 4.905N) \cdot 0,95m = 39.179Nm$$

Este momento es equilibrado en el carro por las fuerzas de los rodamientos en el eje x:

$$F_{rod-x} = \frac{M_{1/x-y}}{q_2} = \frac{39.179Nm}{1,75m} = 22.388N$$

Esta fuerza es realizada por dos rodamientos, que en esta dirección trabajan en paralelo. Existen tres momentos flectores más, realizados por la percha, el motorreductor de izaje y el tablero eléctrico. Estos valen respectivamente:

$$M_{2/x-y} = 2 \cdot T \cdot p_3 = 2 \cdot 10.310N \cdot 0,4m = 8.248Nm$$

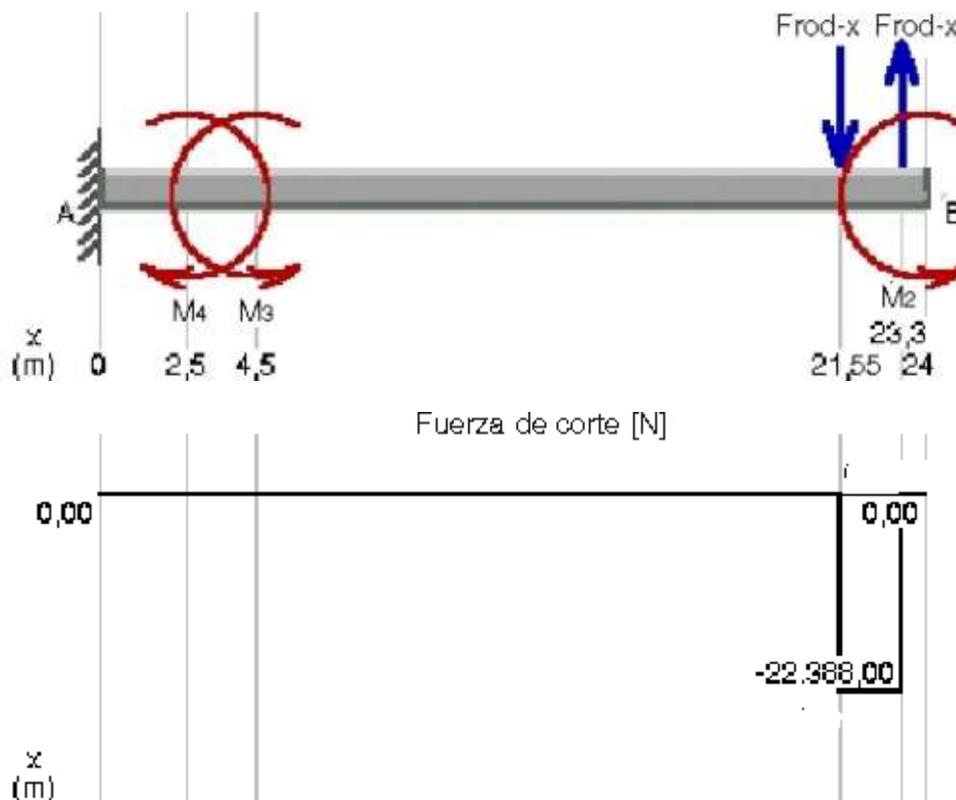
$$M_{3/x-y} = (2 \cdot T - P) \cdot p_1 = (2 \cdot 10.310N - 3.924N) \cdot 0,7m = 11.688Nm$$

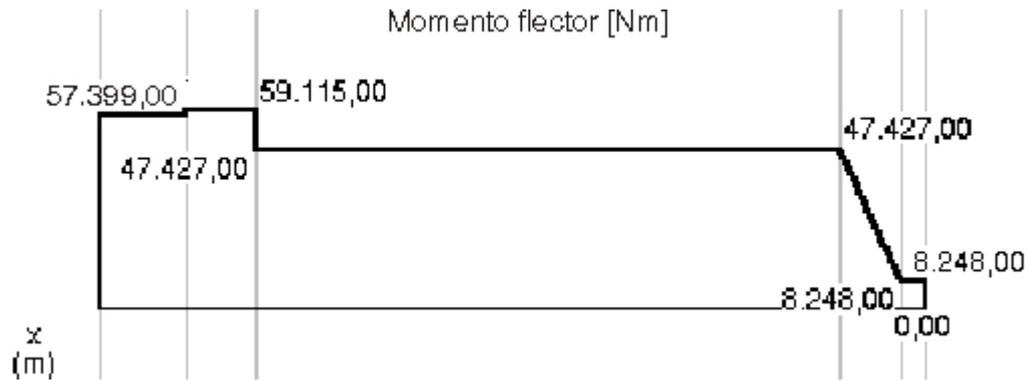
$$M_{4/x-y} = -E \cdot e_1 = -3.434N \cdot 0,5m = -1.717Nm$$

Donde la tensión en el cable, al trabajar dos de estos y en un sistema de polea doble, es:

$$T = \frac{Q \cdot k_d + C + U}{4} = \frac{14.715N \cdot 2,02 + 6563N + 4.905N}{4} = 10.310N$$

Por lo tanto, con el carro en la posición máxima superior, los diagramas de sollicitaciones son los siguientes:





De acuerdo con este último gráfico, el momento flector en el plano x-y en la sección de mayor sollicitación combinada, vale  $M_{x-y} = 47.427\text{Nm}$

La fuerza de compresión para la sección de estudio vale:

$$F_y = 3 \cdot T = 3 \cdot 10.310\text{N} = 30.930\text{N}$$

Debido a la excentricidad con respecto al mástil de las fuerzas sobre el eje z, aparece un momento torsor, cuyo valor es:

$$M_y = F_{rod-z} \cdot q_7 = 48.799\text{N} \cdot 0,252\text{m} = 12.297\text{Nm}$$

De acuerdo con todo lo anterior, el mástil está sollicitado por momentos flectores, torsores, esfuerzos de compresión y de corte. Dado que el mástil se modela como una viga (relación entre sección y largo muy baja), para su dimensionado se deprecian los esfuerzos de corte, por ser estos muy inferiores a los de flexión y por ser nulas las tensiones tangenciales que estos provocan en los puntos más sollicitados del elemento, que son los vértices.

Por lo tanto, el punto más sollicitado de la sección tiene una tensión axial de compresión dada por la fuerza de compresión y los momentos flectores y una tensión tangencial debido al momento torsor.

La tensión axial se calcula como:

$$\sigma_y = \frac{F_y}{A} + \frac{M_{x-y}}{W_{zz}} + \frac{M_{y-z}}{W_{xx}} = \frac{30.930\text{N}}{26.400\text{mm}^2} + \frac{47.427\text{Nm}}{5,64 \cdot 10^6 \text{mm}^3} + \frac{76.681\text{Nm}}{3,4 \cdot 10^6 \text{mm}^3} \Rightarrow$$

$$\sigma_y = 1,17\text{MPa} + 8,41\text{MPa} + 22,56\text{MPa} = 32,14\text{MPa}$$

Y la tangencial, considerando al mástil una barra de paredes delgadas, como<sup>1</sup>:

$$\tau_{x-y} = \frac{M_y}{2 \cdot A^* \cdot \delta} = \frac{12.297\text{Nm}}{2 \cdot 273.600\text{mm}^2 \cdot 13,5\text{mm}} = 1,66\text{MPa}$$

donde:

$\delta$ : espesor de la sección en el punto considerado.

$A^*$ : área encerrada dentro del mástil.

La máxima tensión de corte en este punto se calcula de la siguiente manera:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{x-y}^2} = \sqrt{\left(\frac{32,14\text{MPa}}{2}\right)^2 + (1,66\text{MPa})^2} = 16,15\text{MPa}$$

<sup>1</sup> Feodosiev V. I., "Resistencia de materiales", página 108.

Luego, utilizando la teoría de esfuerzo cortante máximo (Tresca), el coeficiente de seguridad resultante esta dado por:

$$S = \frac{\sigma_{fl}}{2 \cdot \tau_{max}} = \frac{250MPa}{2 \cdot 16,15MPa} = 7,74$$

Por lo tanto, el coeficiente de seguridad resultante supera con creces al mínimo propuesto de 3.

Para obtener las deflexiones del mástil, se utiliza la ecuación diferencial de la línea elástica de la viga:

$$x'' = \frac{M_{x-y}}{E \cdot I_{zz}}$$

De esta manera, la deflexión según la dirección x es la siguiente:



La flecha máxima en el extremo del mástil es de 36 mm, menor a la máxima propuesta de 40 mm.

Por lo tanto, al producirse la situación A, se verifican las condiciones tanto de tensión como flecha máximas.

### 3.5.2.2. Situación B

Al estar la carga ubicada sobre el carro portauñas, el momento flector aplicado en el plano y-z es nulo, por lo que también lo son las fuerzas de los rodamientos y de las ruedas superior e inferior en el eje z.

El momento flector debido al carro, uñas y carga en el plano x-y, teniendo en cuenta la aceleración vertical, vale:

$$M_{1/x-y} = (Q + C + U) \cdot \left(1 + \frac{av}{g}\right) \cdot q_1 = (14.715N + 6.563N + 4.905N) \cdot \left(1 + \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{9,81 \frac{m}{s^2}}\right) \cdot 0,95m \Rightarrow$$

$$M_{1/x-y} = 26.142Nm$$

Este momento es equilibrado en el carro por las fuerzas de los rodamientos en el eje x:

$$F_{rod-x} = \frac{M_{1/x-y}}{q_2} = \frac{26.142Nm}{1,75m} = 14.938N$$

Esta fuerza es realizada por dos rodamientos, que en esta dirección trabajan en paralelo.

Existen tres momentos flectores más, realizados por la percha, el motorreductor de izaje y el tablero eléctrico. Estos valen respectivamente:

$$M_{2/x-y} = 2 \cdot T \cdot p_3 = 2 \cdot 6.877N \cdot 0,4m = 5.503Nm$$

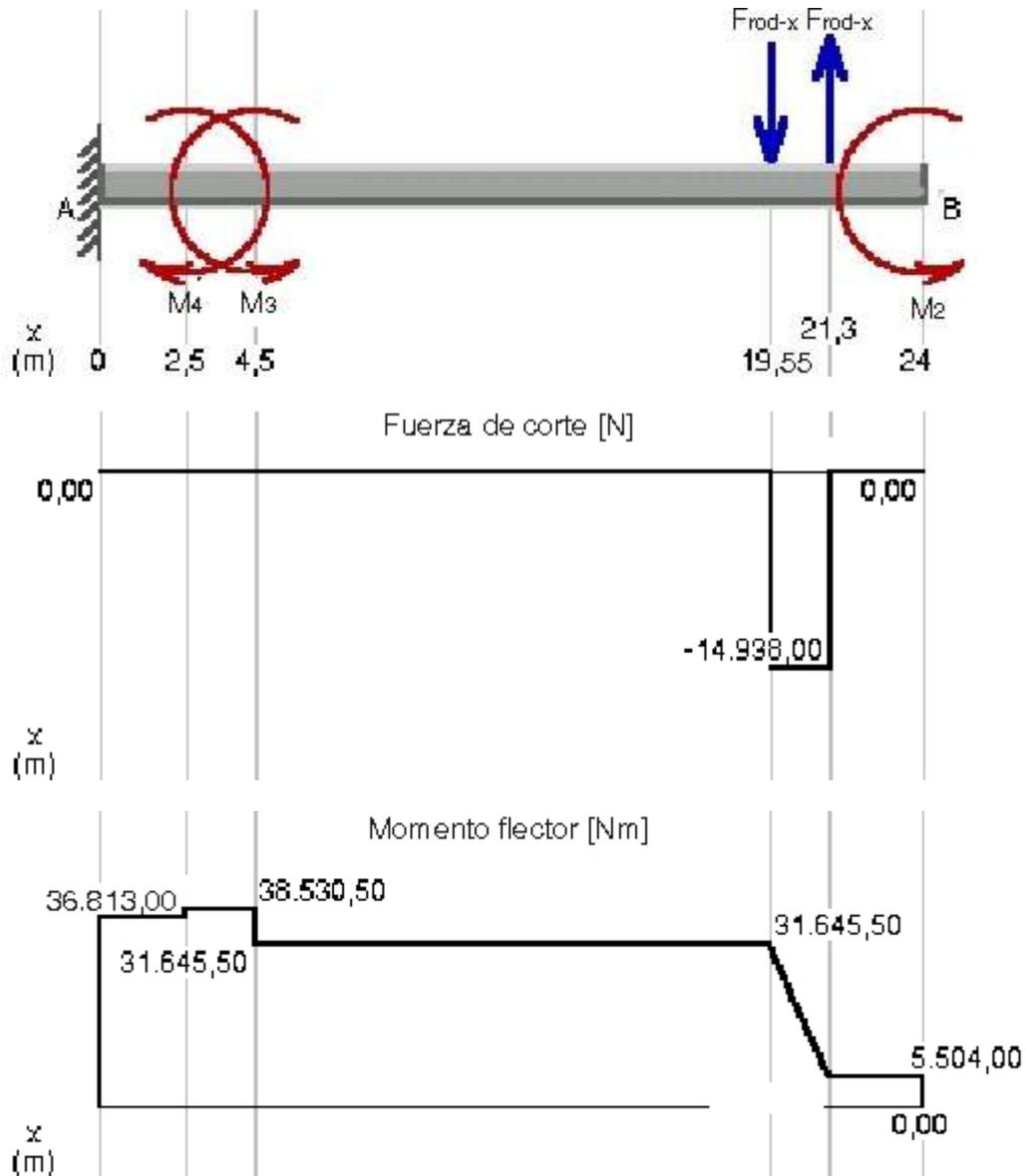
$$M_{3/x-y} = (2 \cdot T - P) \cdot p_1 = (2 \cdot 6.877N - 3.924N) \cdot 0,7m = 6.884Nm$$

$$M_{4/x-y} = -E \cdot e_1 = -3.434N \cdot 0,5m = -1.717Nm$$

Donde la tensión en el cable, al trabajar dos de estos y en un sistema de polea doble, es:

$$T = \left( \frac{Q+C+U}{4} \right) \cdot \left( 1 + \frac{a_v}{g} \right) = \left( \frac{14.715N + 6.563N + 4.905N}{4} \right) \cdot \left( 1 + \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{9,81 \frac{m}{s^2}} \right) = 6.877N$$

Por lo tanto, con el carro en una posición inferior a la máxima superior (máxima altura desde la que todavía puede ascender), los diagramas de sollicitaciones son los siguientes:



De acuerdo con este último gráfico, el máximo momento flector en el plano x-y alcanza el valor de  $M_{x-y} = 38.531Nm$

La fuerza de compresión para la sección de estudio vale:

$$F_y = (Q + C + U) \cdot \left(1 + \frac{a_v}{g}\right) + P + E + M = (14.715N + 6.563N + 4.905N) \cdot \left(1 + \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{9,81 \frac{m}{s^2}}\right) + 3.924N + 3.434N + 49.285N = 84.160N$$

El punto más solicitado de la sección tiene una tensión axial de compresión dada por la fuerza de compresión y el momento flector. Esta se calcula como:

$$\sigma_y = \frac{F_y}{A} + \frac{M_{x-y}}{W_{zz}} = \frac{84.160N}{26.400mm^2} + \frac{38.531Nm}{5,64 \cdot 10^6 mm^3} = 3,19MPa + 6,83MPa = 10,02MPa$$

Luego, el coeficiente de seguridad resultante esta dado por:

$$S = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma_y} = \frac{250MPa}{10,02MPa} = 24,95$$

Por lo tanto, el coeficiente de seguridad resultante supera con creces al mínimo propuesto de 3.

Utilizando la ecuación diferencial de la línea elástica de la viga, la deflexión según la dirección x es la siguiente:



La flecha máxima en el extremo del mástil es de 23,5 mm, menor a la máxima propuesta de 40 mm.

Por lo tanto, también al producirse la situación B, se verifican las condiciones tanto de tensión como flecha máximas.

### 3.5.2.3. Situación C

Al estar la carga ubicada sobre el carro portauñas, el momento flector aplicado en el plano y-z es nulo, por lo que también lo son las fuerzas de los rodamientos y de las ruedas superior e inferior en el eje z.

La fuerza que realizan el carro, uñas y carga en la dirección x, debido a la aceleración horizontal, es la diferencia entre las fuerzas de los rodamientos superior e inferior. Esta vale:

$$F_{sup/rod-x} - F_{inf/rod-x} = (Q + C + U) \cdot \left( \frac{a_h}{g} \right) = (14.715N + 6.563N + 4.905N) \cdot \left( \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{9,81 \frac{m}{s^2}} \right) = 1.335N$$

Planteando sumatoria de momentos sobre el rodamiento inferior se obtiene:

$$F_{sup/rod-x} \cdot q_2 = (Q + C + U) \cdot \left( \frac{a_h}{g} \cdot q_4 + q_1 \right) =$$

$$(14.715N + 6.563N + 4.905N) \cdot \left( \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{9,81 \frac{m}{s^2}} \cdot 1,25m + 0,95m \right) = 26.542Nm$$

Por lo que despejando, se obtiene el valor de estas fuerzas:

$$F_{sup/rod-x} = 15.167N$$

$$F_{inf/rod-x} = 13.832N$$

Cada una de estas fuerzas es realizada por dos rodamientos, que en esta dirección trabajan en paralelo.

Existen tres momentos flectores más, realizados por la percha, el motorreductor de izaje y el tablero eléctrico. Estos valen respectivamente:

$$M_{1/x-y} = 2 \cdot T \cdot p_3 = 2 \cdot 6.546N \cdot 0,4m = 5.237Nm$$

$$M_{2/x-y} = (2 \cdot T - P) \cdot p_1 = (2 \cdot 6.546N - 3.924N) \cdot 0,7m = 6.417Nm$$

$$M_{3/x-y} = -E \cdot e_1 = -3.434N \cdot 0,5m = -1.717Nm$$

Donde la tensión en el cable, al trabajar dos de estos y en un sistema de polea doble, es:

$$T = \left( \frac{Q + C + U}{4} \right) = \left( \frac{14.715N + 6.563N + 4.905N}{4} \right) = 6.546N$$

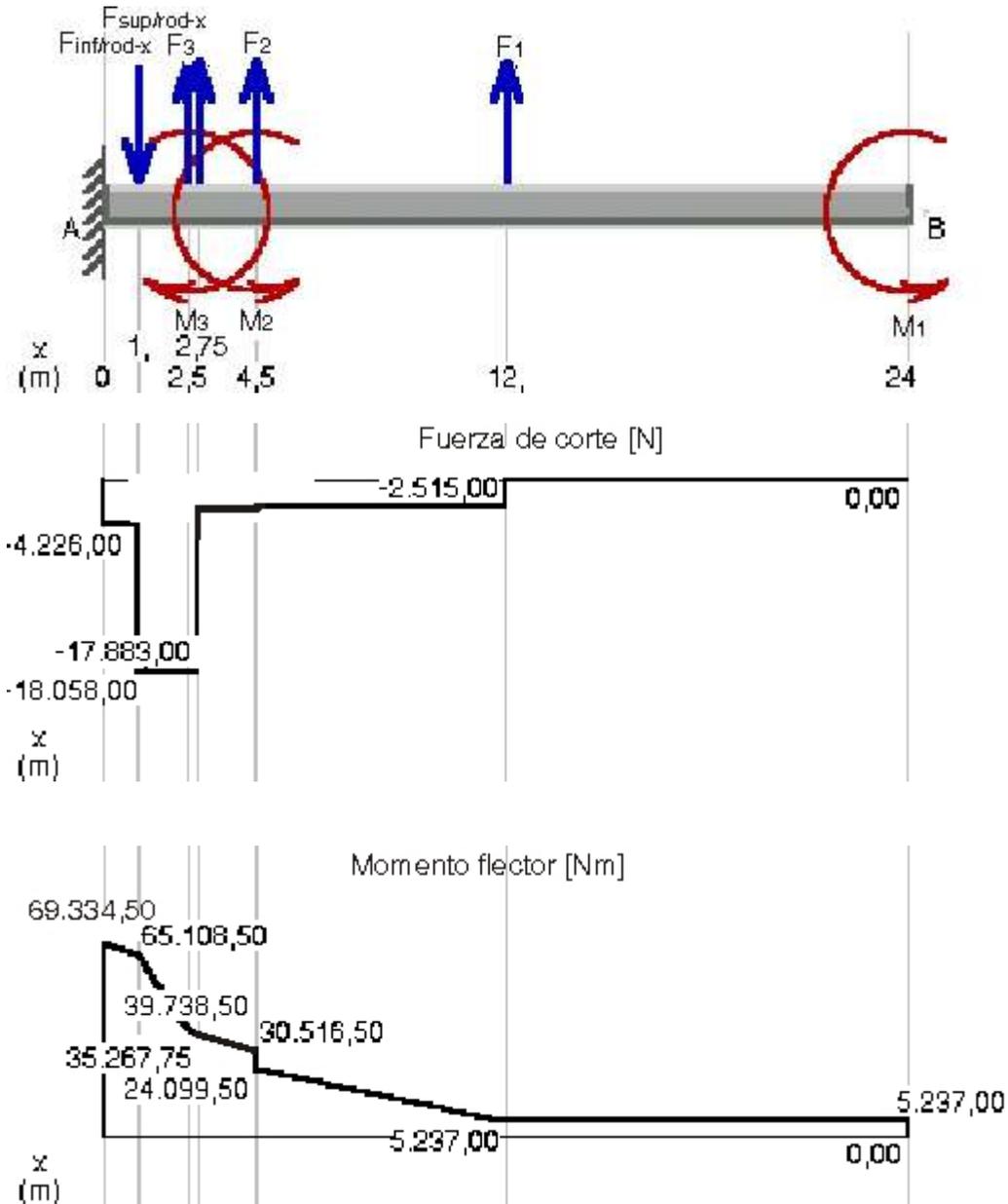
Aparecen también fuerzas de inercia, realizadas por el mástil, el motorreductor de izaje y el tablero eléctrico. Estas se calculan respectivamente como:

$$F_1 = M \cdot \left( \frac{a_v}{g} \right) = 49.285N \cdot 0,051 = 2.512N$$

$$F_2 = P \cdot \left( \frac{a_v}{g} \right) = 3.924N \cdot 0,051 = 200N$$

$$F_3 = E \cdot \left( \frac{a_v}{g} \right) = 3.434N \cdot 0,051 = 175N$$

Por lo tanto, con el carro en la posición máxima inferior (ya que el movimiento horizontal se realiza siempre con el carro en esa posición), los diagramas de solicitaciones son los siguientes:



De acuerdo con este último gráfico, el momento flector en la sección de mayor sollicitación vale  $M_{x-y} = 69.335Nm$ .

La fuerza de compresión para la sección de estudio vale:

$$F_y = Q + C + U + P + E + M = 14.715N + 6.563N + 4.905N + 3.924N + 3.434N + 49.285N \Rightarrow F_y = 82.826N$$

El punto más sollicitado de la sección tiene una tensión axial de compresión dada por la fuerza de compresión y el momento flector. Esta se calcula como:

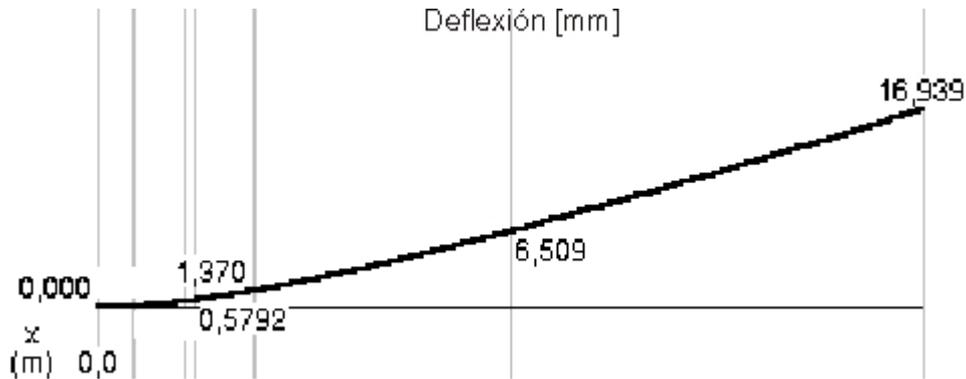
$$\sigma_y = \frac{F_y}{A} + \frac{M_{x-y}}{W_{zz}} = \frac{82.826N}{26.400mm^2} + \frac{69.335Nm}{5,64 \cdot 10^6 mm^3} = 3,14MPa + 12,29MPa = 15,43MPa$$

Luego, el coeficiente de seguridad resultante esta dado por:

$$S = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma_y} = \frac{250\text{MPa}}{15,43\text{MPa}} = 16,2$$

Por lo tanto, el coeficiente de seguridad resultante supera con creces al mínimo propuesto de 3.

Utilizando la ecuación diferencial de la línea elástica de la viga, la deflexión según la dirección x es la siguiente:



La flecha máxima en el extremo del mástil es de 17 mm, menor a la máxima propuesta de 40 mm.

Por lo tanto, también al producirse la situación C, se verifican las condiciones tanto de tensión como flecha máximas.

### 3.5.2.4. Situación D

La fuerza que realizan las uñas y la carga en la dirección z, debido a la aceleración transversal, es la diferencia entre las fuerzas de los rodamientos superior e inferior. Esta vale:

$$F_{sup/rod-z} - F_{inf/rod-z} = (Q + U) \cdot \left( \frac{a_t}{g} \right) = (14.715\text{N} + 4.905\text{N}) \cdot \left( \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{9,81 \frac{m}{s^2}} \right) = 1.001\text{N}$$

Planteando sumatoria de momentos sobre el rodamiento inferior se obtiene:

$$F_{sup/rod-z} \cdot q_2 = (Q + U) \cdot \left( \frac{a_t}{g} \cdot q_4 \right) + (Q + C + U) \cdot q_3 =$$

$$(14.715\text{N} + 4.905\text{N}) \cdot \left( \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{9,81 \frac{m}{s^2}} \cdot 1,25\text{m} \right) + (14.715\text{N} + 6.563\text{N} + 4.905\text{N}) \cdot 2,65\text{m} = 70.636\text{Nm}$$

Por lo que despejando, se obtiene el valor de estas fuerzas:

$$F_{sup/rod-z} = 40.363\text{N}$$

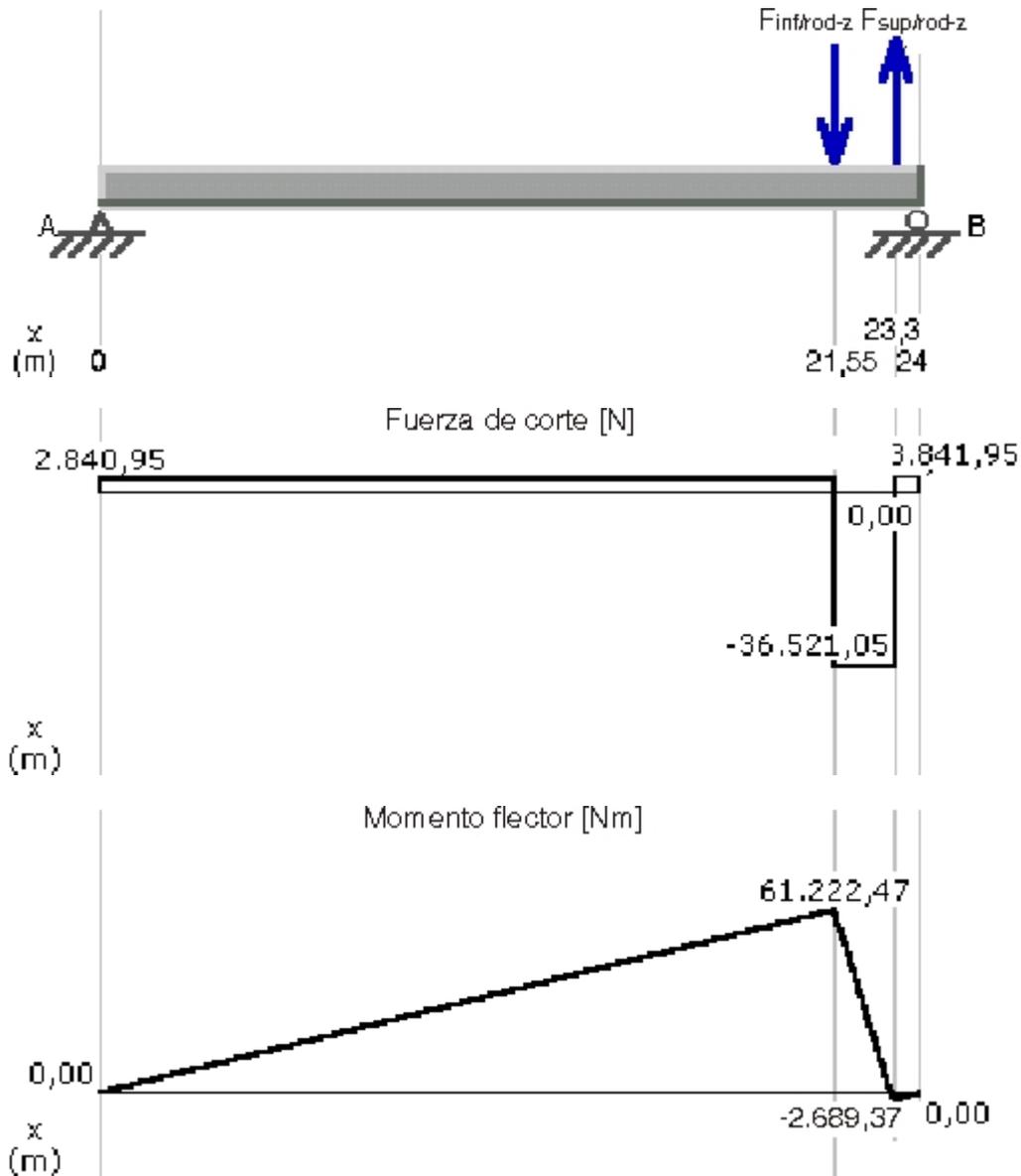
$$F_{inf/rod-z} = 39.362\text{N}$$

Las fuerzas de las ruedas superior e inferior en el mástil, también en el eje z, valen:

$$F_{rued.sup-z} = 2.841\text{N}$$

$$F_{rued.inf-z} = 3.842\text{N}$$

Por lo tanto, con el carro en la posición máxima superior (posición más desfavorable en esta situación), los diagramas de solicitaciones son los siguientes:



De acuerdo con este último gráfico, el momento flector en el plano y-z, en la sección de mayor solicitación vale  $M_{y-z} = 61.222Nm$

El momento flector debido al carro, uñas y carga en el plano x-y vale:

$$M_{1/x-y} = (Q + C + U) \cdot q_1 = (14.715N + 6.563N + 4.905N) \cdot 0,95m = 24.874Nm$$

Este momento es equilibrado en el carro por las fuerzas de los rodamientos en el eje x:

$$F_{rod-x} = \frac{M_{1/x-y}}{q_2} = \frac{24.874Nm}{1,75m} = 14.214N$$

Esta fuerza es realizada por dos rodamientos, que en esta dirección trabajan en paralelo.

Existen tres momentos flectores más, realizados por la percha, el motorreductor de izaje y el tablero eléctrico. Estos valen respectivamente:

$$M_{2/x-y} = 2 \cdot T \cdot p_3 = 2 \cdot 6.546 \cdot 0,4m = 5.237Nm$$

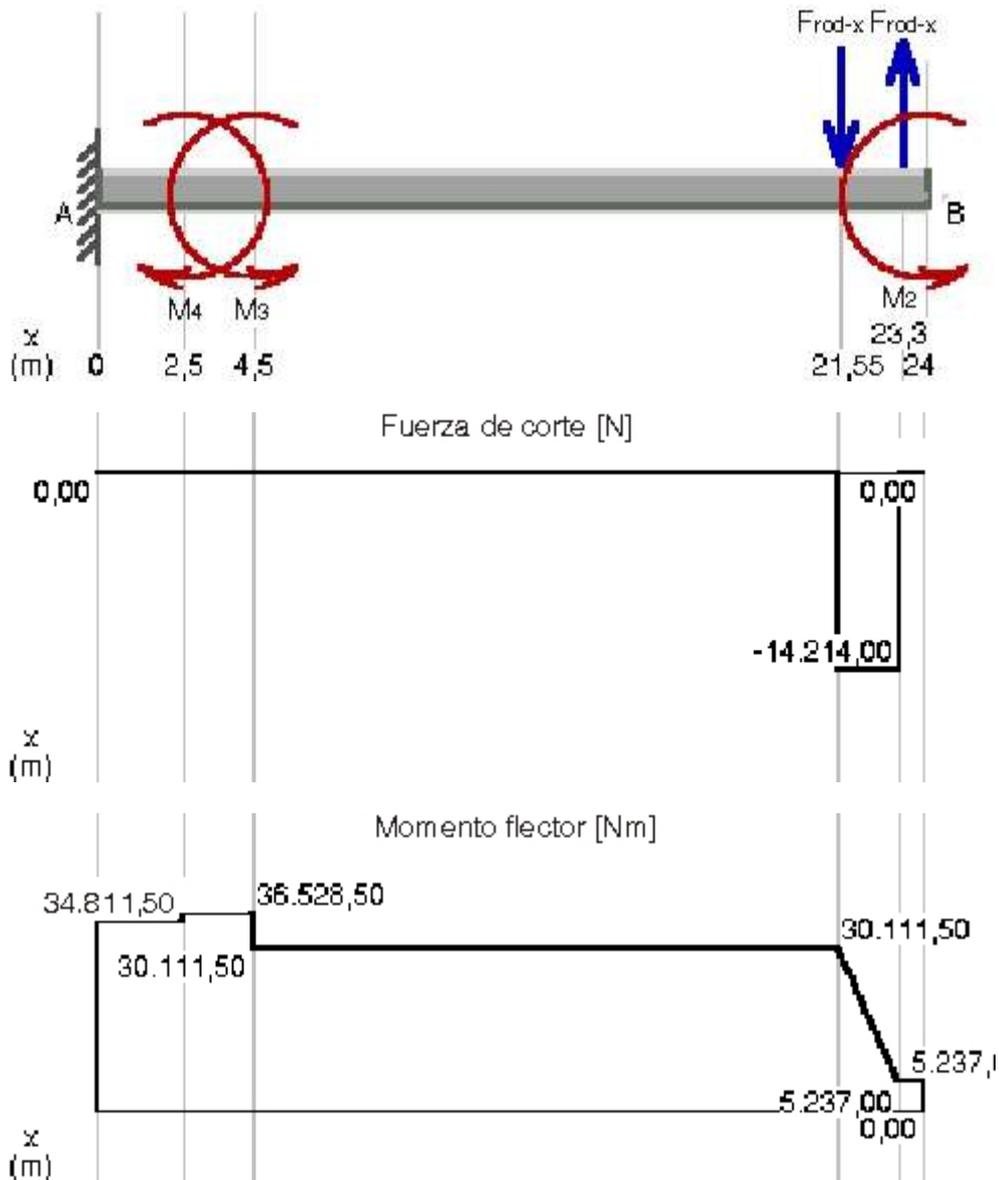
$$M_{3/x-y} = (2 \cdot T - P) \cdot p_1 = (2 \cdot 6.546N - 3.924N) \cdot 0,7m = 6.417Nm$$

$$M_{4/x-y} = -E \cdot e_1 = -3.434N \cdot 0,5m = -1.717Nm$$

Donde la tensión en el cable, al trabajar dos de estos y en un sistema de polea doble, es:

$$T = \frac{Q + C + U}{4} = \frac{14.715N + 6563N + 4.905N}{4} = 6.546N$$

Por lo tanto, con el carro en la posición máxima superior, los diagramas de sollicitaciones son los siguientes:



De acuerdo con este último gráfico, el momento flector sobre el plano x-y en la sección de mayor sollicitación combinada, vale  $M_{x-y} = 30.112Nm$

La fuerza de compresión para la sección de estudio vale:

$$F_y = 3 \cdot T = 3 \cdot 6.546N = 19.638N$$

Debido a la excentricidad con respecto al mástil de las fuerzas sobre el eje z, aparece un momento torsor, cuyo valor es:

$$M_y = F_{sup/rod-z} \cdot q_7 = 40.363N \cdot 0,252m = 10.171Nm$$

Como se encuentra explicado para la situación A, el punto más solicitado de la sección tiene una tensión axial de compresión dada por la fuerza de compresión y los momentos flectores y una tensión tangencial debido al momento torsor.

La tensión axial se calcula como:

$$\sigma_y = \frac{F_y}{A} + \frac{M_{x-y}}{W_{zz}} + \frac{M_{y-z}}{W_{xx}} = \frac{19.638N}{26.400mm^2} + \frac{30.112Nm}{5,64 \cdot 10^6 mm^3} + \frac{61.222Nm}{3,4 \cdot 10^6 mm^3} = 0,74MPa + 5,34MPa + 18,00MPa = 24,08MPa$$

Y la tangencial, considerando al mástil una barra de paredes delgadas, como:

$$\tau_{x-y} = \frac{M_y}{2 \cdot A \cdot \delta} = \frac{10.171Nm}{2 \cdot 273.600mm^2 \cdot 13,5mm} = 1,38MPa$$

La máxima tensión de corte en este punto se calcula de la siguiente manera:

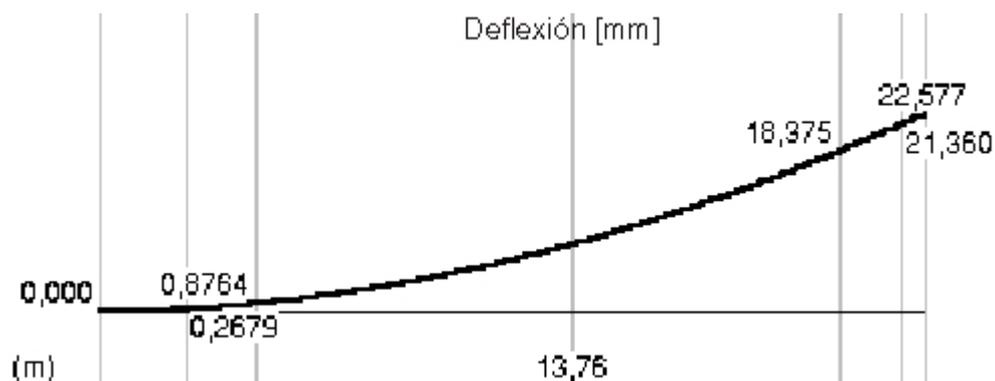
$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{x-y}^2} = \sqrt{\left(\frac{24,08MPa}{2}\right)^2 + (1,38MPa)^2} = 12,12MPa$$

Luego, utilizando la teoría de esfuerzo cortante máximo (Tresca), el coeficiente de seguridad resultante esta dado por:

$$S = \frac{\sigma_{fl}}{2 \cdot \tau_{max}} = \frac{250MPa}{2 \cdot 12,12MPa} = 10,31$$

Por lo tanto, el coeficiente de seguridad resultante supera con creces al mínimo propuesto de 3.

Utilizando la ecuación diferencial de la línea elástica de la viga, la deflexión según la dirección x es la siguiente:

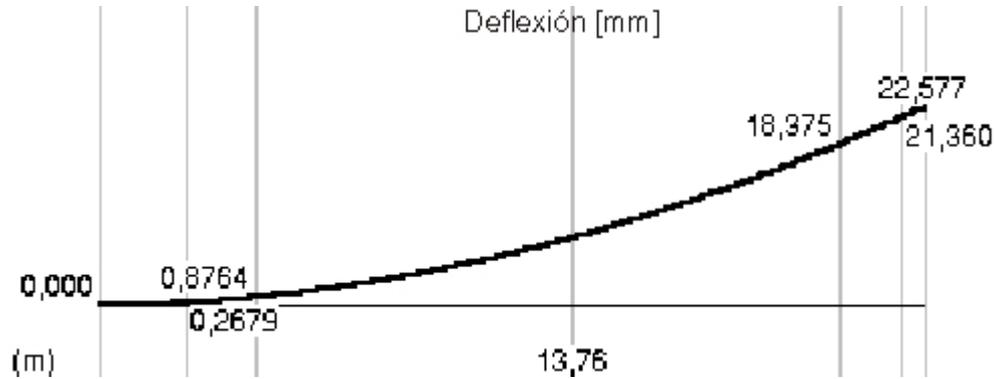


La flecha máxima en el extremo del mástil es de 22,6 mm, menor a la máxima propuesta de 40 mm.

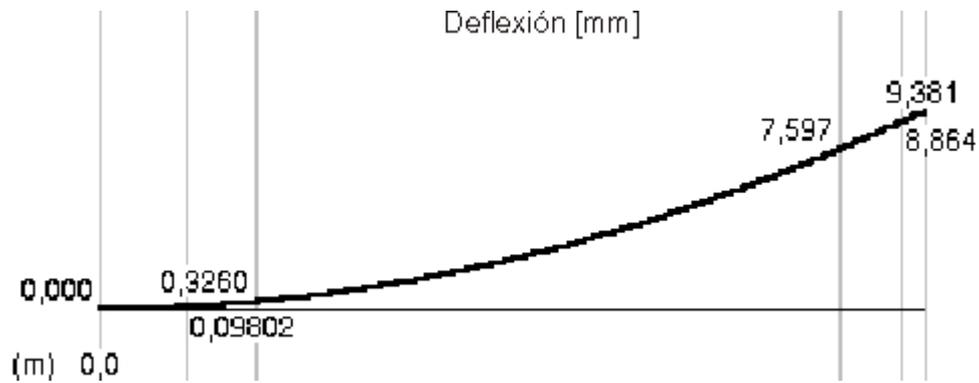
Por lo tanto, también al producirse la situación D, se verifican las condiciones tanto de tensión como flecha máximas.

### 3.5.2.5. Diferencia de flechas

De la misma manera que en los puntos anteriores, se obtienen las deflexiones a lo largo del mástil, cuando el carro esta detenido en su posición máxima superior y se encuentra cargado o no. Cuando el carro esta cargado, el diagrama es el siguiente:



Y cuando esta descargado:



La diferencia entre las deflexiones en el extremo del mástil es de 13,2 mm, por lo que se puede observar que se cumple el cuarto objetivo de diseño, que este valor sea inferior a los 20 mm.

## 3.6. Diseño y cálculo de la base del transelevador

### 3.6.1. Elección de dimensiones

La estructura de la base es de tipo cajón rectangular, formada por láminas de acero ASTM A 36 soldadas. La tapa es de 20 mm de espesor mientras que el resto es de 10 mm. En el lugar donde se encuentran las ruedas de traslación, están reforzados los laterales para soportar la fuerza de los rodamientos y se realiza una perforación en el piso para permitir el contacto de las ruedas con el riel.

Las dimensiones exteriores de la sección de la base están en parte determinadas por las dimensiones del mástil y de las ruedas de traslación. El ancho de la tapa de la base es de 380 mm, igual que el ancho del mástil, mientras que la altura de la base es de 380 mm, para permitir el correcto funcionamiento y una posible extracción de las ruedas, cuyo diámetro primitivo es de 300 mm (ver punto 3.7.1.). El ancho de la base por debajo de la tapa es de 210 mm, para utilizar un eje más corto y por lo tanto, sometido a menor momento flector.

El largo de la base, así como las distancias entre las ruedas y el mástil, están calculados para lograr que durante la mayor parte del ciclo de trabajo (en la que el transelevador esta detenido o se mueve a velocidad uniforme) las cargas sobre las ruedas sean iguales. De acuerdo con esto, el largo resultante de la base es de 3,7 m ( $r_3$ ), mientras que las distancias entre las ruedas delantera y trasera hasta el mástil son, respectivamente, 1,9 m ( $r_2$ ) y 1,2 m ( $r_1$ ).

El diseño final de la base del transelevador se observa en la siguiente figura y en el plano N° 4.

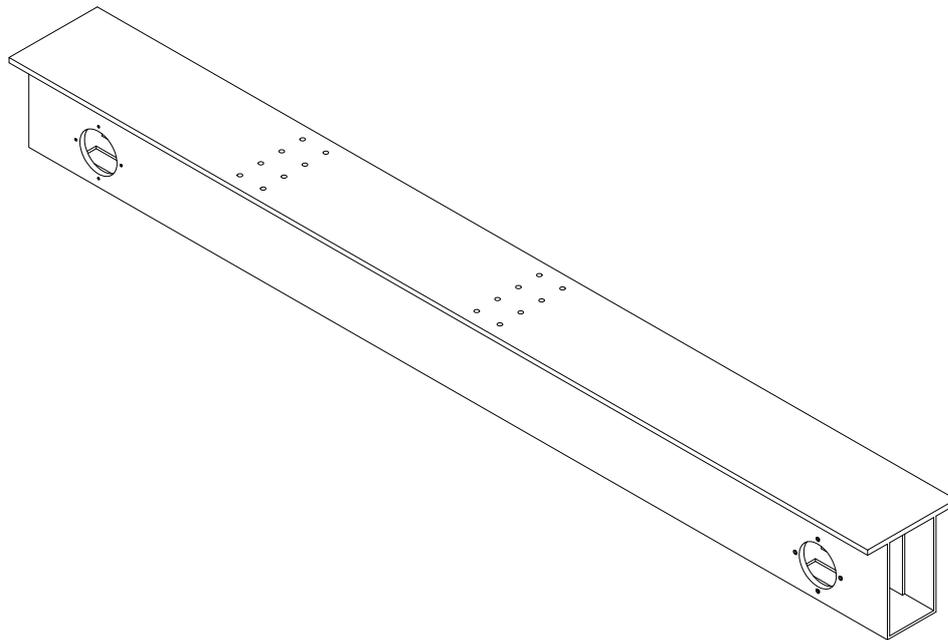


Figura 3.12  
Base del transelevador.

Los valores estáticos de la base del transelevador son:

$$I_{zz} = 336,6 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad - \quad y \text{ (mayor distancia a la línea neutra)} = 246,6 \text{ mm}$$

$$W_{zz} = 1,36 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \quad - \quad N \text{ (peso)} = 4.905 \text{ N}$$

### 3.6.2. Verificación a la máxima sollicitación

Las sollicitaciones de mayor magnitud para la base del transelevador suceden en la situación A del ciclo de trabajo. Por ende, el diseño del mismo se verifica ante estos esfuerzos.

Según lo calculado en el [punto 3.5.2.1](#), el momento resultante en el empotramiento del mástil en el plano x-y durante la situación A, es de:

$$M_1 = 57.399Nm$$

El peso que ejerce el mástil sobre la base, teniendo en cuenta el impacto vale:

$$F_1 = Q \cdot k_D + U + C + P + E + M = 14.715N \cdot 2,023 + 4.905N + 6.563N + 3.924N + 3.434N + 49.285N = 97.884N$$

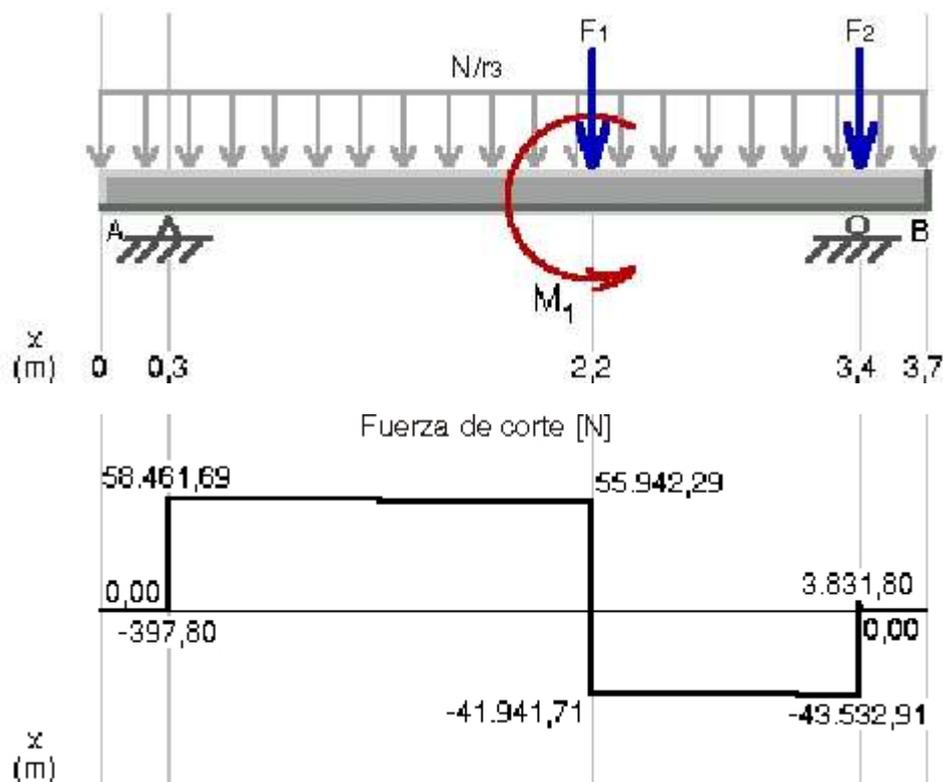
El motorreductor de traslación ejerce un peso sobre el mástil de:

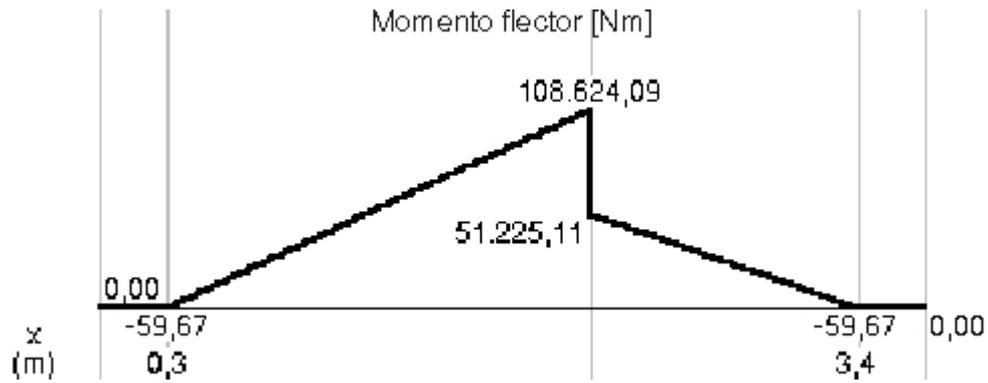
$$F_2 = R = 3.434N$$

El peso distribuido a lo largo de la base vale:

$$\frac{N}{r_3} = \frac{4.905N}{3,7m} = 1.326 \frac{N}{m}$$

Entonces, el esquema de sollicitaciones resultante es el siguiente:





De este último gráfico se observa el máximo valor del momento flector,  $M_{x-y} = 108.624 \text{ Nm}$

Utilizando nuevamente la teoría de la viga, es decir, despreciando las fuerzas de corte, la máxima tensión axial que aparece es:

$$\sigma_x = \frac{M_{x-y}}{W_{zz}} = \frac{108.624 \text{ Nm}}{1,36 \cdot 10^6 \text{ mm}^3} = 79,87 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el coeficiente de seguridad resultante es de:

$$S = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma_x} = \frac{250 \text{ MPa}}{79,87 \text{ MPa}} = 3,13$$

Entonces, este diseño de la base soporta las máximas sollicitaciones que aparecen en el ciclo de trabajo.

## 3.7. Selección y cálculo de ruedas y rieles

### 3.7.1. Selección y cálculo de ruedas de traslación

En este caso, la situación A es la que se utiliza para la selección de la rueda de traslación y el riel que soportará a la misma, ya que es donde se produce la mayor sollicitación.

La carga sobre la rueda delantera, según el [punto 3.6.2.](#) es  $Q = 58.859 \text{ N}$ . Si bien la carga sobre la rueda trasera es inferior, las dos se seleccionan de idénticas dimensiones.

El máximo esfuerzo que soporta la rueda es función del diámetro primitivo, del ancho de la superficie de rodadura activa y del esfuerzo de compresión admisible dependiente del material utilizado <sup>2</sup>.

Así:

$$P_{max} = D \cdot K \cdot (b - 2 \cdot r)$$

donde:

$P_{max}$ : máximo esfuerzo que soporta la rueda

D: diámetro primitivo

b: ancho de la superficie de rodadura

r: radio de curvatura de la superficie de apoyo

K: esfuerzo de compresión admisible

Al utilizar como material para la rueda acero, se obtiene que el coeficiente K toma valores entre 4 y 7 MPa. Debido a que las velocidades desarrolladas aquí no son altas (por lo tanto no habrá un gran desgaste), no es necesario considerar un bajo valor de K. Por lo tanto se adopta  $K = 6 \text{ MPa}$ .

Por otro lado, si bien adoptar grandes diámetros de rueda reducen la resistencia al movimiento, por una cuestión de limitaciones dimensionales, se adopta un diámetro  $D = 0,3 \text{ m}$ . Este corresponde a una rueda de dimensiones tal como la que se muestra en el [plano N° 20](#).

De acuerdo con lo enunciado arriba:

$$P_{max} = D \cdot K \cdot (b - 2 \cdot r) = 0,3\text{m} \cdot 6\text{MPa} \cdot (45\text{mm} - 2 \cdot 3\text{mm}) = 70.200\text{N}$$

Como  $P_{m\acute{a}x}$  es mayor que Q (58.859 N), entonces la rueda seleccionada verifica al diseño.

### 3.7.2. Selección de riel inferior

Para soportar los esfuerzos existentes mencionados en el punto anterior, se selecciona un riel tipo DIN 536 cuyas dimensiones se aprecian en el [plano N° 7](#) y sus características principales son las siguientes:

- Laminado en acero R70.
- Resistencia a la tracción: 690 MPa (Mínimo valor)
- Dureza: HB 204 (Mínimo valor)

### 3.7.3. Selección de ruedas y riel superior

Para mantener la verticalidad del transelevador en el plano y-z, se utilizan cuatro ruedas posicionadas en el extremo superior de este como muestra en la figura 3.13 y con mayor detalle en el [plano N° 32](#).

<sup>2</sup> H. Dubbel, "Manual del constructor de máquinas, tomo II", página 1422.

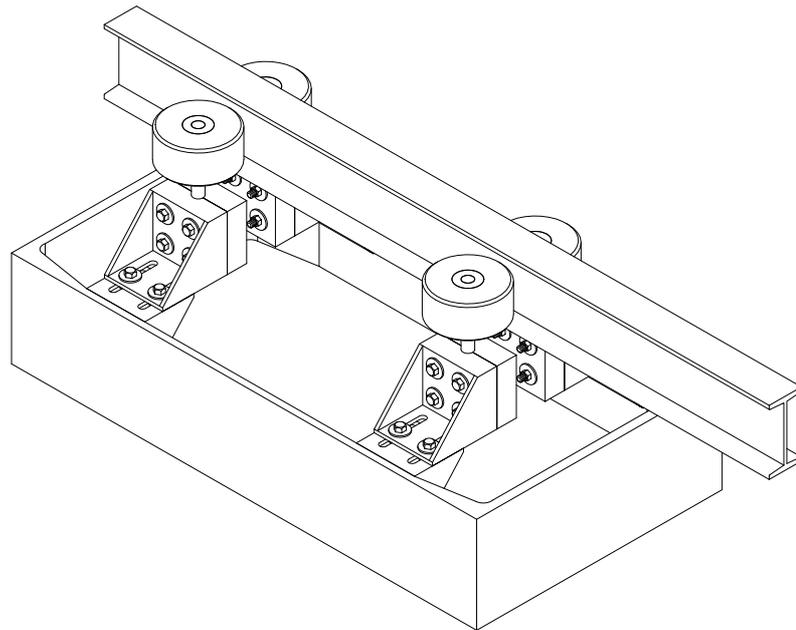


Figura 3.13  
Extremo superior del mástil del transelevador  
donde se ubican las cuatro ruedas.

Las cuatro ruedas actúan sobre un riel ubicado en las inmediaciones del techo del depósito donde trabajará el transelevador.

Para que no se produzcan oscilaciones del mástil del transelevador (producidas por un posible juego existente entre la rueda y el riel), se utiliza un sistema de tensado en el cual se asegura una correcta presión de contacto entre dichos elementos. Este sistema se observa claramente en el [plano Nº 33](#).

Las ruedas son macizas fabricadas de Nylon 8 de 100 mm de diámetro y 50 mm de espesor. Las mismas poseen rodamientos a bolas con un agujero para un eje de 15 mm de diámetro. Este tipo de material asegura una larga vida útil y soporta cargas radiales de hasta 4000 N (la carga máxima a la cual estarán sometidas es de 3.558N, según lo calculado en el [punto 3.5.2.1.](#))

El riel por donde circularán las ruedas antes mencionadas es un perfil I.P.N. 100, como se muestra en la figura 3.14 y se detalla en el [plano Nº 7](#).

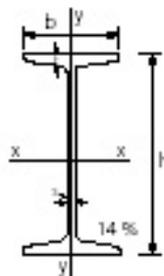


Figura 3.14  
Perfil I.P.N. riel superior

Denom. U.P.N.	Dimensiones					Sección F	Peso G	Valores estáticos					
	h	b	s	t	xg			Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy = il
	mm	mm	mm	mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
100	100	50	4,5	6,8	0	10,6	8,3	171	12,2	34,2	4,9	4,01	1,07

## 3.8. Selección y cálculo de tornillos de fijación

### 3.8.1. Ubicación y disposición de los tornillos

Dado que el diseño del transelevador está pensado en su gran mayoría para un armado in situ, el mismo posee una importante cantidad de tornillos y bulones de fijación. El cálculo de todos ellos está basado en un mismo análisis. Es por esta razón que se considera innecesaria la selección y cálculo de todos ellos, limitándose la misma solo a los bulones que unen el mástil con su base (los cuales están dentro del grupo de los que tienen mayores solicitaciones).

La unión entre el mástil y la base se realiza a través de un par de escuadras (plano N° 6) ubicadas como muestra la figura 3.15. En esta también se puede observar la cantidad y disposición de los bulones elegidos.

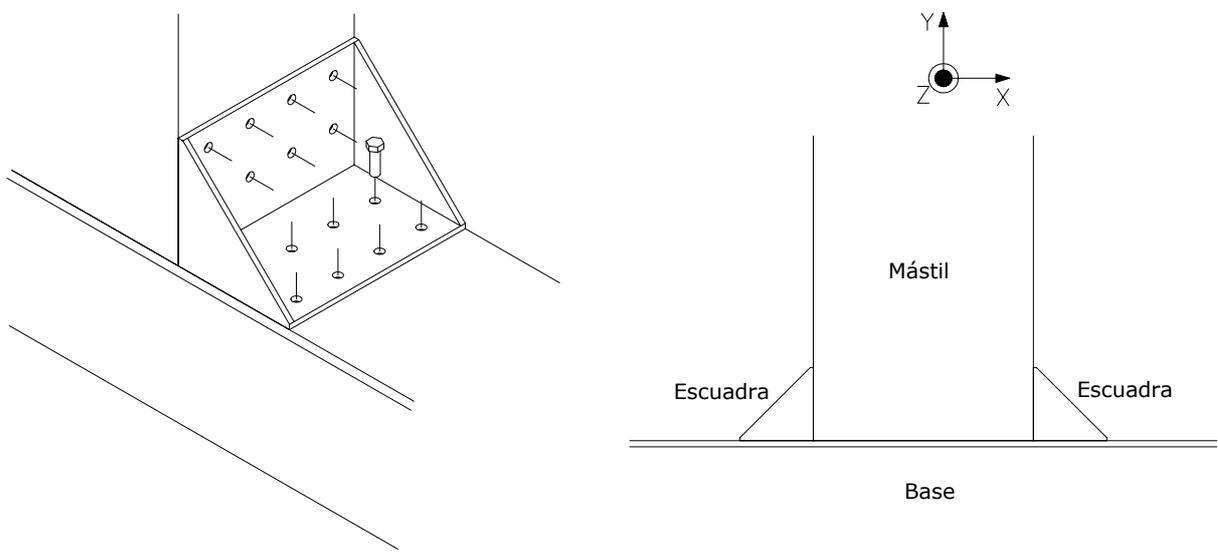


Figura 3.15  
Ubicación de las escuadras del mástil.  
Detalle de los agujeros para los bulones.

### 3.8.2. Cálculo del diámetro del bulón

Los bulones seleccionados para realizar el cálculo son los que unen la escuadra con la base y con el mástil. La carga a la cual están solicitados es producto del momento resultante en el extremo inferior del mástil. Este último, transmite dicho momento a la escuadra a través de los bulones que los unen. Está claro que estos bulones soportan el mismo esfuerzo que los que trabajan sobre la base, debido a que se encuentran a las mismas distancias del vértice de la escuadra.

Por otro lado, para obtener una mayor seguridad y una simplificación de los cálculos, no se tiene en cuenta el esfuerzo que realiza la escuadra ubicada en la otra cara del mástil, por más que esta cuantía produzca una disminución del diámetro final de los mismos.

De acuerdo con las cuatro situaciones críticas mencionadas en el punto 3.1., el mayor momento flector en la base del mástil se produce en la situación C y es, según se aprecia en el punto 3.5.2.3., de 69.330 Nm.

Las fuerzas a las que están sometidos los bulones se calculan en el apéndice A.2.1., y son:

$$F_1 = 60.723 \text{ N (bulones en la línea 1)}$$

$$F_2 = 73.923 \text{ N (bulones en la línea 2)}$$

Para calcular los bulones, se utiliza obviamente la mayor de las dos fuerzas,  $F_2$ .

Ahora bien, esta fuerza debe ser dividida entre los cuatro bulones que se encuentran en la misma línea de sujeción. Así, la fuerza aplicada en cada elemento de unión es:

$$F = \frac{F_2}{n} = \frac{73.923,8\text{N}}{4} = 18.481\text{N}$$

Debido a que no se utiliza ningún tipo de junta, el coeficiente de unión  $\gamma$  debe ser igual a la unidad<sup>3</sup>, y de esta manera la fuerza remanente de trabajo necesaria es:

$$F_c = \gamma \cdot F = 18.480,95\text{N}$$

Los bulones seleccionados son de rosca milimétrica de paso fino, de acero de mediano o bajo carbono templado y revenido y clase de propiedad 9,8. Las resistencias de estos son<sup>4</sup>:

$$\sigma_{rot} = 900\text{MPa}$$

$$\sigma_{fl} = 720\text{MPa}$$

Utilizando un coeficiente de seguridad igual a tres, la tensión admisible de estos elementos es de:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{S} = \frac{720\text{MPa}}{3} = 240\text{MPa} \equiv 240 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

De acuerdo con lo anterior, se está en condiciones de calcular el diámetro interno mínimo del elemento de fijación:

$$A_{i-min} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{F + F_c}{\sigma_{adm}} \Rightarrow$$

$$d_{i-min} = \sqrt{\frac{4 \cdot (F + F_c)}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (18.480,95\text{N} + 18.480,95\text{N})}{\pi \cdot 240\text{MPa}}} = 14\text{mm}$$

Este diámetro es el mínimo que el bulón debe tener para soportar las sollicitaciones a las que está expuesto. Por lo tanto el bulón seleccionado es M 16, cuyo diámetro interno es de 14,16 mm. El paso (p) de este tipo de bulón es de 1,5 mm (paso fino)<sup>5</sup>.

Luego, la denominación del bulón es: M 16 x 1,5.

### 3.8.3. Cálculo de la fuerza de apriete

La fuerza de apriete necesaria está dada por:

$$F_a = F \cdot \left( \gamma + \frac{1}{1 + \frac{K_b}{K_u}} \right)$$

donde:

$K_b$ : constante elástica equivalente del bulón.

$K_u$ : constante elástica equivalente de la unión entre la escuadra y la base del mástil.

<sup>3</sup> Apunte de la cátedra Cálculo de Elementos de Máquina, "Tornillos de fijación".

<sup>4</sup> Shigley, Joseph E., "Diseño en Ingeniería mecánica", página 388.

<sup>5</sup> ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978.

Estas dos constantes representan la rigidez del bulón y de los materiales que componen la unión.

La primera constante esta dada por:

$$K_b = \frac{E_b \cdot A_i}{L_b}$$

donde:

$E_b$ : módulo de elasticidad del material del bulón (acero)

$A_i$ : área interna del bulón

$L_b$ : longitud efectiva de agarre del bulón

En este caso:

$$L_b = 20\text{mm (apéndice A.2.2.)}$$

Por lo tanto:

$$K_b = \frac{E_b \cdot \pi \cdot d_i^2}{4 \cdot L_b} = \frac{200.000\text{MPa} \cdot \pi \cdot (14,16\text{mm})^2}{4 \cdot 20\text{mm}} = 1.544.780.499 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Por otro lado, para calcular el coeficiente equivalente de la unión, se utilizó el método de los conos de sombra truncados, como se explica en el [apéndice A.2.2.](#)

Por lo tanto, la constante elástica de la unión es:

$$K_u = 6.985.802.754 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

De acuerdo con los valores encontrados, la fuerza de apriete vale:

$$F_a = F \cdot \left( \gamma + \frac{1}{1 + \frac{K_b}{K_u}} \right) = 18.480,95\text{N} \cdot \left( 1 + \frac{1}{1 + \frac{1.544.780.499 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{6.985.802.754 \frac{\text{N}}{\text{m}}}} \right) = 33.615\text{N}$$

### 3.8.4. Cálculo del momento de apriete

El momento para asegurar que se obtenga eficazmente la fuerza de apriete esta dado por:

$$M_a = F_a \cdot \text{tg} \varphi \cdot \frac{d_m}{2} + F_a \cdot \mu_1 \cdot \frac{d_m}{2} + F_a \cdot \mu_2 \cdot \frac{D_m}{2}$$

donde:

$\varphi$  : ángulo de inclinación de las espiras de la rosca

$d_m$ : diámetro medio de la rosca

$D_m$ : diámetro medio del collar de la cabeza del bulón

$\mu_1$ : coeficiente de roce entre espiras (acero – acero)

$\mu_2$ : coeficiente de roce entre la escuadra y la cabeza del bulón (acero – acero)

Estos valores se obtienen como <sup>6</sup>:

$$d_m = d - 0,649 \cdot p = 16\text{mm} - 0,649 \cdot 1,5\text{mm} = 15,026\text{mm}$$

$$\text{tg } \varphi = \frac{p}{d_m} = \frac{1,5\text{mm}}{15,026\text{mm}} = 0,0317$$

$$D_m = 1,3 \cdot d = 1,3 \cdot 16\text{mm} = 20,8\text{mm}$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0,12 \text{ (roce entre acero - acero lubricado)}$$

Por lo tanto:

$$M_a = 33.615\text{N} \cdot 0,0317 \cdot \frac{15,026\text{mm}}{2} + 33.615\text{N} \cdot 0,12 \cdot \frac{15,026\text{mm}}{2} + 33.615\text{N} \cdot 0,12 \cdot \frac{20,8\text{mm}}{2} \Rightarrow$$

$$M_a = 80,2\text{Nm}$$

### 3.8.5. Verificación del bulón a la tensión máxima combinada

La tensión máxima a la que se puede someter al bulón es la admisible ( $\sigma_{adm}$ ) dada por el tipo de material y el coeficiente de seguridad.

Utilizando el criterio de Tresca se encuentra que dicho bulón está solicitado a una tensión máxima de 238,6 MPa. Dado que la tensión máxima admisible es de 240 MPa, se verifica que el bulón seleccionado soporta todos los esfuerzos existentes con las condiciones de trabajo en las que se encuentra.

El criterio de Tresca enuncia que:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sqrt{\sigma_{eq}^2 + 4 \cdot \tau_{eq}^2}$$

donde:

$$\sigma_{eq} = \frac{F_a}{A_i} = \frac{4 \cdot 33.615\text{N}}{\pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 33.615\text{N}}{\pi \cdot (14,16\text{mm})^2} = 213,4\text{MPa}$$

$$\tau_{eq} = \frac{F_a \cdot \mu_1 \cdot d_m}{2 \cdot W_{tor}} = \frac{F_a \cdot \mu_1 \cdot d_m}{2 \cdot 0,2 \cdot d_i^3} = \frac{33615\text{N} \cdot 0,12 \cdot 15,026\text{mm}}{2 \cdot 0,2 \cdot (14,16\text{mm})^3} = 53,35\text{MPa}$$

De acuerdo con esto y reemplazando en la ecuación de Tresca, se obtiene lo antes mencionado.

Es importante aclarar que no se considera necesaria la verificación del bulón a esfuerzos de fatiga, debido a que la sollicitación variable es de reducida amplitud.

<sup>6</sup> ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978

### 3.9. Diseño y cálculo del sistema de izaje

#### 3.9.1. Diseño del sistema de izaje

El sistema de izaje ideado es el que se muestra en la siguiente figura :

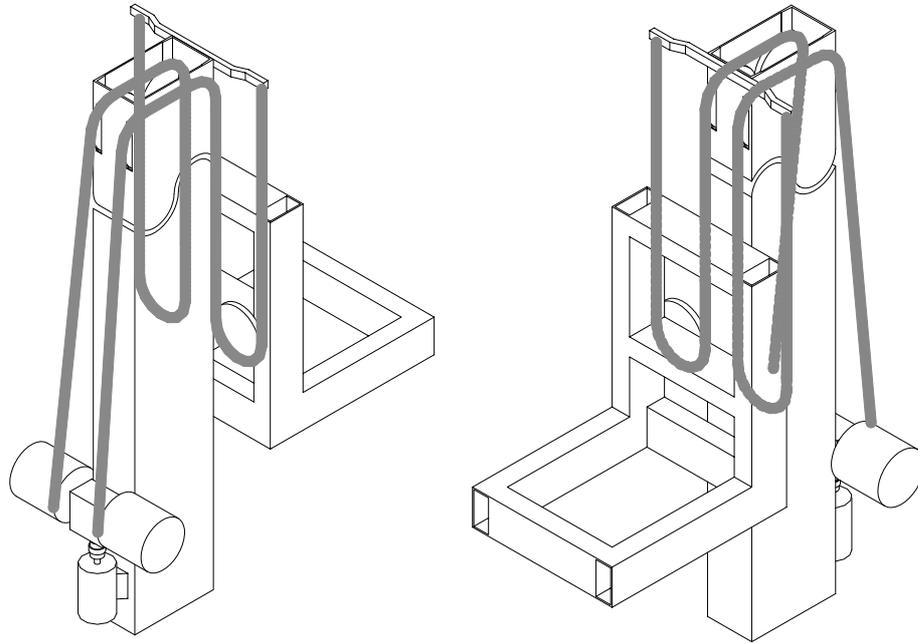


Figura 3.16  
Vistas frontal y posterior del sistema de izaje.

Este sistema, con dos cables trabajando en paralelo, permite que los esfuerzos sobre el mástil sean equilibrados. Trabajando con un solo cable, un sector del mástil es más solicitado que otro.

Por otro lado, con este sistema se aprovecha la ventaja de usar polea doble, es decir, reducir a la mitad el esfuerzo para levantar un peso determinado. Esto permite usar un motorreductor de menor reducción (y consecuente dimensión) y utilizar un cable de menor sección (porque la tensión estática a la cual es sometido el cable se reduce a la mitad). Lo anterior conlleva un ahorro monetario y en peso en cables, poleas, tambor y motorreductor.

#### 3.9.2. Selección y cálculo de cables de acero

##### 3.9.2.1. Elección del tipo de cable, polea y tambor

Se escoge un cable de acero tipo Warrington-Seale 6 x 36 (seis torones de treinta y seis alambres) porque es un cable apto para cargas variables, muy flexible y con gran resistencia al desgaste, por tener los hilos externos de mayor diámetro que otro tipo de cable del mismo diámetro. Estas dos últimas características son muy importantes para este proyecto debido a que el cable va a estar sometido a cuantiosos ciclos por hora. Otra característica a tener en cuenta es el alma del cable, sabiendo que la misma tiene como funciones facilitar la lubricación, proveer de soporte a las hebras del cable y contribuir a la elasticidad del mismo. Se utiliza alma textil, por ser la indicada para la gran cantidad de flexiones a la cual es sometido el cable.

Un detalle de la sección del mismo se observa en la figura:

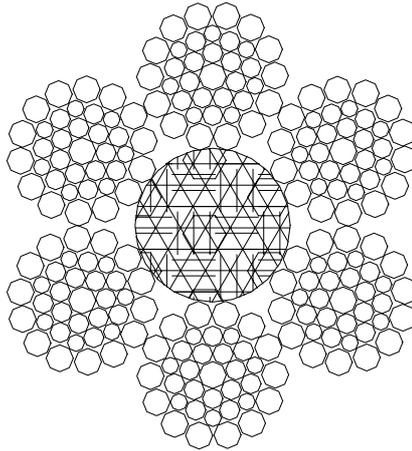


Figura 3.17  
Cable de acero Warrington – Seale 6 x 36.

De acuerdo con esto, el cable seleccionado es de 12 mm de diámetro, el menor diámetro existente en mercado para este tipo de cable. Posee alma textil, es de acero negro y tiene una tensión de rotura de los alambres de 1800 MPa. Se utiliza un cable con esta tensión última, la máxima para este tipo de cables, por permitir solicitaciones mayores con un menor diámetro.

Características del cable seleccionado:

**Cable para montacargas 6x36 Warrington-Seale, negro, alma textil**

Diámetro del cable [mm]	12
Sección del cable [mm <sup>2</sup> ]	47,5
Carga admisible del cable [N]	83790
Diámetro del alambre [mm]	0,576
Tensión de rotura de los alambres [MPa]	1800
Masa del cable por unidad de longitud [Kg/m]	0,643

El diámetro de polea recomendado para que el cable no sufra una exagerada flexión (para este tipo de cable) es igual a 35 veces el diámetro del mismo <sup>7</sup>. Por lo tanto, el diámetro primitivo resultante de las poleas y tambor es de 420 mm. Los mismos están fabricados en fundición de acero. En las figuras 3.18 y 3.19 se observa un esquema de la polea y el tambor, mientras que en los [planos N° 14, 20 y 29](#) se encuentra el diseño final de estos.

<sup>7</sup> Félix Simon, Acindar, “Manual de cables”.

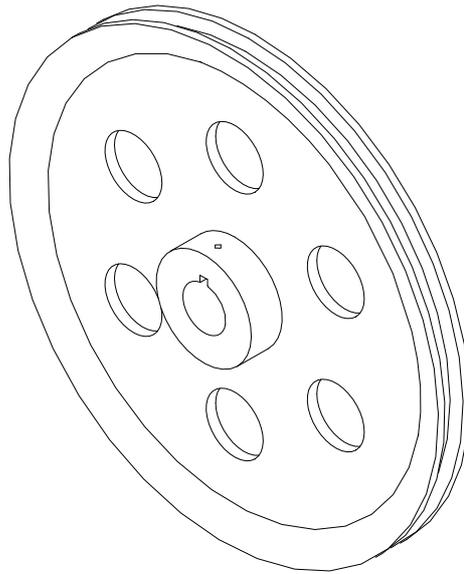


Figura 3.18  
Polea carro portauñas y superior mástil.

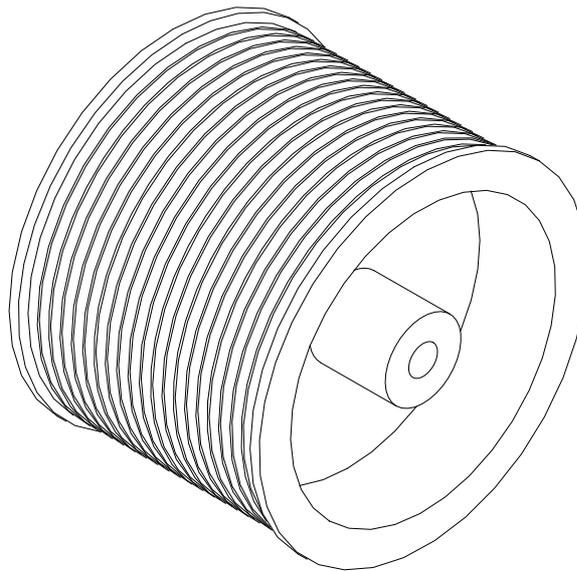


Figura 3.19  
Tambor de izaje.

### 3.9.2.2. Verificación a la carga estática

La carga estática esta dada por el peso de las uñas, carro y carga. Al trabajar dos cables en paralelo y en un sistema de polea doble, la tensión en cada cable vale:

$$T = \left( \frac{Q + C + U}{4} \right) = \left( \frac{14.715N + 6.563N + 4.905N}{4} \right) = 6.546N$$

Las normas pertinentes (norma ANSI A17.1-1978 vigente y artículo 112 extraído de la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo, España), establecen utilizar un coeficiente de seguridad de 6 para dimensionar un cable por su carga estática. El coeficiente de seguridad resultante en este caso es de:

$$S = \frac{T_{adm}}{T} = \frac{83.790N}{6.546N} = 12,8$$

Como se vislumbra, el cable cumple con creces las normas establecidas.

### 3.9.2.3. Verificación a la carga en aceleración

En los instantes del ciclo de trabajo en que el carro portauñas se encuentra en aceleración o desaceleración (situación B), aparecen fuerzas de inercia que aumentan la tensión a la cual está sometido el cable. A continuación se describe el análisis:

$$T = \left( \frac{Q+C+U}{4} \right) \cdot \left( 1 + \frac{a_v}{g} \right) = \left( \frac{14.715N + 6.563N + 4.905N}{4} \right) \cdot \left( 1 + \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{9,81 \frac{m}{s^2}} \right) = 6.877N$$

Resultando que con el diámetro escogido, el elemento mencionado trabaja sin sufrir avería alguna, ya que la carga admisible del cable es  $T_{adm} = 83.790N$ .

### 3.9.2.4. Verificación a la carga de impacto

Cuando la uña telescópica hace contacto con la carga para levantarla (situación A), se produce una sollicitación de impacto. Para calcular la magnitud de la carga aplicada, es necesario conocer el coeficiente dinámico  $k_d$ . El mismo se encuentra en el [apéndice A.1.](#), pero por comodidad se reproduce a continuación:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g \cdot \delta_{est}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{\left( 83,3 \frac{mm}{s} \right)^2}{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 15mm}} = 2,023$$

donde:

v: velocidad relativa entre los cuerpos que impactan.

g: aceleración de la gravedad.

$\delta_{est}$ : deflexión según la dirección y, producida al aplicarse la carga estáticamente.

Despreciando las deformaciones del mástil y del carro portauñas,  $\delta_{est}$  es la suma de la flecha producida en el extremo de la uña y el descenso del carro debido al alargamiento del cable de acero. La flecha de la uña, 3 mm, es un dato provisto por el proveedor de la misma, mientras que la segunda, al trabajar con dos cables y en un sistema de polea doble, se calcula de la siguiente manera:

$$\delta_{est-cable} = \frac{Q \cdot L_{min}}{8 \cdot E \cdot A} = \frac{14.715N \cdot 22m}{8 \cdot 67.500MPa \cdot 47,5mm^2} = 12mm$$

donde:

Q: carga estática aplicada

$L_{min}$ : longitud mínima del cable

A: sección del cable metálico

E: módulo de elasticidad del cable, menor al del material de los hilos, ya que al tensarse se enderezan los cordones

Una vez obtenido el coeficiente dinámico, la tensión a la que está sometido el cable se calcula de la siguiente manera:

$$T = \frac{Q \cdot k_d + C + U}{4} = \frac{14.715N \cdot 2,02 + 6563N + 4.905N}{4} = 10.310N$$

Resulta, por lo tanto, que el cable soporta este tipo de sollicitación.

### 3.9.2.5. Verificación a la carga al trabarse el carro

En el hipotético caso en que el carro se trabe por una falla en los rodamientos o por una imperfección en las guías, aparece una carga de impacto. El coeficiente dinámico se calcula en este caso como:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g \cdot \delta_{est}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{\left(1 \frac{m}{s}\right)^2}{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 22mm}} = 3,37$$

En este cálculo, la velocidad relativa a la que impactan los cuerpos es mayor que en el punto anterior, ya que esta es la velocidad de elevación, mientras que en el punto anterior era la de posicionamiento.

La deflexión según la dirección y vale, en este cálculo:

$$\delta_{est} = \frac{(Q + C + U) \cdot L_{min}}{8 \cdot E \cdot A} = \frac{(14.715N + 6563N + 4.905N) \cdot 22m}{8 \cdot 67.500MPa \cdot 47,5mm^2} = 22mm$$

Una vez obtenido el coeficiente dinámico, la tensión a la que está sometido el cable se calcula de la siguiente manera:

$$T = \frac{(Q + C + U) \cdot k_d}{4} = \frac{(14.715N + 6563N + 4.905N) \cdot 2,02}{4} = 22.067N$$

Resulta entonces que el cable soporta este tipo de sollicitación.

### 3.9.2.6. Verificación a la carga al cortarse un cable

En el caso en que uno de los cables se corte, el otro debe ser capaz de soportar momentáneamente toda la carga. Se produce también acá una carga de impacto, al recibir un cable la otra mitad de la carga, soportada hasta entonces por el otro cable. El coeficiente dinámico vale para este cálculo:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g \cdot \delta_{est}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{\left(0 \frac{m}{s}\right)^2}{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 11mm}} = 2$$

En este caso la velocidad relativa entre los cuerpos que impactan es nula.

Una vez obtenido el coeficiente dinámico, la tensión a la que está sometido el cable se calcula de la siguiente manera:

$$T = \frac{(Q + C + U)}{4} \cdot (1 + k_d) = \frac{(14.715N + 6563N + 4.905N)}{4} \cdot (1 + 2) = 19.637N$$

Resulta entonces que un cable no se corta al soportar toda la carga, producto de haberse cortado el otro.

### 3.9.2.7. Verificación a la fatiga

Como última verificación, se debe tener en cuenta el fenómeno de fatiga, siendo esta sollicitación de gran importancia, dada la gran cantidad de flexiones a la que el cable es sometido. No hay que perder de vista que el cable pasa por tres poleas y un tambor, observándose flexión positiva y negativa en un ciclo, siendo este hecho sumamente nocivo para el cable

Primero, se calcula la presión de apoyo del cable sobre las poleas de fundición de acero, sabiendo que la misma para este tipo de material no debe ser mayor a 4,6 MPa.<sup>8</sup>

El valor de la presión de apoyo utilizando la siguiente fórmula es:

$$p = \frac{2 \cdot T}{d \cdot D} = \frac{2 \cdot 6.546N}{12mm \cdot 420mm} = 2,6MPa$$

donde:

- T: fuerza de tensión en el cable
- D: diámetro de la polea
- d: diámetro del cable

Después, se procede a calcular el número de flexiones en un año, vida útil mínima considerada para el cable, teniendo en cuenta que el sistema automático de almacenaje funciona los 365 días del año, con un promedio de 15 ciclos de carga y descarga por hora y que en un ciclo de operación el cable sufre 8 ciclos de flexión. Resulta entonces que el cable se flexiona 1 millón de veces en un año aproximadamente.

Luego, para asegurar una vida útil mayor a un año, se ingresa en la curva que se observa en la figura 3.20<sup>9</sup>. De acuerdo con el tipo de cable y al número de flexiones pretendido, se obtiene un valor que es el cociente entre la presión sobre la polea y la tensión de rotura de los alambres del cable.

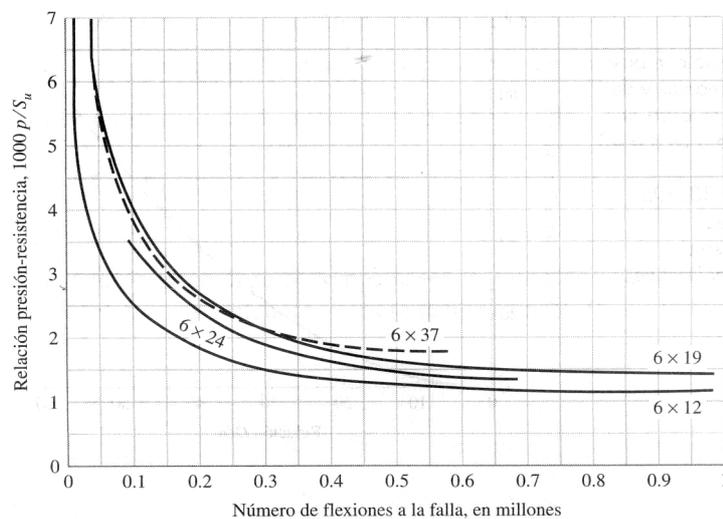


Figura 3.20  
Relación presión / resistencia, de acuerdo al número de flexiones buscado.

En este caso, para un cable  $6 \times 37$  (muy similar al utilizado), la relación que se necesita es de  $1,75 \cdot 10^{-3}$

La relación real entre la presión sobre la polea y la tensión de rotura es:

<sup>8</sup> Shigley, Joseph E, "Diseño en Ingeniería mecánica", tabla 17-20.

<sup>9</sup> Shigley, Joseph E, "Diseño en ingeniería mecánica", figura 17-14.

$$\frac{p}{\sigma_{rot}} = \frac{2,6MPa}{1800MPa} = 1,45 \cdot 10^{-3}$$

Se llega a la conclusión que con el diámetro de polea y cable mencionados anteriormente se obtiene una vida mayor a un año (siempre y cuando el cable cumpla con las normas establecidas de construcción), ya que la relación presión-resistencia obtenida es de  $1,45 \cdot 10^{-3}$ , siendo esta inferior a la necesaria,  $1,75 \cdot 10^{-3}$ .

### 3.9.3. Sistema de seguridad

El carro portauñas cuenta con un sistema de seguridad llamado paracaídas, idéntico al utilizado en los ascensores. Este dispositivo actúa cuando la velocidad nominal del carro es superada en un 50 %, debido a la rotura de los dos cables o una falla en el sistema de freno del motor de izar. Se trata de un dispositivo situado sobre el carro portauñas que actúa sobre una guía de perfil T (ubicada sobre el mástil) bloqueando el conjunto.

## 3.10. Diseño y cálculo de árboles y ejes

### 3.10.1. Consideraciones generales

La diferencia fundamental entre un árbol y un eje es que el primero transmite potencia, por lo tanto, además de soportar las cargas de flexión, está sometido a un momento torsor.

Se utilizan dos métodos de cálculo para dimensionar los árboles y ejes, el propuesto por la A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers) y el método de Soderberg <sup>10</sup>.

El primero utiliza la teoría del esfuerzo cortante máximo y para tener en cuenta las condiciones de fatiga e impacto, incrementa las solicitaciones de flexión y torsión con los coeficientes  $K_m$  y  $K_t$  respectivamente. Estos valen:

Árboles	Carga estática o gradualmente aplicada	Carga súbita con choques ligeros	Carga súbita con choques importantes
$K_m$	1,2 a 1,5	1,5 a 2	2 a 3
$K_t$	1 a 1,2	1,2 a 1,5	1,5 a 3

Ejes	Carga estática o gradualmente aplicada	Carga súbita con choques ligeros	Carga súbita con choques importantes
$K_m$ (giratorios)	1,2 a 1,5	1,5 a 2	2 a 3
$K_m$ (estáticos)	1	1,5 a 2	2 a 3

Despreciando la fuerza axial y utilizando un cilindro macizo, la fórmula para el cálculo del diámetro necesario es la siguiente:

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \sqrt{(k_m \cdot M_f)^2 + (k_t \cdot M_t)^2}}$$

donde:

$\sigma_{adm}$ : el menor de los siguientes valores:  $0,35 \cdot \sigma_{rot}$  ó  $0,64 \cdot \sigma_{fi}$

$M_f$ : momento flector aplicado

$M_t$ : momento torsor aplicado

Si en la sección analizada hay concentración de tensiones, se debe reducir el  $\sigma_{adm}$  en un 25 %.

El método de Soderberg se utiliza para dimensionar piezas sometidas a fatiga que deben soportar tensiones constantes y alternativas. Sobre un árbol actúan normalmente un momento torsor y un momento flector, en general constantes, girando a una velocidad determinada  $w$ . Por lo tanto, el esfuerzo por flexión es sucesivo e inverso conforme gira el árbol y la tensión de corte por torsión es constante.

La ecuación del esfuerzo cortante en un elemento de la superficie, sobre un plano que forma un ángulo  $\alpha$  con la horizontal es la siguiente:

$$\tau_\alpha = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \cdot \cos 2\alpha - \frac{16 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \cdot \sen 2\alpha \cdot \cos wt$$

El primer término es un valor medio (componente constante) y el segundo una amplitud (componente alternativa). Si ahora se grafica llevando los esfuerzos de corte alternos ( $\tau_v$ ) por flexión sobre las ordenadas y los esfuerzos medios de corte por torsión ( $\tau_m$ ) sobre las abscisas, se obtiene el diagrama de Soderberg, detallado en la figura 3.21.

<sup>10</sup> Apunte de la cátedra Cálculo de Elementos de Máquina, "Árboles y ejes".

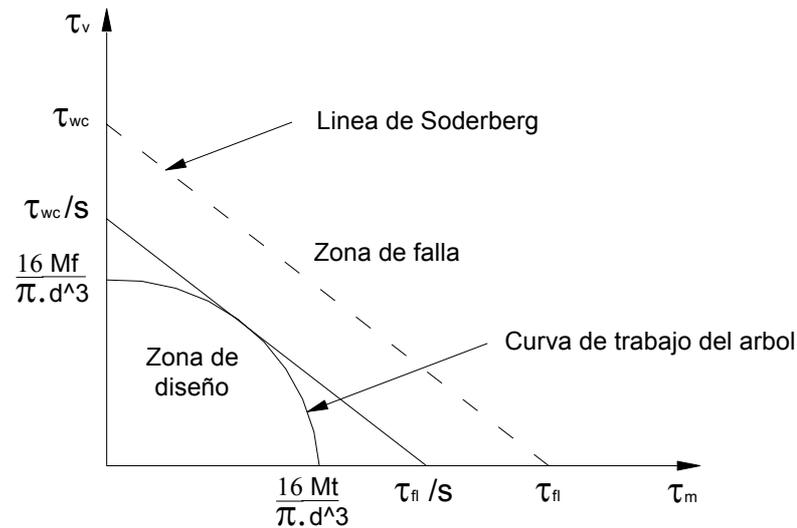


Figura 3.21  
Diagrama de Soderberg de esfuerzos de corte.

La línea de Soderberg es una recta que une el límite de fatiga al corte corregido  $\tau_{wc}$  (habiendo considerado los coeficientes de concentración de tensiones) y la resistencia de fluencia al corte  $\tau_{fl}$ . Por encima esta la zona de falla. La línea de esfuerzo seguro, delimita la zona admisible de trabajo o de diseño y surge de unir las tensiones  $\tau_{wc}$  y  $\tau_{fl}$ , afectadas por el factor de seguridad S.

Para determinar si la falla ocurrirá o no en ciertos planos que forman un ángulo  $\alpha$  con la horizontal, se sitúa un punto en el diagrama para cada valor angular. Sus coordenadas serán  $\tau_v$  y  $\tau_m$ , según se determinó antes.

Utilizando nuevamente como teoría de falla la del esfuerzo cortante máximo, el diámetro necesario para una determinada sección del árbol está dado por la siguiente ecuación:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_t}{\sigma_{fl}}\right)^2 + \left(\frac{M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}}$$

donde:

- $\sigma_{fl}$ : tensión límite de fluencia
- $\sigma_{wc}$ : tensión límite de fatiga corregida
- $M_f$ : momento flector aplicado
- $M_t$ : momento torsor aplicado
- S: coeficiente de seguridad

Para obtener el límite de fatiga corregido  $\sigma_{wc}$ , se afecta el límite de fatiga  $\sigma_w$  con los distintos factores de concentración de tensiones. Estos son: el factor físico  $K_f$ , el factor de superficie  $K_s$ , el factor de tamaño  $C_s$  y el factor de confiabilidad  $C_c$ . La ecuación es la siguiente:

$$\sigma_{wc} = \frac{\sigma_w \cdot K_s \cdot C_s \cdot C_c}{K_f}$$

Para calcular el primer factor, debe obtenerse antes el factor geométrico (o teórico)  $K_f$ , el cual depende de la discontinuidad geométrica, ya sea un cambio de sección, chavetero, rosca o ranura para seguer. Luego con este valor, se obtiene el factor físico con la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

donde

q: sensibilidad a la entalla del material, depende del  $\sigma_{rot}$  del mismo.

El factor de superficie, para el caso de acero y una terminación superficial resultante de maquinado en frío, se calcula como:

$$K_s = 9,3 \cdot (\sigma_{rot})^{-0,33} + 0,255$$

donde  $\sigma_{rot}$  se debe expresar en Kg/cm<sup>2</sup>.

El factor de tamaño, para diámetros mayores a 50 mm se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$C_s = 1,85 \cdot (d)^{-0,19}$$

donde d se expresa en milímetros.

El factor de confiabilidad, el cual es puramente estadístico, se selecciona del siguiente cuadro:

Confiabilidad deseada	Cc
0,50	1
0,90	0,90
0,99	0,81
0,999	0,75
0,999 999 999	0,52

Por otro lado, además de corroborar los cálculos por resistencia, los árboles y ejes deben verificar ciertas condiciones de deformación máximas, a fin de evitar problemas en su funcionamiento. La flecha máxima recomendada para árboles y ejes de uso general es de  $f_{max} = 0,8 \text{ mm/m}$ , mientras que el ángulo de giro máximo entre dos secciones de un árbol es  $\beta_{max} = 20' / m$ .

La chaveta, en el caso de los árboles, se dimensiona para que soporte los esfuerzos de aplastamiento y de corte, mientras que para los ejes no se realiza ningún cálculo, ya que al no transmitir momento torsor, no se encuentra solicitada.

### 3.10.2. Árbol motor y eje conducido de ruedas base

#### 3.10.2.1. Diseño

El árbol motor de la base es el encargado de transmitir la potencia del motorreductor de traslación a la rueda. Por lo tanto, el mismo tiene aplicado un momento torsor desde la posición de la rueda hasta uno de sus extremos. Por otro lado, la fuerza vertical generada por la rueda produce un momento flector. Si bien el eje conducido no transmite momento torsor, por simplicidad de construcción sus dimensiones son similares a las del árbol motor.

El diseño del árbol motor se aprecia en la figura 3.22, mientras que el montaje final con todos los accesorios se encuentra en el [plano N° 18](#).

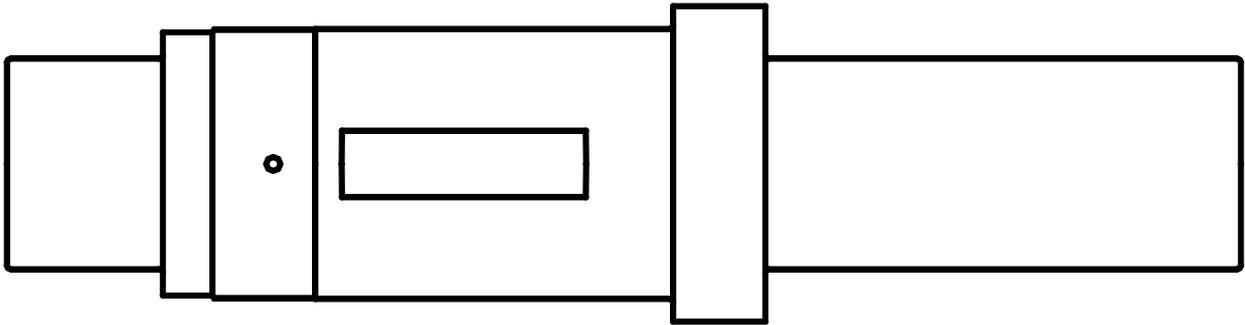


Figura 3.22  
Árbol motor en base del transelevador.

La rueda se fija al árbol axialmente a través del resalte y una tuerca, en ambos casos utilizando separadores para alejar los concentradores de tensión de los resaltes del concentrador de tensiones del chavetero. La tuerca se encuentra asegurada mediante una chaveta cilíndrica que penetra en el árbol. La fijación radial se logra través de una chaveta de sección cuadrada, cuyo chavetero se realiza con una fresa de disco para reducir la concentración de tensiones. Los rodamientos, oscilantes y de doble hilera de rodillos, se posicionan utilizando resaltes sobre el árbol y aro seguro sobre la caja. Para facilitar la extracción de los mismos ante un posible cambio, estos se fijan al árbol con manguitos de desmontaje.

El material utilizado en este árbol es acero SAE 4340.

La sollicitación de fatiga de mayor magnitud ocurre en la situación C, con el carro acelerando hacia el comienzo o el final del pasillo. En esa situación, el momento flector en la sección con los mayores esfuerzos (la mitad de la longitud entre rodamientos), de acuerdo a lo calculado en el [apéndice A.3.1.](#), vale:  $M_f = 2.844 \text{ Nm}$ , mientras que el momento torsor es, según lo obtenido en el [punto 4.2.3.](#),  $M_t = 702 \text{ Nm}$ .

### 3.10.2.2. Cálculo según ASME

Las condiciones de trabajo del árbol pueden suponerse como de cargas gradualmente aplicadas y choques ligeros, por lo que el valor de  $K_m$  adoptado es 1,5, mientras que el de  $K_t$  es de 1,2.

La tensión admisible, en este caso en que hay concentrador de tensiones, se calcula como:

$$\sigma_{adm} = 0,75 \cdot (0,35 \cdot \sigma_{rot}) = 0,75 \cdot (0,35 \cdot 1.300 \text{ MPa}) = 341 \text{ MPa}$$

Con estos valores, el diámetro mínimo necesario para la sección analizada vale:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \sqrt{(K_m \cdot M_f)^2 + (K_t \cdot M_t)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 341 \text{ MPa}} \sqrt{(1,5 \cdot 2.844 \text{ Nm})^2 + (1,2 \cdot 702 \text{ Nm})^2}} \Rightarrow$$

$$d \geq 50,6 \text{ mm}$$

### 3.10.2.3. Cálculo según Soderberg

El factor de concentración de tensiones teórico está dado en este caso por el chavetero, el cual al estar realizado con una fresa de disco vale  $K_t = 1,6$ . La sensibilidad a la entalla de este material es  $q = 0,8$ . Por lo tanto, el factor físico resultante vale:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,8 \cdot (1,6 - 1) = 1,48$$

El factor de superficie se calcula como:

$$K_s = 9,3 \cdot (\sigma_{rot})^{-0,33} + 0,255 = 9,3 \cdot (13.260)^{-0,33} + 0,255 = 0,66$$

El factor de tamaño, utilizando ya el diámetro final de la sección, vale:

$$C_s = 1,85 \cdot (d)^{-0,19} = 1,85 \cdot (77)^{-0,19} = 0,81$$

Finalmente, el factor de confiabilidad, adoptando una seguridad de 0,99, vale  $C_C = 0,81$ . Con estos valores, la tensión límite de fatiga corregida es de:

$$\sigma_{wc} = \frac{\sigma_w \cdot K_s \cdot C_s \cdot C_C}{K_f} = \frac{650MPa \cdot 0,66 \cdot 0,81 \cdot 0,81}{1,48} = 198MPa$$

Por lo tanto, utilizando como en el cálculo de todas las piezas un coeficiente de seguridad de 3, el diámetro mínimo necesario es de:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_t}{\sigma_{fl}}\right)^2 + \left(\frac{M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{702Nm}{860MPa}\right)^2 + \left(\frac{2.844Nm}{198MPa}\right)^2}} = 77mm$$

Entonces, al ser este último valor de diámetro mayor al obtenido por el cálculo según ASME, es el que se adopta para el diámetro de la sección considerada.

En el diagrama de Soderberg ubicado en el [apéndice A.3.1](#), se observa como los esfuerzos que recibe el árbol utilizando este diámetro se encuentran dentro de la zona de diseño.

#### 3.10.2.4. Verificación de la flecha máxima

El mayor valor de flecha aparece en la mitad de la longitud entre rodamientos y es de  $f=0,025 mm$ , según se observa en el [apéndice A.3.1](#). En este caso la máxima flecha permitida es de  $f_{max} = 0,8 \frac{mm}{m} \cdot 0,2m = 0,16mm$ . Por lo tanto, se verifica esta condición.

#### 3.10.2.5. Verificación del ángulo de giro máximo

El ángulo de torsión por unidad de longitud esta dado por:

$$\beta = \frac{180 \cdot M_t}{\pi \cdot G \cdot I_p} = \frac{180 \cdot 702Nm}{\pi \cdot 80.819MPa \cdot 3,45 \cdot 10^6 mm^4} = 8,65 \frac{'}{m}$$

donde:

G: módulo de rigidez a la torsión del material

$I_p$ : momento polar de inercia del eje

Se observa que el valor de este ángulo es menor al máximo permitido,  $\beta_{max} = 20'/m$ , por lo tanto se verifica también esta condición.

#### 3.10.2.6. Cálculo de la chaveta

La chaveta esta solicitada a esfuerzos de aplastamiento y de corte. Para tener en cuenta los efectos dinámicos que aparecen al no tener un ajuste perfecto sobre el chavetero, se utiliza un factor de servicio,  $f_s$ , que para el caso de par de torsión, con choque de suave a mediano, vale 3.

El ancho de la chaveta debe ser como máximo el 25% del diámetro del árbol, por lo tanto en este caso el ancho adoptado es  $a = 19 \text{ mm}$ . Adoptando una sección cuadrada de chaveta, esta tiene la misma resistencia al corte que a la compresión. Entonces, el alto de la chaveta es  $h = 19 \text{ mm}$ .

El material de la chaveta debe ser más blando que el del árbol, de modo que no se deforme el chavetero. De acuerdo con esto el material adoptado para la chaveta es acero SAE 1020.

Adoptados la sección y material de la chaveta, la variable a calcular para que verifique los esfuerzos es el largo. En el caso del aplastamiento, utilizando un coeficiente de seguridad de 3, este está dado por:

$$l = \frac{4 \cdot M_t \cdot f_s \cdot S}{d \cdot h \cdot \sigma_{fl}} = \frac{4 \cdot 702 \text{ Nm} \cdot 3 \cdot 3}{77 \text{ mm} \cdot 19 \text{ mm} \cdot 350 \text{ MPa}} = 49 \text{ mm}$$

Y en el caso del corte:

$$l = \frac{2 \cdot M_t \cdot f_s \cdot S}{d \cdot a \cdot \tau_{fl}} = \frac{2 \cdot 702 \text{ Nm} \cdot 3 \cdot 3}{77 \text{ mm} \cdot 19 \text{ mm} \cdot 175 \text{ MPa}} = 49 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el largo adoptado para la chaveta es  $l = 50 \text{ mm}$ .

### 3.10.3. Ejes poleas carro portauñas

#### 3.10.3.1. Diseño

Los ejes sobre los que van a trabajar las poleas del carro portauñas están solicitados por un esfuerzo de flexión, dado por la fuerza que realiza el cable sobre las poleas.

El diseño del eje se aprecia en la figura 3.23, mientras que el montaje final con todos los accesorios se encuentra en el [plano N° 13](#).



Figura 3.23  
Eje de polea en carro portauñas.

La polea se fija al eje axialmente a través del resalte y una tuerca, asegurada mediante una chaveta cilíndrica. La fijación radial se consigue a través de una chaveta de sección cuadrada, que soporta un esfuerzo prácticamente nulo al no transmitir el eje momento torsor. Los rodamientos, de una hilera de rodillos cilíndricos, se posicionan utilizando resaltes sobre el eje y aro seguer sobre la caja.

El material utilizado en este eje es acero SAE 1040.

La sollicitación de fatiga de mayor magnitud ocurre en la situación B, con el carro acelerando hacia arriba. En esa situación, el momento flector en la sección con los mayores esfuerzos (ubicación del rodamiento más cercano a la polea) vale, según se observa en el [apéndice A.3.2.](#),  $M_f = 756 \text{ Nm}$ .

### 3.10.3.2. Cálculo según ASME

Las condiciones de trabajo del eje pueden suponerse como de cargas gradualmente aplicadas y choques ligeros, por lo que el valor de  $K_m$  adoptado es 1,5.

La tensión admisible, en este caso en que hay concentrador de tensiones, se calcula como:

$$\sigma_{adm} = 0,75 \cdot (0,35 \cdot \sigma_{rot}) = 0,75 \cdot (0,35 \cdot 770 \text{MPa}) = 202 \text{MPa}$$

Con estos valores, el diámetro mínimo necesario para la sección analizada vale:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \sqrt{(K_m \cdot M_f)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 202 \text{MPa}} \sqrt{(1,5 \cdot 756 \text{Nm})^2}} = 38,5 \text{mm}$$

### 3.10.3.3. Cálculo según Soderberg

El factor de concentración de tensiones teórico está dado en este caso por el resalte. Se obtiene gráficamente utilizando como parámetros la relación de diámetros y el radio de acuerdo del resalte. Por lo tanto, con  $D/d=1,2$  y  $r/d=0,1$ , se obtiene  $K_t=1,6$ . La sensibilidad a la entalla de este material es  $q=0,65$ . Por lo tanto, el factor físico resultante vale:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,65 \cdot (1,6 - 1) = 1,39$$

El factor de superficie se calcula como:

$$K_s = 9,3 \cdot (\sigma_{rot})^{-0,33} + 0,255 = 9,3 \cdot (7.854)^{-0,33} + 0,255 = 0,74$$

El factor de tamaño, utilizando ya el diámetro final de la sección, vale:

$$C_s = 1,85 \cdot (d)^{-0,19} = 1,85 \cdot (55)^{-0,19} = 0,87$$

Finalmente, el factor de confiabilidad, adoptando una seguridad de 0,99, vale  $C_c = 0,81$ . Con estos valores, la tensión límite de fatiga corregida es de:

$$\sigma_{wc} = \frac{\sigma_w \cdot K_s \cdot C_s \cdot C_c}{K_f} = \frac{385 \text{MPa} \cdot 0,74 \cdot 0,87 \cdot 0,81}{1,39} = 149 \text{MPa}$$

Por lo tanto, utilizando como en el cálculo de todas las piezas un coeficiente de seguridad de 3, el diámetro mínimo necesario es de:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{756 \text{Nm}}{149 \text{MPa}}\right)^2}} = 54,4 \text{mm}$$

Entonces, al ser este último valor mayor al obtenido por el cálculo según ASME, es el que se adopta para el diámetro de la sección considerada, redondeándolo al valor final de 55 mm, que es una medida standard de diámetro de rodamientos.

### 3.10.3.4. Verificación de la flecha máxima

El mayor valor de flecha aparece en el extremo donde está ubicada la polea, y es de  $f = 0,032 \text{mm}$ , según lo calculado en el [apéndice A.3.2](#). En este caso la máxima flecha permitida es de  $f_{max} = 0,8 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \cdot 0,35 \text{m} = 0,28 \text{mm}$ . Por lo tanto, se verifica esta condición.

### 3.10.4. Ejes poleas superiores mástil

#### 3.10.4.1. Diseño

Los ejes sobre los que van a trabajar las poleas del extremo superior del mástil están solicitados por un esfuerzo de flexión, dado por la fuerza que realizan los cables sobre las poleas.

El diseño utilizado en el eje es el indicado en la figura 3.24. En el [plano Nº 27](#) se encuentra el montaje final del mismo, donde puede apreciarse con todos los accesorios.



Figura 3.24  
Eje de polea superior mástil.

La polea se fija al eje axialmente a través de un tornillo prisionero, el cual penetra en una marca realizada sobre el eje. Esta simple sujeción es suficiente ya que la polea soporta cargas axiales muy bajas. Los rodamientos, oscilantes y de doble hilera de rodillos, se posicionan utilizando resaltes sobre el eje y aro seguro sobre la caja.

La sollicitación de fatiga de mayor magnitud ocurre en la situación B, con el carro acelerando hacia arriba. En esa situación, el momento flector en la sección con los mayores esfuerzos (todo el tramo ubicado entre los rodamientos) vale,  $M_f = 756 \text{ Nm}$ , como se indica en el [apéndice A.3.3](#).

El material utilizado en este eje es acero SAE 1040.

#### 3.10.4.2. Cálculo según ASME

Las condiciones de trabajo del eje pueden suponerse como de cargas gradualmente aplicadas y choques ligeros, por lo que el valor de  $K_m$  adoptado es 1,5.

La tensión admisible, en este caso en que hay concentrador de tensiones, se calcula como:

$$\sigma_{adm} = 0,75 \cdot (0,35 \cdot \sigma_{rot}) = 0,75 \cdot (0,35 \cdot 770 \text{ MPa}) = 202 \text{ MPa}$$

Con estos valores, el diámetro mínimo necesario para la sección analizada vale:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \sqrt{(K_m \cdot M_f)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 202 \text{ MPa}} \sqrt{(1,5 \cdot 756 \text{ Nm})^2}} = 38,5 \text{ mm}$$

#### 3.10.4.3. Cálculo según Soderberg

El factor de concentración de tensiones teórico está dado en este caso por el resalte. Se obtiene gráficamente utilizando como parámetros la relación de diámetros y el radio de acuerdo del resalte. Por lo tanto, con  $D/d = 1,2$  y  $r/d = 0,1$ , se obtiene  $K_t = 1,6$ . La sensibilidad a la entalla de este material es  $q = 0,65$ . Por lo tanto, el factor físico resultante vale:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,65 \cdot (1,6 - 1) = 1,39$$

El factor de superficie se calcula como:

$$K_s = 9,3 \cdot (\sigma_{rot})^{-0,33} + 0,255 = 9,3 \cdot (7.854)^{-0,33} + 0,255 = 0,74$$

El factor de tamaño, utilizando ya el diámetro final de la sección, vale:

$$C_s = 1,85 \cdot (d)^{-0,19} = 1,85 \cdot (55)^{-0,19} = 0,87$$

Finalmente, el factor de confiabilidad, adoptando una seguridad de 0,99, vale  $C_C = 0,81$ . Con estos valores, la tensión límite de fatiga corregida es de:

$$\sigma_{wc} = \frac{\sigma_w \cdot K_s \cdot C_s \cdot C_C}{K_f} = \frac{385MPa \cdot 0,74 \cdot 0,87 \cdot 0,81}{1,39} = 149MPa$$

Por lo tanto, utilizando como en el cálculo de todas las piezas un coeficiente de seguridad de 3, el diámetro mínimo necesario es de:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{756Nm}{149MPa}\right)^2}} = 54,4mm$$

Entonces, al ser este último valor mayor al obtenido por el cálculo según ASME, es el que se adopta para el diámetro de la sección considerada, redondeándolo al valor final de 55 mm.

#### 3.10.4.4. Verificación de la flecha máxima

El mayor valor de flecha aparece en el medio de la longitud del eje y es, de acuerdo al [apéndice A.3.3.](#), de  $f = 0,135 mm$ . En este caso, la máxima flecha permitida es de  $f_{max} = 0,8 \frac{mm}{m} \cdot 0,38m = 0,304mm$ . Por lo tanto, se verifica esta condición.

## 3.11. Selección y cálculo de rodamientos

### 3.11.1. Consideraciones generales

Generalmente, el diámetro del agujero del rodamiento viene especificado por el diseño de la máquina. Sin embargo, para determinar finalmente las demás medidas principales y el tipo de rodamiento, conviene averiguar mediante un cálculo de dimensionado si las exigencias de vida, seguridad estática y rentabilidad quedan satisfechas. En este cálculo se hace una comparación entre la sollicitación del rodamiento y su capacidad de carga.

En la técnica de rodamientos, se distingue entre sollicitación dinámica y sollicitación estática <sup>11</sup>.

Una sollicitación estática tiene lugar si el movimiento relativo entre los aros es nulo o muy lento ( $n < 10 \text{ min}^{-1}$ ). En estos casos se examina la seguridad contra deformaciones plásticas demasiado elevadas en los caminos de rodadura y en los cuerpos rodantes.

La mayoría de los rodamientos se solicitan dinámicamente. Sus aros giran relativamente entre sí. Con el cálculo de dimensionado se examina la seguridad contra fatiga prematura del material de los caminos de rodadura y de los cuerpos rodantes.

Bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos  $f_s$ , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

donde:

$C_0$ : capacidad de carga estática

$P_0$ : carga estática equivalente

Para exigencias normales como las existentes en este diseño, el factor de servicio necesario es 1.

La capacidad de carga estática  $C_0$  según DIN ISO 76 - 1988, es la indicada en el catálogo de cada rodamiento.

En el método de cálculo normalizado para rodamientos solicitado dinámicamente se parte de la fatiga del material (formación de pitting) como causa del deterioro del rodamiento. La fórmula de vida es:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

donde:

L: vida nominal [ $10^6$  revoluciones]

C: capacidad de carga dinámica

P: carga dinámica equivalente

p: exponente de vida

Si la velocidad del rodamiento es constante, la duración puede expresarse en horas:

$$L_h = \frac{\left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot 10^6}{n \cdot 60}$$

donde:

$L_h$ : vida nominal [horas]

n: velocidad [ $\text{min}^{-1}$ ]

<sup>11</sup> FAG, "Manual de rodamientos WL 41 520/3 SE", página 30.

La capacidad de carga dinámica  $C$  según ISO DIN 281-1993 se indica en el catálogo de cada rodamiento.

El exponente de vida es diferente para rodamientos de bolas y rodillos.

$p = 3$  para rodamientos de bolas

$p = \frac{10}{3}$  para rodamientos de rodillos

Para todos los rodamientos se considera que los mismos trabajan alrededor de 8 horas diarias los 365 días del año. Para obtener una vida útil de 15 años, son necesarias unas 43.800 horas.

### 3.11.2. Rodamientos, soportes y guías de traslación carro portauñas

#### 3.11.2.1. Rodamientos

Para la selección de los rodamientos, se analizaron las cuatro situaciones críticas mencionadas en el [punto 3.1](#). Cada una genera sobre los rodamientos esfuerzos radiales y axiales de distintas magnitudes, dependiendo de la ubicación en que estos se encuentren (superior o inferior).

El par generado por la carga a izar más las uñas y el carro portauñas, origina con respecto al mástil y a la polea del carro, los esfuerzos en los rodamientos según las direcciones  $z$  (axial) y  $x$  (radial) respectivamente.

Cuando la uña está extendida en su totalidad (instante más desfavorable), crea un momento en el plano  $y-z$  que hace trabajar a los rodamientos según su dirección axial. Dado que estos tienen solo una superficie de apoyo según dicha dirección, los esfuerzos (al tender a girar el carro según  $y-z$  en sentido horario, por ejemplo) se repartirán en solo dos rodamientos (el derecho inferior y el izquierdo superior, según el sentido ejemplificado). Esta situación se ilustra en la figura 3.25

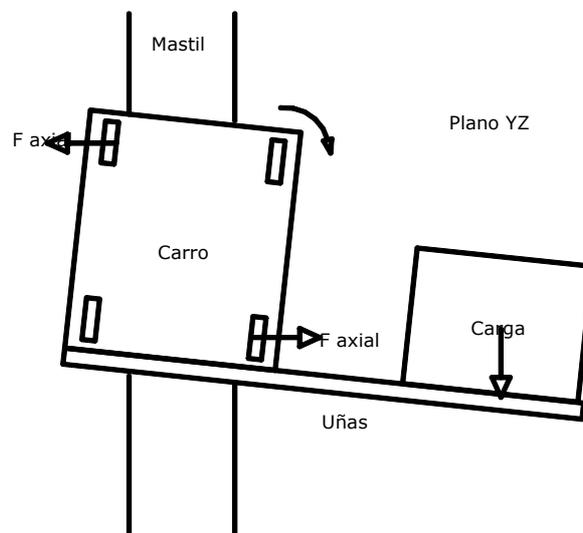


Figura 3.25  
Solicitación axial de los rodamientos del carro portauñas.

Según el plano  $x-y$ , la carga (pallet + uñas + carro) ocasiona con respecto a la polea un momento que es equilibrado por la fuerza de los rodamientos según su dirección radial. En este caso, las guías les proporcionan a dichos elementos dos superficies de apoyo. De esta manera, los cuatro trabajan uniformemente soportando esfuerzos. Esto se observa en la figura 3.26.

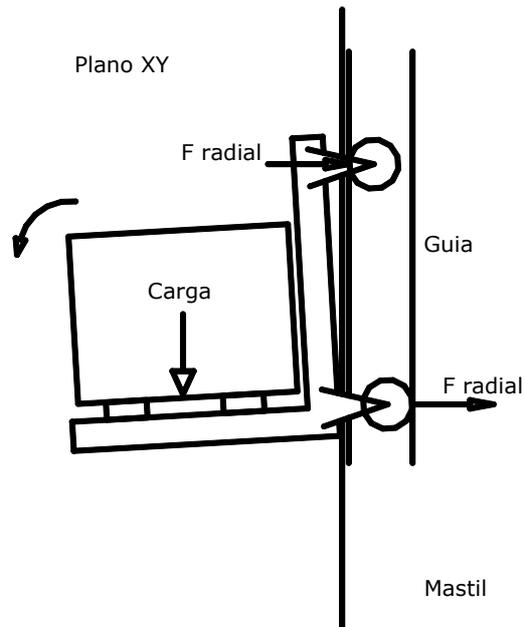


Figura 3.26  
Solicitación radial de los rodamientos del carro portauñas.

Los esfuerzos arriba mencionados, calculados en el [punto 3.5.2](#), son los siguientes:

Situación A:

$$F_{\text{sup rad}} = F_{\text{inf rad}} = 11.194 \text{ N (estáticamente)}$$

$$F_{\text{sup ax}} = F_{\text{inf ax}} = 48.799 \text{ N (estáticamente)}$$

Situación B:

$$F_{\text{sup rad}} = F_{\text{inf rad}} = 7.469 \text{ N (dinámicamente)}$$

$$F_{\text{sup ax}} = F_{\text{inf ax}} = 0 \text{ N}$$

Situación C:

$$F_{\text{sup rad}} = 7.584 \text{ N (estáticamente)}$$

$$F_{\text{inf rad}} = 6.916 \text{ N (estáticamente)}$$

$$F_{\text{sup ax}} = F_{\text{inf ax}} = 0 \text{ N}$$

Situación D:

$$F_{\text{sup rad}} = F_{\text{inf rad}} = 7.107 \text{ N (estáticamente)}$$

$$F_{\text{sup ax}} = 40.363 \text{ N (estáticamente)}$$

$$F_{\text{inf ax}} = 39.362 \text{ N (estáticamente)}$$

Como se observa, los esfuerzos axiales se suscitan únicamente en forma estática. En cambio, los esfuerzos radiales aparecen tanto en forma dinámica como estática. Por lo tanto, los rodamientos seleccionados deben verificar el cálculo estático de cargas axiales y el cálculo dinámico y estático de cargas radiales.

De todos los valores arriba enumerados, los que se utilizan para la selección son los mayores de cada caso. Por lo tanto:

$$\text{Carga radial: } P = F_{\text{rad max din}} = 7.469 \text{ N}$$

$$P_0 = F_{\text{rad max est}} = 1.194 \text{ N}$$

$$\text{Carga axial: } P_0 = F_{\text{ax max est}} = 48.799 \text{ N}$$

El rodamiento seleccionado es el siguiente:

- WINKEL Modelo 4.062
  - $C_{ax} = 43 \text{ KN}$
  - $C_{rad} = 110 \text{ KN}$
  - $C_{0ax} = 50 \text{ KN}$
  - $C_{0rad} = 132 \text{ KN}$
  - Diámetro exterior = 123 mm.

La hoja de datos se encuentra en el [apéndice D.1.1](#).

De acuerdo con el cálculo por carga radial dinámica, la duración nominal en horas de funcionamiento del rodamiento es de:

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6}{n \cdot 60} = \frac{\left(\frac{110\text{KN}}{7,5\text{KN}}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6}{155,3 \cdot 60} = 840.000\text{hs}$$

El valor de  $n = 155,3$  proviene de una velocidad lineal (velocidad vertical) igual a 60 m/min y un diámetro de rodamiento de 0,123 m.

Se observa que el valor resultante de vida nominal supera ampliamente al mínimo propuesto de 43.800hs.

El factor de servicio para la carga radial estática es de:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{132\text{KN}}{1,2\text{KN}} = 110$$

Mientras que el de carga axial estática es:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{50\text{KN}}{48,8\text{KN}} = 1,025$$

Se observa claramente que la selección del rodamiento queda determinada por la verificación a la carga estática axial, mientras que los otros dos cálculos verifican holgadamente.

### 3.11.2.2. Guías

La guía correspondiente para el modelo de rodamiento escogido es:

- Perfil WINKEL 5 Nb

Es fabricada con acero aleado de alta calidad, bajo norma UNI FE 510-C, el cual recibe un proceso de arenado. Un detalle de la misma se encuentra en el [plano Nº 12](#).

Si bien las especificaciones técnicas de las guías aseguran una larga vida útil de estas, se opta por soldar dicha guía a una lámina de acero de 6 mm de espesor. Esta lámina se atornilla sobre el mástil. De esta forma, ante un temprano e inesperado desgaste de la guía, es posible el desarme y su cambio.

### 3.11.2.3. Soportes

Los rodamientos combinados están preparados para unirse mediante tornillos a una base metálica, capaz de soportar los esfuerzos a los que están sometidos dichos rodamientos.

El modelo de la base a utilizar es:

- Flange plate WINKEL AP 4.

### 3.11.3. Rodamientos árbol motor y eje conducido de ruedas base

Al estar los rodamientos montados sobre soportes que no fueron mecanizados en una misma operación, es inevitable la aparición de una desalineación entre los mismos. Por lo tanto, es necesario utilizar para este caso rodamientos oscilantes. Por otra parte, al ser la carga radial de gran magnitud, el tipo de rodamiento recomendable es de doble hilera de rodillos. Entonces, debido a estas dos condiciones, el tipo de rodamiento seleccionado es oscilante de doble hilera de rodillos. Un corte del mismo se observa en la figura 3.27.

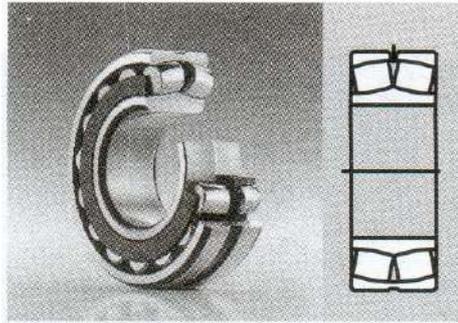


Figura 3.27  
Rodamiento oscilante de doble hilera de rodillos.

Para facilitar su remoción, estos van colocados con manguitos de desmontaje. El diámetro interno del manguito está condicionado por la medida del eje y es 60 mm.

La carga dinámica que deben soportar está calculada en el [apéndice A.3.1.](#) y es  $P=28.440N$ .

De acuerdo con todo lo anterior, el rodamiento seleccionado es el siguiente:

- FAG Modelo 21313E1K.TVPB  
C = 196 KN

La hoja de datos del mismo se encuentra en el [apéndice D.1.2.](#)

El manguito de desmontaje que se utiliza es:

- FAG Modelo AH313G

Sus datos se observan en el [apéndice D.1.2.](#)

De acuerdo con el cálculo, la duración nominal en horas de funcionamiento del rodamiento es de:

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6}{n \cdot 60} = \frac{\left(\frac{196KN}{28,4KN}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6}{191 \cdot 60} = 52.100hs$$

El valor de  $n = 191$  proviene de una velocidad lineal (velocidad horizontal) igual a 180 m/min y un diámetro de rueda de 0,3 m.

Se observa que el valor resultante de vida nominal verifica al mínimo propuesto de 43.800hs.

### 3.11.4. Rodamientos ejes poleas carro portauñas

En este caso, al estar los rodamientos montados sobre un mismo soporte, no existe desalineación entre los mismos. Por lo tanto, no es necesario utilizar rodamientos oscilantes.

Por otra parte, al ser la carga radial de gran magnitud, el tipo de rodamiento recomendable es de rodillos. Entonces, debido a estas dos condiciones, el tipo de rodamiento seleccionado es de rodillos cilíndricos de una hilera. Un corte del mismo se observa en la figura 3.28.

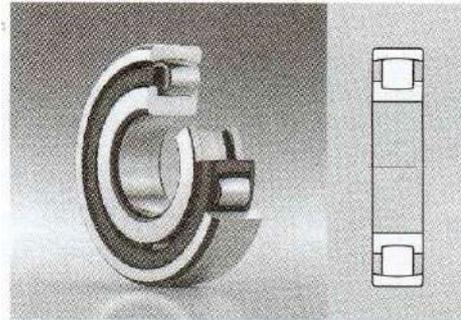


Figura 3.28  
Rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos.

El diámetro interno del rodamiento está condicionado por la medida del eje y es 55 mm. Las cargas dinámicas que soportan se hallan calculadas en el [apéndice A.3.2.](#), siendo la mayor de las dos  $P = 16.363N$ .

De acuerdo con todo lo anterior, el rodamiento seleccionado es el siguiente:

- FAG Modelo N211E.TVP2  
C = 83 KN

La hoja de datos se aprecia en el [apéndice D.1.3.](#)

De acuerdo con el cálculo, la duración nominal en horas de funcionamiento del rodamiento es de:

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6}{n \cdot 60} = \frac{\left(\frac{83KN}{16.4KN}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6}{90,9 \cdot 60} = 41.150hs$$

El valor de  $n = 90,9$  proviene de una velocidad lineal (velocidad vertical del cable) igual a 120 m/min (el doble que la del carro portauñas, al ser un sistema de polea doble) y un diámetro de polea de 0,42 m.

Se observa que el valor resultante de vida nominal es muy próximo al propuesto de 43.800hs.

### 3.11.5. Rodamientos ejes poleas superiores mástil

Al igual que los rodamientos del árbol motor y eje conducido de la base, al estar los rodamientos montados sobre soportes que no fueron mecanizados en una misma operación, es inevitable la aparición de una desalineación entre los mismos. Por lo tanto, es necesario utilizar rodamientos oscilantes. Por otra parte, al ser la carga radial de gran magnitud, el tipo de rodamiento recomendable es de doble hilera de rodillos. Entonces, debido a estas dos condiciones, el tipo de rodamiento seleccionado nuevamente es oscilante de doble hilera de rodillos.

El diámetro interno del rodamiento está condicionado por la medida del eje y es 45 mm.

La carga dinámica que soportan está calculada en el [apéndice A.3.3.](#) y es  $P = 13.754N$ .

De acuerdo con todo lo anterior, el rodamiento seleccionado es el siguiente:

- FAG Modelo 22209E1  
C = 93 KN

Los datos técnicos se hallan en el [apéndice D.1.4](#).

De acuerdo con el cálculo, la duración nominal en horas de funcionamiento del rodamiento es de:

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6}{n \cdot 60} = \frac{\left(\frac{93KN}{13,8KN}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6}{90,9 \cdot 60} = 106.200hs$$

El valor de  $n = 90,9$ , al igual que en el punto anterior, proviene de una velocidad lineal (velocidad vertical del cable) igual a 120 m/min (el doble que la del carro portauñas, al ser un sistema de polea doble) y un diámetro de polea de 0,42 m.

Se observa que el valor resultante de vida nominal supera al mínimo propuesto de 43.800hs.

## 3.12. Especificaciones de la soldadura

### 3.12.1. Consideraciones generales

Partiendo con la premisa que la soldadura no se calcula sino que se verifica, se procede a la elección del proceso de soldadura, al análisis de tratamiento de bordes y a considerar ciertos aspectos inherentes a la soldadura de unión.

Los metales a soldar son ferrosos, más precisamente aceros no aleados de bajo carbono. Estos están descritos con detalle en el [punto 3.2](#). Los aceros a unir presentan una alta soldabilidad. Esto quiere decir que, empleando el proceso de soldadura que se describe más adelante, presentan una junta metálica continua que satisface las exigencias requeridas, tanto en cuanto a sus propiedades físicas, como a sus propiedades locales, como en cuanto a su influencia sobre la construcción de la que son parte. En esta definición se incluyen los aspectos metalúrgicos y la ductilidad del material base a soldar.

La experiencia indica que con espesores inferiores a 40 mm, aceros con contenido de carbono inferior a 0,22 %, resistencia de tracción menor a 500 MPa y carbono equivalente ( $C_{eq} = C + Mn/6 + (Cr + Mo + V)/5 + (Ni + Cu)/15$ ) inferior al 0.45 %, no se requieren tomar precauciones especiales para soldar. Dentro de este grupo se encuentran los materiales ferrosos utilizados en la construcción del transelevador.

### 3.12.2. Elección del proceso de soldadura

El proceso que se utiliza es soldadura por arco bajo argón (80%) y dióxido de carbono (20%), también denominado soldadura MIG (metal inert gas) o soldadura de arco semiautomática.

Se selecciona este proceso por las siguientes ventajas: la soldadura puede ser realizada en cualquier posición, la velocidad de soldeo es mayor que en el proceso de soldadura por arco con electrodo manual (debido a la alimentación continua del electrodo), ausencia de escoria y mayores tasas de deposición de metal de aporte. Con este proceso se puede lograr una mayor penetración que con el proceso de soldeo por arco manual, lo que permite obtener cordones más reducidos con resistencia a los esfuerzos mecánicos equivalentes.

Existen muchos otros procesos de soldadura, pero el mencionado surge de analizar la relación costo-beneficio. Con el proceso escogido se obtiene mayores beneficios que con el proceso de soldadura de arco manual (como fue mencionado anteriormente), presentando como desventaja que el equipo para soldar es más costoso y complejo, pero igualmente de inferior valor al utilizado en otros métodos como el láser, sistemas automáticos, arco sumergido, etc.

### 3.12.3. Descripción del proceso de soldadura

#### 3.12.3.1. Funcionamiento del equipo

En el proceso de soldadura por arco con electrodo consumible, bajo atmósfera protectora de argón, la transferencia de material se realiza a través del arco al baño desde un alambre, alimentado en forma continua en una atmósfera de Ar (80%) - CO<sub>2</sub> (20%). El gas protector cubre el arco eléctrico y el metal fundido, a fin de evitar el contacto de este con el aire. En la figura 3.29 se esquematiza el proceso.

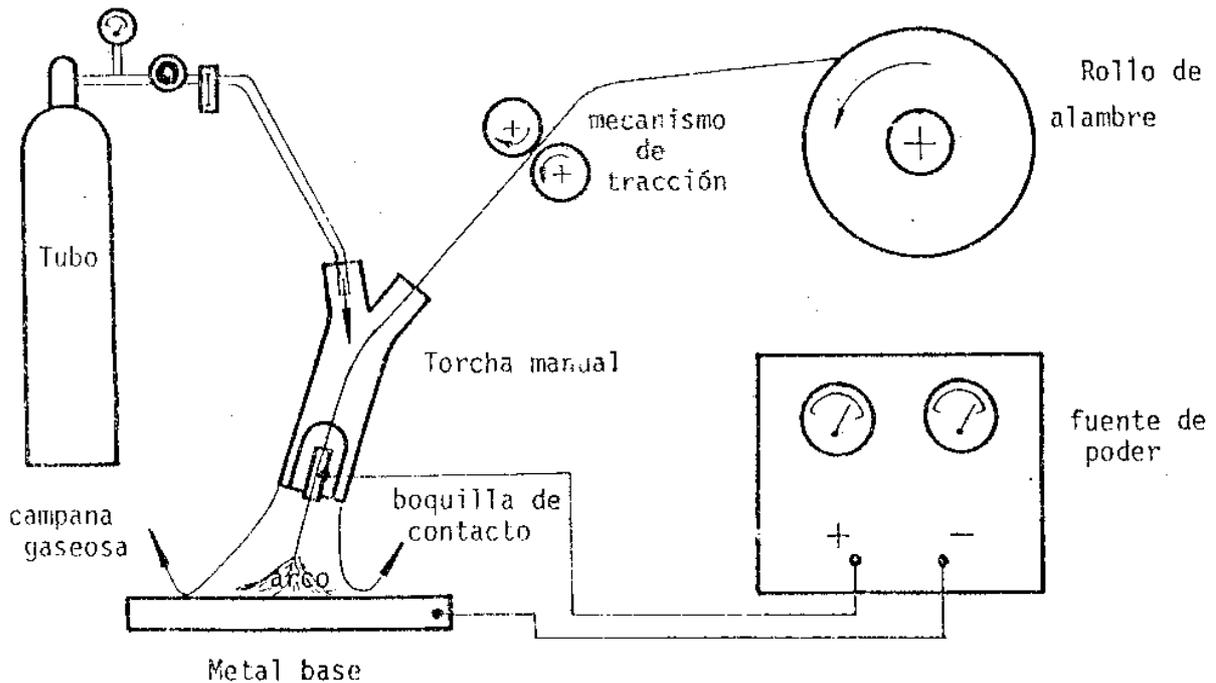


Figura 3.29

Proceso de soldadura por arco bajo atmósfera protectora.

La torcha de soldar, en forma de pistola, recibe el alambre de aporte desde un carrete giratorio por dentro de una manguera flexible en forma continua y automática. En el extremo inferior de la torcha existe un tubo de contacto donde el alambre recibe la corriente de soldadura proveniente de la fuente.

Luego de pasar este tubo de contacto, el alambre avanza hacia la piletta fundida. Rodeando al tubo de contacto se encuentra la tobera por donde sale el gas protector. La torcha se halla provista de un contactor mediante el cual se gobierna la salida de alambre y gas.

La alimentación de alambre a la torcha se realiza a través de un mecanismo de tracción, compuesto por un par de rodillos comandados por un motor de CA o CC y reductor o variador de velocidad. La torcha está conectada con el motor de alimentación por un manguerote formado por el tubo guía del alambre, el conductor de la corriente de soldadura, el conducto de gas, el cable de control y los dos conductos de agua refrigerante.

El motor de alimentación de alambre se halla conectado a la fuente de energía y a una válvula solenoide que se encuentra sobre el conducto proveniente del tubo de gas. Los conductos de refrigeración se conectan a una fuente de agua fresca.

El modo básico de transferencia metálica en los procesos de soldadura bajo gas protector, es en forma de gotas que se desprenden del extremo del alambre y se proyectan sobre la pieza a soldar a través de la columna del arco. Cuando se utiliza Argón como protección gaseosa (proceso MIG), la transferencia se produce como una rápida sucesión de pequeñas gotas, denominada transferencia por rocío o spray. Cuando se utiliza  $\text{CO}_2$  (Proceso MAG), la transferencia se produce en forma de gotas gruesas que pueden llegar a cortocircuitar la punta del alambre y la piletta fundida, extinguiendo momentáneamente el arco. Por esta razón es que se selecciona el proceso MIG.

### 3.12.3.2. Conducción del proceso

Para alcanzar un resultado óptimo en un proceso de soldadura de este tipo, se debe influir adecuadamente sobre el arco y la pileta de fusión. Un arco suave y estable se forma solo cuando se logra un recíproco equilibrio entre ciertos parámetros, de los cuales los más importantes son:

- Corriente de soldadura: el ajuste de la corriente de soldadura se realiza de acuerdo al espesor del material a soldar y según la posición de soldadura. La magnitud de la corriente define el régimen de fusión y la penetración. A su vez, es proporcional a la velocidad de alimentación del alambre al arco. Su ajuste se realiza a través de la regulación de la velocidad, alta velocidad del alambre significa alta corriente y viceversa.
- Diámetro del alambre: la elección de diámetro se realiza en primer lugar según la corriente de soldadura, pero también se debe tener en cuenta el rendimiento de fusión deseado y un criterio económico. Si se desea una alta velocidad de fusión, se elige el diámetro menor, dado que el régimen de fusión depende de la densidad de corriente en el alambre. Por otro lado, con el menor diámetro se incrementa el costo de la soldadura por kg de metal depositado, ya que es mayor la penetración.
- La tensión de arco: es junto con la corriente, uno de los parámetros más importantes para la ejecución de una buena soldadura. Se la fija actuando sobre la fuente y es proporcional a la longitud del arco. Existe una tensión de arco óptima para cada valor de corriente, de acuerdo al diámetro del alambre a utilizar, como compromiso de lo siguiente:
  - Una tensión elevada da un cordón más ancho y más plano, con menor penetración, mayores salpicaduras, mejor aspecto y pobres características mecánicas. En general debe mantenerse la tensión lo más baja posible, pero profundiza demasiado, desmejorando su aspecto.
  - Para igual corriente, a medida que decrece el diámetro se debe aumentar la tensión.
- Velocidad de soldadura: depende del modo de ejecución de la operación y de la magnitud de la corriente; a mayor velocidad de soldadura menor penetración, pudiéndose producir socavado lateral y salpicaduras. Una velocidad muy baja agranda la pileta de fusión y puede producir perforaciones.
- Longitud libre: se denomina longitud libre del alambre al tramo comprendido entre el extremo inferior de la boquilla de contacto y el arco eléctrico. Dicho tramo es parte integrante del circuito eléctrico ya que conduce la corriente de soldadura en su totalidad, teniendo por esto gran influencia sobre la marcha del proceso. Por efecto Joule se precalienta el alambre con una pérdida de energía que crece con el aumento de su longitud, es decir, mayor metal fundido para igual corriente. Para una velocidad de alimentación del alambre constante, aumentar la longitud libre significará disminuir la corriente. Por lo tanto se deberá mantener constante la longitud libre. En general deberá ser lo más corta posible, a los efectos de mantener un arco regular, pero no tan corta como para que se produzca la fusión de la boquilla.
- Caudal de gas: el caudal de gas protector depende del diámetro de la tobera y de la intensidad de la corriente de soldadura. Un caudal pobre producirá poros por la entrada de aire a la pileta fundida, y un caudal elevado producirá turbulencias que su vez incorporarán aire a la pileta produciéndose también porosidades.
  - Bajas corrientes (50 a 150 A) = 12 lts/min.
  - Corrientes medianas (150 a 350 A) = 15 lts/min.
  - Altas corrientes (más de 350 A) = 20 lts/min.

- En cuanto a la distancia que se debe dejar entre la tobera de gas y la pieza a soldar, debe ser la menor posible para que se forme una campana de protección gaseosa adecuada. Por otro lado, la tobera no debe recibir la radiación producida por el arco y además no debe impedir al operario observar la pileta de fusión.
- Influencia de la polaridad: en este proceso se utiliza corriente continua, conectando el polo positivo al alambre. El polo negativo en el alambre produce una mayor fusión del mismo, así como una menor penetración. No tiene aceptación comercial el uso de corriente alterna en este proceso de soldadura por dos razones: la primera, el arco se extingue durante cada medio ciclo cuando la corriente se reduce a cero y puede no reiniciarse si el cátodo se enfría suficientemente; y la segunda, la variación de la polaridad durante un ciclo permite una operación errática del arco.

### 3.12.3.3. Control de la contracción

La contracción no puede ser eliminada, pero si controlada. Existe un conjunto de normas prácticas, que se pueden aplicar para minimizar la deformación causada por efecto de las contracciones. De todas las existentes, las más importantes son:

- Reducir la sobremonta: cuanto más metal se deposita en una junta, mayores son las tensiones de contracción. Un dimensionado correcto de la junta y cantidad de aporte, no solo reduce la deformación, sino también ahorra tiempo y material.
- Usar el menor número de pasadas: las contracciones debidas a cada pasada son acumulativas, debido a que cada pasada involucra un ciclo térmico.
- Anticiparse a las tensiones de contracción: una forma de convertir la deformación en trabajo constructivo es presentando las piezas a soldar fuera de posición. Se realizan primero algunos ensayos para determinar la posición inicial justa, para que luego de la soldadura y su consiguiente contracción se obtenga el alineamiento deseado.
- Planificar la secuencia de soldadura: una secuencia bien planificada involucra depositar metal de soldadura en diferentes puntos de la junta, de tal manera que se produce contracción de soldadura previamente depositada.

### 3.12.3.4. Material de aporte utilizado

Dentro de los alambres que se comercializan en el mercado argentino, el que mejor satisface las necesidades técnicas y económicas, tiene la siguiente denominación comercial:

- CONARCO S6

Este material de aporte se comercializa en bobinas. Sus características mecánicas se describen a continuación:

Normas		
Producto	Tipo de Norma	Código Norma
-	AWS	A5.18
-	ASME II PART C	SFA518
Normas (Excepciones)		
A-S6C-06	AWS	A5.18
A-S6C-06	ASME II PART C	SFA518

Composición Química	
Descripción	Valor Típico
Carbono	0.07
Manganeso	1.46
Silicio	0.85
Fósforo	0.01
Azufre	0.01
Cromo	0.01
Níquel	0.01
Vanadio	0.01
Molibdeno	0.07

Propiedades Mecánicas	
Descripción	Valor Típico
Tensión de rotura [MPa]	540
Tensión de fluencia [MPa]	420
Alargamiento (%)	29
Charpy-V a -29°C (J)	60

- Alambre macizo cobreado, para soldar aceros al carbono de baja aleación por proceso de soldadura MIG en toda posición. Bobinado RANDON.
- Aplicaciones: indicado para la fabricación de estructuras metálicas, carpintería metálica, carrocerías, autopartes, tinglados, contenedores, bastidores para maquinaria agrícola y similares, etc.
- Posiciones de soldadura:



### 3.12.4. Tratamiento de bordes

#### 3.12.4.1. Especificaciones generales

El proyecto de preparación adecuada de los bordes, puede ayudar a disminuir las deformaciones, reducir al máximo el peligro de fisuración por contracción y, por lo tanto, facilitar el trabajo de la mano de obra para producir soldaduras sanas y económicas.

Sobre la base de las condiciones geométricas y de espacio existentes, y de acuerdo con la norma UNE 14036 y bibliografía pertinente<sup>12</sup>, las preparaciones de bordes que se realizan en las distintas piezas del proyecto están indicadas en los siguientes puntos.

#### 3.12.4.2. Preparación en V simétrico

Se realiza de acuerdo a lo que se observa en la figura 3.30.

<sup>12</sup> "Welding Handbook, volumen 2", página 63,

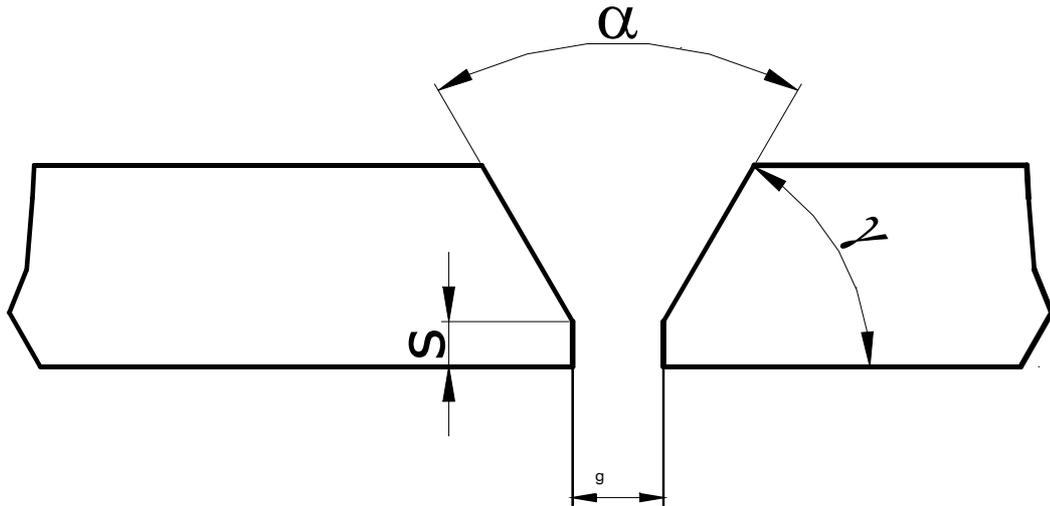


Figura 3.30  
Preparación de bordes en V simétrico.

Preparación simétrica normal	
$\alpha$ [°]	60
S [mm]	1,5

Corriente [A]	g [mm]
50	5
100	6
150	8
200	10
250	12
300	14
350	17
400	20

Esta preparación de bordes se realiza en las láminas y el perfil U.P.N. del mástil del transelevador, como se puede apreciar en la figura 3.31.

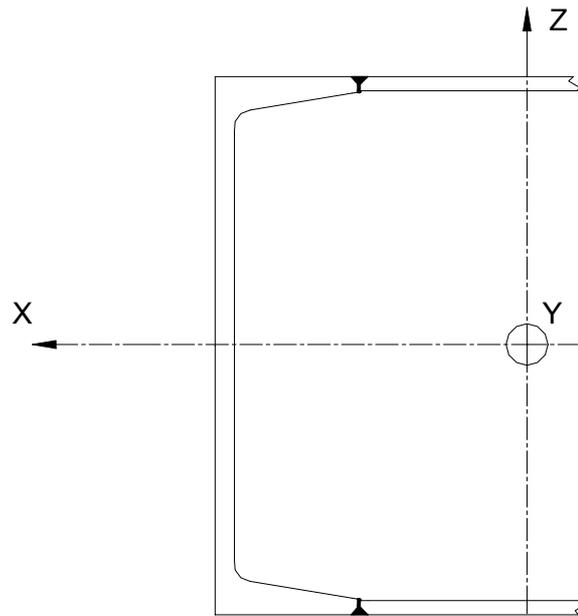


Figura 3.31  
Preparación de bordes en mástil del transelevador.

### 3.12.4.3. Preparación en V con simple chaflán

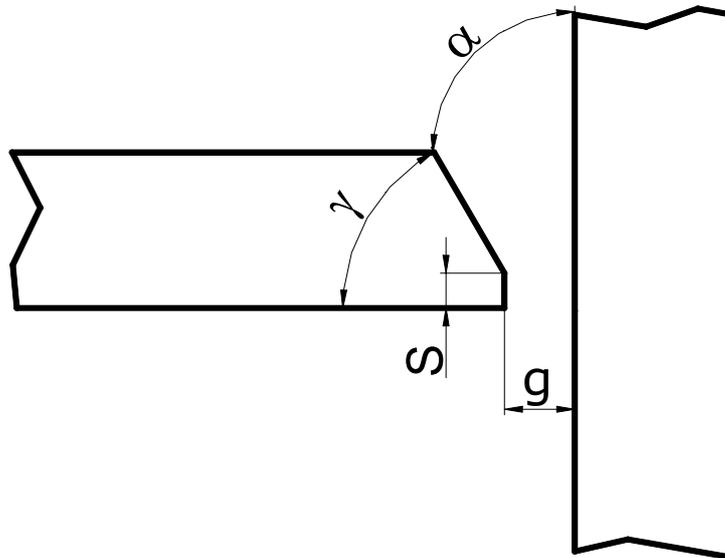


Figura 3.32  
Preparación de bordes en V con simple chaflán.

Preparación con simple chaflán	
$\alpha$ [°]	50
S [mm]	2

Corriente [A]	g [mm]
50	5
100	6
150	8
200	10
250	12
300	14
350	17
400	20

Si se utilizan espesores de  $g$  mayores a 15 mm, se deben tomar precauciones con respecto a las deformaciones.

Esta preparación de bordes se encuentra en el carro porta uñas y en la base del transelevador, como se observa en las figuras 3.33 y 3.34.

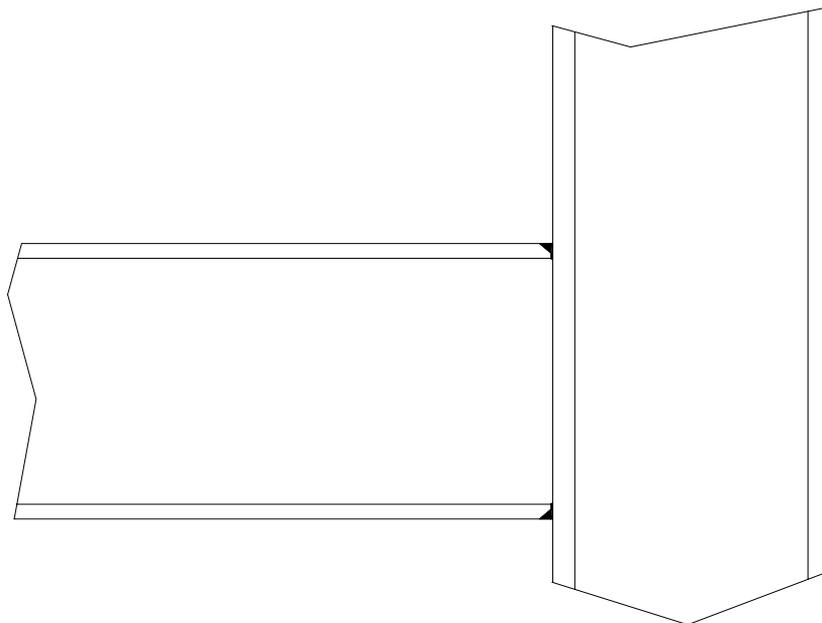


Figura 3.33  
Preparación de bordes en carro portauñas.

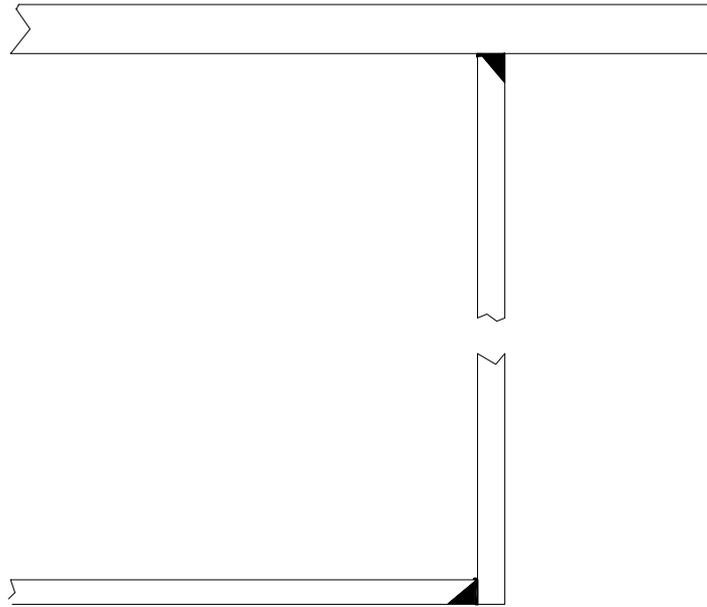


Figura 3.34  
Preparación de bordes en base del transelevador.

## 4. Diseño y cálculo eléctrico

### 4.1. Elección y cálculo de accionamientos elevación y traslación

#### 4.1.1. Elección del sistema de accionamiento

##### 4.1.1.1. Motor y comando

Los accionamientos seleccionados para realizar los movimientos de traslación y elevación, son motores asincrónicos trifásicos con rotor de “jaula de ardilla”, comandados por convertidores de frecuencia electrónicos. Estos dos elementos forman un conjunto de bajo costo y casi nulo mantenimiento, ya que el motor asincrónico con rotor en cortocircuito no posee escobillas ni colector, por lo que no tiene ningún tipo de desgaste, mientras que el convertidor de frecuencia electrónico trabaja estáticamente y no presenta especiales cuidados.

El uso del convertidor de frecuencia permite modificar la velocidad final del motor dentro de un intervalo continuo. Por otra parte, permite trabajar con dos velocidades, una de régimen y otra muy inferior, utilizada en el último tramo de la trayectoria para obtener un posicionamiento preciso.

Para obtener una regulación precisa de la velocidad, se coloca un generador de impulsos incremental (encoder), obteniéndose de esta manera un lazo cerrado de realimentación. El generador de impulsos del movimiento horizontal está montado sobre el eje de la rueda motora en la base, mientras que el de movimiento vertical trabaja sobre una rueda que gira sobre el mástil del transelevador, montada sobre el carro portauñas, acompañando el movimiento del mismo. El sistema de realimentación por lazo cerrado permite programar rampas de arranque y parada controladas, para mantener al sistema siempre por debajo del límite máximo de aceleración. Al estar el sistema realimentado, las rampas de aceleración programadas se cumplirán independientemente de la carga que haya sobre el transelevador. Por otra parte, la señal del generador de impulsos también es leída por el PLC, que de esta manera posee en todo momento la información de la posición de los transelevadores.

Otra opción posible en la elección de los accionamientos es el uso de servomotores. Estos poseen sin duda mayores prestaciones en cuanto al control de parámetros tales como velocidad, posición y par motor. Sin embargo, la opción comentada anteriormente cumple con todos los requisitos necesarios del proyecto a un costo mucho menor.

El convertidor de frecuencia que permite realizar todas las funciones antes nombradas es el siguiente:

- SIEMENS Modelo MICROMASTER 440

Las características generales del mismo se pueden observar en el [apéndice D.2.1](#).

Al convertidor de frecuencia base se le agregan el módulo de conexión PROFIBUS, el módulo de encoder y las resistencias de freno.

El generador de impulsos debe ser compatible con el convertidor de frecuencia y el PLC. Por otra parte, es necesario que posea detección del sentido de giro y una alta cantidad de pulsos por revolución (1024). De acuerdo con todo lo anterior, el modelo utilizado es el siguiente:

- SIEMENS Modelo 1XP8 001

Las características técnicas del elemento están detalladas en el [apéndice D.2.2](#).

#### 4.1.1.2. Reductor de velocidad mecánico

Para poder obtener la velocidad de régimen con una frecuencia cercana a la nominal, se coloca sobre la salida del eje motor un reductor mecánico a corona y tornillo sin fin. Por otra parte, el reductor permite llegar a la velocidad lenta utilizada en el último tramo de las trayectorias, ya que de otra manera el convertidor estaría obligado a entregar una frecuencia extremadamente baja.

Este tipo de reductores es el que provee, a igualdad de tamaño con otro tipo, la mayor reducción. Ya que los motores cuentan con frenos electromagnéticos, no es necesario que los reductores sean irreversibles, por lo que se obtienen valores de rendimiento elevados en la transmisión.

#### 4.1.1.3. Ventilación

Ya que el motor estará girando a bajas vueltas en algunos instantes del ciclo, es preciso montar sobre este una ventilación independiente. De esta manera, se obtiene una disipación de calor hacia el ambiente que no depende de la velocidad momentánea del motor.

#### 4.1.1.4. Freno

Para obtener una detención instantánea al momento de desenergizar el motor, se coloca montado sobre el cuerpo del mismo un freno electromagnético.

El freno electromagnético que se utiliza es el siguiente:

- SIEMENS Modelo KFB

El diseño y la forma de alimentación de este componente están detallados en el [apéndice D.2.3](#).

El freno electromagnético KFB actuado por muelles con dos caras de fricción es un freno de seguridad que frena el motor al desconectarlo (corte de corriente, parada de emergencia).

Al conectar el freno a la alimentación se genera un campo electromagnético y se vence la fuerza de los muelles. Los componentes correspondientes incluido el eje del motor pueden entonces girar libremente. El freno está desbloqueado (relajado). Cuando se desconecta el freno o se produce un corte de corriente, desaparece el campo electromagnético del freno. El freno actúa entonces mecánicamente sobre el eje del motor y el motor se frena.

Los frenos KFB se conectan a través de un rectificador de puente o de media onda estándar. No se necesita ningún modo de conexión especial. Se consiguen unos tiempos de conexión óptimos sin tomar ninguna medida relativa al modo de conexión.

#### 4.1.1.5. Montaje de los accesorios

La disposición final del freno y el ventilador independiente sobre el motor se observa en la figura 4.1.

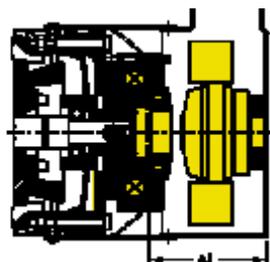


Figura 4.1  
Disposición de freno y ventilador independiente.

## 4.1.2. Dimensionado de los accionamientos

### 4.1.2.1. Método de dimensionado

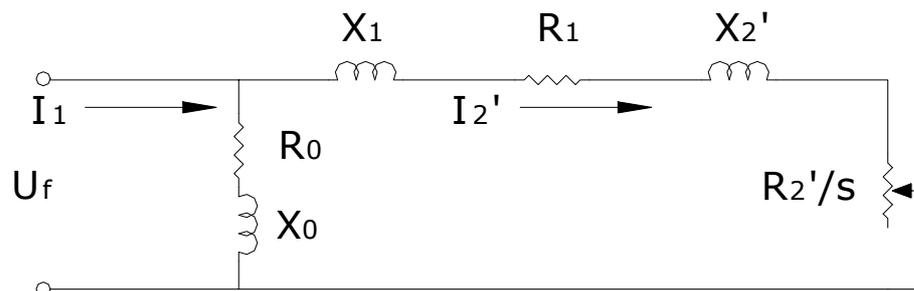
Debido a que el régimen de trabajo de los motores de traslación y de elevación dista mucho de ser un servicio continuo (S1), es necesario realizar la curva de calentamiento de los mismos para poder seleccionar el indicado para cada caso. Esta curva de calentamiento está influenciada por el diagrama de carga al que está solicitado el motor. Para obtener la curva de calentamiento, es necesario conocer el valor de corriente que absorbe el motor en cada instante.

### 4.1.2.2. Cálculo de la corriente

Para calcular la corriente circulante en el motor, puede utilizarse el circuito equivalente del mismo. Mediante el mismo se puede modelar el funcionamiento del motor, teniendo en cuenta la influencia del deslizamiento. De esta forma, se obtiene la curva de corriente absorbida durante todo el proceso de arranque, en sus valores de régimen permanente.

Utilizando un modelo de variables de estado, es posible conseguir los valores de corriente teniendo en cuenta el período transitorio. Sin embargo, la primera opción presentada permite obtener una solución que satisface las necesidades del cálculo con una complejidad inferior.

El circuito equivalente utilizado se observa en la figura 4.2.



donde:

$U_f$ : tensión de fase que entrega el convertidor de frecuencia

$I_0$ : corriente de magnetización

$I_1$ : corriente estatórica

$I_2'$ : corriente rotórica

$R_0$ : resistencia de magnetización

$R_1$ : resistencia estatórica

$R_2'$ : resistencia rotórica

$X_0$ : reactancia de magnetización

$X_1$ : reactancia de dispersión estatórica

$X_2'$ : reactancia de dispersión rotórica

Figura 4.2

Circuito equivalente de un motor asincrónico trifásico.

Este es un circuito equivalente simplificado, en el cual están trasladados los parámetros del estator al rotor.

De acuerdo con el mismo, la corriente rotórica esta dada por:

$$I_2' = \frac{U_f}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2'}{s}\right)^2 + (X_1 + X_2')^2}}$$

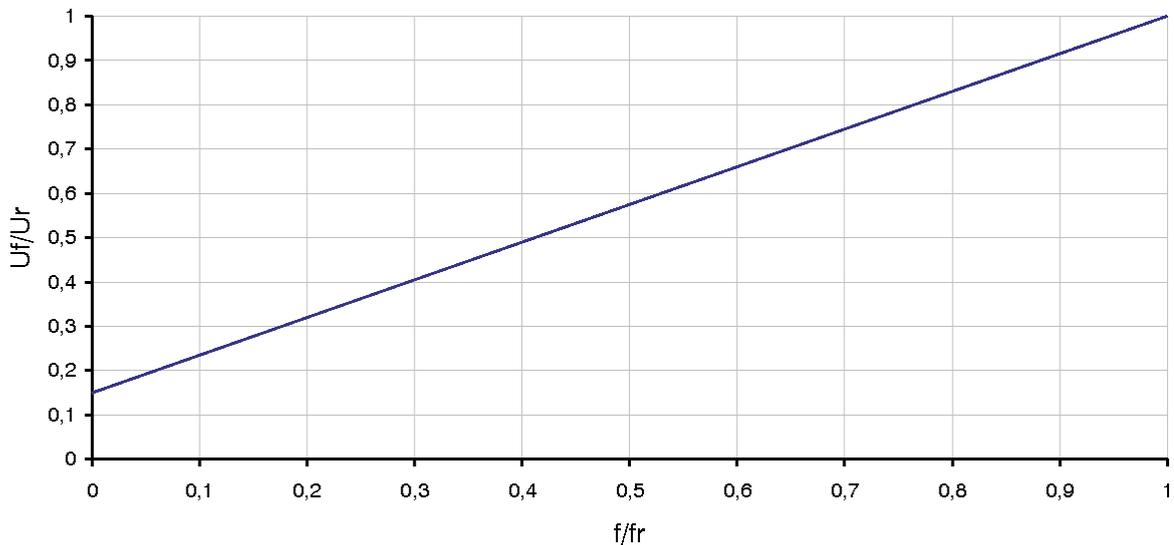
Partiendo de una igualdad de potencias, se puede obtener la ecuación del momento motor:

$$M \cdot \omega_0 = M \cdot (\omega + s \cdot \omega_0) = P_{mec} + P_{rot} = M \cdot \omega + 3 \cdot I_2'^2 \cdot R_2' \Rightarrow M = \frac{3 \cdot I_2'^2 \cdot R_2'}{\omega_0 \cdot s}$$

Reemplazando la corriente en la ecuación anterior se obtiene:

$$M = \frac{3 \cdot U_f^2 \cdot R_2'}{\omega_0 \cdot s \cdot \left[ \left(R_1 + \frac{R_2'}{s}\right)^2 + (X_1 + X_2')^2 \right]}$$

Para poder entregar el máximo de la cupla motora, el convertidor de frecuencia entrega una tensión que es función de la frecuencia como se ilustra en la figura 4.3.



donde:

$U_f$ : tensión de fase que entrega el convertidor de frecuencia

$U_r$ : tensión de fase de la red de alimentación

$f$ : frecuencia que entrega el convertidor de frecuencia

$f_r$ : frecuencia de la red de alimentación

Figura 4.3

Recta de tensión en función de la frecuencia que entrega el convertidor.

La velocidad sincrónica del campo rotante es:

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p}$$

donde:

$p$ : número de pares de polos

El deslizamiento también es función de la frecuencia, de la siguiente manera:

$$s = \frac{w_0 - w}{w_0} = \frac{\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{\rho} - w}{\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{\rho}}$$

Mientras que las reactancias de dispersión están dadas por:

$$X_1 = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot L_1$$

$$X_2' = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot L_2'$$

Entonces, reemplazando en la ecuación anterior los parámetros que dependen de la frecuencia, se obtiene:

$$M = \frac{3 \cdot \left[ U_r \cdot \left( 0,15 + 0,85 \cdot \frac{f}{f_r} \right) \right]^2 \cdot R_2'}{\left( \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{\rho} - w \right) \cdot \left\{ \left( R_1 + \frac{R_2'}{\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{\rho} - w} \right)^2 + [(L_1 + L_2') \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)]^2 \right\}}$$

Es decir, una ecuación en la que el par motor tiene solo como variables a la frecuencia y a la velocidad del motor. Por lo tanto, partiendo del par motor que se le va a solicitar al motor en los distintos instantes, se puede obtener la frecuencia que va a entregar el convertidor para distintos valores de velocidad. Con esta frecuencia, se puede calcular la tensión (utilizando la figura 4.5) y entrando con estos valores en el circuito equivalente, se calcula la corriente circulante.

Para estimar los valores de resistencias y reactancias del motor a partir de datos de catálogo, se utiliza el valor de la corriente de arranque. Los valores de  $R_1$  y  $R_2'$  son aproximadamente iguales, por lo que en el momento del arranque, la ecuación de la corriente es la siguiente:

$$I_{2'arr} = \frac{U_f}{\sqrt{(2 \cdot R)^2 + (X_1 + X_2')^2}}$$

Se utiliza la siguiente relación:

$$k = \frac{R_1}{X_1 + X_2'} = \frac{R_2'}{X_1 + X_2'}$$

Esta relación, debe verificar en la ecuación del par motor el valor de este cuando el motor se encuentra a velocidad nominal. Introduciendo esta relación, se puede obtener la suma de las reactancias de la siguiente manera:

$$X_1 + X_2' = \frac{U_f}{I_{2'arr} \cdot \sqrt{1 + (k \cdot 2)^2}}$$

Y con este valor, se obtienen las resistencias:

$$R_1 = R_2' = (X_1 + X_2') \cdot k$$

#### 4.1.2.3. Cálculo de la temperatura

Partiendo de la curva de corriente en función del tiempo de cada motor, es posible predecir la temperatura que alcanzará.

La ecuación diferencial que gobierna el calentamiento de un motor es la siguiente:

$$p \cdot dt = C \cdot d\theta + K \cdot \theta \cdot dt$$

donde:

- $\theta$ : sobretemperatura (diferencia de temperatura entre el motor y el ambiente)
- $p$ : pérdidas eléctricas
- $C$ : capacidad térmica
- $K$ : coeficiente de emisividad

La solución general de la ecuación diferencial, para las condiciones iniciales  $t=t_0$  y  $\theta=\theta_0$  es:

$$\theta = \theta_r \cdot \left[ 1 - e^{-\left(\frac{t-t_0}{\tau}\right)} \right] + \theta_0 \cdot \left[ e^{-\left(\frac{t-t_0}{\tau}\right)} \right]$$

donde:

- $\theta_r$ : sobretemperatura de régimen
- $\tau$ : constante de tiempo térmica

La sobretemperatura de régimen es la sobretemperatura a la cual toda la energía producida por las pérdidas es disipada. La misma se calcula como:

$$\theta_r = \frac{p}{K}$$

La sobretemperatura de régimen nominal, es decir, la que se alcanza con el motor trabajando a potencia nominal, está dada por la clase de aislamiento del motor. Como se observa, la sobretemperatura de régimen es función de las pérdidas. Para una potencia distinta de la nominal, las pérdidas están dadas por:

$$p_i = p_f + p_{vn} \cdot \left( \frac{P_i}{P_n} \right)^2$$

donde:

- $p_i$ : pérdidas para un determinado estado de carga
- $p_f$ : pérdidas fijas
- $p_{vn}$ : pérdidas variables nominales
- $P_i$ : potencia para un determinado estado de carga
- $P_n$ : potencia nominal

Las pérdidas variables nominales se pueden calcular de la siguiente manera:

$$p_{vn} = \frac{2}{3} \cdot \left[ \left( \frac{2}{\eta_n} - \frac{1}{\eta_{1/2}} \right) - 1 \right] \cdot P_n$$

donde:

- $\eta_n$ : rendimiento a plena carga
- $\eta_{1/2}$ : rendimiento a media carga

Mientras que las pérdidas fijas están dadas por:

$$p_f = \left( \frac{1}{\eta_n} - 1 \right) \cdot P_n - p_{vn}$$

De acuerdo con todo lo anterior, es posible calcular la sobretemperatura de régimen en todo instante, conociendo el valor de la corriente. La ecuación es la siguiente:

$$\theta_r = \theta_m \cdot \left[ \frac{p_f + p_{vn} \cdot \left( \frac{I_{2'i}}{I_{2'n}} \right)}{p_f + p_{vn}} \right]$$

donde:

$\theta_m$ : sobretemperatura de régimen nominal

$p_f$ : pérdidas fijas

$p_{vn}$ : pérdidas variables nominales

$I_{2'i}$ : corriente para un determinado estado de carga

$I_{2'n}$ : corriente nominal

Por otra parte, la constante de tiempo térmica puede obtenerse a partir de datos de catálogo de la siguiente manera<sup>1</sup>:

$$\tau = \frac{c_m \cdot G \cdot \theta_m}{P_n \left( \frac{1}{\eta_n} - 1 \right)}$$

donde:

$c_m$ : capacidad calorífica promedio de los materiales del motor

$G$ : masa

$\theta_m$ : sobretemperatura de régimen nominal

$\eta_n$ : rendimiento a plena carga

$P_n$ : potencia nominal

En el caso más general, existen dos constantes de tiempo térmicas, una cuando el ventilador se encuentra girando y otra cuando no. Sin embargo, como los motores de este proyecto poseen ventilación independiente y la misma funciona hasta que el motor desciende hasta la temperatura ambiente, la constante de tiempo térmica, tanto para cuando el motor se encuentra en movimiento y para cuando no, es la misma.

Finalmente, obtenidos los valores de la constante de tiempo térmica y de la sobretemperatura de régimen, esta última en función de la corriente existente en cada instante, es posible trazar la curva de calentamiento del motor. El motor seleccionado debe ser tal que su curva de calentamiento se encuentre siempre por debajo del límite impuesto por la clase de aislación del mismo.

<sup>1</sup> Apunte de la cátedra Máquinas Eléctricas II, "Comportamiento térmico de las máquinas eléctricas".

## 4.2. Selección y cálculo de accionamiento de traslación

### 4.2.1. Curva de velocidad

La curva de velocidad horizontal que adopta el transelevador en su movimiento, es la que se observa en el [apéndice B.1.1.](#)

El movimiento tiene una velocidad de régimen máxima que es  $v_{h/nom} = 180\text{ m/min}$ , mientras que posee una velocidad de posicionamiento más baja para el último tramo de desplazamiento, cuyo valor es  $v_{h/pos} = 5\text{ m/min}$ . La aceleración, tanto en el arranque como en la parada es  $a_h = 0,5\text{ m/s}^2$ . Este valor no puede ser superado, ya que en caso contrario aparecerían fuerzas de inercia mayores a las calculadas durante el diseño mecánico.

De acuerdo con lo visto en el [punto 4.1.1.](#), esta curva de velocidad se cumplirá independientemente de la carga que haya sobre el transelevador, ya que el convertidor de frecuencia trabaja con un lazo cerrado de realimentación, brindado por el generador de impulsos.

### 4.2.2. Cálculo del par motor requerido

Para realizar el cálculo del par motor necesario, se debe tener en cuenta el par resistente, la inercia y la aceleración angular buscada.

En este caso, el par resistente esta dado por el roce de las ruedas inferiores sobre el riel de traslación. Para un contacto acero-acero, el coeficiente de rozamiento para la rodadura es  $f = 0,05\text{ mm}^{-1}$ . El peso que soportan las dos ruedas con el carro cargado es:

$$F_{car} = M + Q + C + U + P + E + N + R = 49.285\text{ N} + 14.715\text{ N} + 6.563\text{ N} + 4.905\text{ N} + 3.924\text{ N} + 3.434\text{ N} + 4.905\text{ N} + 3.434\text{ N} = 91.164\text{ N}$$

De acuerdo con esto, el par resistente es:

$$M_{r/car} = F \cdot f = 91.164\text{ N} \cdot 0,05\text{ mm} = 4,56\text{ Nm}$$

Mientras que si el carro se encuentra descargado, el peso que soportan las ruedas es:

$$F_{des} = Q + C + U + P + E + N + R = 14.715\text{ N} + 6.563\text{ N} + 4.905\text{ N} + 3.924\text{ N} + 3.434\text{ N} + 4.905\text{ N} + 3.434\text{ N} = 76.449\text{ N}$$

Y el par resistente es:

$$M_{r/des} = F \cdot f = 76.449\text{ N} \cdot 0,05\text{ mm} = 3,82\text{ Nm}$$

Para trasladar estos pares hasta el eje del motor, hay que afectarlos por el rendimiento y la relación de reducción del reductor (se obtienen en el [punto 4.2.3.](#)). Los pares resistentes referidos son:

$$M_{r/car}^* = \frac{M_{r/car}}{i \cdot \eta} = \frac{4,56\text{ Nm}}{7,5 \cdot 0,86} = 0,707\text{ Nm}$$

$$M_{r/des}^* = \frac{M_{r/des}}{i \cdot \eta} = \frac{3,82\text{ Nm}}{7,5 \cdot 0,86} = 0,593\text{ Nm}$$

donde:

i: relación de reducción del reductor

$\eta$ : rendimiento del reductor

<sup>1</sup> Dubel, Manual del constructor de máquinas, pagina 336, Tomo I

El momento de inercia que ofrece el accionado (traselevador) al giro de la rueda, también varía si el carro se encuentra cargado o no. El mismo vale, para cada caso:

$$J_{a/car} = \frac{F_{car}}{g} \cdot r^2 = \frac{91.164N}{9,81 \frac{m}{s^2}} \cdot (0,15m)^2 = 209Kgm^2$$

$$J_{a/des} = \frac{F_{des}}{g} \cdot r^2 = \frac{76.449N}{9,81 \frac{m}{s^2}} \cdot (0,15m)^2 = 175Kgm^2$$

donde:

g: aceleración de la gravedad  
r: radio de las ruedas inferiores

Al igual que en el caso anterior, estos momentos hay que referirlos al eje del motor. Los momentos de inercia resultantes son:

$$J^*_{a/car} = \frac{J_{a/car}}{i^2 \cdot \eta} = \frac{209Kgm^2}{(7,5)^2 \cdot 0,86} = 4,32Kgm^2$$

$$J^*_{a/des} = \frac{J_{a/des}}{i^2 \cdot \eta} = \frac{175Kgm^2}{(7,5)^2 \cdot 0,86} = 3,62Kgm^2$$

El momento de inercia del motor seleccionado es  $J_m = 0,0296Kgm^2$

La aceleración horizontal del traselevador en los instantes de arranque y frenada es:

$$a_h = 0,5 \frac{m}{s^2}$$

Por lo tanto, la aceleración angular de la rueda es:

$$\alpha_h = \frac{a_h}{r} = \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{0,15m} = 3,33 \frac{rad}{s^2}$$

Llevando este valor al eje del motor:

$$\alpha^*_h = \alpha_h \cdot i = 3,33 \frac{rad}{s^2} \cdot 7,5 = 25 \frac{rad}{s^2}$$

Para todo instante del movimiento, la aceleración angular está dada por la siguiente ecuación:

$$\alpha^*_h = \frac{M_m - M^*_r}{J_m + J^*_a}$$

Por lo que, despejando de esta ecuación, el par motor necesario para determinada aceleración es:

$$M_m = M^*_r + \alpha^*_h (J_m + J^*_a)$$

De acuerdo con esto, con el carro cargado, el par motor durante el arranque es:

$$M_m = M^*_{r/car} + \alpha^*_h \cdot (J_m + J^*_{a/car}) = 0,707Nm + 25 \frac{rad}{s^2} \cdot (0,0296Kgm^2 + 4,32Kgm^2) = 110Nm$$

A velocidad de régimen, el par motor es:

$$M_m = M^*_{r/car} + \alpha^*_h \cdot (J_m + J^*_{a/car}) = 0,707Nm + 0 \cdot (0,0296Kgm^2 + 4,32Kgm^2) = 0,707Nm$$

Mientras que en el momento de la parada, el mismo vale:

$$M_m = M_{r/car}^* + \alpha_h^* \cdot (J_m + J_{a/car}^*) = 0,707Nm + \left[ \left( -25 \frac{rad}{s^2} \right) \cdot (0,0296Kgm^2 + 4,32Kgm^2) \right] \Rightarrow$$

$$M_m = -108Nm$$

Cuando el carro se encuentra descargado, el par motor que se precisa para arrancar el transelevador es:

$$M_m = M_{r/des}^* + \alpha_h^* \cdot (J_m + J_{a/des}^*) = 0,593Nm + 25 \frac{rad}{s^2} \cdot (0,0296Kgm^2 + 3,62Kgm^2) = 92Nm$$

A velocidad constante, el mismo es de:

$$M_m = M_{r/des}^* + \alpha_h^* \cdot (J_m + J_{a/des}^*) = 0,593Nm + 0 \cdot (0,0296Kgm^2 + 3,62Kgm^2) = 0,593Nm$$

Y finalmente, cuando se encuentra desacelerando, vale:

$$M_m = M_{r/des}^* + \alpha_h^* \cdot (J_m + J_{a/des}^*) = 0,593Nm + \left[ \left( -25 \frac{rad}{s^2} \right) \cdot (0,0296Kgm^2 + 3,62Kgm^2) \right] \Rightarrow$$

$$M_m = -91Nm$$

En los casos de par motor positivo, el motor actúa como tal, mientras que cuando el par motor requerido es negativo, el motor actúa como generador.

#### 4.2.3. Selección del reductor de velocidad mecánico

La selección del reductor mecánico a corona y tornillo sin fin, se realiza teniendo en cuenta la relación de reducción necesaria y el máximo par motor que se le va a exigir.

Los distintos valores de par motor trasladados al eje del motor ya fueron calculados anteriormente. Para este cálculo, el valor buscado es el máximo par motor sobre el eje de salida del reductor, el cual vale:

$$M_m = M_{r/car} + \alpha_h \cdot J_{a/car} = 4,56Nm + 3,33 \frac{rad}{s^2} \cdot 209Kgm^2 = 702Nm$$

Para calcular la relación de reducción necesaria, se parte de la velocidad horizontal del transelevador:

$$v_{h/nom} = 180 \frac{m}{min} \Rightarrow w_{h/nom} = \frac{v_{h/nom}}{r} = \frac{180 \frac{m}{min}}{0,15m} = 20 \frac{rad}{s}$$

Con una relación de reducción  $i = 7,5$ , la velocidad del motor resultante es:

$$w_{h/nom}^* = w_{h/nom} \cdot i = 20 \frac{rad}{s} \cdot 7,5 = 150 \frac{rad}{s} = 1432 min^{-1}$$

Por lo tanto, este reductor permite que el motor trabaje a velocidad nominal con una frecuencia cercana a la nominal.

Teniendo en cuenta los valores calculados, el reductor seleccionado es el siguiente:

- STM Modelo RI 130

i	A 1400 min <sup>-1</sup>			
	Velocidad de salida	Par de salida	Potencia	Rendimiento
	min <sup>-1</sup>	Nm	KW	%
7,5	187	706	13,8	86

#### 4.2.4. Selección del motor

El motor seleccionado para realizar el movimiento horizontal del transelevador es el siguiente:

- Siemens Modelo 1LA6 133 –4AA  
4 polos  
Tamaño 132M  
Clase de par CL 16  
Clase de aislación F (sobretensión de régimen nominal 100 °C)

Pot. nominal	Valores de servicio a potencia nominal				En conexión directa relación entre			Mom. de inercia J	Peso	
KW	Vel. nominal	Rendimiento $\eta_a$		Corriente nominal a 400V	Par nominal	par de arranque y par nominal	corriente de arranque y corriente nominal	par máximo y par nominal	Kg $m^2$	Kg.
	$min^{-1}$	2/2	1/2	A	Nm					
7,5	1446	0,878	0,862	15,2	49,5	2,5	7,1	3	0,0296	58

Se debe verificar que el motor pueda entregar el máximo par motor exigido en el ciclo de trabajo. En este caso, el máximo par motor disponible es:

$$M_{m\acute{a}x} = M_{nom} \cdot 3 = 49,5Nm \cdot 3 = 148,5Nm$$

Mientras que el máximo par exigido es:

$$M_m = M_{r/car}^* + \alpha_h \cdot (J_m + J_{a/car}^*) = 0,707Nm + 25 \frac{rad}{s^2} \cdot (0,0296Kg m^2 + 4,32Kg m^2) = 110Nm$$

Por lo tanto, el coeficiente de seguridad resultante es:

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x}}{M_m} = \frac{148,5Nm}{110Nm} = 1,35$$

#### 4.2.5. Ciclo de trabajo

Como se observa de los cálculos anteriores, el accionado que debe mover el motor de traslación es una carga de muy bajo par resistente pero alta inercia. Por lo tanto, el ciclo de trabajo que provoca la mayor sollicitación al motor es uno en el que halla arranques y paradas con intervalos de tiempo cortos. El caso extremo es un ciclo en el que el transelevador se acelere, y al llegar a la velocidad de régimen comience a desacelerar inmediatamente. Modelizando ciclos completos de carga, entre cada movimiento horizontal del transelevador existe un intervalo de tiempo en que se produce la carga desde el puesto de carga o descarga a la estantería (movimiento transversal de las uñas). No se considera el tiempo para el movimiento vertical, ya que el ciclo más rápido es el que se realiza sobre el primer nivel de la estantería.

De acuerdo con esto, el ciclo de trabajo simplificado (se omite la velocidad de posicionamiento y se utilizan rampas de aceleración ideales) con que se realiza el análisis de sollicitación del motor se observa en el [apéndice B.1.2.](#), donde se encuentran las curvas de velocidad y par motor en función del tiempo.

#### 4.2.6. Cálculo de la corriente a partir del par motor

Como se detalló anteriormente, se procede a calcular los parámetros del circuito equivalente. Para este motor, la relación entre resistencias y reactancias es:

$$k = \frac{R_1}{X_1 + X_2'} = \frac{R_2'}{X_1 + X_2'} = 0,38$$

Con este valor, se obtiene la suma de las reactancias:

$$X_1 + X_2' = \frac{U_f}{I_{2'arr} \cdot \sqrt{1 + (k \cdot 2)^2}} = \frac{220V}{15,2A \cdot 7,1 \cdot \sqrt{1 + (0,38 \cdot 2)^2}} = 1,623\Omega$$

Con lo que la suma de las inductancias es:

$$L_2' + L_1 = \frac{X_1 + X_2'}{2 \cdot \pi \cdot f} = 0,00517Hy$$

Mientras que las resistencias valen:

$$R_1 = R_2' = (X_1 + X_2') \cdot k = 1,623\Omega \cdot 0,38 = 0,617\Omega$$

Reemplazando estos valores en la ecuación del momento motor, se puede obtener el valor de la frecuencia de entrada al motor para determinado par y velocidad.

$$M = \frac{3 \cdot \left[ U_r \cdot \left( 0,15 + 0,85 \cdot \frac{f}{f_r} \right) \right]^2 \cdot R_2'}{\left( \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{\rho} - w \right) \cdot \left\{ \left[ R_1 + \frac{R_2'}{\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{\rho} - w} \right]^2 + [(L_1 + L_2') \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)]^2 \right\}}$$

$$M = \frac{3 \cdot \left[ 220V \cdot \left( 0,15 + 0,85 \cdot \frac{f}{50Hz} \right) \right]^2 \cdot 0,617\Omega}{\left( \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{2} - w \right) \cdot \left\{ \left[ 0,617\Omega + \frac{0,617\Omega}{\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{2} - w} \right]^2 + [(5,17 \cdot 10^{-3}Hy) \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)]^2 \right\}}$$

Luego, con el valor de la frecuencia se calcula la tensión que entrega el convertidor y finalmente se obtiene la corriente con la siguiente ecuación:

$$I_2' = \frac{U_f}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2'}{s}\right)^2 + (X_1 + X_2')^2}} = \frac{U_f}{\sqrt{\left(0,617\Omega + \frac{0,617\Omega}{s}\right)^2 + (1,623\Omega)^2}}$$

De acuerdo con todo lo anterior, la curva de corriente en función del tiempo para el diagrama de carga planteado es la que se aprecia en el [apéndice B.1.3](#).

#### 4.2.7. Cálculo de la temperatura

De acuerdo con los datos del motor, las pérdidas variables nominales valen:

$$p_{vn} = \frac{2}{3} \cdot \left[ \left( \frac{2}{\eta_n} - \frac{1}{\eta_{1/2}} \right) - 1 \right] \cdot P_n = \frac{2}{3} \cdot \left[ \left( \frac{2}{0,878} - \frac{1}{0,862} \right) - 1 \right] \cdot 7.500W = 589W$$

Mientras que las pérdidas fijas son de:

$$p_f = \left( \frac{1}{\eta_n} - 1 \right) \cdot P_n - p_{vn} = \left( \frac{1}{0,878} - 1 \right) \cdot 7.500W - 589W = 453W$$

Por lo tanto, se pueden obtener los valores de sobret temperatura de régimen para cada valor de corriente, de la siguiente forma:

$$\theta_r = \theta_m \cdot \left[ \frac{p_f + p_{vn} \cdot \left( \frac{I_{2i}'}{I_{2n}'} \right)}{p_f + p_{vn}} \right] = 100^\circ C \cdot \left[ \frac{453W + 589W \cdot \left( \frac{I_{2i}'}{15,2A} \right)}{1.042W} \right]$$

La constante de tiempo térmica de este motor es:

$$\tau = \frac{c_m \cdot G \cdot \theta_m}{P_n \left( \frac{1}{\eta_n} - 1 \right)} = \frac{444 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C} \cdot 58Kg \cdot 100^\circ C}{7.500W \left( \frac{1}{0,878} - 1 \right)} = 2.474s$$

Luego, obtenida la constante de tiempo térmica y la sobret temperatura de régimen para los distintos valores de corriente, es posible trazar la curva de calentamiento del motor, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\theta = \theta_r \cdot \left[ 1 - e^{-\left( \frac{t-t_0}{\tau} \right)} \right] + \theta_0 \cdot \left[ e^{-\left( \frac{t-t_0}{\tau} \right)} \right] = \theta_r \cdot \left[ 1 - e^{-\left( \frac{t-t_0}{2.474s} \right)} \right] + \theta_0 \cdot \left[ e^{-\left( \frac{t-t_0}{2.474s} \right)} \right]$$

En el [apéndice B.1.4](#), se encuentran trazadas las curvas de calentamiento resultantes. En la primera de ellas, se observa la sobret temperatura del motor para los dos primeros ciclos completos de carga. Luego de numerosos ciclos de trabajo, el motor llega a una sobret temperatura de régimen, lo que se observa en la segunda figura. La siguiente curva muestra que por más que la sobret temperatura máxima se mantenga estable, el motor tiene pequeñas variaciones de sobret temperatura, dadas por la variación en la solicitud del ciclo de carga.

De las figuras se observa que la sobret temperatura de trabajo del motor es de aproximadamente 86 °C. Esto significa que el motor alcanza una sobret temperatura menor a la máxima permitida por su clase de aislación, 100 °C, por lo tanto el mismo está correctamente seleccionado.

## 4.3. Selección y cálculo de accionamiento de elevación

### 4.3.1. Curva de velocidad

La curva de velocidad vertical que adopta el carro portauñas en su movimiento, es la que se observa en el [apéndice B.2.1](#).

El movimiento tiene una velocidad de régimen máxima que es  $v_{v/ nom} = 60 m/min$ , mientras que posee una velocidad de posicionamiento más baja para el último tramo de desplazamiento, cuyo valor es  $v_{v/ pos} = 5 m/min$ . La aceleración, tanto en el arranque como en la parada es  $a_v = 0,5 m/s^2$ . Este valor no puede ser superado, ya que en caso contrario aparecerían fuerzas de inercia mayores a las calculadas durante el diseño mecánico.

De acuerdo con lo visto en el [punto 4.1.1.](#), esta curva de velocidad se cumplirá independientemente de la carga que haya sobre el transelevador, ya que el convertidor de frecuencia trabaja con un lazo cerrado de realimentación, brindado por el generador de impulsos.

### 4.3.2. Cálculo del par motor requerido

Para realizar el cálculo del par motor necesario, se debe tener en cuenta el par resistente, la inercia y la aceleración angular buscada.

En este caso, el par resistente esta dado por la fuerza que hay que realizar para levantar el carro portauñas, las uñas telescópicas y la carga (cuando se encuentre).

Cuando el carro se encuentra cargado, la fuerza realizada es:

$$F_{car} = Q + C + U = 14.715N + 6.563N + 4.905N = 26.183N$$

De acuerdo con esto, el par resistente es:

$$M_{r/car} = F \cdot r = 26.183N \cdot 0,21m = 5.498Nm$$

donde:

r: radio del tambor de izaje

Mientras que si el carro se encuentra descargado, la fuerza realizada es:

$$F_{des} = C + U = 6.563N + 4.905N = 11.468N$$

Y el par resistente es:

$$M_{r/des} = F \cdot r = 11.468N \cdot 0,21m = 2.408Nm$$

Para trasladar estos pares hasta el eje del motor, hay que afectarlos por el rendimiento y la relación de reducción total del sistema de izaje. La relación de reducción total está dada por el reductor a sin-fin y corona (se obtiene en el [punto 4.3.3.](#)) y por el sistema de polea doble, de la siguiente manera:

$$i = i_r \cdot i_p = 15 \cdot 2 = 30$$

donde:

i: relación de reducción total del sistema de izaje

$i_r$ : relación de reducción del reductor

$i_p$ : relación de reducción del sistema de polea doble

De igual manera, el rendimiento total del sistema esta dado por:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_p = 0,81 \cdot 0,98 = 0,79$$

donde:

$\eta$ : rendimiento total del sistema de izaje

$\eta_r$ : rendimiento del reductor

$\eta_p$ : rendimiento del sistema de polea doble

De acuerdo con esto, los pares resistentes referidos son:

$$M_{r/car}^* = \frac{M_{r/car}}{i \cdot \eta} = \frac{5.498 Nm}{30 \cdot 0,79} = 231 Nm$$

$$M_{r/des}^* = \frac{M_{r/des}}{i \cdot \eta} = \frac{2.408 Nm}{30 \cdot 0,79} = 101 Nm$$

El momento de inercia que ofrece el accionado al movimiento vertical, también varía si el carro se encuentra cargado o no. El mismo vale, para cada caso:

$$J_{a/car} = \frac{F_{car}}{g} \cdot r^2 = \frac{26.183 N}{9,81 \frac{m}{s^2}} \cdot (0,21 m)^2 = 118 Kgm^2$$

$$J_{a/des} = \frac{F_{des}}{g} \cdot r^2 = \frac{11.468 N}{9,81 \frac{m}{s^2}} \cdot (0,21 m)^2 = 51,6 Kgm^2$$

donde:

g: aceleración de la gravedad

Al igual que en el caso anterior, estos momentos hay que referirlos al eje del motor. Los momentos de inercia resultantes son:

$$J_{a/car}^* = \frac{J_{a/car}}{i^2 \cdot \eta} = \frac{118 Kgm^2}{(30)^2 \cdot 0,79} = 0,165 Kgm^2$$

$$J_{a/des}^* = \frac{J_{a/des}}{i^2 \cdot \eta} = \frac{51,6 Kgm^2}{(30)^2 \cdot 0,79} = 0,072 Kgm^2$$

El momento de inercia del motor seleccionado es  $J_m = 0,139 Kgm^2$

La aceleración vertical del carro en los instantes de arranque y frenada es:

$$a_v = 0,5 \frac{m}{s^2}$$

Por lo tanto, la aceleración angular del tambor es:

$$\alpha_v = \frac{a_h}{r} = \frac{0,5 \frac{m}{s^2}}{0,21 m} = 2,38 \frac{rad}{s^2}$$

Llevando este valor al eje del motor:

$$\alpha_v^* = \alpha_v \cdot i = 2,38 \frac{rad}{s^2} \cdot 30 = 71,43 \frac{rad}{s^2}$$

Para todo instante del movimiento, la aceleración angular está dada por la siguiente ecuación:

$$\alpha_v^* = \frac{M_m - M_r^*}{J_m + J_a^*}$$

Por lo que, despejando de esta ecuación, el par motor necesario para determinada aceleración es:

$$M_m = M_{r}^* + \alpha \cdot v^* \cdot (J_m + J_a^*)$$

Para realizar el cálculo térmico del motor, se plantea un diagrama de trabajo formado por idénticos ciclos de carga, es decir, el carro asciende con peso y desciende descargado. De acuerdo con esto, el par motor durante el arranque hacia arriba es:

$$M_m = M_{r/car}^* + \alpha \cdot v^* \cdot (J_m + J_{a/car}^*) = 231Nm + 71,43 \frac{rad}{s^2} \cdot (0,139Kgm^2 + 0,165Kgm^2) = 253Nm$$

A velocidad de régimen, el par motor de elevación es:

$$M_m = M_{r/car}^* + \alpha \cdot v^* \cdot (J_m + J_{a/car}^*) = 231Nm + 0 \cdot (0,139Kgm^2 + 0,165Kgm^2) = 231Nm$$

Mientras que en el momento de la parada, el mismo vale:

$$M_m = M_{r/car}^* + \alpha \cdot v^* \cdot (J_m + J_{a/car}^*) = 231Nm + \left[ \left( -71,43 \frac{rad}{s^2} \right) \cdot (0,139Kgm^2 + 0,165Kgm^2) \right] \Rightarrow$$

$$M_m = 209Nm$$

Cuando el carro se encuentra descargado, el par motor que se precisa para iniciar el descenso es:

$$M_m = M_{r/des}^* + \alpha \cdot v^* \cdot (J_m + J_{a/des}^*) = -101Nm + 71,43 \frac{rad}{s^2} \cdot (0,139Kgm^2 + 0,072Kgm^2) \Rightarrow$$

$$M_m = -86Nm$$

A velocidad constante de descenso, el mismo es de:

$$M_m = M_{r/des}^* + \alpha \cdot v^* \cdot (J_m + J_{a/des}^*) = -101Nm + 0 \cdot (0,139Kgm^2 + 0,072Kgm^2) = -101Nm$$

Y finalmente, cuando se encuentra desacelerando, vale:

$$M_m = M_{r/des}^* + \alpha \cdot v^* \cdot (J_m + J_{a/des}^*) = -101Nm + \left[ \left( -71,43 \frac{rad}{s^2} \right) \cdot (0,139Kgm^2 + 0,072Kgm^2) \right] \Rightarrow$$

$$M_m = -116Nm$$

En los casos de par motor positivo, el motor actúa como tal, mientras que cuando el par motor requerido es negativo, el motor actúa como generador.

#### 4.3.3. Selección del reductor de velocidad mecánico

La selección del reductor mecánico a corona y tornillo sin fin, se realiza teniendo en cuenta la relación de reducción necesaria y el máximo par motor que se le va a exigir.

Los distintos valores de par motor trasladados al eje del motor ya fueron calculados anteriormente. Para este cálculo, el valor buscado es el máximo par motor sobre el eje de salida del reductor, el cual vale:

$$M_m = \frac{M_{r/car}}{i_p \cdot \eta_p} + (\alpha_v \cdot i_p) \cdot \left( \frac{J_{a/car}}{i_p^2 \cdot \eta_p} \right) = \frac{5.498Nm}{2 \cdot 0,98} + \left( 2,38 \frac{rad}{s^2} \cdot 2 \right) \cdot \left( \frac{118Kgm^2}{2^2 \cdot 0,98} \right) = 2.948Nm$$

donde:

$i_p$ : relación de reducción del sistema de polea doble

$\eta_p$ : rendimiento del sistema de polea doble

Para calcular la relación de reducción necesaria, se parte de la velocidad vertical del carro:

$$v_{v/nom} = 60 \frac{m}{min} \Rightarrow w_{v/nom} = \frac{v_{h/nom}}{r} = \frac{60 \frac{m}{min}}{0,21m} = 4,76 \frac{rad}{s}$$

Con una relación de reducción  $i_r = 15$ , la velocidad del motor resultante es:

$$w_{v/nom}^* = w_{v/nom}^* \cdot i_p \cdot i_r = 4,76 \frac{rad}{s} \cdot 15 \cdot 2 = 142,8 \frac{rad}{s} = 1364 \text{ min}^{-1}$$

Por lo tanto, este reductor permite que el motor trabaje a velocidad nominal con una frecuencia cercana a la nominal.

Teniendo en cuenta los valores calculados, el reductor seleccionado es el siguiente:

- STM Modelo RI 180

$i_r$	A 1400 min <sup>-1</sup>			
	Velocidad de salida	Par de salida	Potencia	Rendimiento
	min <sup>-1</sup>	Nm	KW	%
15	93	3070	30	81

#### 4.3.4. Selección del motor

El motor seleccionado para realizar el movimiento vertical del carro es el siguiente:

- Siemens Modelo 1LG4 183-4AA  
4 polos  
Tamaño 180M  
Clase de par CL 16  
Clase de aislación F (sobretemperatura de régimen nominal 100 °C)

Pot. nominal	Valores de servicio a potencia nominal					En conexión directa relación entre			Mom. de inercia J	Peso
	Vel. nominal	Rendimiento $\eta_a$		Corriente nominal a 400V	Par nominal	par de arranque y par nominal	corriente de arranque y corriente nominal	par máximo y par nominal		
KW	min <sup>-1</sup>	2/2	1/2	A	Nm				Kgm <sup>2</sup>	Kg.
18,5	1468	0,897	0,877	36	120,5	2,2	7	3,5	0,139	172

Se debe verificar que el motor pueda entregar el máximo par motor exigido en el ciclo de trabajo. En este caso, el máximo par motor disponible es:

$$M_{m\acute{a}x} = M_{nom} \cdot 3 = 120,5Nm \cdot 3 = 361,5Nm$$

Mientras que el máximo par exigido es:

$$M_m = M_{r/car}^* + \alpha \cdot v \cdot (J_m + J_{a/car}^*) = 231Nm + 71,43 \frac{rad}{s^2} \cdot (0,139Kgm^2 + 0,165Kgm^2) = 253Nm$$

Por lo tanto, el coeficiente de seguridad resultante es:

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x}}{M_m} = \frac{361,5Nm}{253Nm} = 1,43$$

### 4.3.5. Ciclo de trabajo

Como se observa del punto anterior, el accionado que debe mover el motor de traslación es una carga de alto par resistente pero baja inercia. Por lo tanto, el ciclo de trabajo que provoca la mayor sollicitación al motor es uno en el que el intervalo de trabajo a velocidad nominal sea lo más largo posible. El caso extremo es un ciclo en el que el carro realice movimientos desde la primera posición hasta la última en altura. Modelizando ciclos completos de carga, entre cada movimiento vertical del carro existe un intervalo de tiempo en que se produce la carga desde la mesa o la descarga a la estantería (movimiento transversal de las uñas), mas el tiempo en el cual se realiza el movimiento horizontal (el menor tiempo ocurre cuando las cargas son en la primera columna de la estantería).

De acuerdo con esto, el ciclo de trabajo simplificado (se omite la velocidad de posicionamiento y se utilizan rampas de aceleración ideales) con que se realiza el análisis de sollicitación del motor se observa en el [apéndice B.2.2.](#), donde se encuentran las curvas de velocidad y par motor en función del tiempo.

### 4.3.6. Cálculo de la corriente a partir del par motor

Como se detalló anteriormente, se procede a calcular los parámetros del circuito equivalente. Para este motor, la relación entre resistencias y reactancias es:

$$k = \frac{R_1}{X_1 + X_2'} = \frac{R_2'}{X_1 + X_2'} = 0,19$$

Con este valor, se obtiene la suma de las reactancias:

$$X_1 + X_2' = \frac{U_f}{I_{2'arr} \cdot \sqrt{1 + (k \cdot 2)^2}} = \frac{220V}{36A \cdot 7 \cdot \sqrt{1 + (0,19 \cdot 2)^2}} = 0,816\Omega$$

Con lo que la suma de las inductancias es:

$$L_2' + L_1 = \frac{X_1 + X_2'}{2 \cdot \pi \cdot f} = 0,0026Hy$$

Mientras que las resistencias valen:

$$R_1 = R_2' = (X_1 + X_2') \cdot k = 0,816\Omega \cdot 0,19 = 0,155\Omega$$

Reemplazando estos valores en la ecuación del momento motor, se puede obtener el valor de la frecuencia de entrada al motor para determinado par y velocidad.

$$M = \frac{3 \cdot \left[ U_r \cdot \left( 0,15 + 0,85 \cdot \frac{f}{f_r} \right) \right]^2 \cdot R_2'}{\left( \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{\rho} - w \right) \cdot \left\{ \left[ R_1 + \frac{R_2'}{\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{\rho} - w} \right]^2 + [(L_1 + L_2') \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)]^2 \right\}} \Rightarrow$$

$$M = \frac{3 \cdot \left[ 220V \cdot \left( 0,15 + 0,85 \cdot \frac{f}{50Hz} \right) \right]^2 \cdot 0,155\Omega}{\left( \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{2} - w \right) \cdot \left\{ \left[ 0,155\Omega + \frac{0,155\Omega}{\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{2} - w} \right]^2 + [(2,6 \cdot 10^{-3} Hy) \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)]^2 \right\}}$$

Luego, con el valor de la frecuencia se calcula la tensión que entrega el convertidor y finalmente se obtiene la corriente con la siguiente ecuación:

$$I_2' = \frac{U_f}{\sqrt{\left( R_1 + \frac{R_2'}{s} \right)^2 + (X_1 + X_2')^2}} = \frac{U_f}{\sqrt{\left( 0,155\Omega + \frac{0,155\Omega}{s} \right)^2 + (0,816\Omega)^2}}$$

De acuerdo con todo lo anterior, la curva de corriente en función del tiempo para el diagrama de carga planteado es la indicada en el [apéndice B.2.3](#).

#### 4.3.7. Cálculo de la temperatura

De acuerdo con los datos del motor, las pérdidas variables nominales valen:

$$p_{vn} = \frac{2}{3} \cdot \left[ \left( \frac{2}{\eta_n} - \frac{1}{\eta_{1/2}} \right) - 1 \right] \cdot P_n = \frac{2}{3} \cdot \left[ \left( \frac{2}{0,897} - \frac{1}{0,877} \right) - 1 \right] \cdot 18.500W = 1103W$$

Mientras que las pérdidas fijas son de:

$$p_f = \left( \frac{1}{\eta_n} - 1 \right) \cdot P_n - p_{vn} = \left( \frac{1}{0,897} - 1 \right) \cdot 18.500W - 1103W = 1022W$$

Por lo tanto, se pueden obtener los valores de sobretensión de régimen para cada valor de corriente, de la siguiente forma:

$$\theta_r = \theta_m \cdot \left[ \frac{p_f + p_{vn} \cdot \left( \frac{I_{2i}'}{I_{2n}'} \right)}{p_f + p_{vn}} \right] = 100^\circ \text{C} \cdot \left[ \frac{1022\text{W} + 1103\text{W} \cdot \left( \frac{I_{2i}'}{36\text{A}} \right)}{2.124\text{W}} \right]$$

La constante de tiempo térmica de este motor es:

$$\tau = \frac{c_m \cdot G \cdot \theta_m}{P_n \left( \frac{1}{\eta_n} - 1 \right)} = \frac{444 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ \text{C}} \cdot 172\text{Kg} \cdot 100^\circ \text{C}}{18.500\text{W} \left( \frac{1}{0,897} - 1 \right)} = 3.599\text{s}$$

Luego, obtenida la constante de tiempo térmica y la sobrettemperatura de régimen para los distintos valores de corriente, es posible trazar la curva de calentamiento del motor, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\theta = \theta_r \cdot \left[ 1 - e^{-\left( \frac{t-t_0}{\tau} \right)} \right] + \theta_0 \cdot \left[ e^{-\left( \frac{t-t_0}{\tau} \right)} \right] = \theta_r \cdot \left[ 1 - e^{-\left( \frac{t-t_0}{3.599\text{s}} \right)} \right] + \theta_0 \cdot \left[ e^{-\left( \frac{t-t_0}{3.599\text{s}} \right)} \right]$$

En el [apéndice B.2.4](#), se encuentran trazadas las curvas de calentamiento resultantes. En la primera de ellas, se observa la sobrettemperatura del motor para los dos primeros ciclos completos de carga. Luego de numerosos ciclos de trabajo, el motor llega a una sobrettemperatura de régimen, lo que se observa en la segunda figura. La siguiente curva muestra que por más que la sobrettemperatura máxima se mantenga estable, el motor tiene pequeñas variaciones de sobrettemperatura, dadas por la variación en la sollicitación del ciclo de carga.

De las figuras se observa que la sobrettemperatura de trabajo del motor es de aproximadamente 83 °C. Esto significa que el motor alcanza una sobrettemperatura menor a la máxima permitida por su clase de aislación, 100 °C, por lo tanto el mismo esta correctamente seleccionado.

## 4.4. Alimentación al transelevador

### 4.4.1. Alimentación al tablero eléctrico

Dado que el transelevador se moviliza longitudinalmente respecto del piso, la alimentación del mismo a su tablero eléctrico debe ser realizada de manera no convencional.

Dicha alimentación se realiza a través de un sistema de riel electrificado, el cual va ubicado longitudinalmente sobre el piso y a un lado del transelevador. Teniendo en cuenta que la corriente máxima que absorbe el transelevador no supera los 100 A, se selecciona el siguiente riel:

- Riel electrificado de potencia VAHLE modelo LSV de 7 conductores (2 ternas en paralelo mas neutro)

La ficha técnica de este riel se puede observar en el [apéndice D.3.1](#).

### 4.4.2. Alimentación al carro portauñas

Por otro lado, la alimentación al carro portauñas (que se moviliza verticalmente) desde el tablero eléctrico del transelevador, se realiza a través de un cable multipolar plano, el cual trabaja sobre una bandeja portacables tipo retráctil.

- Cadena portacable SEGUIMET serie 2700 tipo 2703

Las características técnicas se encuentran en el [apéndice D.3.2](#).

## 5. Diseño del sistema de control

### 5.1. Descripción funcional

El sistema de control está básicamente compuesto por un PLC, un software de gestión del almacén, generadores de impulsos, convertidores de frecuencia, una interface de comunicación inalámbrica y sensores de campo. Los accionamientos que este sistema controla son motores asincrónicos trifásicos.

La lógica de control se encuentra cargada en el programa del PLC, y este es quien a través de sus salidas es el encargado de comandar todos los accionamientos.

De acuerdo a lo visto en el [punto 2.2.](#), el software de gestión de almacén cargado en una PC es el encargado de decidir la ubicación final de la mercadería entrante (según las directivas nombradas) y seleccionar que pallet se retirará ante un pedido de extracción de una referencia de mercadería (de acuerdo a la metodología FIFO). Este software envía la información al PLC en forma de registros, es decir, posiciones de memoria que el programa del controlador oportunamente lee para tomar decisiones. Estos registros contienen información tal como número de pasillo, distancia horizontal y vertical de traslación del transelevador, profundidad y lado de estantería. La forma de comunicación del PLC y la PC que contiene al software de gestión es a través de una red PROFIBUS DP.

Los motores de las transportadoras de pallet a nivel, es decir, transportadoras a rodillos, a cadenas, puestos de entrada y salida, mesas de giro, mesas de transferencia y topes, son accionados a través de contactores cuyas bobinas son energizadas por las correspondientes salidas del PLC.

Los motores que realizan los movimientos de elevación y traslación del transelevador y el movimiento transversal de las uñas se comandan de manera diferente a los anteriores. Estos son alimentados a través de convertidores de frecuencia, los cuales entregan una tensión modificada en valor y en frecuencia, lo que permite obtener dos velocidades de giro distintas a la nominal del motor; una de régimen y otra inferior de posicionamiento. Por otro lado, los convertidores permiten realizar curvas de aceleración y desaceleración controladas en el tiempo, con lo que se limitan los esfuerzos dinámicos debido a las fuerzas de inercia. Para ello, utilizan un lazo cerrado de realimentación formado por generadores de impulsos, que se encuentran acoplados a cada uno de los tres movimientos. El PLC comanda los convertidores de frecuencia enviando las señales de marcha, cambio de sentido y velocidad lenta. Estos están comunicados a través de una red PROFIBUS DP, la cual brinda un método de comunicación más rápido y eficiente que el cableado convencional.

La posición horizontal y vertical del transelevador así como la extensión de las uñas es obtenida en el PLC a través de sus contadores rápidos. Estas son entradas digitales que tienen una frecuencia de lectura de 10 KHZ, por lo que pueden recibir la señal enviada por los generadores de impulsos. Los generadores de impulsos son incrementales y entregan también la información sobre el sentido de giro, por lo que los contadores aumentan su valor para un caso y lo disminuyen en el otro.

Por otro lado, la verificación del correcto posicionado del sistema se realiza con sensores. Estos actúan como dispositivos de seguridad que evitan colisiones o mal funcionamiento ante posibles fallas de los generadores de impulsos o contadores rápidos. En el sistema de uñas telescópicas hay colocados cinco sensores que confirman la extensión actual del mismo, primera o segunda posición a la izquierda, centrado o primera o segunda posición a la derecha. Para el movimiento del transelevador se cuenta con sensores fotoeléctricos montados sobre el carro portauñas, que trabajan por reflexión con la estructura de las estanterías y confirman que el mismo se encuentre alineado tanto en sentido vertical como horizontal con el hueco donde se realizará la extracción o descarga. En caso de que el programa detecte alguna incongruencia entre las señales enviadas por los generadores de impulsos y los sensores, este detiene instantáneamente los accionamientos y envía una señal de alarma al software.

Otra verificación de seguridad que realiza el programa es la no existencia de mercadería donde se va a descargar un pallet, ante un posible error en la base de datos del software. Esto se realiza con sensores fotoeléctricos montados en ambos extremos de las uñas telescópicas. Al igual que en lo explicado anteriormente, ante la detección de una incongruencia el programa detiene los motores y envía una señal de alarma.

## 5.2. Selección de componentes

### 5.2.1. PLC

Para que la funcionalidad descrita en el punto anterior pueda ser posible, es necesario utilizar una herramienta de programación suficientemente versátil. Dicha herramienta seleccionada es un autómata programable (PLC) marca SIEMENS modelo S7-300.

Se opta por utilizar un solo PLC, centralizando todos los movimientos de la carga, dado que es injustificado colocar un PLC por transelevador. Esto llevaría a realizar una programación más complicada y un mayor costo de equipamiento.

El S7-300 es un PLC modular, el cual ofrece la posibilidad de incorporarle hasta 8 módulos por cada rack y hasta 31 módulos por sistema. En caso de ser necesarios más módulos, se puede ampliar la cantidad de racks, sin necesidad de sumar módulos CPU. La comunicación entre los distintos rack es a través de módulos de comunicación.

La ficha técnica de este PLC se puede observar en el [apéndice D.4.1](#).

A continuación se detallan los distintos módulos a utilizar.

#### 5.2.1.1. Unidad central (CPU)

El modelo de CPU seleccionado es el 313C-2 DP. Este modelo compacto ofrece la posibilidad de conectar un puerto PROFIBUS DP, el cual se utiliza para enviar datos al variador de frecuencia y recibir datos de la PC. Los principales datos de este CPU son:

- Memoria central de 32 Kbytes
- Tensión de alimentación 24 VDC
- 16 entradas digitales y 16 salidas digitales (ambas integradas)
- Puerto maestro / esclavo PROFIBUS DP

La ficha técnica de esta unidad central se observa en el [apéndice D.4.2](#).

#### 5.2.1.2. Módulos de entradas digitales

Debido a que todos los sensores envían una señal lógica (digital, 0 o 1), y que en total son 109 señales ([punto 5.3.2.1](#)), se utilizan los siguientes módulos de entradas digitales:

- 3 módulos de 32 entradas digitales modelo SM321.  
Código 6ES7 321-1BL00-0AA0
- 1 módulo de 16 entradas digitales modelo SM321.  
Código. 6ES7 321-1BH02-0AA0

Debido a que solo son necesarias 109 entradas y estos módulos proveen 112, las 3 restantes (junto con las 16 integradas del módulo CPU) se utilizan como reserva ante una eventual necesidad.

Las fichas técnicas de estos dos modelos se pueden observar en el [apéndice D.4.3](#).

#### 5.2.1.3. Módulos de salidas digitales

Dado que el número de salidas digitales necesarias es de 67 (ver [punto 5.3.2.3](#)), se seleccionan los siguientes módulos:

- 2 módulos de 32 salidas digitales modelo SM322.  
Código 6ES7 322-1BL00-0AA0

Estos módulos proveen 64 salidas, por lo que las 3 salidas digitales faltantes se obtienen de las integradas en el módulo CPU, quedando 13 salidas digitales de reserva.

Las fichas técnicas de estos dos módulos se pueden observar en el [apéndice D.4.4](#).

#### 5.2.1.4. Módulos de contadores rápidos

Para obtener el dato correcto de la ubicación del pallet, la señal enviada por los encoders debe ser ingresada a módulos de contaje rápido en el PLC.

La máxima frecuencia de emisión de pulsos de los generadores de impulsos (producto de la velocidad de giro de los mismos, proporcional a la velocidad de movimiento de la carga) es de 3.260 Hz. Considerando que para cada transelevador son necesarios 3 encoders (uno para la uña, uno para el motor de traslación y uno para el motor de elevación), sumando un total de 9 para los tres equipos, los módulos de contaje rápido seleccionados son:

- 2 módulos de contaje rápido modelo FM350-2  
Código 6ES7 350-2AH00-0AE0

Dicho módulo, cuenta con 8 canales de contaje rápido de 10 KHz para la conexión directa de encoders incrementales. De esta manera, se completan los 9 canales necesarios, quedando como reserva 7 canales.

La ficha técnica de estos módulos se puede observar en el [apéndice D.4.5](#).

#### 5.2.1.5. Módulo de pesaje

Para realizar la verificación de que el peso del pallet con mercadería no supere los 1.500 Kg, se utiliza una celda de carga, colocada en el puesto de medición y pesaje. La señal enviada por esta celda, proporcional al peso, es ingresada en un módulo especialmente diseñado para analizar dicha información. Este es:

- Módulo de pesaje SIWAREX-U.

La ficha técnica de este módulo se puede observar en el [apéndice D.4.6](#).

#### 5.2.1.6. Módulo de comunicación

Dado que la cantidad de módulos a utilizar (sin contar los de comunicación) es de 9, como fue visto anteriormente, es necesario colocar un segundo rack. Este se comunica con el primero a través de los siguientes módulos de comunicación:

- 2 módulos de comunicación IM365  
Código 6ES7 365-0BA01-0AA0

La ficha técnica de este módulo se puede observar en el [apéndice D.4.7](#).

### 5.2.2. Sensores

#### 5.2.2.1. Sensores inductivos

Se utilizan dos tipos de sensores inductivos:

- Sensor de proximidad inductivo tipo cilíndrico
- Sensor de proximidad inductivo tipo final de carrera

El primero de estos cumple funciones de:

- a) Indicar que la mesa de giro ha llegado a su posición final (0° o 90°)
- b) Indicar que la mesa de transferencia ha llegado a su posición máxima superior o máxima inferior.
- c) Indicar que los topes de las mesas de transferencia han llegado a su posición máxima superior o máxima inferior
- d) Indicar que la uña está en su posición central, primera o segunda posición derecha o izquierda.

Cuando el sensor detecta alguno de estas situaciones enviará al PLC una señal lógica. Las principales características de este sensor son:

- ALLEN BRADLEY Modelo 872C WorldProx 2 Wire DC  
Diámetro 18 mm  
Operación por 2 hilos  
Tensión de alimentación 10-30 VDC  
Código 872C-D8NE18-A2

La ficha técnica de este sensor se puede observar en el [apéndice D.5.1](#).

En el caso de los sensores tipo final de carrera, estos se utilizan como seguridad ante una falla de algún encoder o variador de frecuencia. Están ubicados en los extremos del movimiento horizontal del transelevador y en los extremos del movimiento vertical del carro portauñas. Si por alguna razón estos sensores son activados, inmediatamente envían una señal lógica al PLC para que este corte la alimentación de los motores.

Si bien estos sensores son de tipo inductivo como los primeros, debido a su robustez y a que son empleados como elementos de seguridad se los elige dejando de lado su diferencia económica con los antes mencionados.

Las principales características de este sensor son:

- ALLEN BRADLEY Modelo 871L  
Operación por 2 hilos  
Tensión de alimentación 20-250 VDC  
Código 871L-B40E40-T2

La ficha técnica de este sensor se puede observar en el [apéndice D.5.2](#).

#### 5.2.2.2. Sensores fotoeléctricos

En este caso también se seleccionaron dos tipos de sensores fotoeléctricos:

- Sensor fotoeléctrico difuso normal
- Sensor fotoeléctrico retroreflectivo

El primero se utiliza para la detección de la presencia de un pallet, ya sea en la mesa de rodillos, en las cadenas de carga y descarga o en la estantería.

Este tipo de sensor, a diferencia del retroreflectivo o barrera, no precisa de un segundo elemento (reflectores o sensor receptor) para realizar la detección. Esto se ve reflejado en una mayor facilidad de montaje, un mejor funcionamiento y un menor mantenimiento del mismo.

Las principales características de este sensor son:

- ALLEN BRADLEY Modelo Serie 5000 línea azul  
Distancia máxima de detección 2,1 m.  
Tensión de alimentación 10-30 VDC  
Código 42DRP-5000

La ficha técnica de este sensor se puede observar en el [apéndice D.5.3](#).

El sensor de tipo fotoeléctrico retroreflectivo (ubicado sobre el carro portauñas) se utiliza únicamente como elemento de seguridad para verificar y validar que el carro se encuentra correctamente alineado con un hueco de la estantería antes de extender sus uñas telescópicas. Para poder realizar dicho sensado, es necesario colocar reflectores de 32 mm de diámetro en cada puesto de la estantería (de un solo lado del pasillo). De esta manera, al solo sensar un elemento de pequeño diámetro se estará verificando el correcto posicionado del carro y transelevador.

Las principales características de este sensor son:

- ALLEN BRADLEY Modelo Serie 5000 línea azul  
Tensión de alimentación 10-30 VDC  
Código 42DRU-5000

La ficha técnica de este sensor se puede observar en el [apéndice D.5.4.](#)

#### 5.2.2.3. Celda de carga

Para realizar la medición del peso, como se explico anteriormente es necesario utilizar una celda de carga. Considerando que la carga máxima a soportar es de 1500 Kg, se selecciona la celda SIEMENS SIWAREX R,serie RN, la cual se observa en el [apéndice D.5.5.](#)

#### 5.2.2.4. Sensor de alineación del pallet

Cuando el pallet llega al puesto de medición y pesaje, una de las condiciones que debe cumplir para continuar su trayecto a la estantería es que no haya mercadería que esté sobresaliendo fuera de los límites del volumen definido por al área del pallet y los 2,1 m. de altura.

Para realizar dicho control, se seleccionan sensores fotoeléctricos de tipo cortina de luz de seguridad. De los cinco sensores necesarios, cuatro van ubicados horizontalmente (con la emisión de haces de luz vertical) realizando le verificación de los cuatro laterales del pallet cargado, y el quinto colocado horizontalmente para verificar la altura del pallet.

Las principales características de este sensor son:

Para las caras laterales (Ancho 1200 mm):

- ALLEN BRADLEY Código 440L-PK1280YD  
Ancho de la barrera 1280 mm  
Resolución de haces 30 mm  
Tensión de alimentación 24 VDC

Para las caras frontal y posterior (Ancho 1000 mm):

- ALLEN BRADLEY Código 440L-PK1120YD  
Ancho de la barrera 1120 mm  
Resolución de haces 30 mm  
Tensión de alimentación 24 VDC

La ficha técnica de este sensor se puede observar en el [apéndice D.5.6.](#)

#### 5.2.2.5. Lector de código de barras

Para realizar la lectura del código de barras que lleva incorporada la mercadería sobre el pallet y enviar la información a la PC, se utiliza el siguiente lector de código de barras.

- SICK modelo CLP 100

La ficha técnica de este lector se puede observar en el [apéndice D.5.7.](#)

### 5.2.3. Comunicación entre PLC y transelevador

Como se explica anteriormente, el PLC recibe señales discretas de los sensores (parte de los cuales se encuentran ubicados sobre el transelevador) y envía información al variador de frecuencia (también ubicado sobre el transelevador). Debido a que el transelevador está en continuo movimiento, es necesario seleccionar un método eficiente para enviar y recibir dicha información. Uno de estos métodos es a través del cableado convencional, pero como la distancia máxima de traslación es de 80 m. y la tensión de alimentación de los sensores es de 24 VCC, resulta poco conveniente esta elección. Es por esta razón que se opta por incorporar una comunicación de tipo inalámbrica.

Por un lado, se requiere transmitir señales discretas (proveniente de los sensores) y por otro es necesario transmitir señales de red PROFIBUS (entre PLC y variador de frecuencia).

Para transmitir las señales discretas se selecciona el siguiente transmisor inalámbrico:

- Interface inalámbrica PHOENIX CONTACT  
Modelo RAD-ISM-900-SET-BD-ANT

Debido a que este modelo solo puede enviar y recibir 2 señales discretas (en una dirección), es necesario colocar 2 módulos de expansión para transmitir las 10 señales de sensores ubicados sobre el transelevador. Los módulos son los siguientes:

- Módulo de expansión de salidas discretas PHOENIX CONTACT  
Modelo RAD-OUT-8D-REL
- Módulo de expansión de entradas discretas PHOENIX CONTACT  
Modelo RAD-IN-8D

Estos permiten ampliar hasta 8 señales llegando a un total de 10 (incluidas las del transmisor).

Las fichas técnicas del transmisor y los módulos de expansión se pueden observar en el [apéndice D.6.1](#).

Por otro lado, para transmitir la señal de la red PROFIBUS, se utiliza el siguiente transmisor:

- Sistema de transmisión de datos SICK  
Modelo ISD 230-4111 IR

La ficha técnica de este modelo se puede observar en el [apéndice D.6.2](#).

## 5.3. Lógica de control

### 5.3.1. Método de programación

Se adopta como metodología la programación mediante el Gráfico Secuencial de Funciones (Sequential Function Chart - SFC), de acuerdo a la Norma IEC 61131-3.

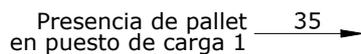
Un SFC describe gráficamente el comportamiento secuencial de un programa de control.

El SFC, también conocido como Grafcet, ayuda a estructurar la organización interna de un programa, y a descomponer un problema en partes manejables, manteniendo simultáneamente una visión global. Los elementos del SFC proporcionan un medio para subdividir un programa de PLC en un conjunto de etapas y transiciones interconectadas por medio de enlaces directos. Cada etapa lleva asociados un conjunto de bloques de acción y a cada transición va asociada una condición de transición que cuando se cumple, causa la desactivación de la etapa anterior a la transición y la activación de la siguiente. Los bloques de acción permiten realizar el control del proceso. Cada elemento puede ser programado en alguno de los lenguajes IEC, incluyéndose el propio SFC.

Se pueden usar secuencias alternativas y paralelas, comúnmente utilizadas en muchas aplicaciones. Debido a su estructura general, de sencilla comprensión, SFC permite la transmisión de información entre distintas personas con distintos niveles de preparación

La simbología utilizada para representar las distintas secuencias es la siguiente:

Contacto normal abierto:



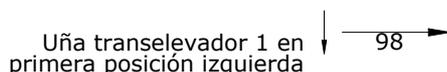
Contacto normal cerrado:



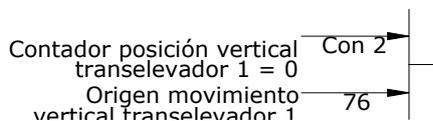
Contacto transicional positivo:



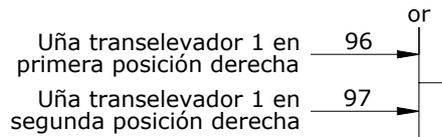
Contacto transicional negativo:



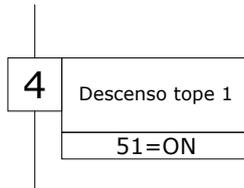
Función AND de dos contactos normal abierto:



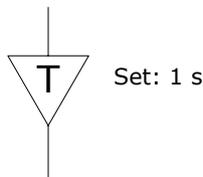
Función OR de dos contactos normal abierto:



Paso de la secuencia y salidas activas:



Temporizador:



## 5.3.2. Entradas, salidas, registros y alarmas del PLC

### 5.3.2.1. Entradas digitales

Las señales provenientes de los sensores de campo, ya sean estos inductivos o fotoeléctricos, actúan para el PLC como entradas digitales, es decir, pueden adoptar solamente un estado 0 o 1. Estas señales son utilizadas en las secuencias del programa como transiciones entre los distintos pasos. Los diferentes sensores se encuentran ubicados en los transportadores de pallets a nivel y en diferentes sectores de los transelevadores.

El listado completo de entradas digitales del PLC, con su codificación, descripción y tipología es el siguiente:

Cod.	Denominación	Tipo
1	Presencia de pallet en puesto de entrada	Sensor fotoeléctrico difuso
2	Peso del pallet	Celda de carga
3	Altura de pallet mayor a 2,1 m	Sensor fotoeléctrico de barrera
4	Desalineación de pallet lado 1	Sensor fotoeléctrico de barrera
5	Desalineación de pallet lado 2	Sensor fotoeléctrico de barrera
6	Desalineación de pallet lado 3	Sensor fotoeléctrico de barrera
7	Desalineación de pallet lado 4	Sensor fotoeléctrico de barrera
8	Presencia de pallet en puesto de medición y pesaje	Sensor fotoeléctrico difuso
9	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 1	Sensor fotoeléctrico difuso
10	Presencia de pallet en mesa giratoria 1	Sensor fotoeléctrico difuso
11	Mesa de giro 1 a 0°	Sensor inductivo cilíndrico
12	Mesa de giro 1 a 90°	Sensor inductivo cilíndrico
13	Presencia de pallet en puesto de salida pallet defectuoso	Sensor fotoeléctrico difuso

14	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 2	Sensor fotoeléctrico difuso
15	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 3	Sensor fotoeléctrico difuso
16	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 4	Sensor fotoeléctrico difuso
17	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 5	Sensor fotoeléctrico difuso
18	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 6	Sensor fotoeléctrico difuso
19	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 7	Sensor fotoeléctrico difuso
20	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 8	Sensor fotoeléctrico difuso
21	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 9	Sensor fotoeléctrico difuso
22	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 10	Sensor fotoeléctrico difuso
23	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 11	Sensor fotoeléctrico difuso
24	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 12	Sensor fotoeléctrico difuso
25	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 13	Sensor fotoeléctrico difuso
26	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 14	Sensor fotoeléctrico difuso
27	Presencia de pallet en mesa giratoria 2	Sensor fotoeléctrico difuso
28	Mesa giratoria 2 a 0°	Sensor inductivo cilíndrico
29	Mesa giratoria 2 a 90°	Sensor inductivo cilíndrico
30	Presencia de pallet en transportadora a rodillos 15	Sensor fotoeléctrico difuso
31	Presencia de pallet en puesto de salida	Sensor fotoeléctrico difuso
32	Mesa de transferencia 1 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
33	Mesa de transferencia 1 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
34	Presencia de pallet en cadena de carga 1	Sensor fotoeléctrico difuso
35	Presencia de pallet en puesto de carga 1	Sensor fotoeléctrico difuso
36	Mesa de transferencia 2 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
37	Mesa de transferencia 2 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
38	Presencia de pallet en cadena de descarga 1	Sensor fotoeléctrico difuso
39	Presencia de pallet en puesto de descarga 1	Sensor fotoeléctrico difuso
40	Mesa de transferencia 3 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
41	Mesa de transferencia 3 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
42	Presencia de pallet en cadena de carga 2	Sensor fotoeléctrico difuso
43	Presencia de pallet en puesto de carga 2	Sensor fotoeléctrico difuso
44	Mesa de transferencia 4 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
45	Mesa de transferencia 4 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
46	Presencia de pallet en cadena de descarga 2	Sensor fotoeléctrico difuso
47	Presencia de pallet en puesto de descarga 2	Sensor fotoeléctrico difuso
48	Mesa de transferencia 5 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
49	Mesa de transferencia 5 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
50	Presencia de pallet en cadena de carga 3	Sensor fotoeléctrico difuso
51	Presencia de pallet en puesto de carga 3	Sensor fotoeléctrico difuso
52	Mesa de transferencia 6 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
53	Mesa de transferencia 6 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
54	Presencia de pallet en cadena de descarga 3	Sensor fotoeléctrico difuso
55	Presencia de pallet en puesto de descarga 3	Sensor fotoeléctrico difuso
56	Tope 1 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
57	Tope 1 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
58	Tope 2 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
59	Tope 2 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
60	Tope 3 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
61	Tope 3 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
62	Tope 4 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
63	Tope 4 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
64	Tope 5 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
65	Tope 5 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
66	Tope 6 arriba	Sensor inductivo cilíndrico

67	Tope 6 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
68	Tope 7 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
69	Tope 7 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
70	Tope 8 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
71	Tope 8 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
72	Tope 9 arriba	Sensor inductivo cilíndrico
73	Tope 9 abajo	Sensor inductivo cilíndrico
74	Origen movimiento horizontal transelevador 1	Sensor inductivo tipo final de carrera
75	Final movimiento horizontal transelevador 1	Sensor inductivo tipo final de carrera
76	Origen movimiento vertical transelevador 1	Sensor inductivo tipo final de carrera
77	Final movimiento vertical transelevador 1	Sensor inductivo tipo final de carrera
78	Presencia de pallet en estantería derecha transelevador 1	Sensor fotoeléctrico difuso
79	Presencia de pallet en estantería izquierda transelevador 1	Sensor fotoeléctrico difuso
80	Confirmación ubicación vertical y horizontal transelevador 1	Sensor fotoeléctrico reflectivo
81	Origen movimiento horizontal transelevador 2	Sensor inductivo tipo final de carrera
82	Final movimiento horizontal transelevador 2	Sensor inductivo tipo final de carrera
83	Origen movimiento vertical transelevador 2	Sensor inductivo tipo final de carrera
84	Final movimiento vertical transelevador 2	Sensor inductivo tipo final de carrera
85	Presencia de pallet en estantería derecha transelevador 2	Sensor fotoeléctrico difuso
86	Presencia de pallet en estantería izquierda transelevador 2	Sensor fotoeléctrico difuso
87	Confirmación ubicación vertical y horizontal transelevador 2	Sensor fotoeléctrico reflectivo
88	Origen movimiento horizontal transelevador 3	Sensor inductivo tipo final de carrera
89	Final movimiento horizontal transelevador 3	Sensor inductivo tipo final de carrera
90	Origen movimiento vertical transelevador 3	Sensor inductivo tipo final de carrera
91	Final movimiento vertical transelevador 3	Sensor inductivo tipo final de carrera
92	Presencia de pallet en estantería derecha transelevador 3	Sensor fotoeléctrico difuso
93	Presencia de pallet en estantería izquierda transelevador 3	Sensor fotoeléctrico difuso
94	Confirmación ubicación vertical y horizontal transelevador 3	Sensor fotoeléctrico reflectivo
95	Uña transelevador 1 centrada	Sensor inductivo cilíndrico
96	Uña transelevador 1 en primera posición derecha	Sensor inductivo cilíndrico
97	Uña transelevador 1 en segunda posición derecha	Sensor inductivo cilíndrico
98	Uña transelevador 1 en primera posición izquierda	Sensor inductivo cilíndrico
99	Uña transelevador 1 en segunda posición izquierda	Sensor inductivo cilíndrico
100	Uña transelevador 2 centrada	Sensor inductivo cilíndrico
101	Uña transelevador 2 en primera posición derecha	Sensor inductivo cilíndrico
102	Uña transelevador 2 en segunda posición derecha	Sensor inductivo cilíndrico
103	Uña transelevador 2 en primera posición izquierda	Sensor inductivo cilíndrico
104	Uña transelevador 2 en segunda posición izquierda	Sensor inductivo cilíndrico
105	Uña transelevador 3 centrada	Sensor inductivo cilíndrico
106	Uña transelevador 3 en primera posición derecha	Sensor inductivo cilíndrico
107	Uña transelevador 3 en segunda posición derecha	Sensor inductivo cilíndrico
108	Uña transelevador 3 en primera posición izquierda	Sensor inductivo cilíndrico
109	Uña transelevador 3 en segunda posición izquierda	Sensor inductivo cilíndrico

En el [apéndice C.1.1.](#) se observa un plano de planta en donde se puede apreciar la distribución de todos los sensores ubicados sobre los transportadores de pallet a nivel.

### 5.3.2.2. Contadores rápidos

La lectura de las señales provenientes de los generadores de impulsos (encoders) es realizada por contadores rápidos. De esas señales se obtiene también el sentido de giro, por lo que los contadores rápidos aumentan su valor para determinado sentido de giro y lo disminuyen para el otro. De esta manera, en todo momento se cuenta con la información

precisa de la ubicación horizontal y vertical de cada transelevador, así como también de la posición de las uñas. El listado de contadores rápidos que utiliza el PLC es el siguiente:

<b>Cod.</b>	<b>Denominación</b>
Con 1	Contador posición horizontal transelevador 1
Con 2	Contador posición vertical transelevador 1
Con 3	Contador posición uña transelevador 1
Con 4	Contador posición horizontal transelevador 2
Con 5	Contador posición vertical transelevador 2
Con 6	Contador posición uña transelevador 2
Con 7	Contador posición horizontal transelevador 3
Con 8	Contador posición vertical transelevador 3
Con 9	Contador posición uña transelevador 3

### 5.3.2.3. Salidas digitales

Las salidas digitales son las que actúan directamente sobre los accionamientos de campo. En el caso que estos sean motores, las salidas digitales del PLC energizan bobinas de contactores que interrumpen el circuito de potencia.

El listado completo de salidas digitales del PLC, con su codificación y descripción es el siguiente:

<b>Cod.</b>	<b>Denominación</b>
1	Marcha rodillos puesto de entrada
2	Marcha rodillos puesto de medición y pesaje
3	Marcha transportadora a rodillos 1
4	Giro horario mesa de giro 1
5	Giro antihorario mesa de giro 1
6	Marcha rodillos mesa de giro 1
7	Marcha rodillos puesto de salida pallet defectuoso
8	Marcha transportadora a rodillos 2
9	Marcha transportadora a rodillos 3
10	Marcha transportadora a rodillos 4
11	Marcha transportadora a rodillos 5
12	Marcha transportadora a rodillos 6
13	Marcha transportadora a rodillos 7
14	Marcha transportadora a rodillos 8
15	Marcha transportadora a rodillos 9
16	Marcha transportadora a rodillos 10
17	Marcha transportadora a rodillos 11
18	Marcha transportadora a rodillos 12
19	Marcha transportadora a rodillos 13
20	Marcha transportadora a rodillos 14
21	Giro horario mesa de giro 2
22	Giro antihorario mesa de giro 2
23	Marcha rodillos mesa de giro 2
24	Marcha transportadora a rodillos 15
25	Marcha rodillos puesto de salida
26	Elevación mesa de transferencia 1
27	Descenso mesa de transferencia 1
28	Marcha cadena mesa de transferencia 1
29	Marcha cadena de carga 1
30	Elevación mesa de transferencia 2

31	Descenso mesa de transferencia 2
32	Marcha cadena mesa de transferencia 2
33	Marcha cadena de descarga 1
34	Elevación mesa de transferencia 3
35	Descenso mesa de transferencia 3
36	Marcha cadena mesa de transferencia 3
37	Marcha cadena de carga 2
38	Elevación mesa de transferencia 4
39	Descenso mesa de transferencia 4
40	Marcha cadena mesa de transferencia 4
41	Marcha cadena de descarga 2
42	Elevación mesa de transferencia 5
43	Descenso mesa de transferencia 5
44	Marcha cadena mesa de transferencia 5
45	Marcha cadena de carga 3
46	Elevación mesa de transferencia 6
47	Descenso mesa de transferencia 6
48	Marcha cadena mesa de transferencia 6
49	Marcha cadena de descarga 3
50	Elevación tope 1
51	Descenso tope 1
52	Elevación tope 2
53	Descenso tope 2
54	Elevación tope 3
55	Descenso tope 3
56	Elevación tope 4
57	Descenso tope 4
58	Elevación tope 5
59	Descenso tope 5
60	Elevación tope 6
61	Descenso tope 6
62	Elevación tope 7
63	Descenso tope 7
64	Elevación tope 8
65	Descenso tope 8
66	Elevación tope 9
67	Descenso tope 9

En el [apéndice C.1.2.](#) se observa un plano de planta en donde se puede apreciar la distribución de todos los accionamientos comandados por las salidas del PLC, ubicados sobre los transportadores de pallet a nivel.

#### 5.3.2.4. Salidas de red

El PLC y los convertidores de frecuencia que comandan los movimientos del sistema están conectados mediante una red PROFIBUS DP, compatible con los equipos nombrados. Esta red brinda una conexión muy eficiente y segura, prefiriéndose por lo tanto a una realizada mediante cableado convencional.

Las salidas de red del PLC conectadas a los convertidores de frecuencia son las siguientes:

<b>Cod.</b>	<b>Denominación</b>
Red 1	Marcha horizontal hacia adelante transelevador 1
Red 2	Cambio sentido horizontal transelevador 1
Red 3	Velocidad horizontal baja transelevador 1
Red 4	Marcha vertical hacia arriba transelevador 1
Red 5	Cambio sentido vertical transelevador 1
Red 6	Velocidad vertical baja transelevador 1
Red 7	Marcha hacia izquierda uñas transelevador 1
Red 8	Cambio sentido uñas transelevador 1
Red 9	Velocidad baja uñas transelevador 1
Red 10	Marcha horizontal hacia adelante transelevador 2
Red 11	Cambio sentido horizontal transelevador 2
Red 12	Velocidad horizontal baja transelevador 2
Red 13	Marcha vertical hacia arriba transelevador 2
Red 14	Cambio sentido vertical transelevador 2
Red 15	Velocidad vertical baja transelevador 2
Red 16	Marcha hacia izquierda uñas transelevador 2
Red 17	Cambio sentido uñas transelevador 2
Red 18	Velocidad baja uñas transelevador 2
Red 19	Marcha horizontal hacia adelante transelevador 3
Red 20	Cambio sentido horizontal transelevador 3
Red 21	Velocidad horizontal baja transelevador 3
Red 22	Marcha vertical hacia arriba transelevador 3
Red 23	Cambio sentido vertical transelevador 3
Red 24	Velocidad vertical baja transelevador 3
Red 25	Marcha hacia izquierda uñas transelevador 3
Red 26	Cambio sentido uñas transelevador 3
Red 27	Velocidad baja uñas transelevador 3

### 5.3.2.5. Registros

El software de gestión de almacén es quien decide la ubicación final de la mercadería que ingresa al depósito y la ubicación de la mercadería a retirar ante un pedido. Esta información es enviada al PLC y almacenada en registros, los cuales son leídos en distintas instancias del programa y actúan en las secuencias del mismo.

Los registros del PLC a los cuales se les ingresa la información enviada por el software de gestión del almacén son los siguientes:

<b>Cod.</b>	<b>Denominación</b>
Reg 1	Registro ubicación horizontal en estantería
Reg 2	Registro ubicación vertical en estantería
Reg 3	Registro ubicación profundidad en estantería
Reg 4	Registro ubicación número de pasillo
Reg 5	Registro código de barras leído

### 5.3.2.6. Alarmas

Ante la detección de distintas anomalías durante el funcionamiento del sistema, el PLC detiene el movimiento del mismo y envía una señal de alarma al software de gestión. Las posibles anomalías pueden ser por defectos en el pallet que ingresa, incongruencias en el posicionado del transelevador o uña o incongruencias en la información enviada por el software.

El listado de alarmas que envía el PLC al software de gestión es el siguiente:

<b>Cod.</b>	<b>Denominación</b>
Alr 1	Alarma pallet defectuoso
Alr 2	Alarma falla en posición uña transelevador 1
Alr 3	Alarma falla en posición transelevador 1
Alr 4	Alarma estantería ocupada transelevador 1
Alr 5	Alarma falla en posición uña transelevador 2
Alr 6	Alarma falla en posición transelevador 2
Alr 7	Alarma estantería ocupada transelevador 2
Alr 8	Alarma falla en posición uña transelevador 3
Alr 9	Alarma falla en posición transelevador 3
Alr 10	Alarma estantería ocupada transelevador 3

- Alr 1 (Alarma de paletizado defectuoso): Esta alarma se activa cuando la mercadería ubicada en el puesto de medición y pesaje no cumple con los requerimientos necesarios para el almacenaje del mismo.
- Alr2 (Alarma falla en posición uña transelevador 1): Esta alarma se activa en el hipotético caso de que el encoder del motor de las uñas falle y no envíe pulsos al PLC. Al producirse este evento, un sensor detectará la presencia de la uña sin haber recibido la información de posicionamiento del encoder y esto producirá dicha activación.
- Alr3 (Alarma falla en posición transelevador 1): De forma similar al caso anterior, esta alarma se activa cuando a través de los impulsos enviados por el encoder, el pallet llega a su posición final (ya sea horizontal o vertical) y esta no es validada por un sensor ubicado sobre el carro portauñas para tal fin. Se presume un fallo del encoder.
- Alr4 (Alarma estantería ocupada transelevador 1): Esta alarma se activa cuando estando el pallet próximo a llegar a su posición final en la estantería, un sensor ubicado sobre el extremo de la uña detecta que existe mercadería en dicha posición. Se presume falla del sistema de gestión del almacén.

Las alarmas 5 a 10 funcionan de similar manera que las alarmas 2 a 4, solo que corresponden a los transelevadores 2 y 3.

### 5.3.3. Secuencias del programa

#### 5.3.3.1. Identificación de secuencias

La estructura principal del programa del PLC está formada por 14 secuencias de movimiento, las cuales están relacionadas entre sí, pero están diseñadas para funcionar en paralelo durante la mayor parte del tiempo. Estas secuencias principales son:

<b>Cod.</b>	<b>Denominación</b>
Sec 1	Secuencia de carga movimiento rodillos
Sec 2	Secuencia movimiento cadena de carga 1
Sec 3	Secuencia movimiento cadena de carga 2
Sec 4	Secuencia movimiento cadena de carga 3
Sec 5	Secuencia de carga movimiento transelevador 1
Sec 6	Secuencia de carga movimiento transelevador 2
Sec 7	Secuencia de carga movimiento transelevador 3
Sec 8	Secuencia de descarga movimiento rodillos
Sec 9	Secuencia movimiento cadena de descarga 1
Sec 10	Secuencia movimiento cadena de descarga 2
Sec 11	Secuencia movimiento cadena de descarga 3
Sec 12	Secuencia de descarga movimiento transelevador 1

Sec 13	Secuencia de descarga movimiento transelevador 2
Sec 14	Secuencia de descarga movimiento transelevador 3

Del listado anterior, fueron desarrolladas las secuencias 1 (secuencia de carga movimiento rodillos), 2 (secuencia movimiento cadena de carga 1) y 5 (secuencia de carga movimiento transelevador 1). Las secuencias 3 y 4 son similares a la 2 (solo hay que reemplazar los códigos de entradas y salidas por los homólogos) mientras que las 6 y 7 se obtienen fácilmente desde la 5. Las secuencias 8 a 14 son semejantes a las nombradas anteriormente, solo que en este caso representan los ciclos de descarga.

### 5.3.3.2. Secuencia de carga movimiento rodillos

En el [apéndice C.2.1.](#) se puede observar con detalle el programa de la secuencia de carga del movimiento de los rodillos. En ella se utilizan 6 subrutinas que trabajan en paralelo con la secuencia para no producir tiempos de espera. Las subrutinas son:

Cod.	Denominación
Sub 1	Subrutina elevación tope 1
Sub 2	Subrutina elevación tope 2
Sub 3	Subrutina giro mesa de rodillos 1
Sub 4	Subrutina descenso tope 3
Sub 5	Subrutina descenso tope 5
Sub 6	Subrutina descenso tope 7

Estas subrutinas se encuentran desarrolladas en el [apéndice](#) nombrado, luego de la secuencia principal.

La secuencia se inicia cuando se coloca un pallet, mediante un autoelevador o una apiladora manual, sobre el puesto de entrada. El pallet es transportado hasta el puesto de medición y pesaje y luego de frenar con el tope 1, el software de gestión cargado en la PC realiza la lectura del código de barras (paso 3). En esa posición también actúan los sensores 2 a 7, que verifican que la mercadería no exceda los 1.500 Kg y que se encuentre alineada. En caso de que la mercadería se encuentre en condiciones, se inicia el camino hacia un puesto de carga. En caso negativo, el pallet atraviesa la transportadora a rodillos 1 y la mesa de giro 1 (sin girar) y llega al puesto de salida de pallet fallado, desde donde debe ser retirado para corregir la anomalía e iniciar nuevamente el ciclo (pasos 28 a 31).

El pallet en buenas condiciones llega hasta la mesa de giro 1, en donde gira 90° en sentido antihorario y llega a la transportadora a rodillos 2 (paso 10). En esa posición, el programa lee el valor del registro 4 (ubicación numero de pasillo) enviado por la PC. Si este vale 1, se eleva el tope 3, el pallet llega hasta la transportadora a rodillos 3 y se da inicio a la secuencia de movimiento de la cadena de carga 1 (pasos 11 a 13). En caso de que el registro 4 sea distinto de 1, el pallet sigue camino hasta la transportadora a rodillos 6 (pasos 14 a 17).

En ese instante se lee nuevamente el valor del registro 4, y si el valor de este es 2, de forma similar a la anterior, se eleva el tope 5, el pallet frena en la transportadora a rodillos 7 y se inicia la secuencia de movimiento de la cadena de carga 2 (pasos 18 a 20). Si el registro 4 vale 3, la mercadería se traslada hasta la transportadora a rodillos 11, se frena contra el tope 7 y se inicia la secuencia de movimiento de la cadena de carga 3 (pasos 21 a 27).

Las subrutinas 1 a 6, como se observa, son movimientos de un solo accionamiento, ya sea un tope o una mesa de giro.

### 5.3.3.3. Secuencia movimiento cadena de carga 1

La secuencia de movimiento de la cadena de carga 1 se encuentra completamente desarrollada en el [apéndice C.2.2.](#)

Esta secuencia la inicia la de carga de movimiento de rodillos. Si el pallet se encuentra sobre la transportadora a rodillos 3, se eleva la mesa de transferencia 1 y comienzan a girar las cadenas para mover la mercadería hacia la cadena de carga 1 (pasos 2 a 4). Cuando el pallet se encuentra en el puesto de carga 1, se da inicio a la secuencia de carga de movimiento del transelevador 1 (secuencia 5) y comienza la subrutina 4 de descenso del tope 3 (paso 6).

#### 5.3.3.4. Secuencia de carga movimiento transelevador 1

En esta secuencia se utiliza la información enviada por los generadores de impulsos correspondientes a los motores de traslación, elevación y movimiento transversal de las uñas del transelevador 1. Esta información es captada por los contadores rápidos del PLC, que e acuerdo al sentido de giro del motor van incrementando o disminuyendo su valor.

Para que la secuencia del PLC dé una instrucción precisa de la posición a desplazarse, es necesario conocer la relación entre las distancias recorridas y la cantidad de pulsos emitidos por el generador.

El encoder, de acuerdo a lo visto en el punto 4.1.1.1., genera 1024 pulsos por cada vuelta. En el movimiento horizontal de traslación, este se encuentra acoplado a la rueda motora (cuyo radio es 0,15 m), por lo que se cumple la siguiente relación:

$$2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 0,15m = 0,942m \Leftrightarrow 1.024pulsos$$

La velocidad de régimen nominal de traslación es  $v_{h/nom} = 180m/min$ , por lo que pasar de esta velocidad a una muy baja como es la de posicionamiento  $v_{h/pos} = 5m/min$  con una aceleración de  $a_h = 0,5m/s^2$  se requieren casi 9 m, y sumándole a esto 0,2 m para desplazarse en la velocidad de posicionamiento, se obtiene que al transelevador desplazándose a su velocidad de régimen se le debe enviar la señal de cambio de velocidad 9,2 m antes del destino. De lo anterior se deduce que cuando la distancia a recorrer sea menor a 18,2 m, el transelevador no alcanzará su velocidad máxima, sino que comenzara a desacelerar cuando la distancia recorrida sea igual a la mitad de la distancia ordenada menos 0,2 m. Por lo tanto, las relaciones entre distancias y cantidad de pulsos necesarias para cargar en la secuencia son:

$$18,2m \cdot \frac{1.024pulsos}{0,942m} = 19.774pulsos$$

$$9,2m \cdot \frac{1.024pulsos}{0,942m} = 9.996pulsos$$

$$0,2m \cdot \frac{1.024pulsos}{0,942m} = 217pulsos$$

El contador rápido de movimiento horizontal tiene un valor nulo cuando el transelevador se encuentra en el origen, aumenta su valor cuando el transelevador se desplaza hacia dentro del pasillo y lo disminuye en caso contrario.

En el caso del movimiento vertical, la rueda utilizada para hacer girar el generador de impulsos tiene un radio de 0,05 m, por lo que la relación resultante es:

$$2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 0,05m = 0,314m \Leftrightarrow 1.024pulsos$$

Nuevamente, se debe calcular la distancia necesaria para comenzar el cambio de velocidad. Con el transelevador desplazándose a la velocidad de régimen nominal de elevación  $v_{v/nom} = 60m/min$ , para bajar hasta la velocidad de posicionamiento  $v_{v/pos} = 5m/min$  con una aceleración de  $a_v = 0,5m/s^2$ , se requiere casi 1 m, y sumándole a esto 0,2 m para desplazarse en la velocidad de posicionamiento, se obtiene que al

traselevador desplazándose a su velocidad de régimen se le debe enviar la señal de cambio de velocidad 1,2 m antes del destino. Cuando la distancia a recorrer sea menor a 2,2 m, el traselevador no alcanzará su velocidad máxima, sino que comenzara a desacelerar cuando la distancia recorrida sea igual a la mitad de la distancia ordenada menos 0,2 m. Por otro lado, al momento de levantar o depositar un pallet en la estantería o cadenas, el traselevador realiza un movimiento de 30 mm hacia arriba o abajo. De acuerdo con todo lo anterior, las relaciones entre distancias y cantidad de pulsos necesarias son:

$$2,2m \cdot \frac{1.024pulsos}{0,314m} = 7.171pulsos$$

$$1,2m \cdot \frac{1.024pulsos}{0,314m} = 3.911pulsos$$

$$0,2m \cdot \frac{1.024pulsos}{0,314m} = 652pulsos$$

$$30mm \cdot \frac{1.024pulsos}{0,314m} = 98pulsos$$

El contador rápido de movimiento vertical tiene un valor nulo cuando el traselevador se encuentra en el origen, aumenta su valor cuando el traselevador se desplaza hacia arriba y lo disminuye en caso contrario.

Por último, para el movimiento transversal de las uñas, la corona sobre la que está montada el generador de impulsos tiene un radio de 0,05 m, por lo que la relación resultante es:

$$2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 0,05m = 0,314m \Leftrightarrow 1.024pulsos$$

La distancia necesaria para comenzar el cambio de velocidad se obtiene nuevamente a partir de las velocidades y la aceleración. Con las uñas desplazándose a la velocidad de régimen nominal  $v_{t/nom} = 40 m/min$ , para bajar hasta la velocidad de posicionamiento  $v_{t/pos} = 5 m/min$  con una aceleración de  $a_t = 0,5 m/s^2$ , se requieren casi 0,45 m, y sumándole a esto 0,1 m para desplazarse en la velocidad de posicionamiento, se obtiene que se debe enviar la señal de cambio de velocidad al motor de movimiento transversal de las uñas 0,55 m antes del destino. Las ubicaciones finales de las uñas solo pueden ser tres: centrada (distancia 0 m), primera profundidad de estantería (1,35 m de desplazamiento) y segunda profundidad (2,55 m de desplazamiento). En los últimos dos casos, el valor puede ser positivo o negativo, ya sea que el desplazamiento sea hacia la izquierda o hacia la derecha respectivamente. De acuerdo con todo lo anterior, las relaciones entre distancias y cantidad de pulsos necesarias son:

$$2,55m \cdot \frac{1.024pulsos}{0,314m} = 8.312pulsos$$

$$1,35m \cdot \frac{1.024pulsos}{0,314m} = 4.400pulsos$$

$$0,55m \cdot \frac{1.024pulsos}{0,314m} = 1.793pulsos$$

La secuencia de carga de movimiento del traselevador 1 esta detallada en su totalidad en el [apéndice C.2.3](#).

Esta secuencia es iniciada por la de movimiento de la cadena de carga 1. Luego de verificar que el pallet se encuentre sobre el puesto de carga 1, que el traselevador este en su posición de origen vertical y horizontal y que las uñas estén centradas, comienza el movimiento de estas últimas hacia la izquierda (paso 2). Cuando está a 0,55 m de la primera

profundidad de la estantería, se da la orden de pasar a la velocidad de posicionamiento (paso 3). El motor frenará cuando el contador llega al valor indicado (funcionamiento correcto) o cuando el sensor de la uña de la primera posición izquierda (98) marque una transición negativa (si la uña sobrepasa esa posición por un funcionamiento inadecuado). Esto último es una condición de seguridad para que en el caso en que el generador de impulsos entregue un valor menor al real, la uña igual se detenga. En el siguiente paso se verifica que la uña se haya detenido debido a un funcionamiento correcto, es decir, que el contador se encuentre en el valor indicado y que esté encendido el sensor de primera posición izquierda de la uña. En el caso que una de estas dos condiciones no se cumpla, la secuencia se va a un paso de alarma y le envía la señal a la PC (paso 64).

Si el funcionamiento fue correcto, el transelevador eleva el carro 30 mm en velocidad lenta, con lo que levanta el pallet del puesto de carga 1 (paso 6). Luego de 1 segundo de temporizado la uña se retrae, utilizando condiciones de seguridad similares a cuando se extendió, solo que teniendo en cuenta el sensor de uña centrada (95). Con la carga centrada en el transelevador, se inicia el movimiento horizontal.

Como ya fue explicado, si el movimiento es mayor a 18,2 m, el transelevador acelerará hasta su velocidad de régimen y comenzará su descenso de velocidad cuando esté a 9,2 m del destino (paso 12). En caso contrario, acelerará hasta llegar a la mitad del recorrido menos 0,2 m (paso 13). En cualquiera de los dos casos, el transelevador se detendrá cuando el contador iguale al valor del registro 1 de posición horizontal (funcionamiento correcto) o cuando se detecte una transición positiva del sensor de fin de movimiento horizontal (75), si el transelevador llegó al final del pasillo (funcionamiento incorrecto). Al igual que en el caso de las uñas, esta es una condición de seguridad para prevenir una colisión en caso de que el generador de impulsos entregue un valor menor al real. En el siguiente paso se verifica que el transelevador se haya detenido debido a un funcionamiento correcto, es decir, que el contador se encuentre en el valor indicado y que esté encendido el sensor de confirmación de ubicación horizontal y vertical (80), que trabajando sobre elementos reflectivos en la estantería, indica que el pallet se encuentra exactamente enfrente a un hueco. En el caso que una de estas dos condiciones no se cumpla, la secuencia se va a un paso de alarma y se comunica con la PC (paso 63).

Luego, el transelevador comienza a elevar el carro. De forma similar al movimiento horizontal, la manera será diferente si el movimiento es menor o mayor a los 2,2 m. Si es mayor, el carro acelerará hasta su velocidad de régimen y comenzará el descenso de esta cuando se encuentre a 1,2 m del destino (paso 17). Si el movimiento es menor, el carro acelerará hasta una distancia igual a la mitad del recorrido menos 0,2 m (paso 18). El transelevador detendrá el carro cuando el contador iguale al valor del registro 2 de posición vertical (funcionamiento correcto) o cuando se detecte una transición positiva del sensor de fin de movimiento vertical (77), si el carro llegó a la máxima altura (funcionamiento incorrecto). Como en los otros dos movimientos, esta es una condición de seguridad por algún posible fallo del generador de impulsos. Entonces se verifica que el contador se encuentre en el valor indicado y que esté encendido el sensor de confirmación de ubicación horizontal y vertical (80). Si alguna de estas dos condiciones no se cumple, la secuencia se va a un paso de alarma (paso 63).

Una vez que el pallet se encuentra en la ubicación horizontal y vertical ordenada por el software, las uñas deben realizar el movimiento transversal para depositarlo en la estantería. Si el registro 3 de ubicación de profundidad en la estantería es positivo el movimiento es hacia la izquierda (paso 22), en caso contrario hacia la derecha (paso 32). En el caso que la ubicación final sea a la derecha, por ejemplo, se confirma que el hueco en la estantería se encuentre vacío mediante el sensor 78, ubicado en el extremo de la uña. Si se detecta una incongruencia, la secuencia se va a un paso de alarma (paso 62), en caso contrario se inicia el movimiento (paso 33). La velocidad comienza a descender a la de posicionamiento cuando la uña se encuentra a 0,55 m del destino y se detiene (paso 35) cuando el contador de posición alcanza el valor del registro 3 (funcionamiento correcto), cuando hay una transición negativa del sensor de segunda posición derecha de la uña o cuando hay una transición

negativa del sensor de primera posición si el registro indica primera posición (funcionamiento incorrecto). Como en los otros casos, las dos últimas posibilidades son condiciones de seguridad. Luego, se verifica que la detención haya sido la correcta, y en caso contrario se va a una condición de alarma (paso 64).

A partir de allí, el transelevador desciende su altura 30 mm en la velocidad de posicionamiento, con lo que el pallet queda apoyado en la estantería, retrae las uñas hasta que quedan centradas, desciende el carro hasta su posición de origen vertical y se traslada hasta el comienzo del pasillo, estos últimos tres movimientos respetando las condiciones de seguridad ya nombradas (pasos 37 a 51). Una vez que el transelevador se encuentra en la posición de origen, esta en condiciones de iniciar un nuevo ciclo de carga o descarga.

## 6. Mantenimiento

### 6.1. Mantenimiento del cable de acero

Las inspecciones sobre el cable y los elementos asociados permiten detectar su estado de desgaste, pudiéndose efectuar así las acciones correctivas necesarias.

#### 6.1.1. Inspecciones mensuales

Efectuar la limpieza y lubricación de las poleas. Se debe verificar su libre giro, así como que no existan golpes ni marcas en las gargantas de las mismas.

#### 6.1.2. Inspecciones semestrales

El criterio de inspección semestral se debe entender como un criterio de mínima, dado que si se encuentran anomalías es conveniente aumentar la frecuencia.

Cuando se habla de estado de desgaste de los cables, se deben diferenciar los criterios de inspección, separándolos en anomalías y controles de desgaste.

##### 6.1.2.1. Anomalías

Este tipo de defectos son más fácilmente detectables y visibles, y en algunos casos pueden llevar al recambio del cable dependiendo de su magnitud.

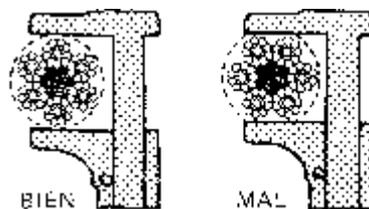
- Cables exudan óxido (corrosión interna)
- Cables con marcas, aplastamientos y/o reducciones o engrosamientos de diámetro localizado.

##### 6.1.2.2. Controles de desgaste

Se basan en dos criterios de control:

- a) Evaluar los desgastes por la medición de las disminuciones de diámetro producidas

La medición del diámetro del cable tiende a evaluar las zonas de desgaste y diferencias de compensación; por lo tanto no debe ser usado para evaluar defectos puntuales tales como aplastamiento o marcas, que ya de por sí pueden ser causas de retiro de servicio.



A los efectos de evaluar la medición de diámetros se debe hacer al mismo en dos zonas como mínimo (de la manera que se muestra en figura superior):

- En las cercanías de los terminales, para que el diámetro medido (bajo igual condición de carga) no esté afectado por el desgaste.
- En aquellas partes que más desgaste tengan y estén asociadas al pasaje reiterado por poleas.

Las mediciones tienden a cuantificar desgastes y se debe proceder como lo indica el punto anterior, evaluando lo medido con la siguiente formula:

$$R = \frac{D2 - D1}{D2} \cdot 100$$

donde:

D2: diámetro del cable sin desgaste

D1: diámetro zona a evaluar su desgaste

Como consecuencia del uso se producen en el cable desgastes internos y externos que se traducen en disminuciones del diámetro.

Los criterios normalmente utilizados indican que cuando esta reducción sea del orden del 6% el cable se debe retirar de servicio aún cuando no se hayan encontrado alambres rotos.

b) Evaluación del estado de fatiga y desgaste por la observación de los alambres rotos

Los alambres rotos son una consecuencia de la combinación de esfuerzos de fatiga y abrasión acumuladas por el cable a lo largo de su vida útil. Detectarlo equivale a tener bajo control el estado de los cables.

Se debe inspeccionar todo el cable. Una forma práctica de realizarla consiste en abrazar el cable con estopa o algodón, cuyos enganches permitirán detectar alambres rotos. Una vez detectada la zona se deberá mirar minuciosamente esas partes no sólo para contar cuantos alambres rotos hay en determinada longitud, sino también para observar si la distribución de los mismos es al azar (uniformemente distribuidos, o si están concentrados en uno o dos torones). A continuación se dan los criterios numéricos de dicha evaluación:

	En uso con desgaste	En uso pero cerca del fin de su vida útil	Descartar en forma inmediata
Construcción	6x36	6x36	6x36
Roturas uniformemente distribuidas	30	45	90
Roturas predominantes 1 ó 2 torones	18	24	30

Cuando la situación del cable se encuentra cerca de su vida útil, se debe comenzar el proceso de recambio del cable (gestión de compra, presupuestos, etc).

### 6.1.2.3. Deslizamiento

El deslizamiento produce desgastes prematuros por abrasión, tanto en la polea como en cable; por lo tanto es importante verificar que no se produzcan.

El control del mismo se produce de la siguiente manera:

- 1) Colocar el carro portauñas en estación inferior.
- 2) Marcar los cables y la polea con una línea continua en un lugar determinado.
- 3) Izar completamente al carro portauñas.
- 4) Observar si se producen corrimientos entre las líneas trazadas en el punto uno.

En caso de observar deslizamientos se deben verificar las tensiones de los distintos cables y verificar el diámetro de los cables y gargantas del tambor.

El deslizamiento excesivo de los cables respecto a las poleas y tambor durante la aceleración y desaceleración, puede apreciarse a simple vista y ser indicativo de una sobre lubricación. Una pequeña fluencia es normal, mientras que el resbalamiento no lo es.

#### 6.1.2.4. Desgaste de las gargantas

Se deben verificar los perfiles de las gargantas de las poleas y el tambor de izar, respecto del diseño original, para que no se alteren las condiciones previstas de fricción. Esto es importante cuando se produce un cambio de cables.

### 6.1.3. Lubricación

#### 6.1.3.1. Funciones de la lubricación

El lubricante permite:

- Minimizar el desgaste cables-poleas
- Reducir la fricción entre alambres y hebras de los cables
- Minimizar la corrección provocada por factores atmosféricos y/o condiciones de trabajo.
- Retardar la fatiga por movimientos anormales, por falta de lubricación, entre alambres y hebras.

Se debe adoptar para los cables un programa de lubricación que asegure un comportamiento correcto y una vida útil dentro de parámetros normales. Durante el proceso de fabricación los cables son lubricados, penetrando el mismo en el alma. Mientras trabaja el cable, el lubricante se dispersa, sobreentendiéndose que las fibras del alma no son un reservorio de por vida.

Hay que tener en cuenta que el cable de transelevador es sometido a servicio pesado, por lo tanto las condiciones de abrasión son severas. No debe olvidarse que cuando opera el sistema, cada alambre trabaja en contacto con otros alambres, con poleas y el tambor. Las hebras también se mueven entre sí y respecto del alma. Entonces, la necesidad de mantener la película de lubricante entre unos y otras se hace importante, a fin de minimizar la fricción y el consecuente desgaste.

#### 6.1.3.2. Consideraciones y frecuencia de lubricación

Una correcta lubricación de campo es importante para que no se vea afectado el factor de adherencia cables - poleas. El lubricante debe ser compatible con el utilizado durante el proceso de fabricación y debe tener adecuadas propiedades de penetración.

El lubricante indicado para estos requerimientos es de baja viscosidad, según la Saybolt Seconds Universal (SSU) de 34º a 38º a 210º Fahrenheit (100º). Este lubricante se consigue en el mercado y tiene un costo muy bajo.

El lubricante puede ser aplicado manualmente con mucha mesura, utilizando un cepillo o pincel o mediante otro dispositivo idóneo.

Una buena regla práctica para la comprobación, es verificar la presencia de lubricante en los canales de la polea. Con el transelevador fuera de servicio, se deslizará un dedo, y si aparece sin rastros de aceite, es señal válida para proceder a la lubricación de los cables.

Se debe evitar el uso de solventes para quitar el exceso de lubricantes, pues pueden llegar a lavar y finalmente secar en demasía las hebras y el alma.

Otro tema importante, es que no se debe lubricar el cable del regulador de velocidad del paracaídas después de la instalación. El lubricante puede comprometer la adherencia del cable sobre la polea del regulador de velocidad, arriesgando así la respuesta de los dispositivos del paracaídas, en el supuesto de ser requeridos.

## 7. Estimación de costos

Se procede a confeccionar un presupuesto con los insumos necesarios para construir el sistema de almacenamiento automatizado. El presupuesto se divide en insumos a utilizar en el diseño mecánico e ítems necesarios para el diseño eléctrico y de control.

Los insumos son seleccionados dando preferencia a los de origen nacional. En el caso de que no existieran fabricantes nacionales que manufacturaran un determinado ítem, se selecciona un importador o subsidiaria del fabricante extranjero. Y ante un resultado adverso de esta última búsqueda, se procede a averiguar los pasos a seguir para realizar una importación de los mismos.

Una gran porción de los insumos son importados. Los precios de los mismos son brindados por empresas que se dedican a importarlos, ya sea importadores o empresas subsidiarias de las compañías manufactureras.

El sistema de uñas telescópicas, los rodamientos combinados, las guías para los mismos y el riel para la rueda de traslación deben ser importados. El precio que se adjunta en el presupuesto de los insumos mencionados, surge de sumar al precio FOB formulado por el fabricante, un 5 % de flete, un 3 % de seguro y un 14 % de gravámenes aduaneros. La alícuota impuesta por la aduana varía según el tipo de insumo. La tasa debe verificarse en la AFIP según el índice NAIIB.

En este presupuesto no está analizada la mano de obra de manufactura del sistema, ni la mano de obra de instalación, ni los precios de insumos de escaso costo.

Desde ya, a todos los insumos se le debe adicionar el impuesto al valor agregado, ya sean de fabricación nacional o importados.

## Insumos del diseño eléctrico y de control

Ítem	Descripción	Marca	Modelo	Cant.	Unidad	Precio unitario	Importe	Proveedor
Motor de traslación	Motor asincrónico 4 polos 7.5 Kw	Siemens	1LA7 133 -4AA	3	u	220	660	Matelmec S.R.L
Motor de izar	Motor asincrónico 4 polos 18.5 Kw	Siemens	1LG4 183-4AA	3	u	540	1620	Matelmec S.R.L
Freno del motor traslación	Freno electromagnético	Siemens	Modelo KFB/20	3	u	408	1.225	Matelmec S.R.L
Freno del motor de izar	Freno electromagnético	Siemens	Modelo KFB/40	3	u	503	1.509	Matelmec S.R.L
Generador de impulsos	Incremental	Siemens	1XP8 001	6	u	346	2.076	Matelmec S.R.L
Convertidor de frecuencia	Para cupla resistente constante	Siemens	Micromaster 440 7.5 Kw	3	u	1520	4.560	Matelmec S.R.L
Convertidor de frecuencia	Para cupla resistente constante	Siemens	Micromaster 440 18.5Kw	3	u	2.940	8.820	Matelmec S.R.L
Sensor inductivo	Cilindrico diámetro de 18 mm, 2 hilos	Allen-Bradley	872C-D8NE18-A2	49	u	55	2.695	Rack Latina S.R.L
Sensor fotoeléctrico	Difuso	Allen-Bradley	Serie 5000 Línea Azul-42DRP-5000	39	u	229	8.931	Rack Latina S.R.L
Sensor fotoeléctrico	Retroreflectivo	Allen-Bradley	Serie 5000 Línea Azul-42DRU-5000	3	u	229	687	Rack Latina S.R.L
Sensor inductivo	Tipo final de carrera	Allen-Bradley	871L-B40E40-T2	12	u	220	2.640	Rack Latina S.R.L
CPU PLC	16 entradas / salidas digitales	Siemens	Simatic S7-300 313C-2DP	1	u	2.240	2.240	Matelmec S.R.L
Módulo de comunicación PLC		Siemens	IM 365	2	u	340	680	Matelmec S.R.L
Modulo de entradas digitales PLC	32 entradas digitales	Siemens	SM321 cod 6ES7 321-1BL00-0AA0	3	u	510	1.530	Matelmec S.R.L
Modulo de entradas digitales PLC	16 entradas digitales	Siemens	SM321 cod 6ES7 321-1BH02-0AA0	1	u	260	260	Matelmec S.R.L
Modulo de salidas digitales PLC	32 salidas digitales	Siemens	SM322 cod 6ES7 322-1BL00-0AA0	2	u	700	1.400	Matelmec S.R.L
Modulo de contaje rápido PLC	8 contadores de 10 Khz	Siemens	FM 350-2	2	u	900	1.800	Matelmec S.R.L
Modulo de pesaje PLC		Siemens	Siwarex - A	1	u	1.200	1.200	Matelmec S.R.L
<b>SUBTOTAL SIN IVA: u\$\$ 44.533</b>								

## Insumos del diseño mecánico

Ítem	Descripción	Marca	Modelo	Cant.	Unidad	Precio unitario	Importe	Proveedor
Reductor de motor de traslación	Sin fin y corona	STM	RI 130	3	u	665	1.995	Angel Larreina S.R.L.
Reductor de motor de elevación	Sin fin y corona	STM	RI 180	3	u	1.488	4.464	Angel Larreina S.R.L.
Sistema de uñas telescópicas		Spring Vale		3	u	28.548	85.644	Spring Vale Engineering
Polea para cable de acero				18	u	80	1.440	Fabricante Argentino de Poleas
Tambor para cable de acero				6	u	250	1.500	Fabricante Argentino de Poleas
Rodamiento guía carro portauñas	Combinado	Winkel	4062	12	u	555	6.660	Winkel A.G.
Guía de rodamiento carro portauñas	Largo 6 metros	Winkel	5 Nb	24	u	160	3.840	Winkel A.G.
Rodamiento árbol y eje base del mástil	De rodillos oscilantes, diámetro int 60 mm	FAG	21313EK.TVPB	12	u	158	1.896	Rodamientos Puerto S.R.L
Manguito de desmontaje		FAG	AH313G	12	u	7	84	Rodamientos Puerto S.R.L
Rodamiento eje polea carro portauñas	De rodillos, diámetro interno 55 mm	FAG	N211E.TVP2	12	u	135	1.620	Rodamientos Puerto S.R.L
Rodamiento eje polea superior mástil	De rodillos oscilantes, diámetro int 45 mm	FAG	22209E	12	u	110	1.320	Rodamientos Puerto S.R.L
Rueda de traslación	Diámetro 300 mm	Bonatrans	B29	6	u	1250	7.500	Skodaexport Argentina S.A
Riel para rueda de traslación	Largo 12 metros		DIN 536	21	u	776	16.296	Grupo Let (Mejico)
Perfil I.P.N. riel ruedas superiores	Largo 6 metros		I.P.N. 100	42	u	76	3.192	Acindar S.A
Lámina de acero	ASTM A36, 6000 x 1500 x 20 mm			14	u	939	13.146	Sidersa S.A
Lámina de acero	ASTM A36, 6000 x 1250 x 10 mm			14	u	563	7.882	Sidersa S.A
Lámina de acero	ASTM A36, 6000 x 1500 x 6 mm			40	u	282	11.280	Sidersa S.A
Perfil U.P.N. del mástil	UPN x 12 mts			12	u	869	10.428	Acindar S.A
Tubo estructural carro portauñas	S 275 J2H, 300 x 150 x 12 mm x 6 mts			3	u	160	480	Condesa S.A
Tubo estructural carro portauñas	S 275 J0H, 300 x 150 x 8 mm x 6 mts			3	u	141	423	Condesa S.A
Cable de acero	Cable con 6 torones de 37 hilos	IPH	Warrington Seale	300	mts	4	1.200	Moscuzza Redes S.R.L
Estanterías	Racks para pallets	Mecalux		7800	u	21	163.800	Mecalux Argentina
Transportadora a rodillos	Largo 2 metros	Soco System	480712331	6	u	3.600	21.600	Echter & König S.A
Transportadora a rodillos	Largo 1,5 metros	Soco System	480712231	3	u	3.000	9.000	Echter & König S.A
Entrada a transportadora a rodillos		Soco System	480742611	3	u	4.200	12.600	Echter & König S.A
Mesa de giro a rodillos		Soco System	482712111	2	u	10.680	21.360	Echter & König S.A
Transportadora a cadenas	Largo 2 metros	Soco System	462852345	6	u	2.604	15.624	Echter & König S.A
Mesa de transferencia a cadenas		Soco System	471222731	6	u	5.376	32.256	Echter & König S.A
<b>SUBTOTAL SIN IVA: u\$\$ 458.530</b>								

**TOTAL INSUMOS DEL DISEÑO ELÉCTRICO , CONTROL Y MECÁNICO SIN IVA: u\$\$ 503.083**

Nota: los precios figuran en dólares. El precio de las uñas telescópicas fue convertido de libras esterlinas a dólares. La conversión utilizada fue una libra esterlina igual a un dólar con ochenta centavos. En el precio del sistema de uñas telescópicas, rodamientos guía carro portauñas, guías de los mismos y en el riel para la rueda traslación está incluido el flete, seguro y tasa de importación.

## 8. Conclusiones

De lo desarrollado en el presente informe surge que:

- En el análisis comparativo de un sistema manual con respecto a uno automático, hay tener en cuenta varios aspectos. Entre ellos figuran: espacio disponible, cantidad de pallets a manipular por día, necesidad de un sistema FIFO riguroso, leyes ambientales de acuerdo al tipo de planta, tiempo de amortización del sistema, costo de la energía, necesidad de un control exacto del stock, etc. Lo mencionado anteriormente viene a colación de que no en todas las situaciones es conveniente instalar o disponer de un sistema de almacenamiento automatizado. En almacenes donde se necesiten pocos autoelevadores para manipular la mercadería y se carguen o descarguen un par de camiones por día, es irrecuperable la inversión realizada en la implementación de este sistema. Por lo tanto, se debe realizar un análisis económico, financiero, técnico, de mercado y logístico, antes de tomar una decisión con respecto al sistema que conviene implementar.
- Al utilizar solo energía eléctrica tomada de la red de distribución, el sistema automático de almacenaje reduce el consumo energético y su incidencia negativa en el medio ambiente es reducida.
- La mayoría de los componentes utilizados en la fabricación del proyecto son de origen extranjero. Por lo tanto, hay un vasto campo de desarrollo para cubrir con la industria y casas de estudios vernáculas.
- Es interesante y novedoso el estudio realizado sobre los valores que asume la corriente de los motores principales, controlados por convertidores de frecuencia. En base a esto, se obtiene una estimación de los valores de sobretemperatura que alcanzan los accionamientos a lo largo del ciclo de carga.
- Dada la magnitud y complejidad del proyecto realizado, quedan pendientes por desarrollar algunos temas. Entre ellos, el de mayor importancia es el software de gestión de almacén, encargado de tomar las decisiones respecto a las ubicaciones en la carga y descarga de mercadería.

## Apéndice A

### A.1. Coeficiente dinámico $k_d$

El coeficiente dinámico  $k_d$  esta dado por:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g \cdot \delta_{est}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{\left(83,3 \frac{mm}{s}\right)^2}{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 15mm}} = 2,023$$

donde:

v: velocidad relativa entre los cuerpos que impactan.

g: aceleración de la gravedad.

$\delta_{est}$ : deflexión según la dirección y, producida al aplicarse la carga estáticamente.

Despreciando las deformaciones del mástil y del carro portauñas,  $\delta_{est}$  es la suma de la flecha producida en el extremo de la uña y el descenso del carro debido al alargamiento del cable de acero. La flecha de la uña, 3 mm, es un dato provisto por el proveedor de la misma, mientras que la segunda, al trabajar con dos cables y en un sistema de polea doble, se calcula de la siguiente manera:

$$\delta_{est-cable} = \frac{Q \cdot L_{min}}{8 \cdot E \cdot A} = \frac{14.715N \cdot 22m}{8 \cdot 67.500MPa \cdot 47,5mm^2} = 12mm$$

donde:

Q: carga estática aplicada

$L_{min}$ : longitud mínima del cable

A: sección del cable metálico

E: módulo de elasticidad del cable, menor al del material de los hilos, ya que al tensarse se enderezan los cordones<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Shigley, Joseph E., "Diseño en Ingeniería mecánica", página 777.

## A.2. Selección y cálculo de tornillos de fijación

### A.2.1. Cálculo del diámetro del bulón

Para encontrar la fuerza a la que están sometidos los bulones se realiza lo siguiente: Se supone a la escuadra como una barra rígida en forma de "L" que pivotea sobre su vértice. Dicha barra está sometida a un momento igual al existente en el extremo inferior del mástil y aplicado en el vértice de la misma. El momento es equilibrado por la fuerza que realizan los bulones. De esta manera, la sumatoria de momentos en la barra esta dada por:

$$M = F_1 \cdot x_1 + F_2 \cdot x_2$$

$$69.330Nm = F_1 \cdot 0,46m + F_2 \cdot 0,56m$$

donde:

$f_1$  y  $f_2$ : fuerzas en los bulones de la primer y segunda línea respectivamente  
 $x_1$  y  $x_2$ : distancias desde el centro del mástil hasta la primer y segunda línea de bulones respectivamente (ver figura A.1)

Por otro lado, el alargamiento de cada bulón esta dado por:

$$e_1 = \left[ \frac{L}{A \cdot E} \right]_1 \cdot F_1 \quad e_2 = \left[ \frac{L}{A \cdot E} \right]_2 \cdot F_2$$

Además, las ecuaciones de la geometría de deformación son:

$$e_1 = x_1 \cdot \theta \quad e_2 = x_2 \cdot \theta$$

Pero considerando a  $\theta$  como constante, e igualando ecuaciones, queda:

$$\frac{F_1}{x_1} = \frac{F_2}{x_2} \Rightarrow \frac{F_1}{0,46m} = \frac{F_2}{0,56m}$$

Por lo tanto, de esta última ecuación y la de la sumatoria de momentos, se obtienen los valores de las fuerzas. Estos son:

$$F_1 = 60.723 \text{ N (bulones en la línea 1)}$$

$$F_2 = 73.923 \text{ N (bulones en la línea 2)}$$

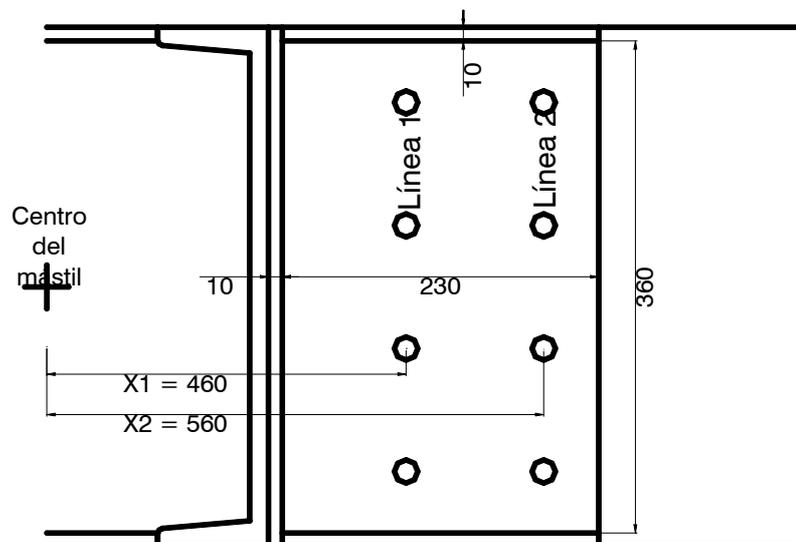


Figura A.1  
Ubicación de los bulones en la escuadra

## A.2.2. Cálculo de la fuerza de apriete

Para obtener la rigidez en la zona de los elementos unidos, se considera que la constante elástica total de estos es:

$$\frac{1}{K_u} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}$$

Utilizando el método de los conos truncados <sup>2</sup>, se obtiene una distribución como indica la figura A.2

Esto se realiza teniendo en cuenta las siguientes hipótesis empíricas:

- $Lb = h + \frac{d}{2} = 12\text{mm} + \frac{16\text{mm}}{2} = 20\text{mm}$
- $D2 = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 16\text{mm} = 24\text{mm}$
- *Angulo del cono de sombra: 30°*

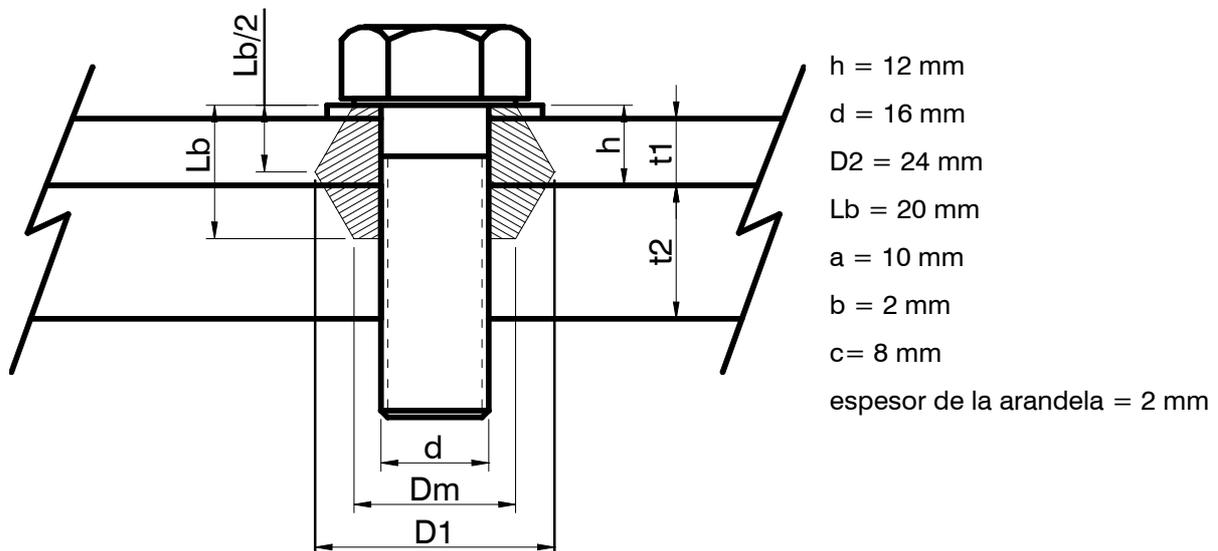


Figura A.2  
Detalle del cono de sombra en la unión

Aquí se pueden observar tres conos truncados N° 1, N° 2 y N° 3 de altura a, b y c respectivamente. Cada uno de estos tiene un valor de rigidez ( $K_1$ ,  $K_2$ , y  $K_3$ ). La misma está dada por:

$$K_i = \frac{E_i \cdot A_i}{L_i}$$

Como la escuadra y la base del mástil están realizadas con el mismo tipo de acero, el módulo de elasticidad es común a todos los conos. Las alturas  $L_i$  son las antes mencionadas (a, b y c). El inconveniente se suscita al calcular el área. Esta varía de acuerdo a la posición dentro del cono. Por lo tanto, para obtener dicha área, se realiza una integración y se obtiene (considerando un ángulo de 30°):

<sup>2</sup> Shigley, Joseph E., "Diseño en Ingeniería mecánica", página 400.

$$K_i = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{\ln \frac{(1,15 \cdot t_i + D2 - d) \cdot (D2 + d)}{(1,15 \cdot t_i + D2 + d) \cdot (D2 - d)}}$$

donde:

$t_i$ : altura de cada cono.

Ahora bien, considerando que el cono N° 2 y el N° 3 son continuos y ambos son del mismo tipo de material, a modo de simplificación, se los une y de esta manera se obtiene solo  $K_1$  y  $K_{2-3}$

$$K_1 = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot 200.000\text{MPa} \cdot 16\text{mm}}{\ln \frac{(1,15 \cdot 10\text{mm} + 24\text{mm} - 16\text{mm}) \cdot (24\text{mm} + 16\text{mm})}{(1,15 \cdot 10\text{mm} + 24\text{mm} + 16\text{mm}) \cdot (24\text{mm} - 16\text{mm})}} = 13.971.605.509 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$K_{2-3} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot 200.000\text{MPa} \cdot 16\text{mm}}{\ln \frac{(1,15 \cdot 10\text{mm} + 24\text{mm} - 16\text{mm}) \cdot (24\text{mm} + 16\text{mm})}{(1,15 \cdot 10\text{mm} + 24\text{mm} + 16\text{mm}) \cdot (24\text{mm} - 16\text{mm})}} = 13.971.605.509 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

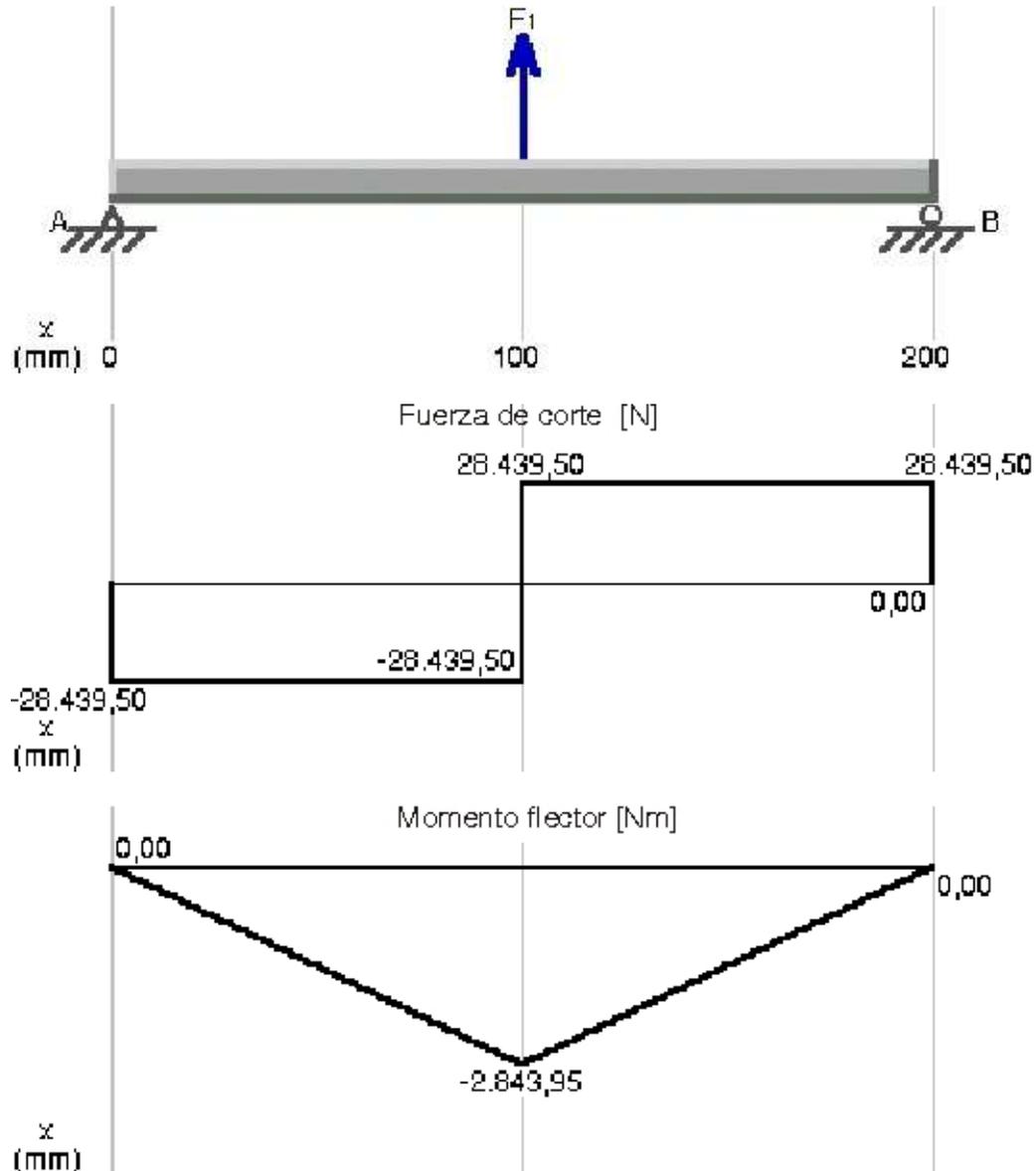
Por lo tanto:

$$K_u = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_{2-3}}} = \frac{1}{\frac{1}{13.971.605.509 \frac{\text{N}}{\text{m}}} + \frac{1}{13.971.605.509 \frac{\text{N}}{\text{m}}}} = 6.985.802.754 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

## A.3. Diseño y cálculo de árboles y ejes

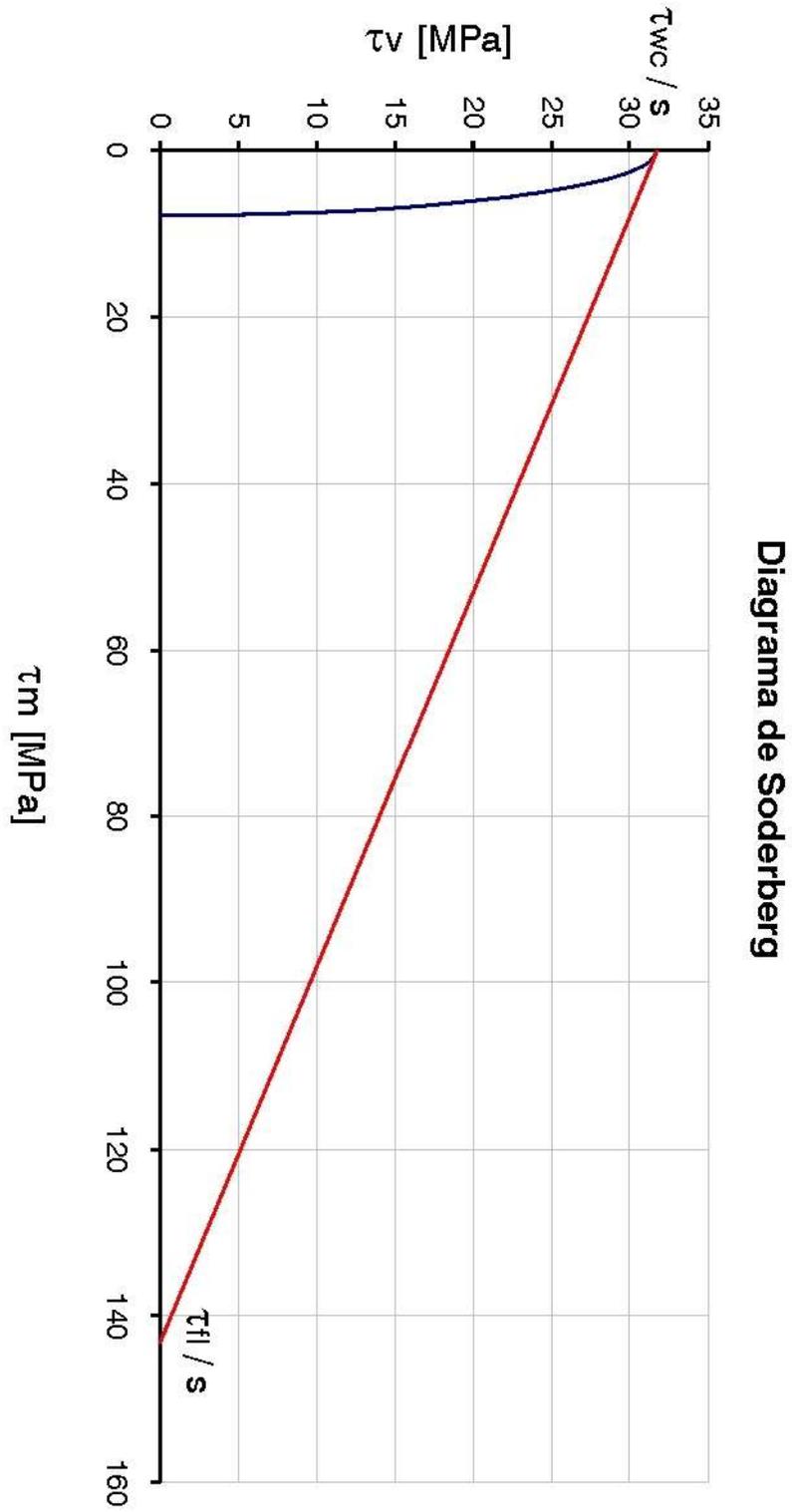
### A.3.1. Árbol motor y eje conducido de ruedas base

La sollicitación de fatiga de mayor magnitud ocurre en la situación C, con el carro acelerando hacia el comienzo o el final del pasillo. Planteando las ecuaciones de equilibrio sobre la base del transelevador, se obtienen las fuerzas que realizan las ruedas de traslación. La mayor, la cual es utilizada para dimensionar el árbol, vale  $F_1 = 56.879N$ . El esquema de sollicitaciones resultante es el siguiente:

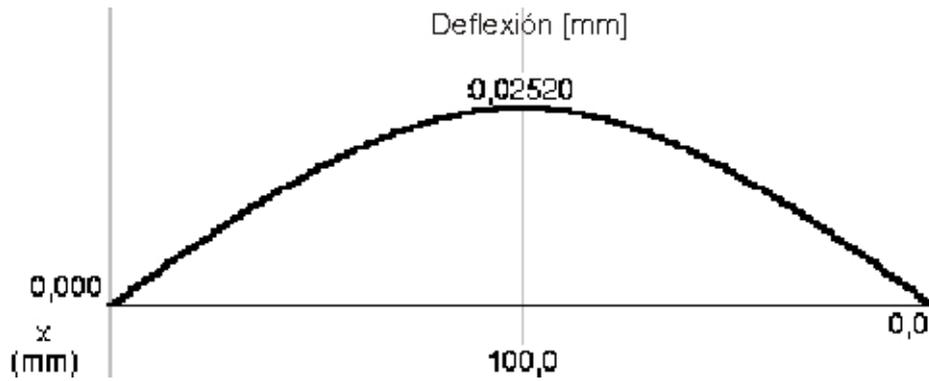


De estos gráficos se observa que las reacciones en los rodamientos valen  $R_A = R_B = 28.440N$  y el máximo momento flector es  $M_f = 2.844Nm$ .

El diagrama de Soderberg resultante con el diámetro adoptado es el siguiente:



Utilizando los diámetros adoptados para las distintas secciones del árbol, el esquema de deflexiones resultante a lo largo del mismo es el siguiente:



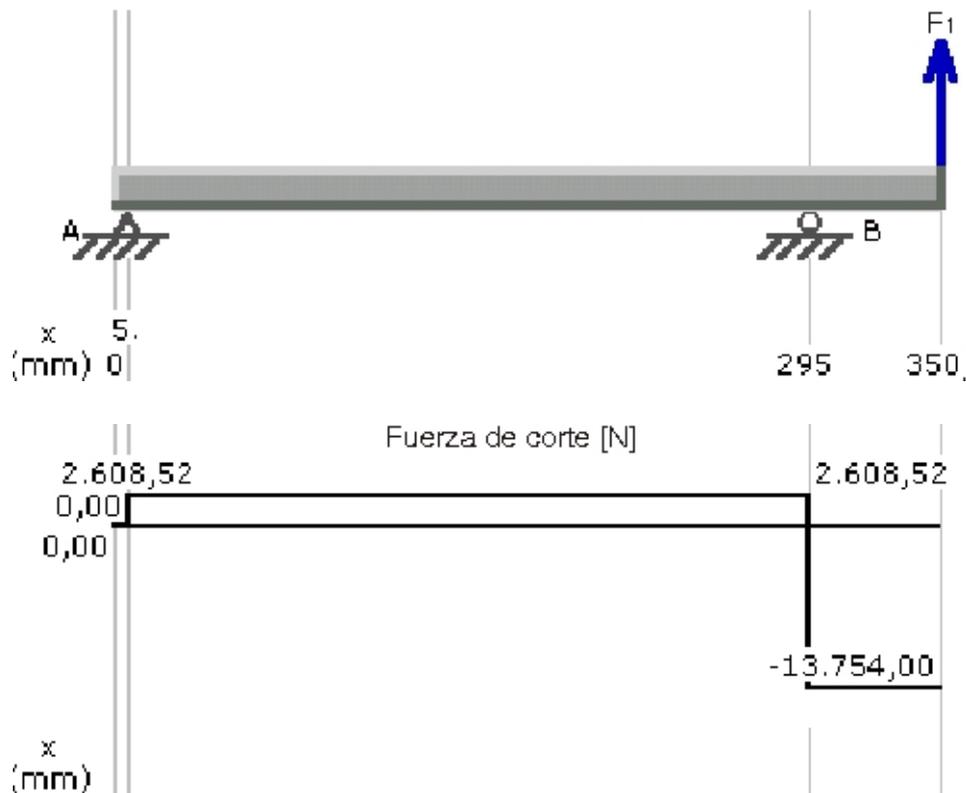
Se observa que la máxima flecha se encuentra en la mitad de la longitud y su valor es de  $f = 0,025 \text{ mm}$ .

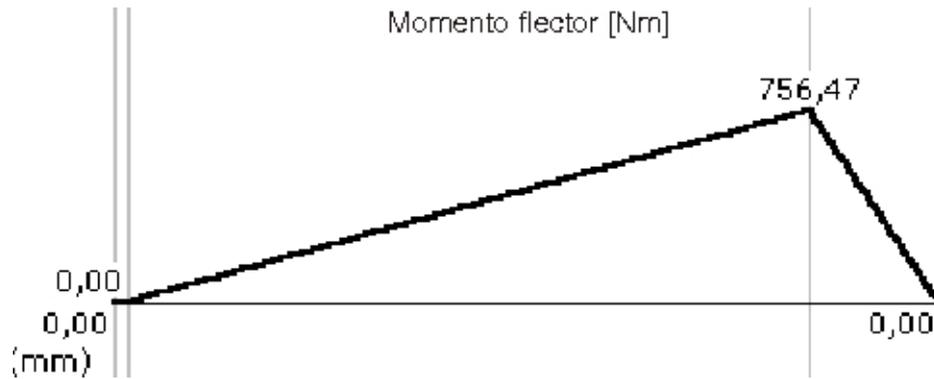
### A.3.2. Ejes poleas carro portauñas

La sollicitación de fatiga de mayor magnitud ocurre en la situación B, con el carro acelerando hacia arriba. De acuerdo a lo calculado en el [punto 3.8](#), la tensión en el cable en ese instante es de  $T = 6.877 \text{ N}$ . Por lo tanto, la fuerza aplicada en el extremo del eje, actuando sobre la polea, es de:

$$F_1 = 2 \cdot T = 2 \cdot 6.877 \text{ N} = 13.754 \text{ N}$$

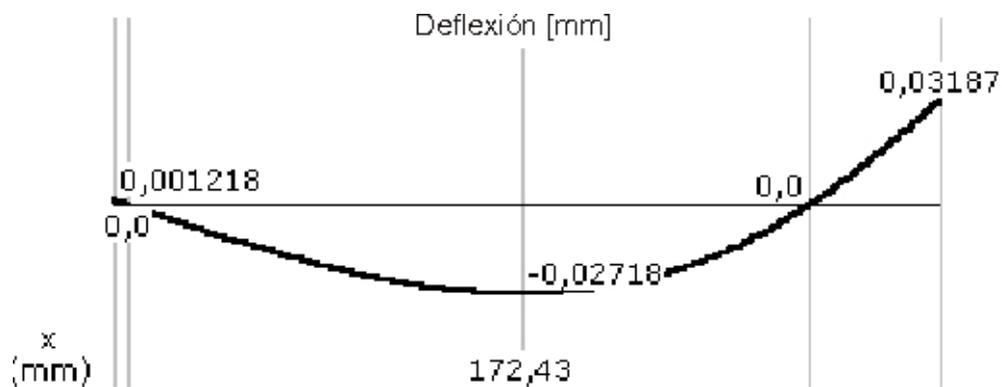
Por lo tanto, el esquema de sollicitaciones que resulta es el siguiente:





De los gráficos se puede observar que las reacciones en los rodamientos valen  $R_A = 2.609N$  y  $R_B = 16.363N$ . La mayor de estas fuerzas es la utilizada para dimensionar los rodamientos. El máximo momento flector es  $M_f = 756Nm$ .

Utilizando los diámetros adoptados para las distintas secciones del árbol, el esquema de deflexiones resultante a lo largo del mismo es el siguiente:



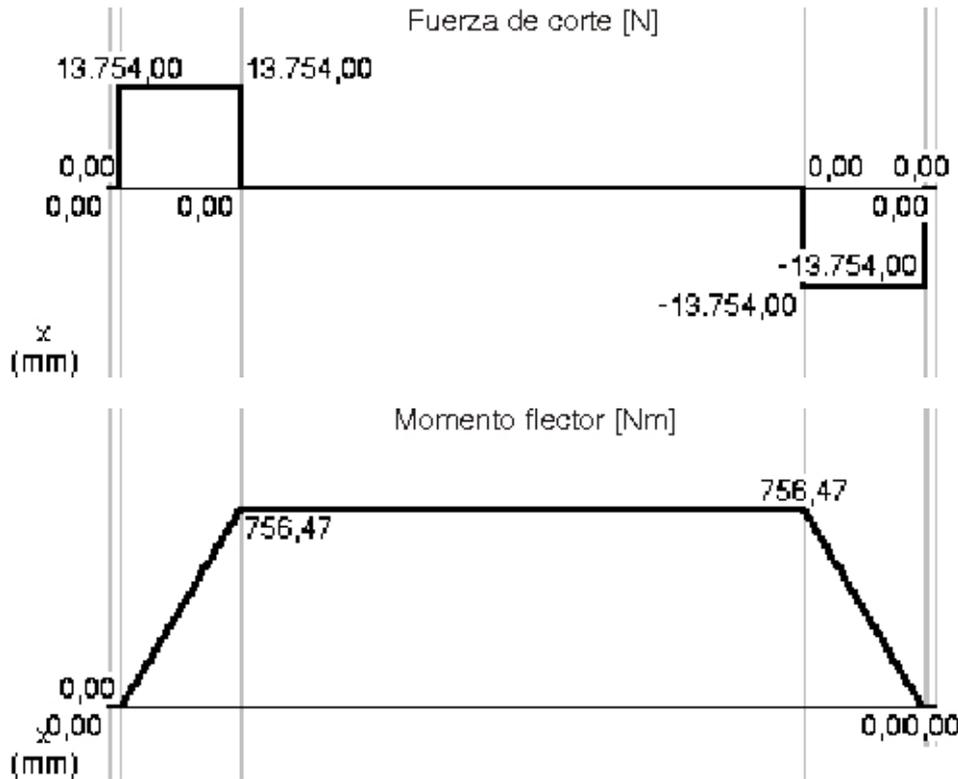
La máxima flecha se encuentra en el extremo en voladizo y su valor es de  $f = 0,032 mm$ .

### A.3.3. Ejes poleas superiores mástil

Al igual que en el caso anterior, la fuerza aplicada es  $F_1 = 13.754N$ , en este caso por dos poleas.

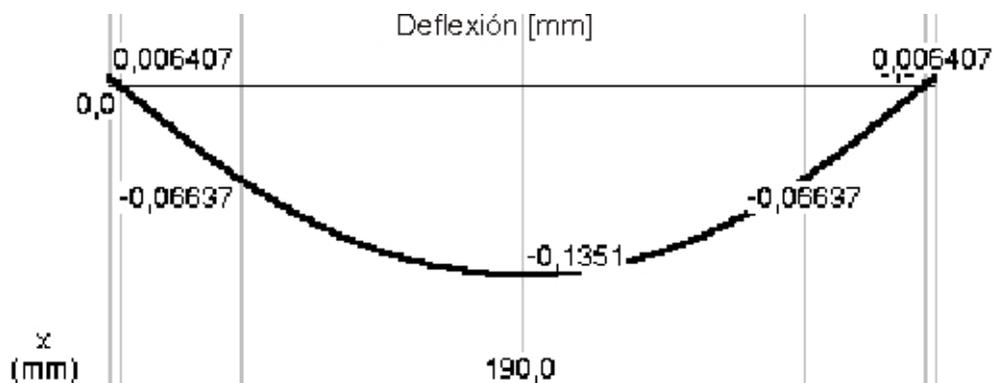
Entonces, el esquema de sollicitaciones que resulta es el siguiente:





De estos gráficos se observa que las reacciones en los rodamientos valen  $R_A = R_B = 13.754\text{N}$  y el máximo momento flector es  $M_f = 756\text{Nm}$ .

Utilizando los diámetros adoptados para las distintas secciones del árbol, el esquema de deflexiones resultante a lo largo del mismo es el siguiente:



Se observa que la máxima flecha se encuentra en la mitad de la longitud y su valor es de  $f = 0,135\text{ mm}$ .

## Apéndice B

### B.1. Selección y cálculo de sistema de traslación

#### B.1.1. Curva de velocidad

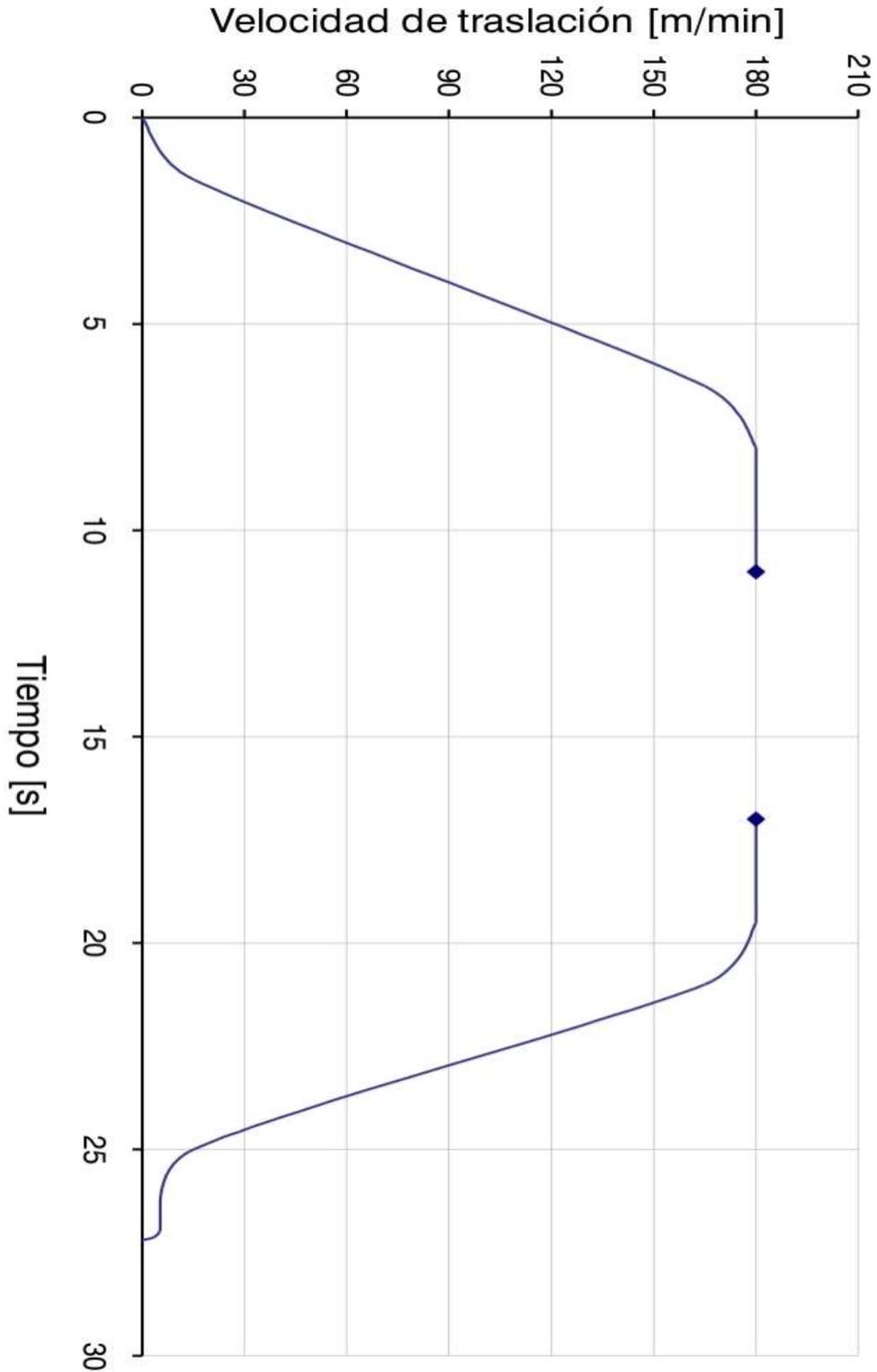


Figura B.1  
Curva de velocidad de traslación del transelevador.

## B.1.2. Ciclo de trabajo

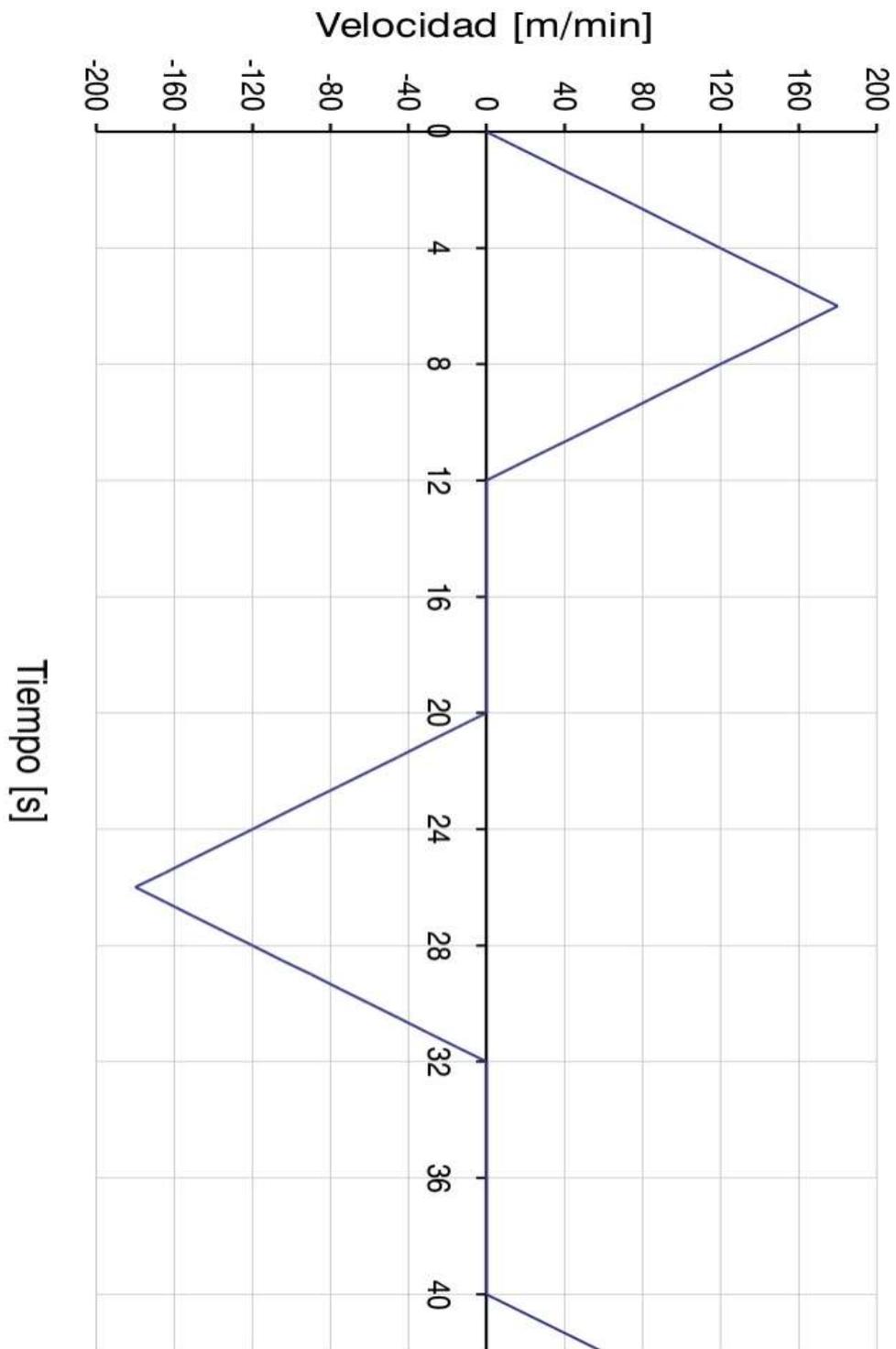


Figura B.2  
Curva de velocidad de traslación del transelevador,  
correspondiente al ciclo de trabajo propuesto.

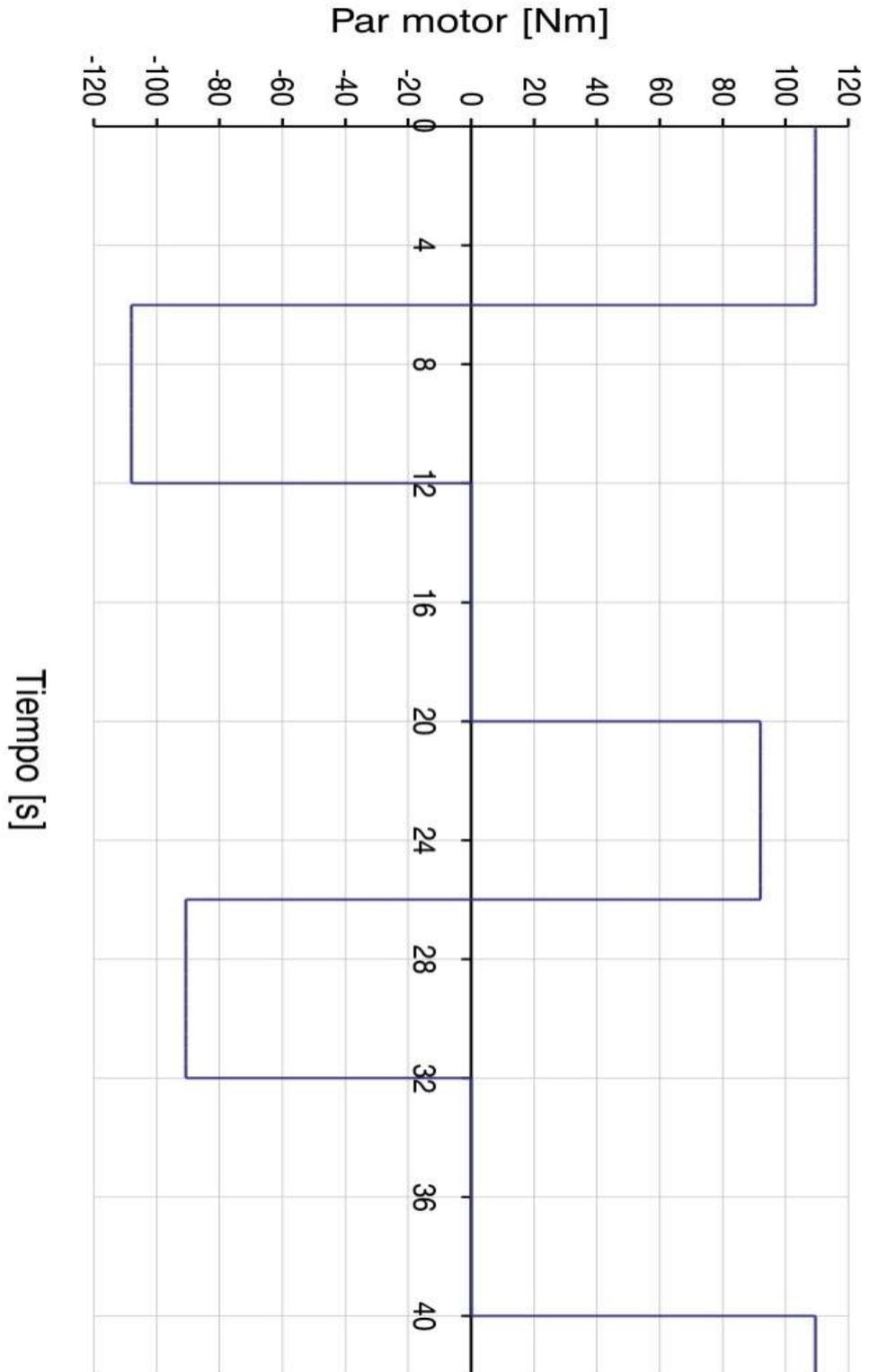


Figura B.3  
Curva de par motor de traslación del transelevador,  
correspondiente al ciclo de trabajo propuesto..

B.1.3. Cálculo de la corriente a partir del par motor

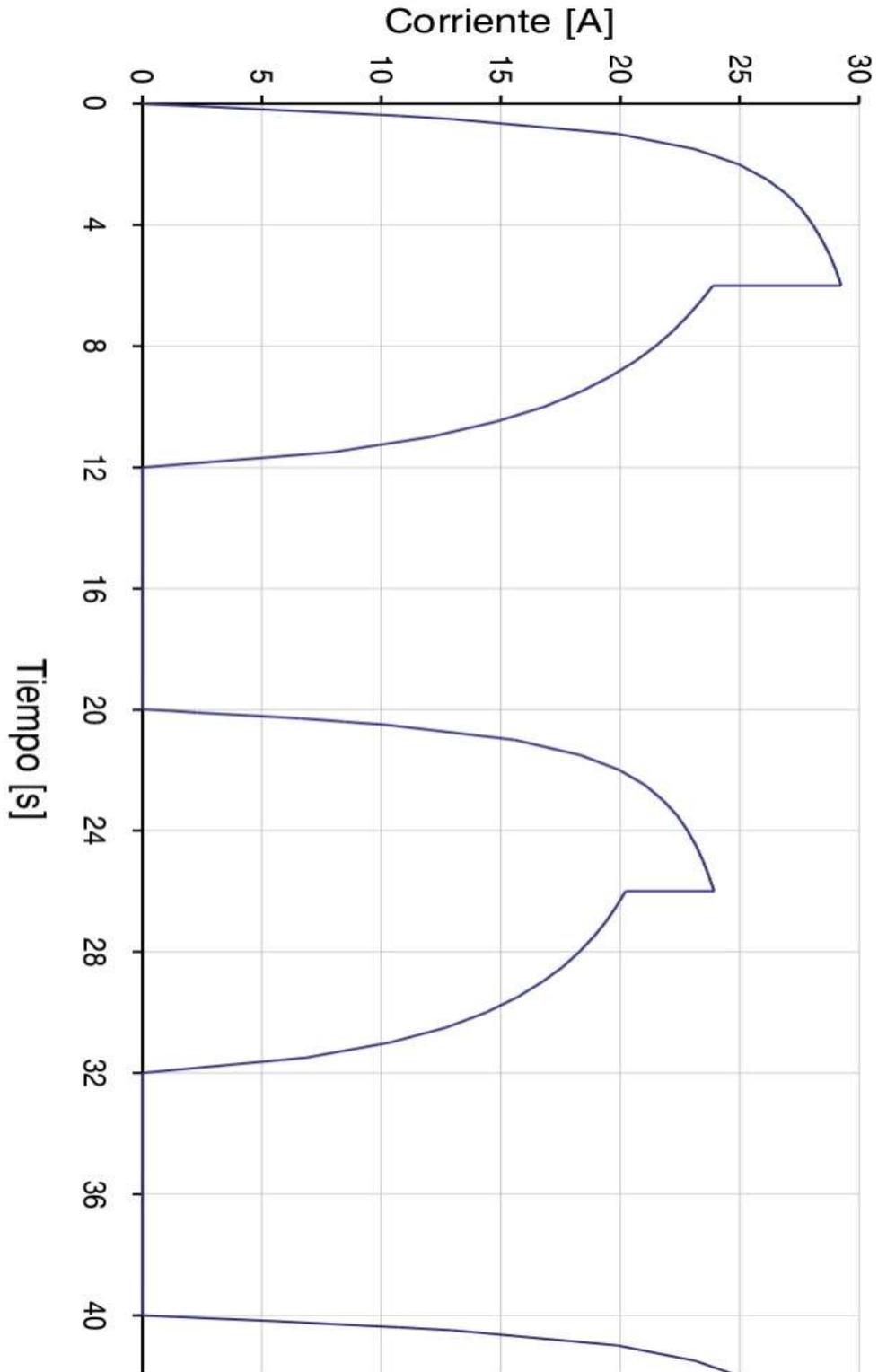


Figura B.4  
 Curva de corriente del motor de traslación del transelevador, correspondiente al ciclo de trabajo propuesto.

## B.1.4. Cálculo de la temperatura

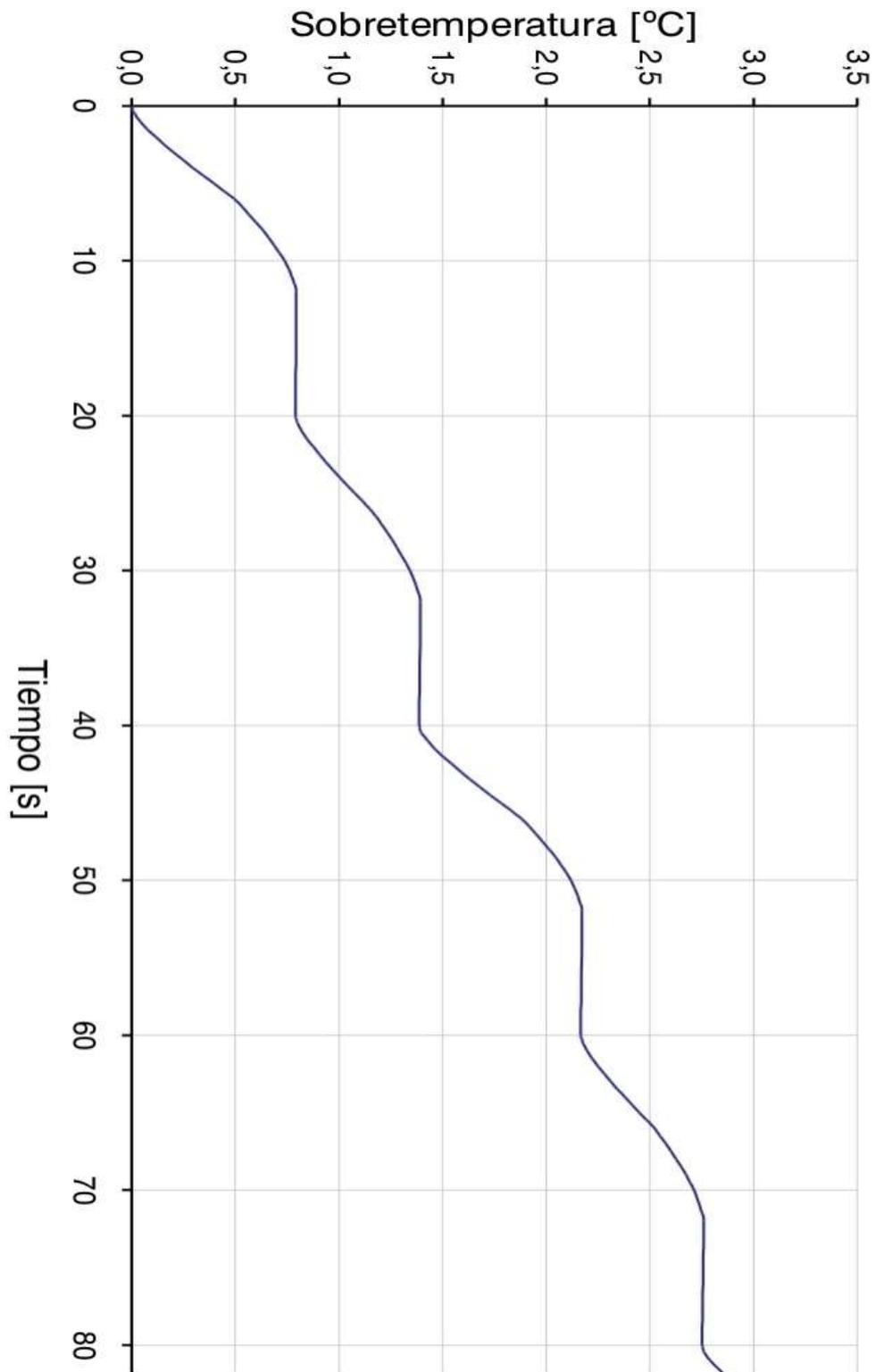


Figura B.5  
Sobretemperatura del motor de traslación del transelevador,  
correspondiente a los dos primeros ciclos de trabajo.

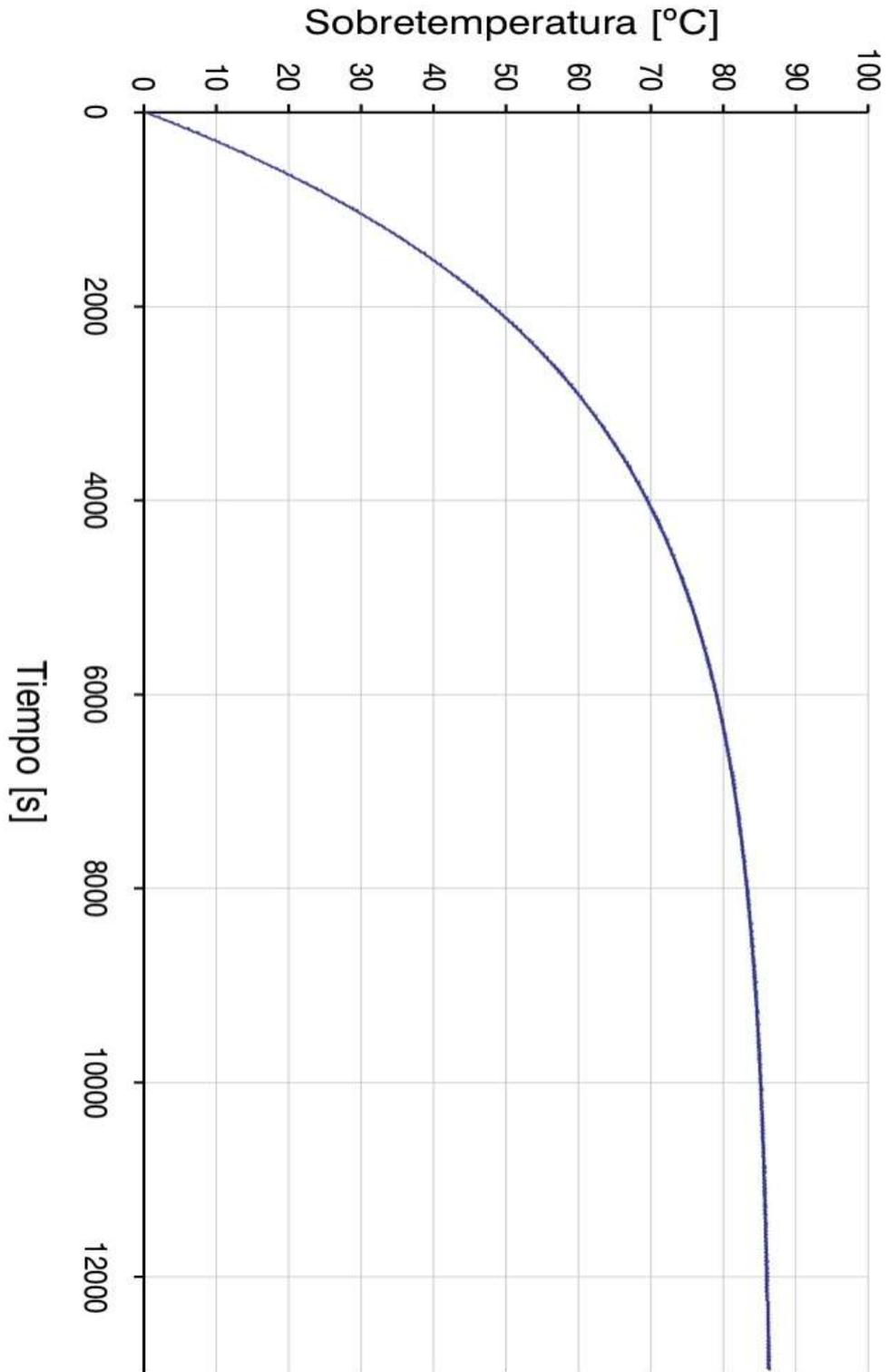


Figura B.6  
Sobrettemperatura del motor de traslación del transelevador,  
una vez alcanzado el equilibrio térmico.

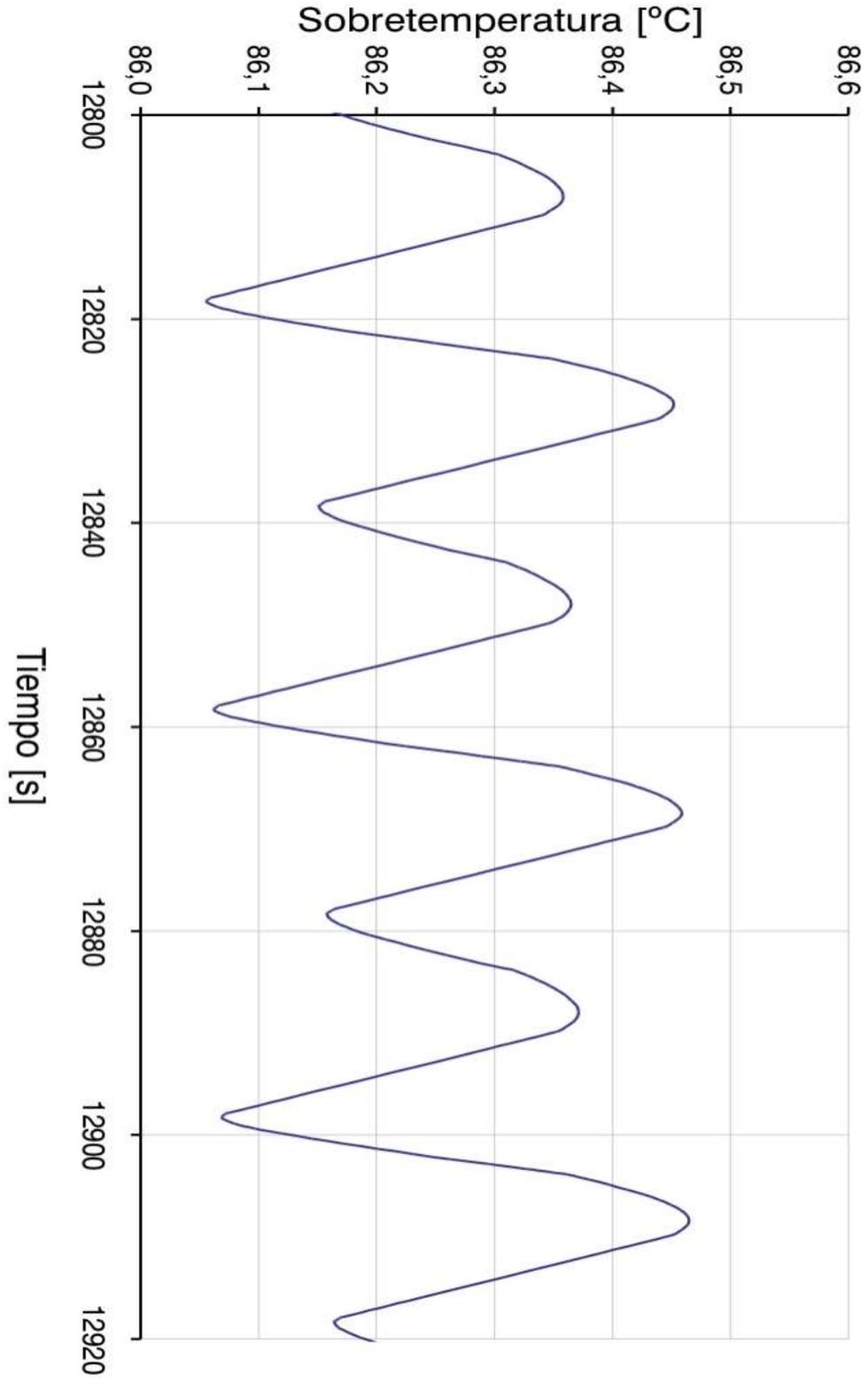


Figura B.7  
Sobret temperatura del motor de traslación del transelevador,  
una vez alcanzado el equilibrio térmico (ampliación de la figura B.6).

## B.2. Selección y cálculo de sistema de elevación

### B.2.1. Curva de velocidad

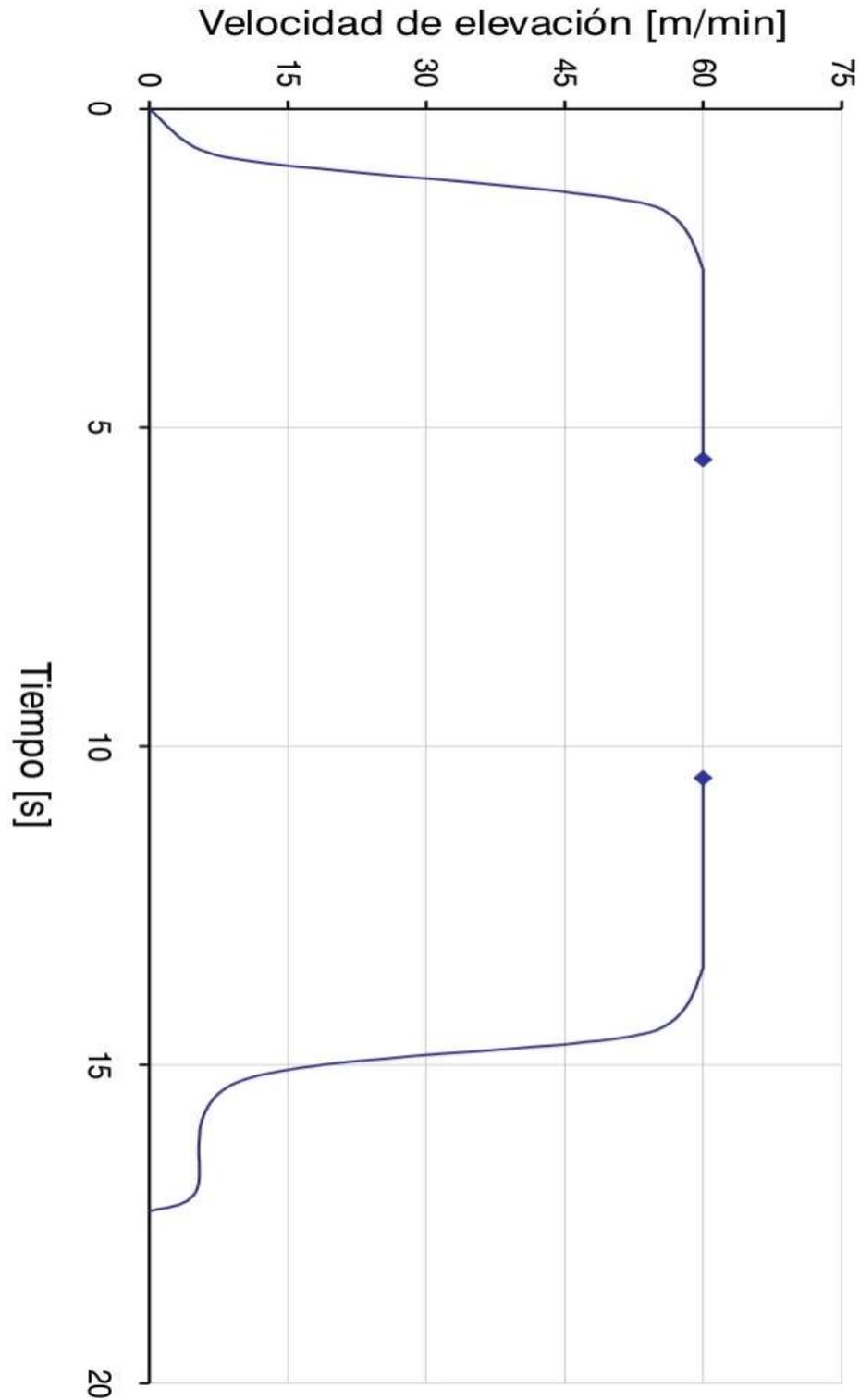


Figura B.8  
Curva de velocidad de elevación del carro.

B.2.2. Ciclo de trabajo

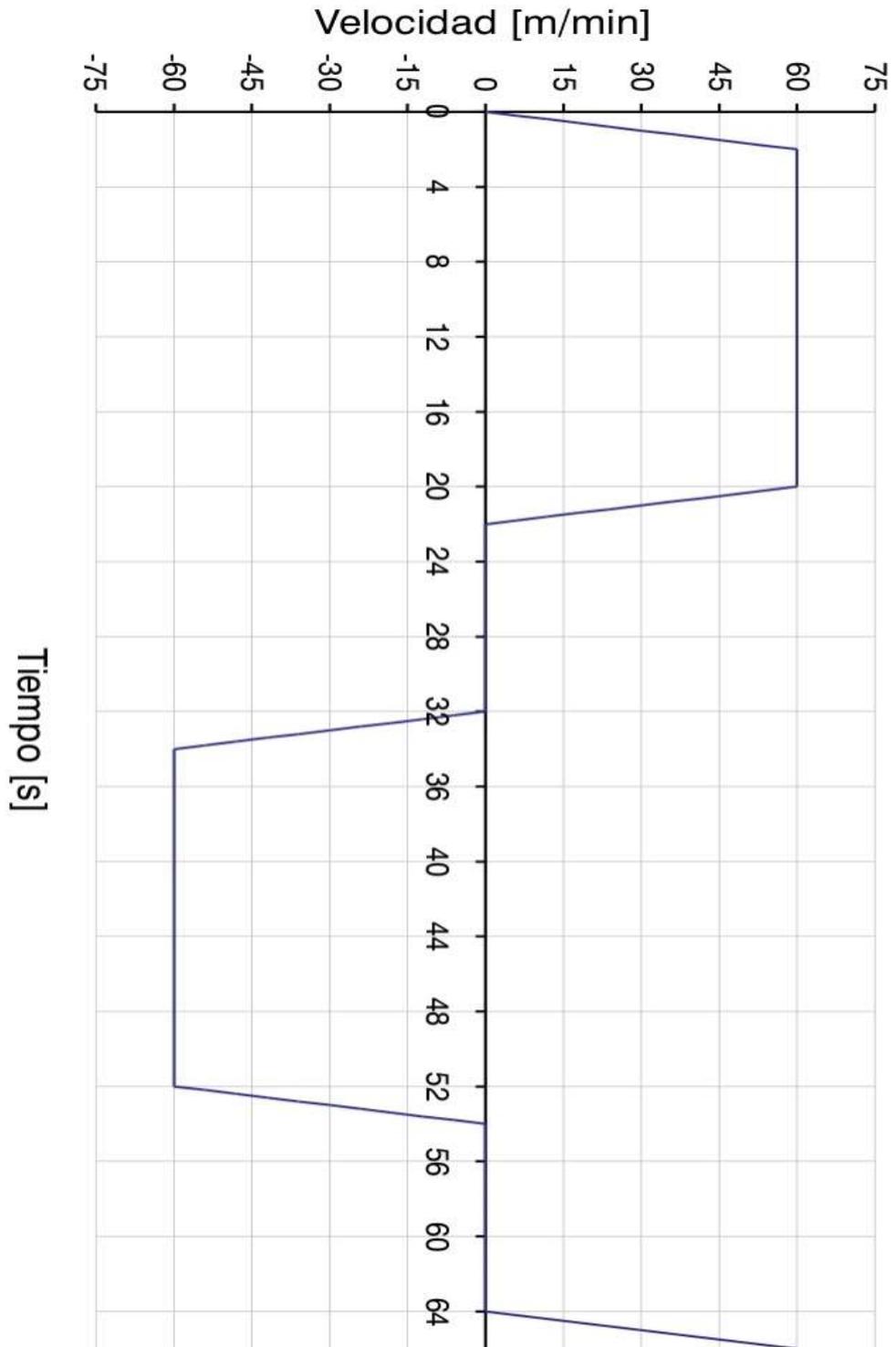


Figura B.9  
Curva de velocidad de elevación del carro,  
correspondiente al ciclo de trabajo propuesto.

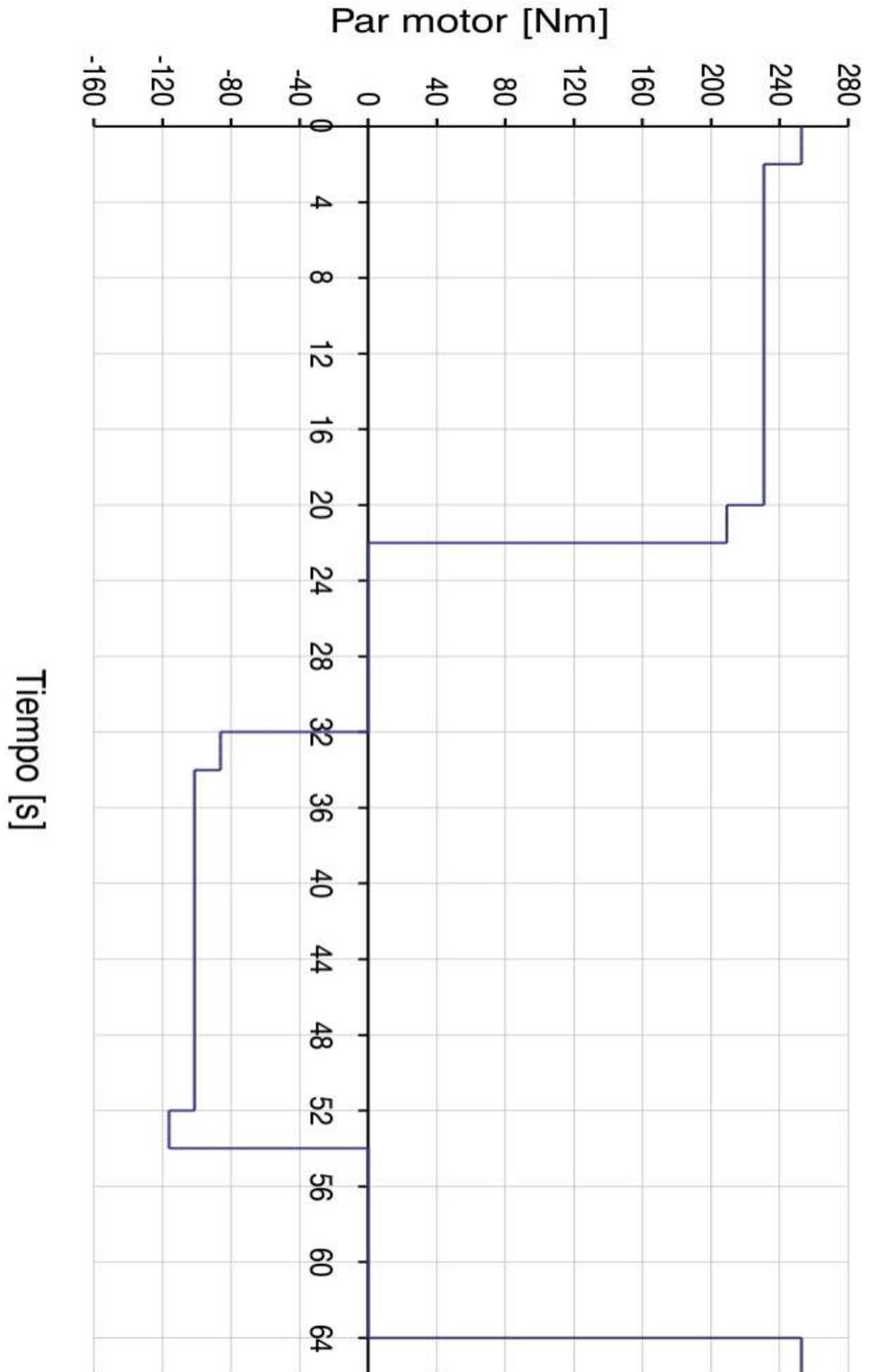


Figura B.10  
 Curva de par motor de elevación del carro,  
 correspondiente al ciclo de trabajo propuesto..

B.2.3. Cálculo de la corriente a partir del par motor

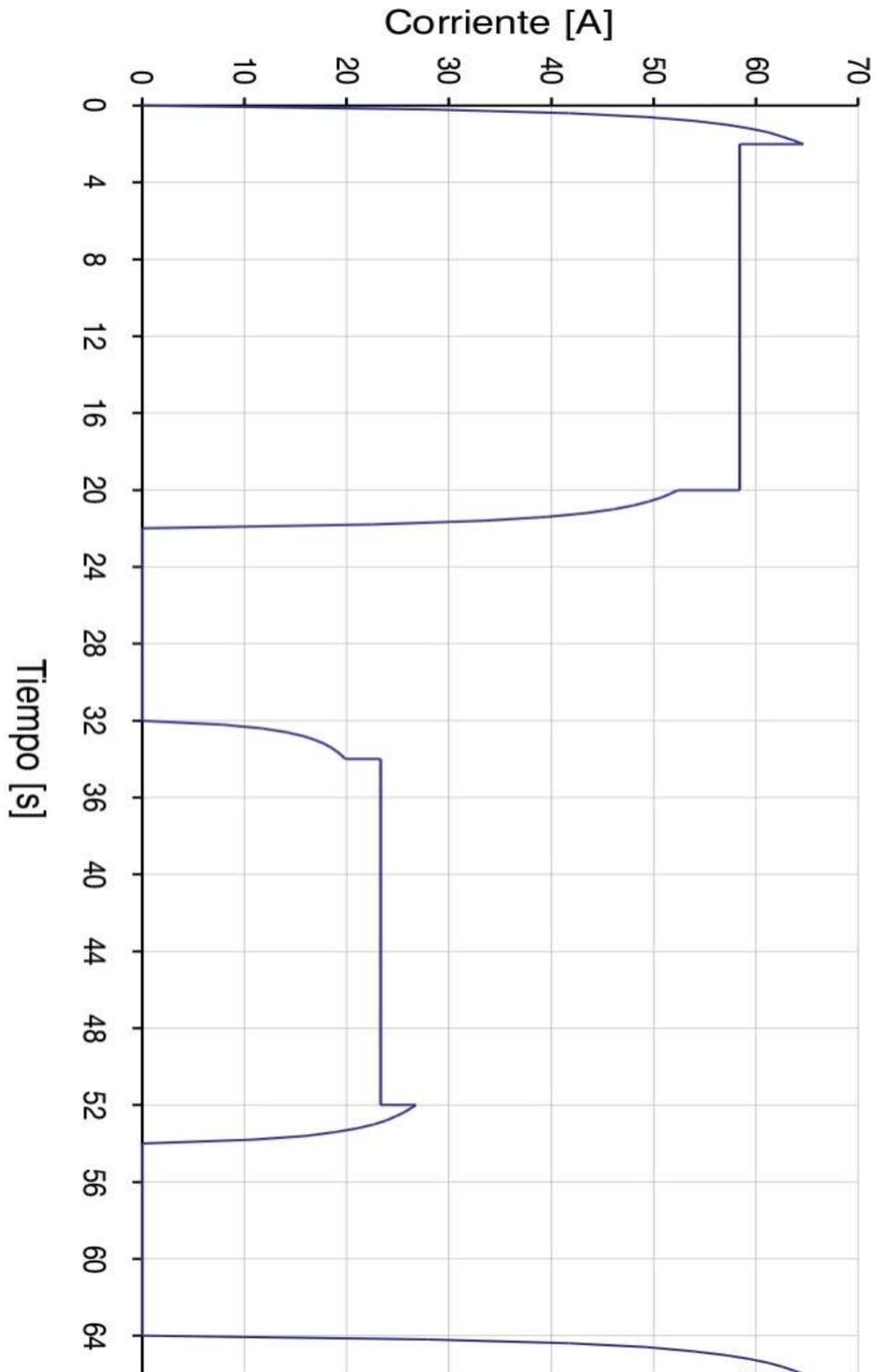


Figura B.11  
 Curva de corriente del motor de elevación del  
 carro, correspondiente al ciclo de trabajo propuesto.

B.2.4. Cálculo de la temperatura

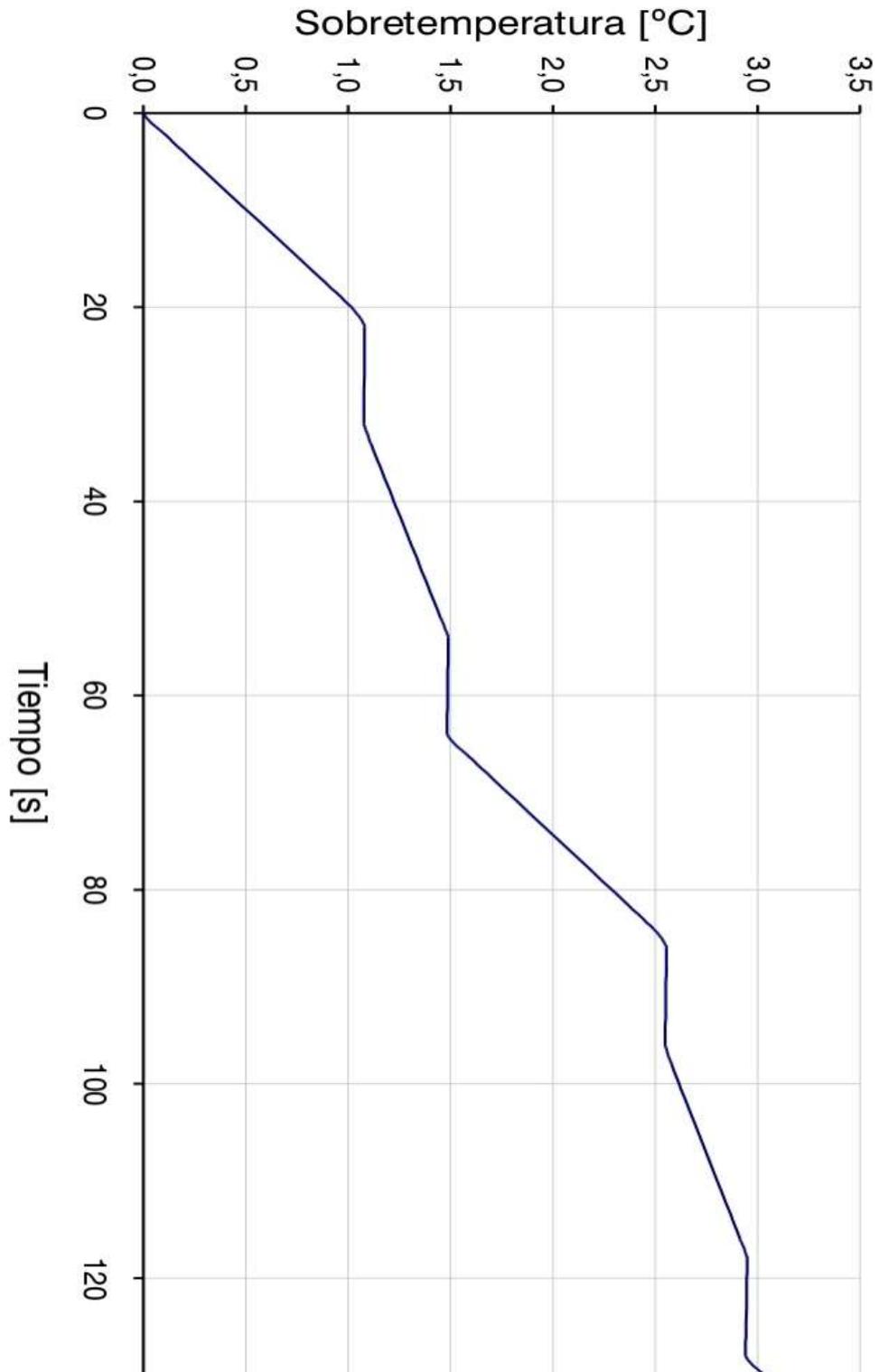


Figura B.12  
Sobretemperatura del motor de elevación del carro, correspondiente a los dos primeros ciclos de trabajo.

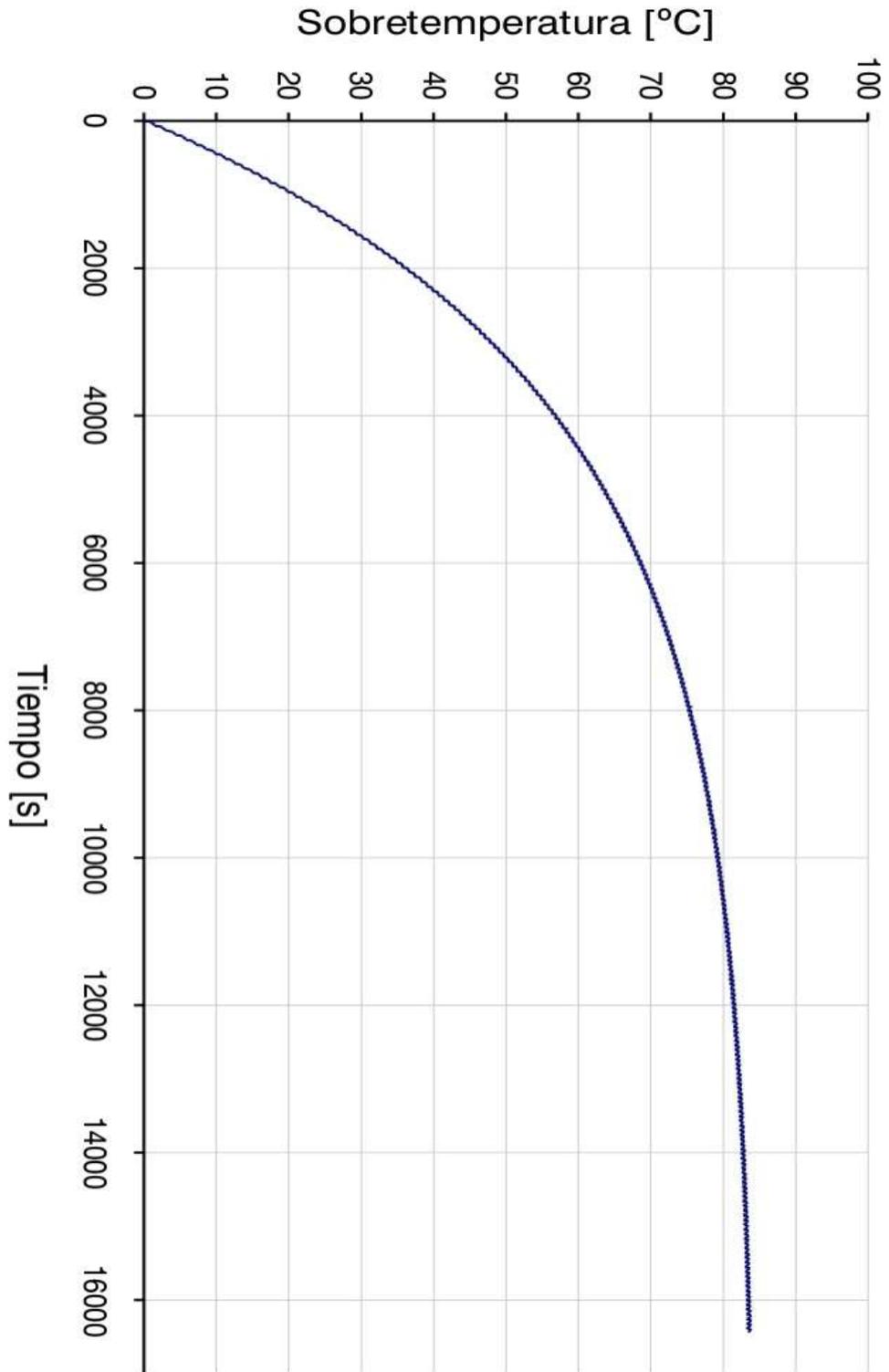


Figura B.13  
Sobrettemperatura del motor de elevación del carro,  
una vez alcanzado el equilibrio térmico.

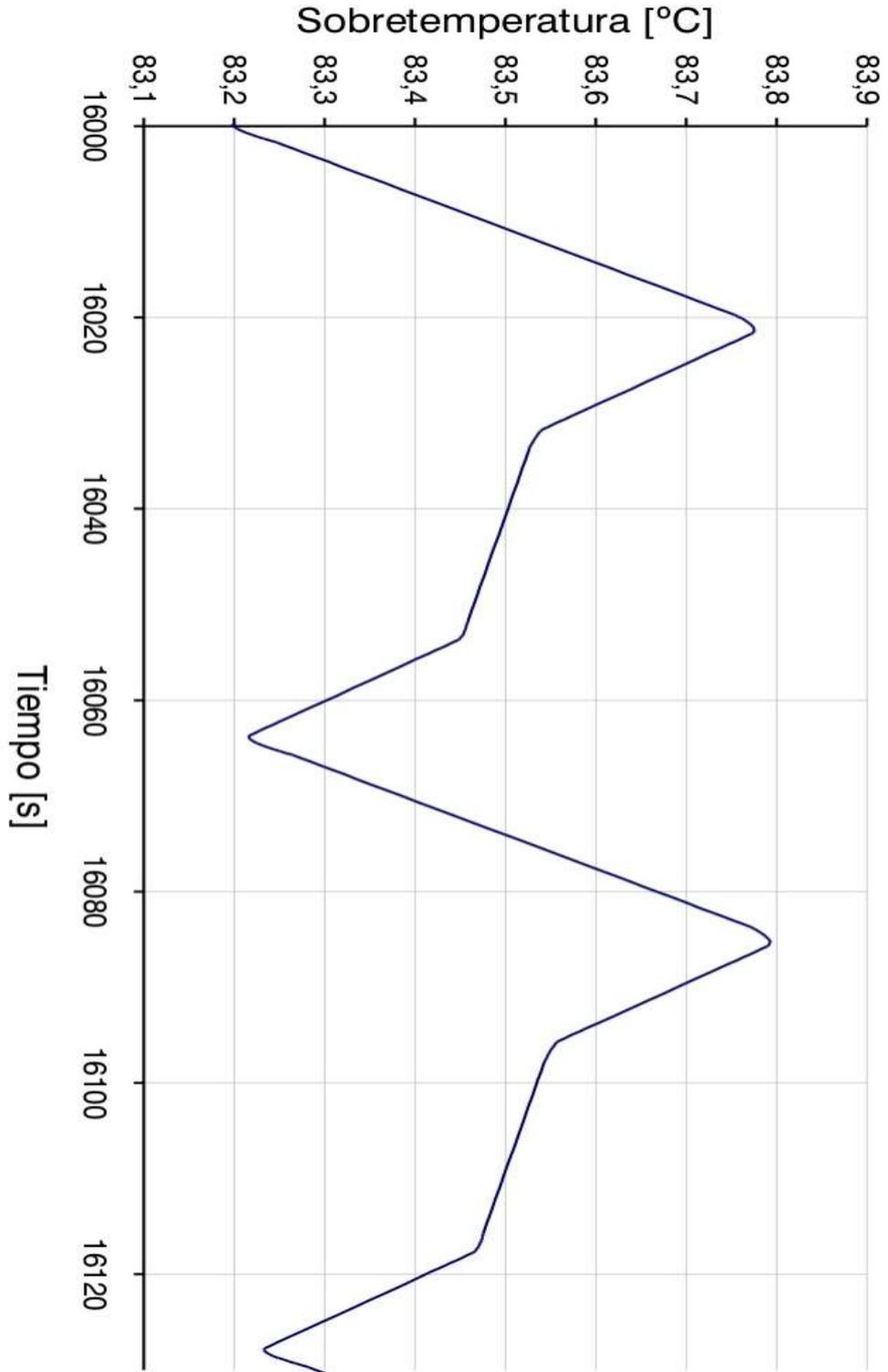
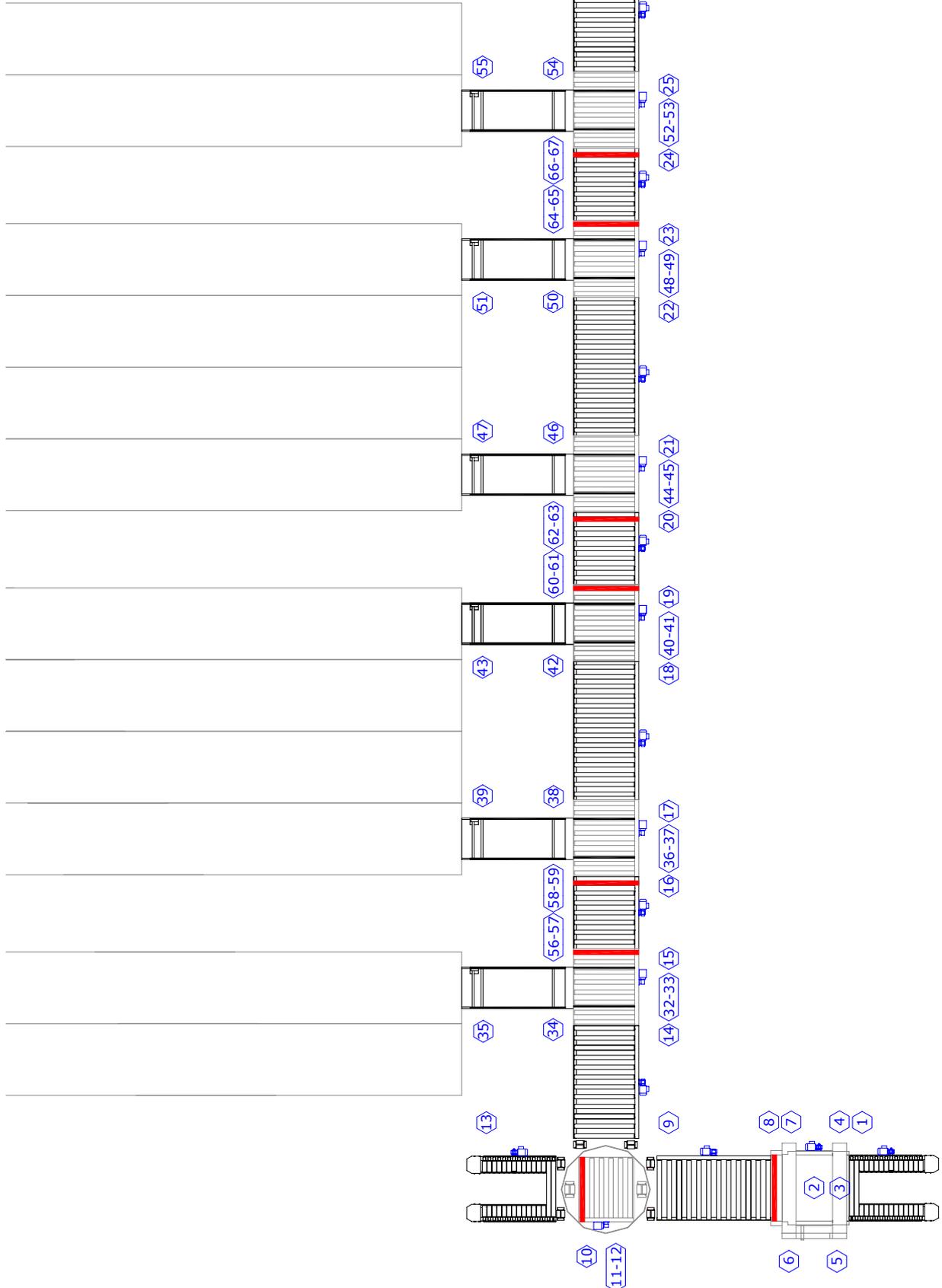


Figura B.14  
 Sobretemperatura del motor de elevación del carro,  
 una vez alcanzado el equilibrio térmico (ampliación de la figura B.7).

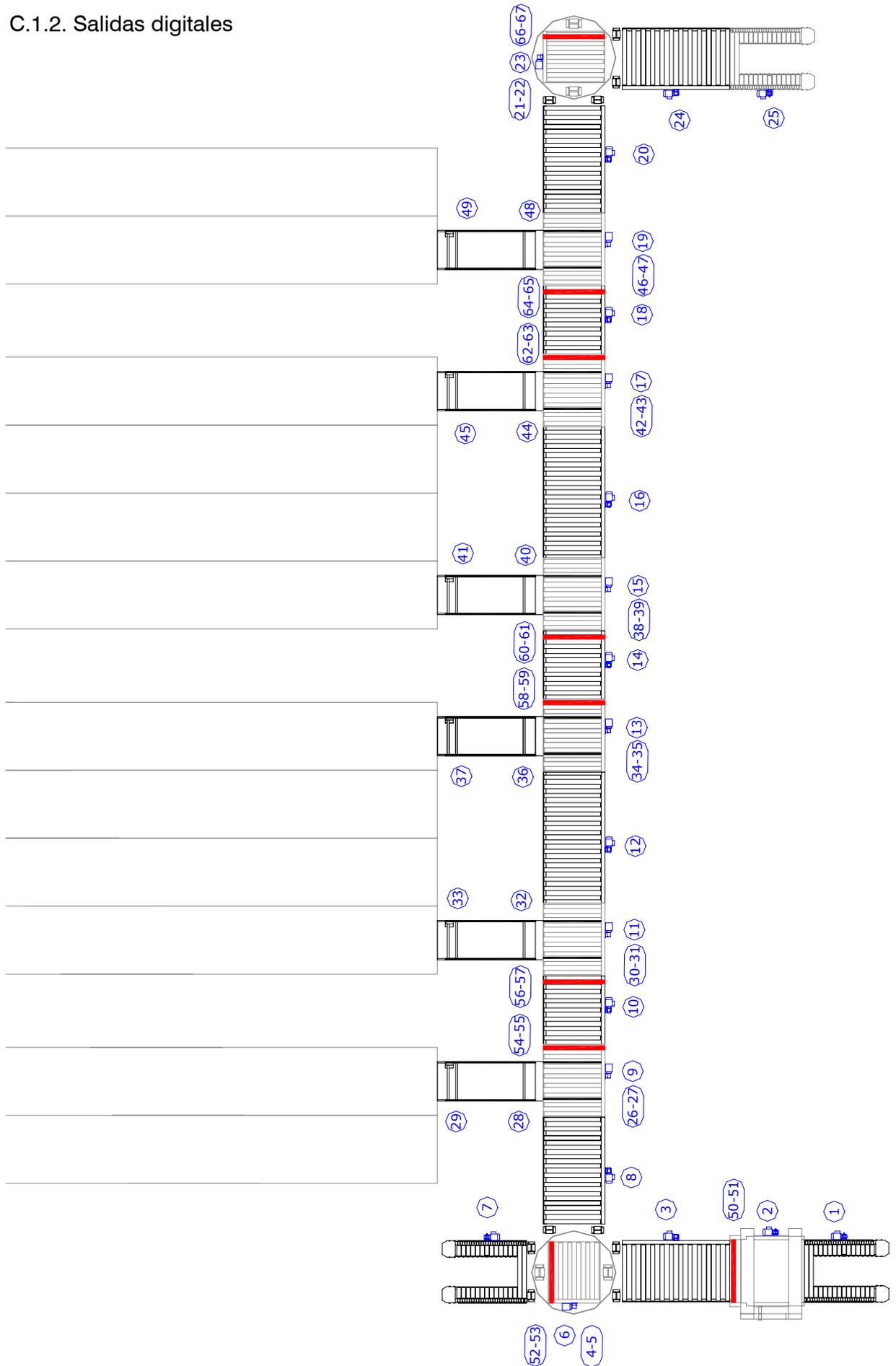
## Apéndice C

### C.1. Entradas y salidas del PLC

#### C.1.1. Entradas digitales

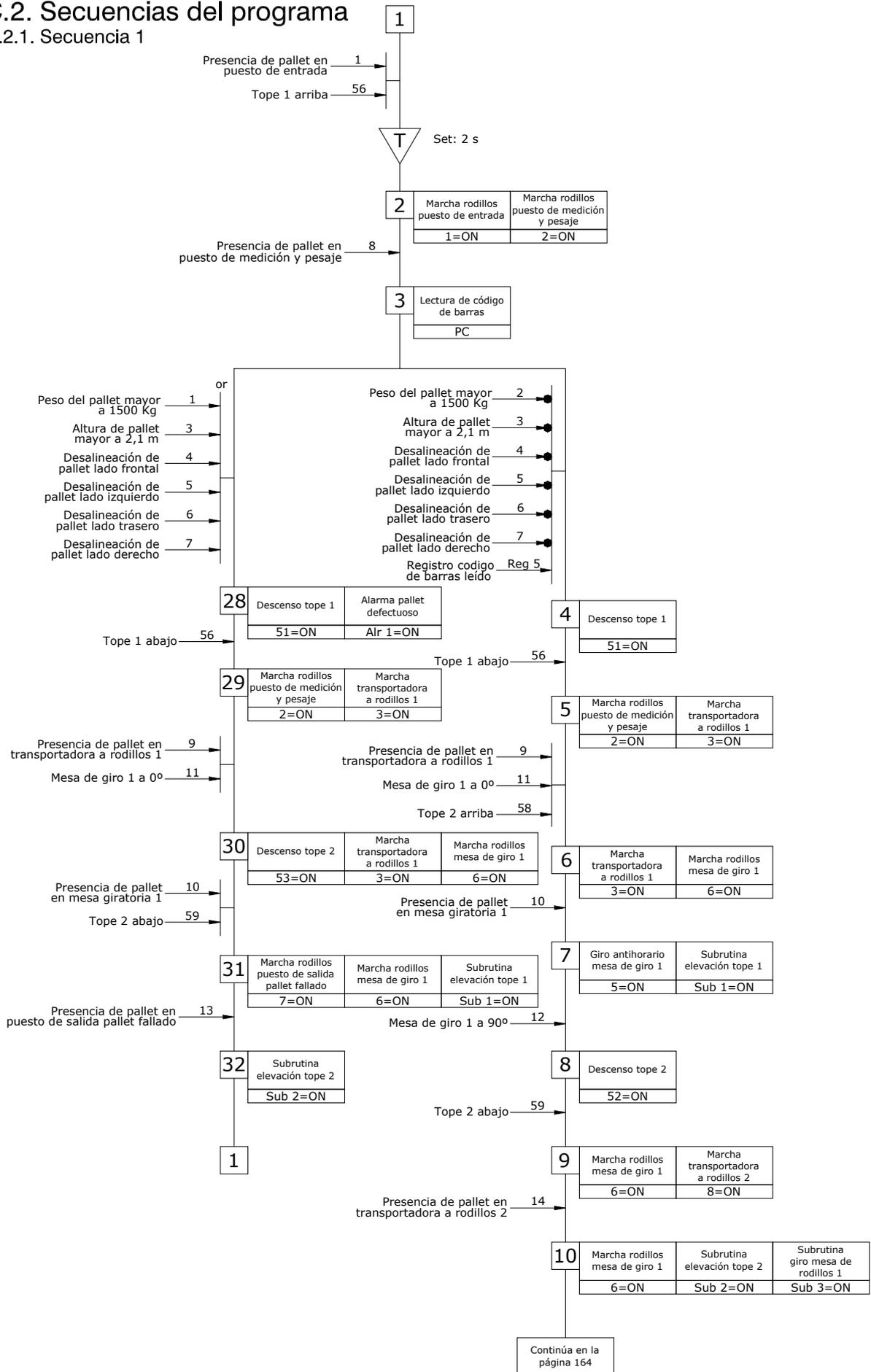


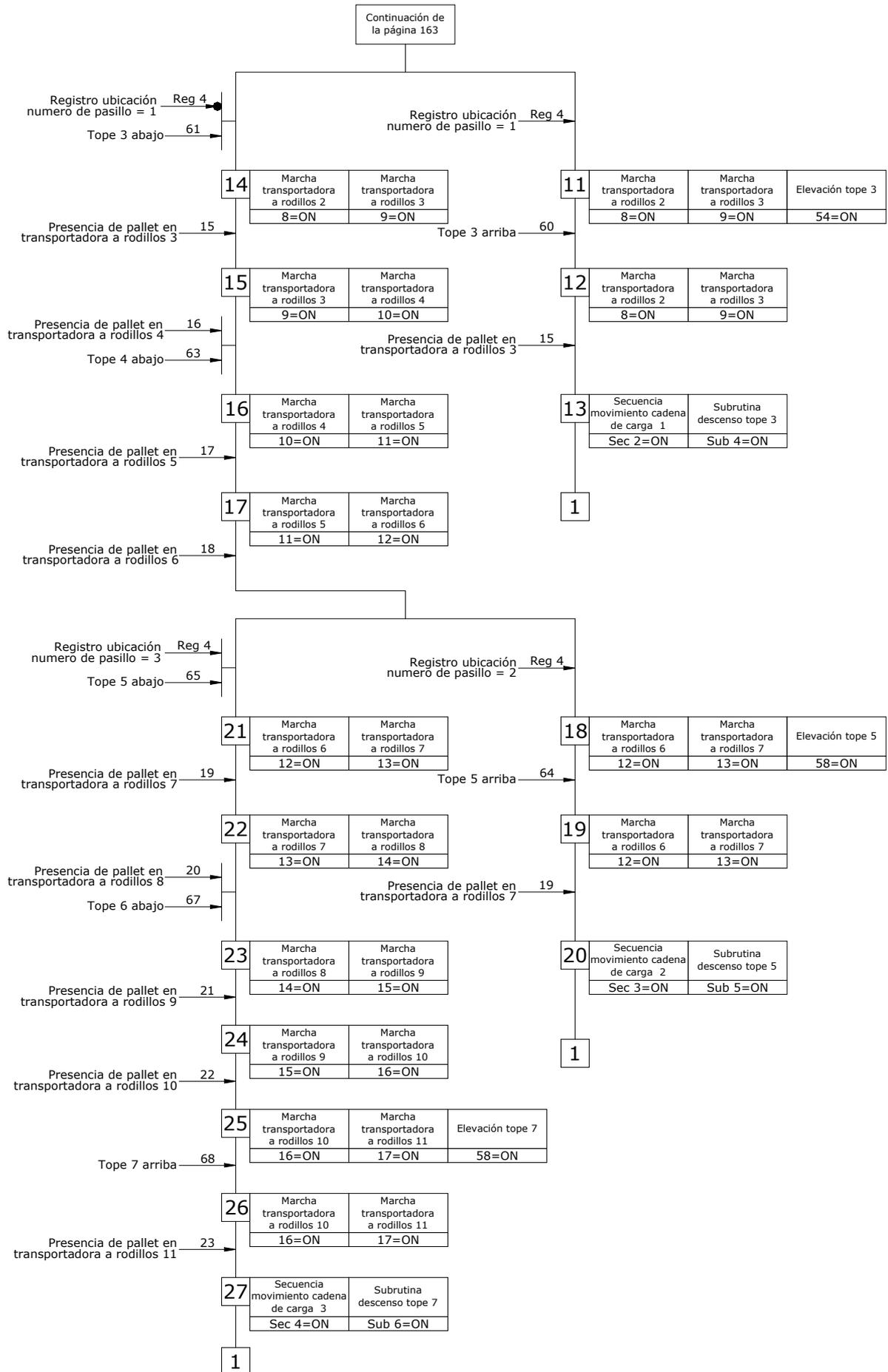
C.1.2. Salidas digitales



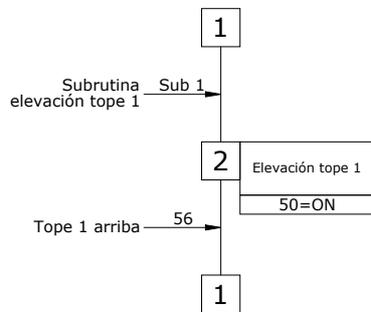
## C.2. Secuencias del programa

### C.2.1. Secuencia 1

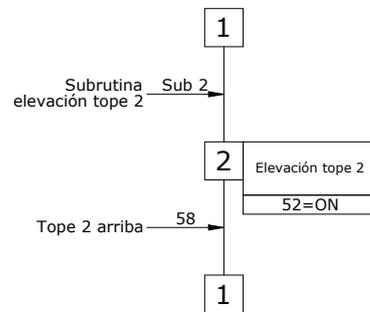




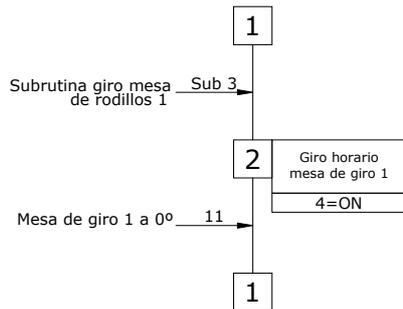
### Subrutina 1



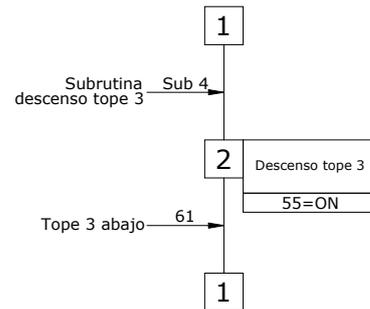
### Subrutina 2



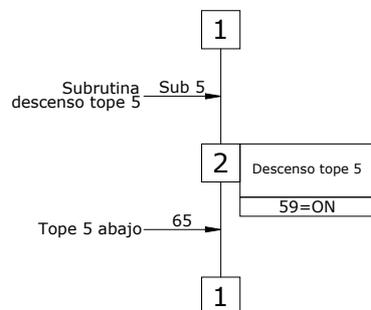
### Subrutina 3



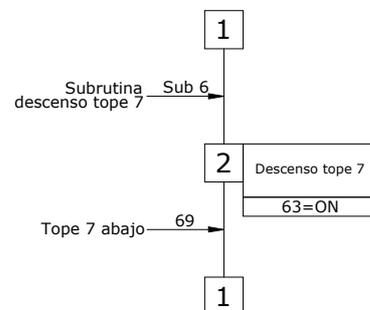
### Subrutina 4



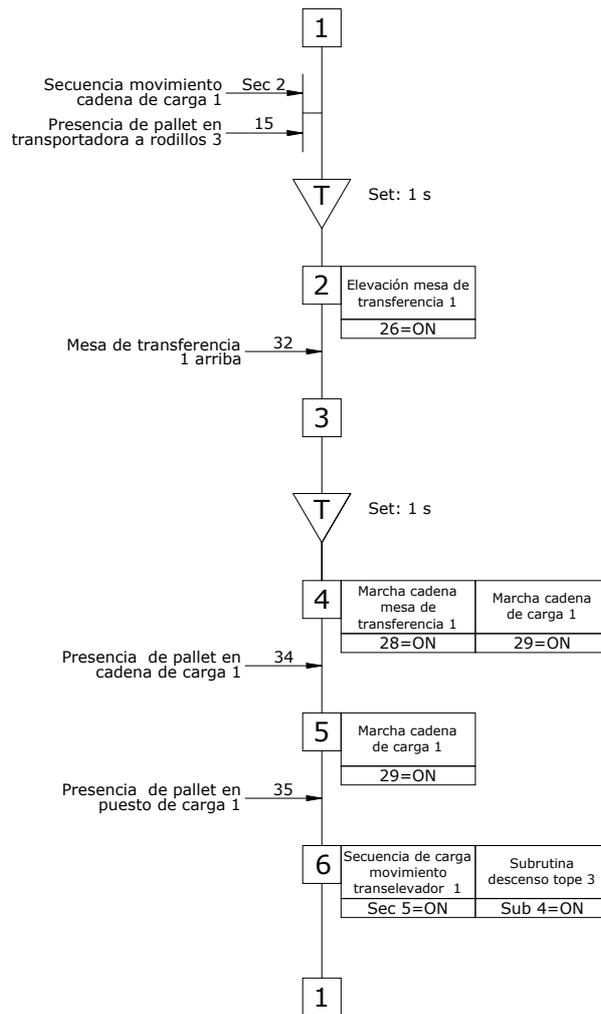
### Subrutina 5



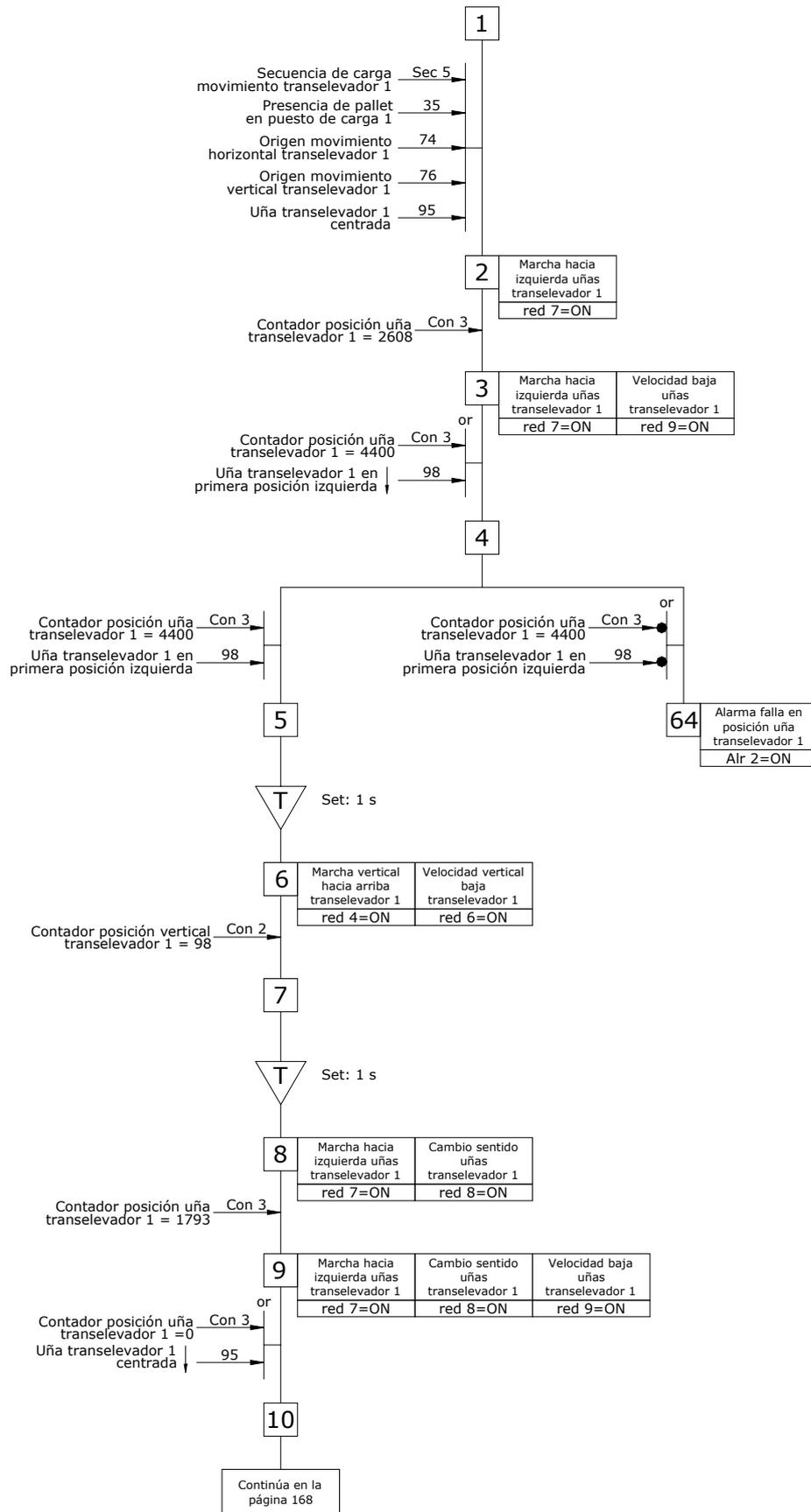
### Subrutina 6

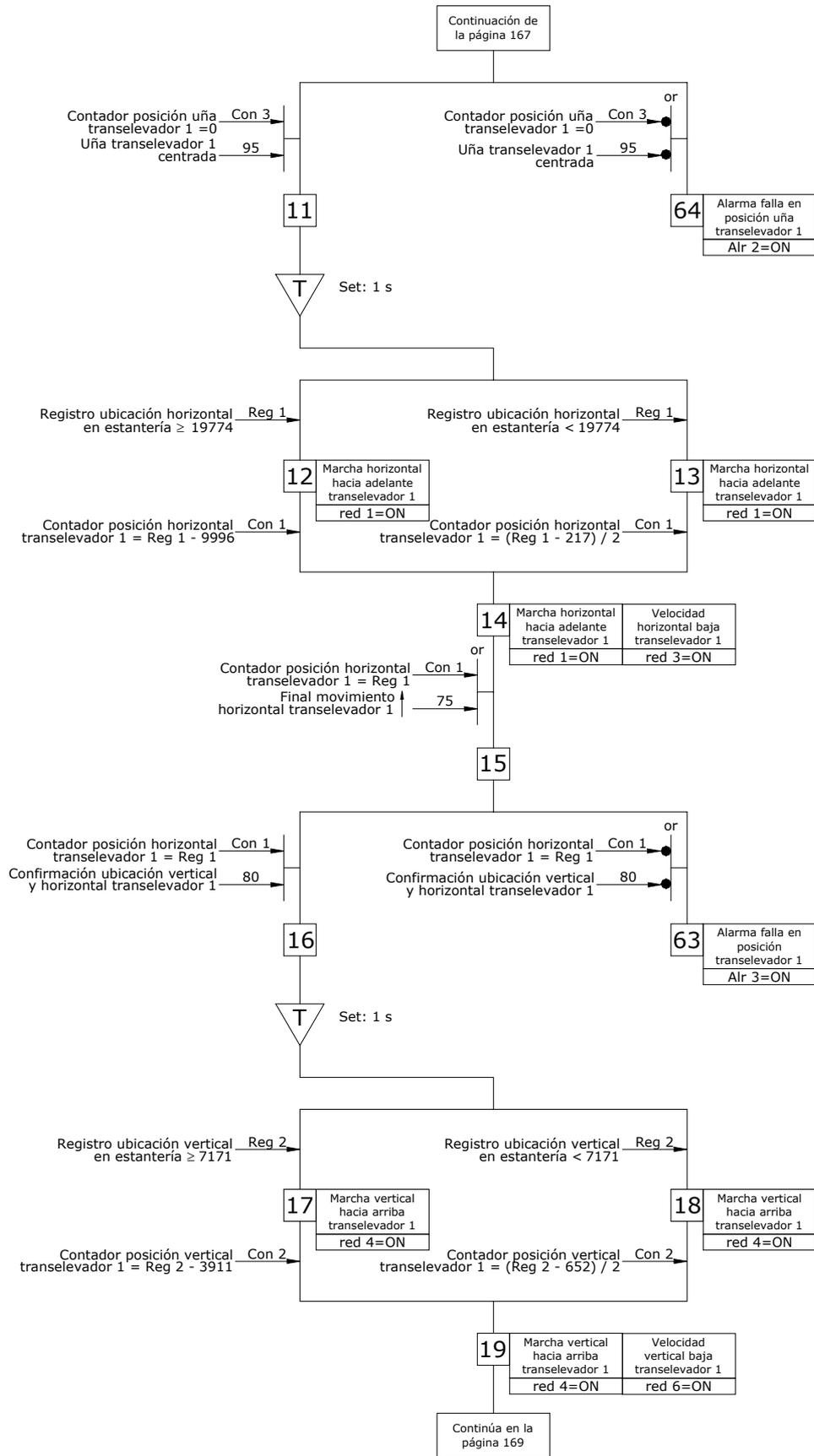


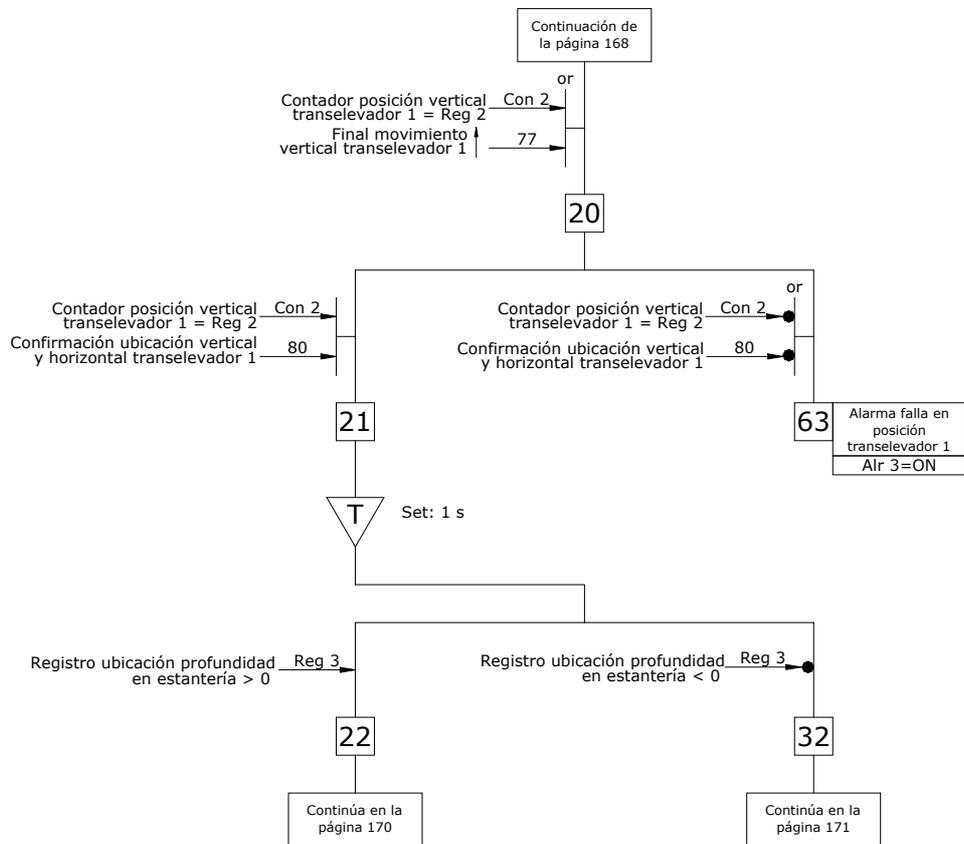
C.2.2. Secuencia 2

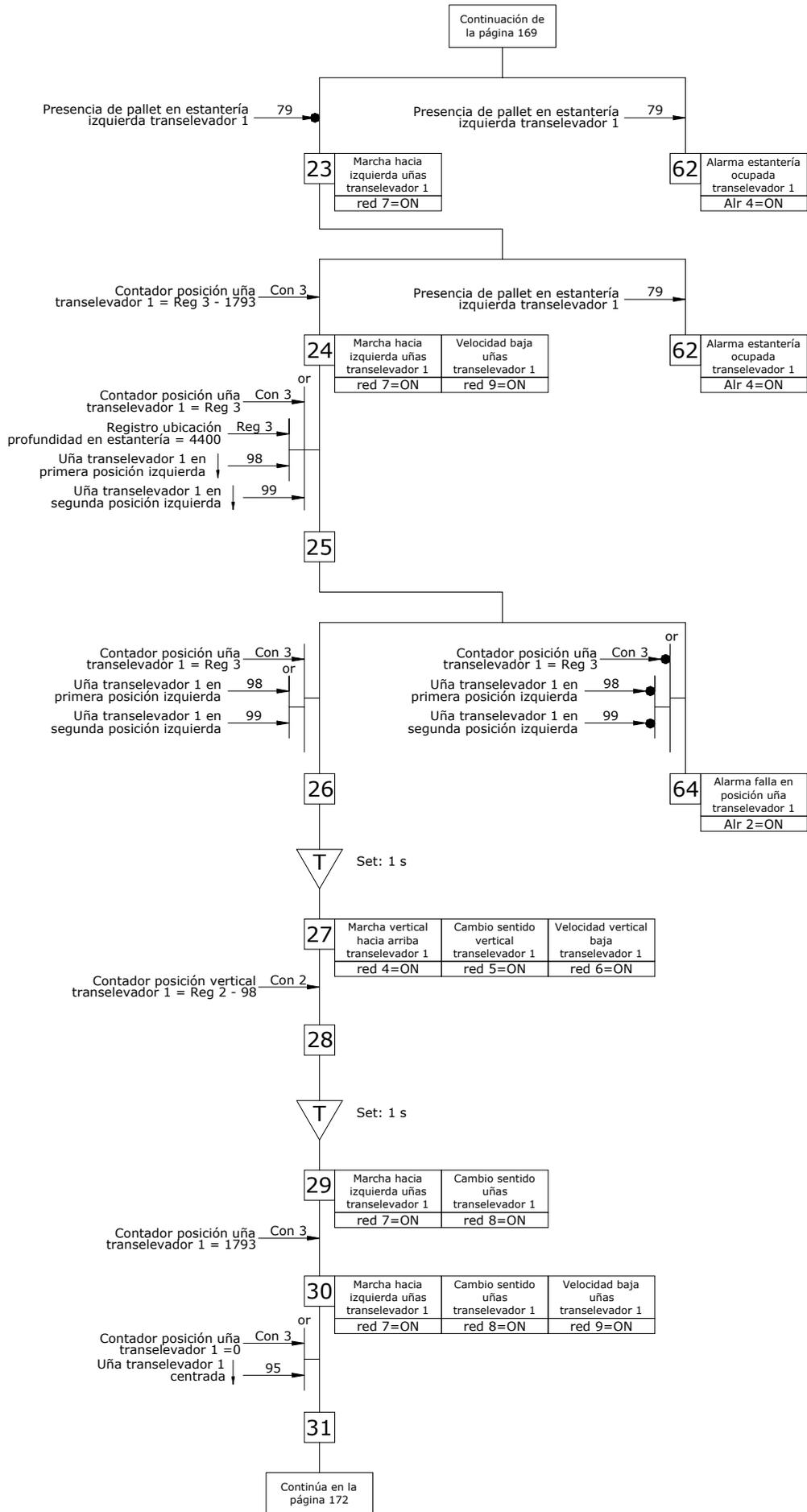


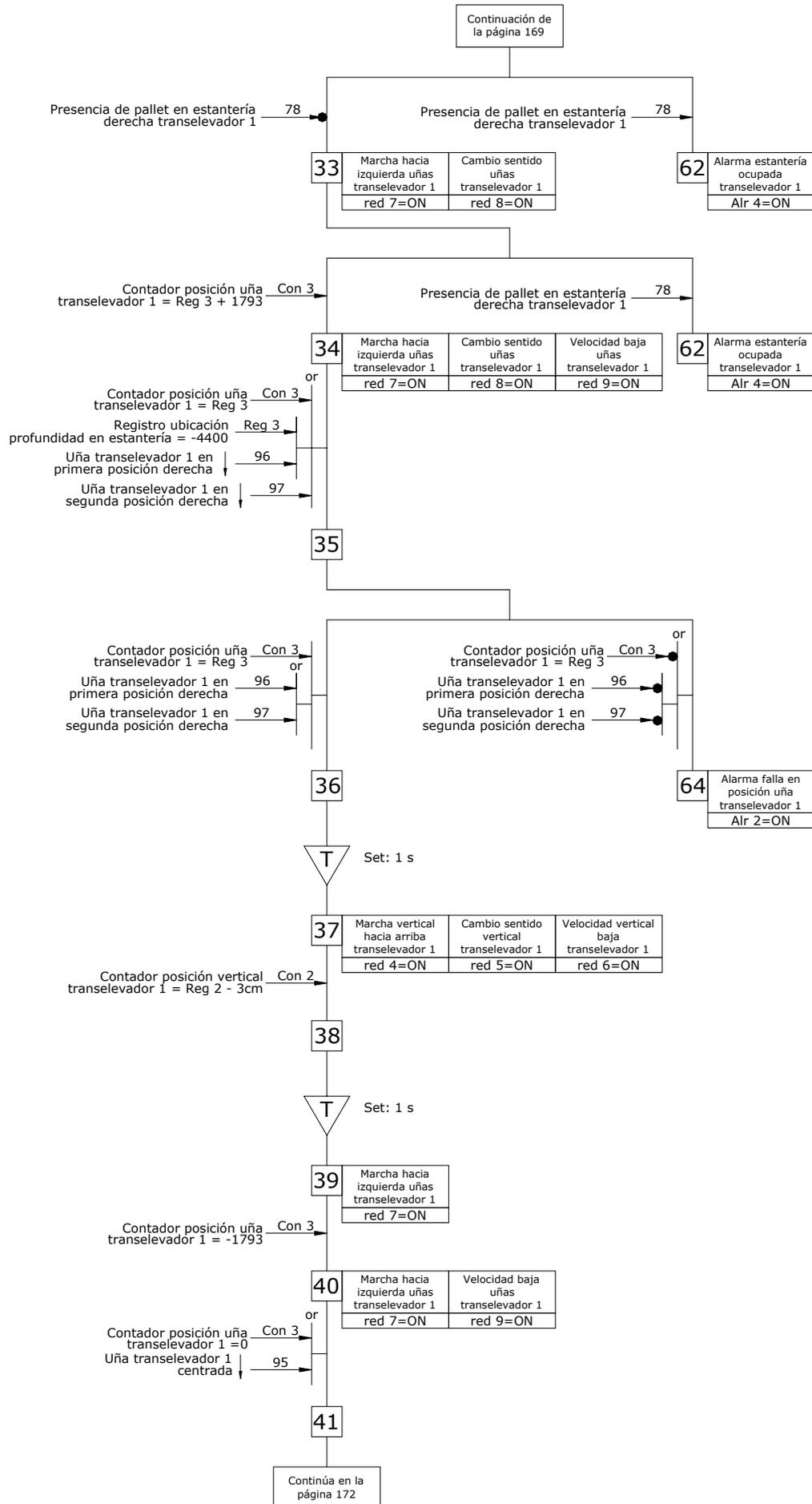
C.2.3. Secuencia 3

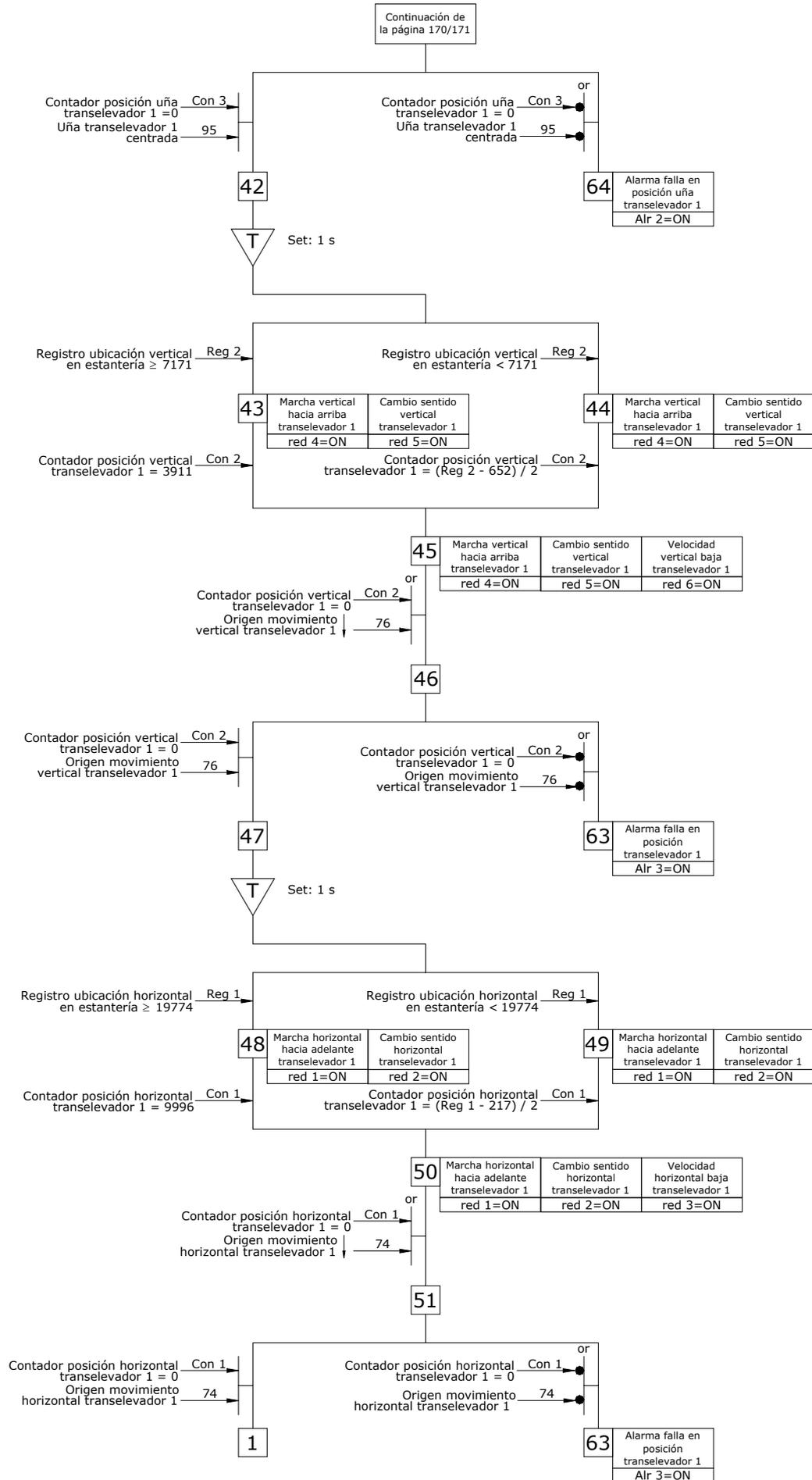










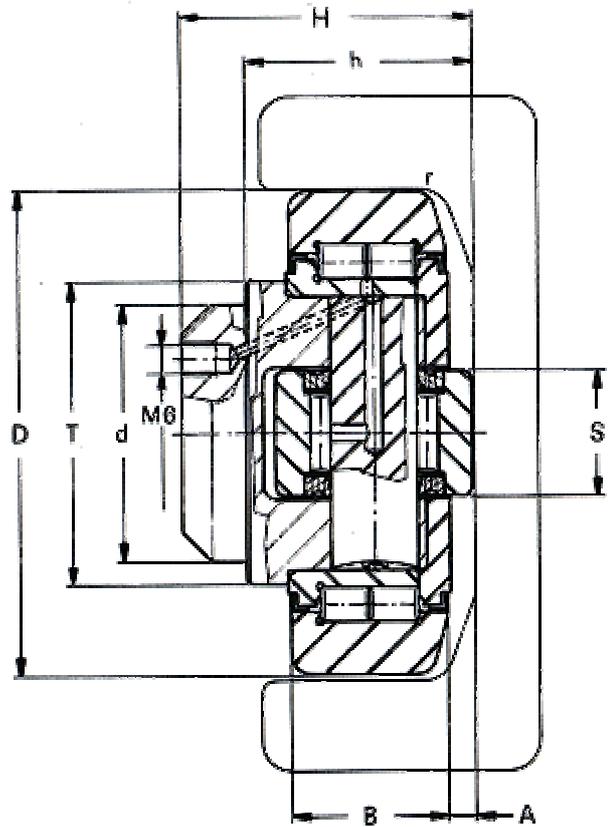


## Apéndice D

### D.1. Rodamientos

#### D.1.1. Rodamientos, soportes y guías carro portauñas

Type	Profile Standard	
4.053	S	65x30
4.054	O Nb	86,5x36
4.055	1Nb 3018	103,2x 40 98x65
4.056	2 Nb	121,3x41
4.057	3019	113,9x66
4.058	3 Nb	135,4x53
4.059	2912	140,1x69,9
4.060	3100	152,4x83
4.061	4 Nb	157,2x61,2
4.062	5 Nb 3353	175x66,2
4.063	6 Nb	201,5x71,2



Type	D	T	d	H	h	B	A	S	r	C	C <sub>O</sub>	C <sub>A</sub>	C <sub>OA</sub>	U <sub>/min</sub>	Weight
	mm.	mm.	-0,5 mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	KN	KN	KN	KN	max.	kg
4.053	52,5	40	30	33	27	17	5	15	2	24	32	7	7	800	0,46
4.054	62,5	42	30	37,5	30,5	20	2,5	20	3	31	35,5	11	11	900	0,53
4.055	70,1	48	35	44	36	23	2,5	22	4	45,5	51	13	14	900	0,8
4.056	77,7	54	40	48	36,5	23	3	26	4	48	56,8	18	18	800	1
4.057	77,7	53	40	40	29	23	3	26	4	48	56,8	18	18	800	0,87
4.058	88,4	59	45	57	44	30	3,5	26	3	68	72	23	23	750	1,62
4.059	101,2	67	50	46	33	28	3	30	3	73	82	25	27	700	1,74
4.060	107,7	71	55	54	40	31	3	34	5	81	95	31	36	650	2,27
4.061	107,7	71	60	69	55	31	4	34	5	81	95	31	36	650	2,82
4.062	123	80	60	72,3	56	37	5	40	5	110	132	43	50	550	3,89
4.063	149	103	60	78,5	58,5	43	5,5	50	3	151	192	68	71	450	6,52

C=dynamic load capacity(ISO 281/1) CO=static load capacity (ISO 76)

## D.1.2. Rodamientos árbol motor y eje conducido de ruedas base

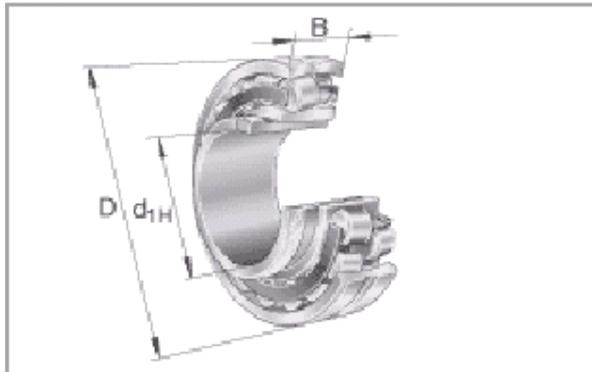


### Rodamientos oscilantes de rodillos 213..E1K + AH

medidas principales según DIN 635-2, con agujero cónico y manguito de desmontaje



Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga de la serie seleccionada. Tenga en cuenta sin falta todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo "Descripción" del menú. Para recibir material de información adicional contacte con nosotros por e-mail (sales\_promotion@fag.de) o teléfono +49 (9721) 91 # 45 84.



	d	D	B
21308E1K.TVPB	40 mm	90 mm	23 mm
21309E1K.TVPB	45 mm	100 mm	25 mm
21310E1K.TVPB	50 mm	110 mm	27 mm
21311E1K.TVPB	55 mm	120 mm	29 mm
21312E1K.TVPB	60 mm	130 mm	31 mm
21313E1K.TVPB	65 mm	140 mm	33 mm
21314E1K.TVPB	70 mm	150 mm	35 mm
21315E1K.TVPB	75 mm	160 mm	37 mm
21316E1K.TVPB	80 mm	170 mm	39 mm
21317E1K.TVPB	85 mm	180 mm	41 mm
21318E1K.TVPB	90 mm	190 mm	43 mm
21319E1K.TVPB	95 mm	200 mm	45 mm
21320E1K.TVPB	100 mm	215 mm	47 mm
21322E1K.TVPB	110 mm	240 mm	50 mm

Figura 1

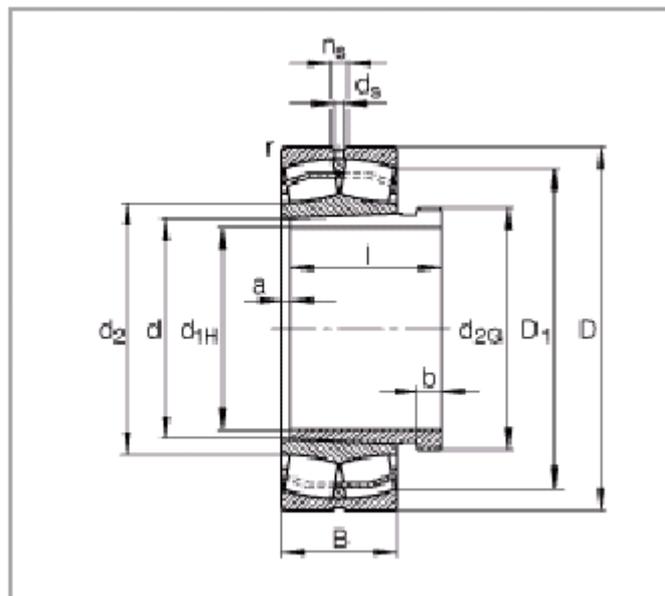
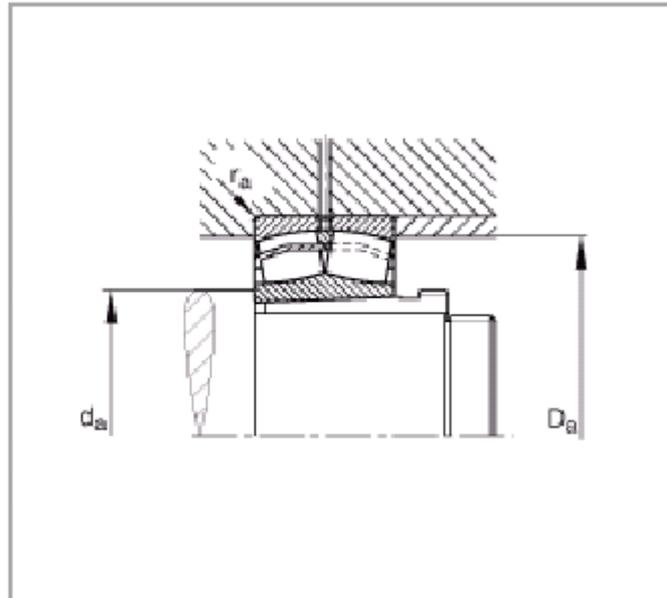


Figura 2



21313E1K.TVPB



Figura 1, Figura 2,

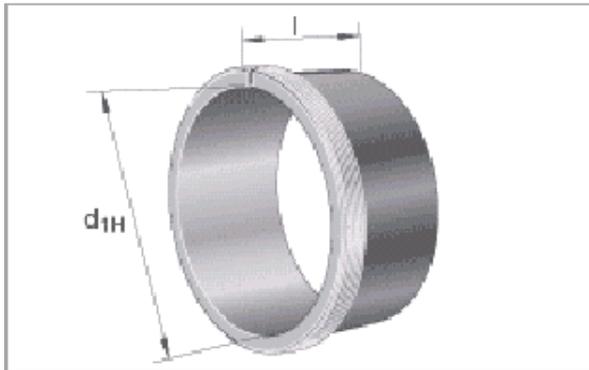
d	65 mm	
D	140 mm	
B	33 mm	
a	3 mm	
b	8 mm	
D1	126,8 mm	
d1H	60 mm	
d2	94,9 mm	
d2G	M70x2	
Da max	128 mm	
da min	77 mm	
ds	3,2 mm	
l	42 mm	
ns	6,5 mm	
fa max	2,1 mm	
fmin	2,1 mm	
	AH313G	Referencia, manguito de desmontaje
m	2,42 kg	Peso
m1	0,224 kg	Peso, manguito de desmontaje
Cr	250000 N	Capacidad de carga dinámica, radial
e	0,22	
Y1	3,14	
Y2	4,67	
Cor	270000 N	Capacidad de carga estática, radial
Yo	3,07	
ng	5000 1/min	Velocidad límite
nb	4800 1/min	Velocidad de referencia
Cur	32000 N	Carga límite de fatiga, radial



## Manguitos de desmontaje AH(X)3

medidas principales según DIN 5416, cono 1:12

Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga de la serie seleccionada. Tenga en cuenta sin falta todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo "Descripción" del menú. Para recibir material de información adicional contacte con nosotros por e-mail (sales\_promotion@fag.de) o teléfono +49 (9721) 91 # 45 84.



	$d_{1H}$	$l$
AH308	35 mm	29 mm
AH309	40 mm	31 mm
AHX310	45 mm	35 mm
AHX311	50 mm	37 mm
AHX312	55 mm	40 mm
AH313	60 mm	42 mm
AH313G	60 mm	42 mm
AH314	65 mm	43 mm
AH314G	65 mm	43 mm
AH315	70 mm	45 mm
AH315G	70 mm	45 mm
AH316	75 mm	48 mm
AHX317	80 mm	52 mm
AHX318	85 mm	53 mm
AHX319	90 mm	57 mm
AHX320	95 mm	59 mm
AHX322	105 mm	63 mm
AHX330G	145 mm	83 mm
AH332	150 mm	88 mm
AH332G	150 mm	88 mm
AH334	160 mm	93 mm
AH334G	160 mm	93 mm

Figura 1

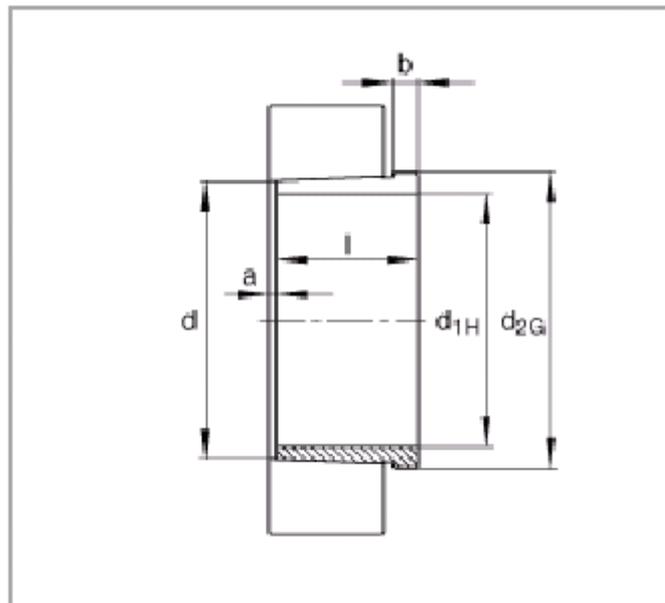


Figura 2

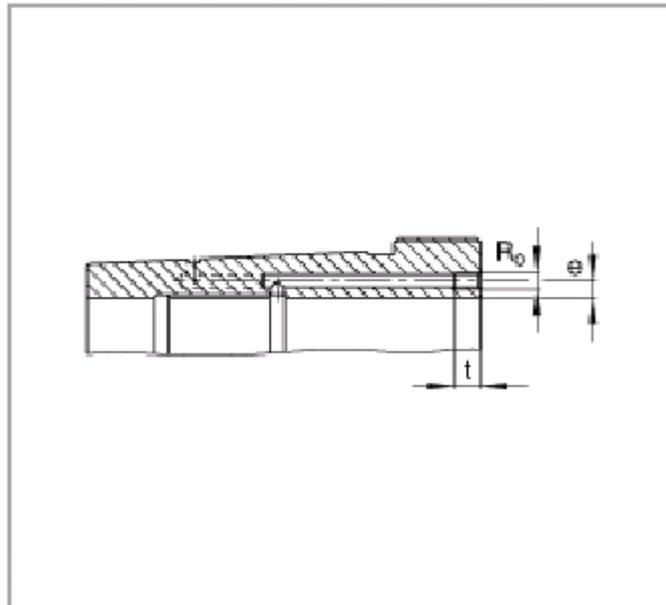
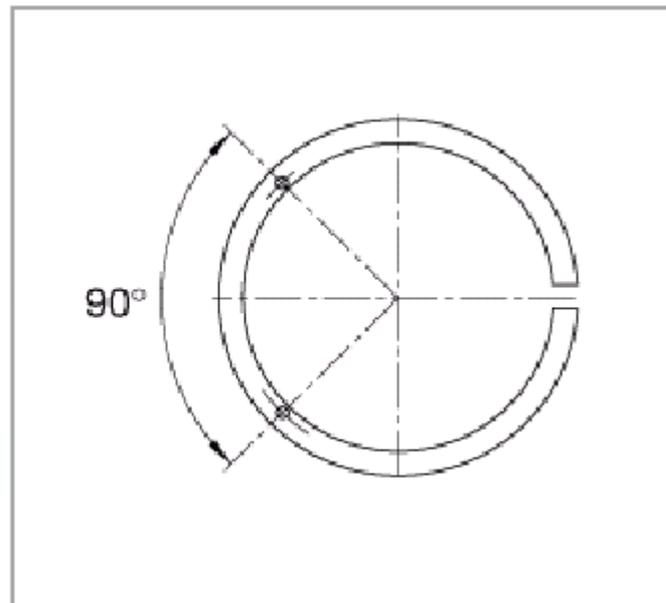


Figura 3

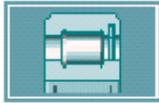


### AH313G

Figura 1, Figura 2, Figura 3,

$d_H$	60 mm	
$l$	42 mm	
$a$	3 mm	
$b$	8 mm	
$d$	65 mm	
$d_G$	M70x2 mm	
	60 mm	Eje
$m$	0,224 kg	Peso

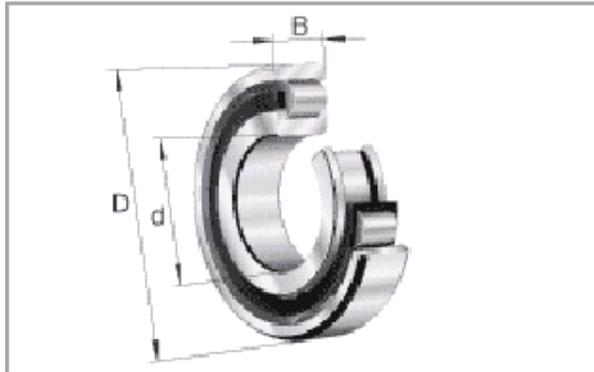
## D.1.3. Rodamientos ejes poleas carro portauñas



## Rodamientos de rodillos cilíndricos N2..E

medidas principales según DIN 5412-1, rodamiento libre, desmontable, con jaula

Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga de la serie seleccionada. Tenga en cuenta sin falta todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo "Descripción" del menú. Para recibir material de información adicional contacte con nosotros por e-mail ([sales\\_promotion@fag.de](mailto:sales_promotion@fag.de)) o teléfono +49 (9721) 91 # 45 84.



	d	D	B
N202E.TVP2	15 mm	35 mm	11 mm
N203E.TVP2	17 mm	40 mm	12 mm
N204E.TVP2	20 mm	47 mm	14 mm
N205E.TVP2	25 mm	52 mm	15 mm
N206E.TVP2	30 mm	62 mm	16 mm
N207E.TVP2	35 mm	72 mm	17 mm
N208E.TVP2	40 mm	80 mm	18 mm
N209E.TVP2	45 mm	85 mm	19 mm
N210E.TVP2	50 mm	90 mm	20 mm
N211E.TVP2	55 mm	100 mm	21 mm
N212E.TVP2	60 mm	110 mm	22 mm
N213E.TVP2	65 mm	120 mm	23 mm
N214E.TVP2	70 mm	125 mm	24 mm
N215E.TVP2	75 mm	130 mm	25 mm
N216E.TVP2	80 mm	140 mm	26 mm
N217E.TVP2	85 mm	150 mm	28 mm
N218E.TVP2	90 mm	160 mm	30 mm
N219E.TVP2	95 mm	170 mm	32 mm
N220E.TVP2	100 mm	180 mm	34 mm
N221E.M1	105 mm	190 mm	36 mm
N222E.TVP2	110 mm	200 mm	38 mm
N224E.TVP2	120 mm	215 mm	40 mm
N226E.TVP2	130 mm	230 mm	40 mm
N228E.M1	140 mm	250 mm	42 mm
N230E.M1	150 mm	270 mm	45 mm
N232E.M1	160 mm	290 mm	48 mm
N234E.M1	170 mm	310 mm	52 mm
N238E.M1	190 mm	340 mm	55 mm
N240E.M1	200 mm	360 mm	58 mm
N248E.M1	240 mm	440 mm	72 mm

Figura 1

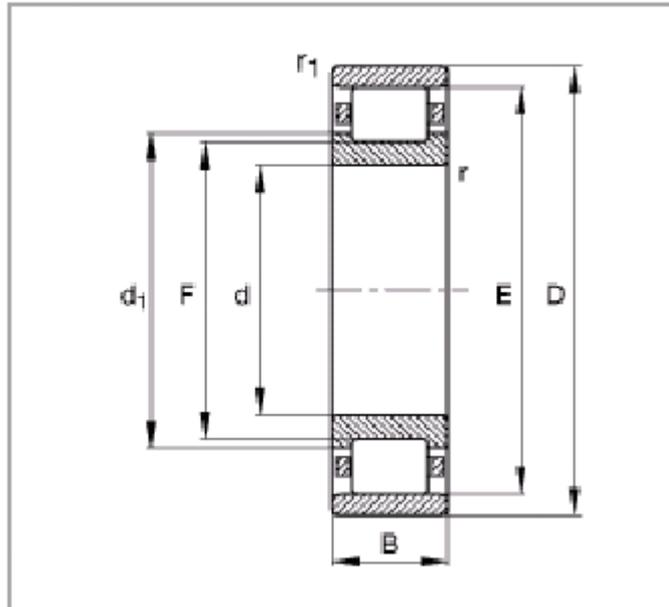


Figura 2

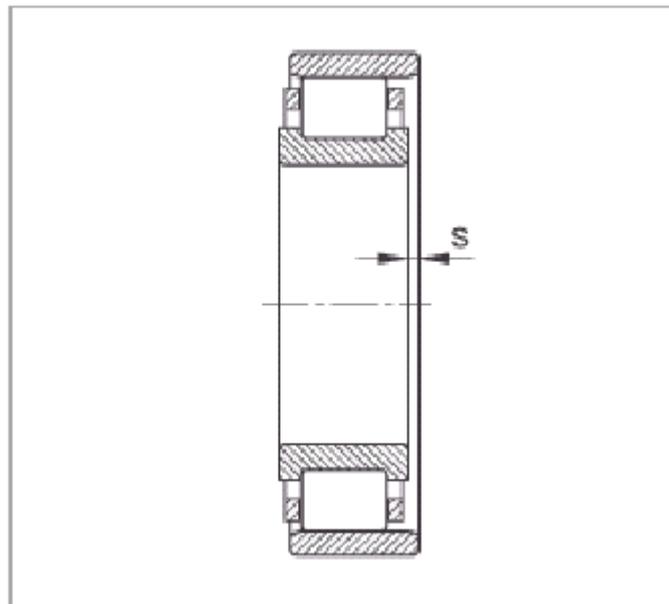


Figura 3

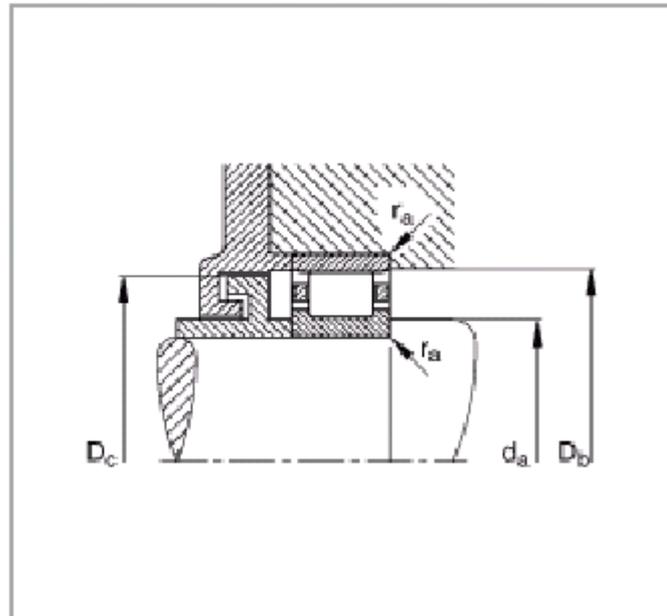
**N211E.TVP2**

Figura 1, Figura 2, Figura 3,

d	55 mm	
D	100 mm	
B	21 mm	
d <sub>i</sub>	70,8 mm	
D <sub>a max</sub>	91 mm	
d <sub>a min</sub>	62 mm	
D <sub>b min</sub>	91 mm	
D <sub>c max</sub>	89 mm	
E	90 mm	
F	66 mm	
r <sub>1 min</sub>	1,1 mm	
r <sub>a1 max</sub>	1 mm	
r <sub>a max</sub>	1,5 mm	
r <sub>min</sub>	1,5 mm	
s	0,8 mm	Desplazamiento axial desde la posición central
m	0,668 kg	Peso
C <sub>r</sub>	83000 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C <sub>0r</sub>	95000 N	Capacidad de carga estática, radial
n <sub>G</sub>	7000 1/min	Velocidad límite
n <sub>B</sub>	6700 1/min	Velocidad de referencia
C <sub>ur</sub>	12700 N	Carga límite de fatiga, radial

## D.1.4. Rodamientos ejes poleas superiores mástil

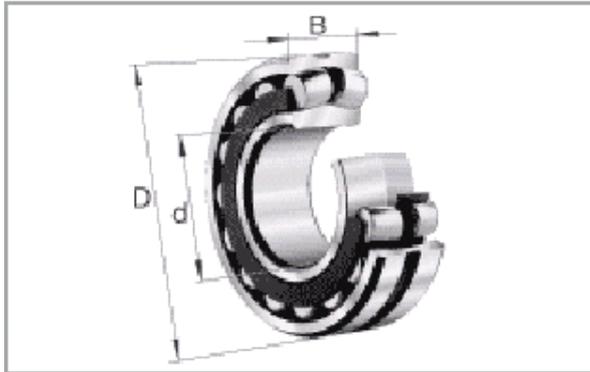


## Rodamientos oscilantes de rodillos 222..E1

medidas principales según DIN 635-2



Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga de la serie seleccionada. Tenga en cuenta sin falta todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo "Descripción" del menú. Para recibir material de información adicional contacte con nosotros por e-mail (sales\_promotion@fag.de) o teléfono +49 (9721) 91 # 45 84.



	d	D	B
22205E1	25 mm	52 mm	18 mm
22206E1	30 mm	62 mm	20 mm
22207E1	35 mm	72 mm	23 mm
22208E1	40 mm	80 mm	23 mm
22209E1	45 mm	85 mm	23 mm
22210E1	50 mm	90 mm	23 mm
22211E1	55 mm	100 mm	25 mm
22212E1	60 mm	110 mm	28 mm
22213E1	65 mm	120 mm	31 mm
22214E1	70 mm	125 mm	31 mm
22215E1	75 mm	130 mm	31 mm
22216E1	80 mm	140 mm	33 mm
22217E1	85 mm	150 mm	36 mm
22218E1	90 mm	160 mm	40 mm
22219E1	95 mm	170 mm	43 mm
22220E1	100 mm	180 mm	46 mm
22222E1	110 mm	200 mm	53 mm
22224E1	120 mm	215 mm	58 mm
22226E1	130 mm	230 mm	64 mm
22228E1	140 mm	250 mm	68 mm
22230E1	150 mm	270 mm	73 mm
22232E1	160 mm	290 mm	80 mm
22234E1	170 mm	310 mm	86 mm
22236E1	180 mm	320 mm	86 mm

Figura 1

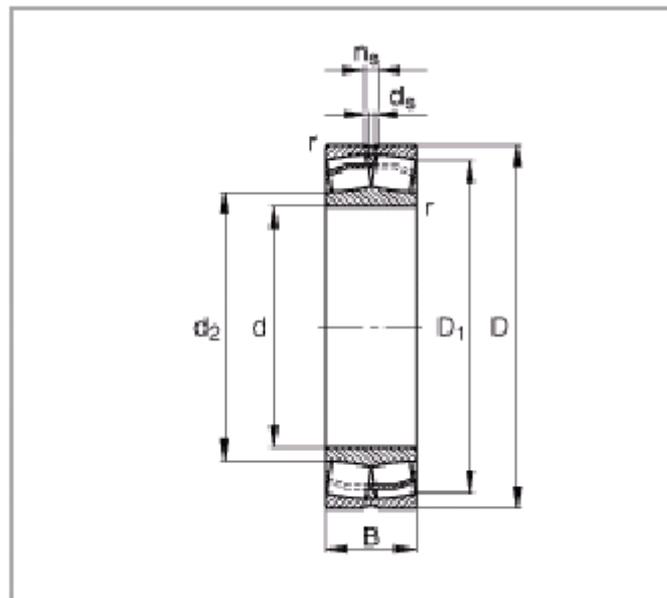
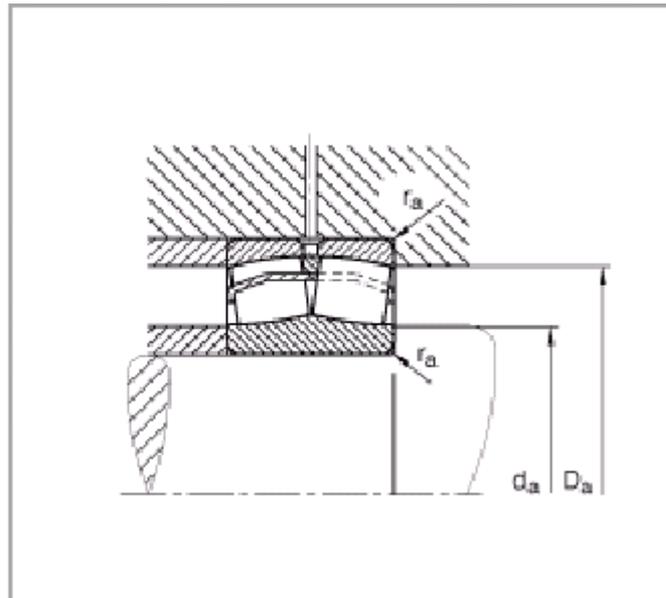


Figura 2



22209E1



Figura 1, Figura 2,

d	45 mm	
D	85 mm	
B	23 mm	
D <sub>1</sub>	75,6 mm	
d <sub>2</sub>	54,8 mm	
D <sub>a max</sub>	78 mm	
d <sub>a min</sub>	52 mm	
d <sub>s</sub>	3,2 mm	
l <sub>s</sub>	4,8 mm	
f <sub>a max</sub>	1 mm	
f <sub>min</sub>	1,1 mm	
m	0,589 kg	Peso
C <sub>r</sub>	110000 N	Capacidad de carga dinámica, radial
e	0,26	
Y <sub>1</sub>	2,62	
Y <sub>2</sub>	3,9	
C <sub>0r</sub>	106000 N	Capacidad de carga estática, radial
Y <sub>0</sub>	2,56	
n <sub>s</sub>	10000 1/min	Velocidad límite
n <sub>b</sub>	6700 1/min	Velocidad de referencia
C <sub>ur</sub>	12000 N	Carga límite de fatiga, radial

## D.2. Accionamientos

### D.2.1. Convertidor de frecuencia

#### Descripción



#### Campo de aplicación

El convertidor MICROMASTER 440 se puede usar en numerosas aplicaciones de accionamiento con velocidades variables. Su flexibilidad permite utilizarlo para una amplia gama de aplicaciones. Este extenso campo de aplicación incluye la función de grúas y equipos elevadores, almacenes de estanterías elevadas, máquinas de la industria de elaboración de alimentos y bebidas, máquinas empaquetadoras, etc.; es decir, aplicaciones en las que se requiere una funcionalidad y una dinámica superiores a lo normal.

Este convertidor se caracteriza particularmente por su funcionalidad adaptada a los deseos de la clientela y su gran facilidad de aplicación. El gran margen de la tensión de alimentación de la red permite aplicarlo en todo el mundo.

#### Estructura

El convertidor MICROMASTER 440 tiene estructura modular. Los paneles de operador y los módulos se pueden descambiar.

#### Normas internacionales

- El convertidor MICROMASTER 440 cumple los requisitos de la Directiva comunitaria sobre baja tensión
- El convertidor MICROMASTER 440 tiene el marcado **CE**
- Certificado conforme a **UL** y **cUL**
- **c-tick**

#### Nota:

- Normas: véase anexo.

#### Características principales

- Puesta en servicio simple, guiada por diálogo
- Configuración particularmente flexible gracias a la estructura modular
- 6 entradas digitales libremente parametrizables y aisladas galvánicamente
- 2 entradas analógicas (0 V a 10 V, 0 - 4 mA a 20 mA, escalable) a elección aplicable como séptima/octava entrada digital
- 2 salidas analógicas parametrizables (0 - 4 mA a 20 mA)
- 3 salidas por relé parametrizables (DC 30 V/5 A de carga ohmica; AC 250 V/2 A de carga inductiva)
- funcionamiento del motor silencioso gracias a elevadas frecuencias de pulsación, ajustable (obsérvense en su caso los datos de reducción de potencia (derating))
- Protección para motor y convertidor.

#### Accesorios (resumen)

- Filtro CEM clase A/B
- Filtro LC
- Bobinas de conmutación de red
- Bobinas de salida
- Placas de conexión de pantallas
- Panel del operador Basic Operator Panel (BOP) para la parametrización de un convertidor
- Panel AOP (Advanced Operator Panel) con textos explícitos visualizados en varios idiomas
- Panel de texto explícito Asian Advanced Operator Panel (AAOP) con visualización en chino y en inglés
- Módulos de comunicación - PROFIBUS - DeviceNet - CANopen
- Módulo de encoder
- Kits de conexión para PC
- Kits para montar los paneles de operador en puertas de armarios
- Programas de PC para la puesta en servicio en el entorno de Windows 95/98 y NT/2000/XP Professional.
- Integración TIA con Drive ES

		Descripción
<b>Datos mecánicos</b>		
	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Ejecución modular</li> <li>■ Temperatura de servicio <u>0,12 kW a 75 kW:</u> -10 °C a +50 °C (+14 °F a +122 °F) <u>90 kW a 200 kW:</u> -0 °C a +40 °C (+32 °F a +104 °F)</li> <li>■ Caja compacta gracias a la gran densidad de potencia</li> <li>■ Simple conexión por cable; conexiones de red y motor separadas para optimizar la compatibilidad electromagnética</li> <li>■ Paneles de operador enchufables</li> <li>■ Regletero de mando con bornes sin tornillos en tarjeta E/S extraíble.</li> </ul>	
<b>Características funcionales</b>		
	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Tecnología IGBT de la última generación</li> <li>■ Control por microprocesador digital</li> <li>■ Regulación vectorial de alta calidad Vector Control</li> <li>■ Regulación corriente-flujo (FCC) para la respuesta dinámica mejorada y el control optimizado del motor</li> <li>■ Característica <math>v/f</math> lineal</li> <li>■ Característica <math>v/f</math> cuadrática</li> <li>■ Característica multipunto (característica <math>v/f</math> parametrizable)</li> <li>■ Regulación/Control de par</li> <li>■ Rearranque al vuelo</li> <li>■ Compensación de deslizamiento</li> <li>■ Rearranque automático tras un corte de corriente o una anomalía</li> <li>■ Módulos funcionales libres para operaciones lógicas y aritméticas</li> <li>■ Respaldo cinético</li> <li>■ Rampa de deceleración con posicionamiento</li> <li>■ Fácil regulación del proceso gracias al regulador PID interno de alta calidad (autotuning)</li> <li>■ Tiempos de aceleración/ deceleración parametrizables de 0 s a 650 s</li> <li>■ Redondeo de rampas</li> <li>■ Rápida limitación de la corriente (FCL) para un funcionamiento sin anomalías</li> <li>■ reacción rápida y reproducible de las entradas digitales</li> <li>■ Especificación precisa de los valores de consigna gracias a 2 entradas analógicas de alta resolución de 10 bit</li> <li>■ Frenado combinado para la parada rápida controlada</li> <li>■ Chopper de frenado integrado (solo para convertidores 0,12 kW a 75 kW)</li> <li>■ 4 bandas de frecuencia inahibibles</li> <li>■ condensador "Y" desmontable para la utilización con redes IT (en las redes sin puesta a tierra, el condensador "Y" deberá retirarse e instalarse una bobina de salida).</li> </ul>	
<b>Características de protección</b>		
	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Capacidad de sobrecarga</li> <li>– <b>Modo CT</b> <u>0,12 kW a 75 kW:</u> Corriente de sobrecarga 1,5 x la corriente de salida asignada (es decir, 150 % de la capacidad de sobrecarga) durante 60 s, tiempo de ciclo 300 s, y 2 x la corriente de salida asignada (es decir, 200 % de la capacidad de sobrecarga) durante 3 s, tiempo de ciclo 300 s</li> <li><u>90 kW a 200 kW:</u> Corriente de sobrecarga 1,36 x la corriente asignada de salida (es decir, un 136 % de la capacidad de sobrecarga) durante 57 s, tiempo de ciclo 300 s, y 1,6 x la corriente de salida asignada (es decir, un 160 % de la capacidad de sobrecarga) durante 3 s, tiempo de ciclo 300 s</li> <li>– <b>Modo VT</b> <u>5,5 kW a 90 kW:</u> Corriente de sobrecarga de 1,4 x la corriente de salida asignada (es decir, un 140 % de la capacidad de sobrecarga) durante 3 s y 1,1 x la corriente de salida asignada (es decir, un 110 % de la capacidad de sobrecarga) durante 60 s, tiempo de ciclo 300 s</li> <li><u>110 kW a 250 kW:</u> Corriente de sobrecarga de 1,5 x la corriente de salida asignada (es decir, un 150 % de la capacidad de sobrecarga) durante 1 s y 1,1 x la corriente de salida asignada (es decir, un 110 % de la capacidad de sobrecarga) durante 59 s, tiempo de ciclo 300 s</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Protección de sobreten-sión/tensión mínima</li> <li>■ Protección de sobretempe-ratura para el convertidor</li> <li>■ Conexión especial directa para PTC o KTY para prote-ger el motor</li> <li>■ Protección de defecto a tierra</li> <li>■ Protección contra corto-circuitos</li> <li>■ Protección térmica del motor <math>I^2t</math></li> <li>■ Protección contra el bloqueo del motor</li> <li>■ Protección contra el vuelco del motor</li> <li>■ Bloqueo de parámetros.</li> </ul>

## Accesorios Accesorios selectivos

### Sinopsis

#### Filtro CEM clase A

Filtro para convertidores sin filtro integrado para

- 3 AC 200 V a 240 V, tamaños constructivos A y B
- 3 AC 380 V a 480 V, tamaños A, FX, GX.

Los filtros para los tamaños FX y GX sólo deben usarse en combinación con una bobina de conmutación de red.

Todos los demás convertidores pueden suministrarse con filtro integrado de la clase A.

Los requerimientos se cumplen con cables apantallados con la longitud máxima de 25 m.

#### Filtro CEM clase B

Filtro para convertidores sin filtro integrado para

- 3 AC 200 V a 240 V, tamaños constructivos A y B
- 3 AC 380 V a 480 V, tamaño constructivo A.

Los requerimientos se cumplen con cables apantallados con la longitud máxima de 25 m.

Para los convertidores de 15 kW a 75 kW sin filtro pueden usarse los filtros CEM de la clase B de la Cta. Schaffner.

Las exigencias se cumplen con cables apantallados con la longitud máxima de 25 m a 50 m (depende del tipo, consulte los detalles).

Dotado de este filtro el convertidor cumple la norma de emisiones EN 55 011, clase B.

#### Filtro CEM adicional clase B

Disponible para convertidores con filtro CEM integrado de la clase A, tamaños A, B, C.

Los requerimientos se cumplen con cables apantallados con la longitud máxima de 25 m.

Dotado de este filtro el convertidor cumple la norma de emisiones EN 55 011, clase B.

#### Filtro clase B con bajas corrientes de derivación

Filtro CEM para convertidores de 1 AC 200 V a 240 V, tamaños A y B sin filtro CEM integrado de la clase A.

Dotado de este filtro, el convertidor cumple la norma de emisiones EN 55 011, clase B. Las corrientes de defecto a tierra se reducen a < 3,5 mA.

Los requerimientos se cumplen con cables apantallados con la longitud máxima de 5 m.

#### Corrientes de derivación:

Las corrientes de defecto a tierra de los convertidores con/sin filtro (integrado/externo) pueden sobrepasar 30 mA. En la práctica, los valores típicos están comprendidos en la gama de 10 mA a 50 mA. Los valores exactos dependen de la estructura, el entorno y las longitudes de los cables. No se puede garantizar un servicio exento de anomalías con interruptores diferenciales que presenten una sensibilidad de 30 mA. En cambio, el servicio en interruptores diferenciales con una sensibilidad de 300 mA es posible. Los detalles pueden consultarse en las instrucciones de servicio.

#### Filtro LC

El filtro LC limita la derivada de la tensión respecto al tiempo, así como las corrientes capacitivas por cambios de carga durante el servicio normal del convertidor. Por lo tanto, durante el servicio con filtro LC se pueden usar cables de motor apantallados mucho más largos y la durabilidad del motor alcanzará valores como en una alimentación directa por la red. El uso de una bobina de salida no se requiere con ese. Los filtros LC pueden emplearse para todos los MICROMASTER 440 en los tamaños de A a F.

- Tamaños constructivos A y B: Se admiten como máximo dos componentes de montaje en subestructura más el convertidor. El filtro LC debe montarse como componente más bajo.

- Tamaño constructivo C: Para el tamaño C sólo se admite un componente de montaje en subestructura. Si se utilizan una bobina de red y un filtro LC, la bobina de red deberá montarse a la izquierda del convertidor. Distancia necesaria: 75 mm.
- Tamaños constructivos D a F: Los filtros LC de las formas constructivas de D a F están diseñados para el montaje vertical en el interior del armario eléctrico. Condicionado por la dispersión física de la línea de flujo, se recomienda observar la distancia mínima de 50 mm hacia los módulos y componentes de metal vecinos.

Si se usan filtros LC deberá observarse lo siguiente:

- Sólo se admite control FCC,  $v/f$
- Carga adicional del convertidor: aprox. 10% a 15%
- El servicio sólo es admisible con la frecuencia de pulsación de 4 kHz.

La frecuencia de salida está limitada a 150 Hz.

#### Bobinas de conmutación de red

Las bobinas de conmutación de red se aplican para alisar picos de tensión o para puentear microcaídas debidas a la conmutación. Además, las bobinas de conmutación de red reducen los efectos de los armónicos sobre el convertidor y la red. Si la impedancia de red es < 1%, se debe colocar una bobina de conmutación de red para reducir los picos de corriente.

Conforme a las prescripciones de la EN 61 000-3-2 "Valores límite para corrientes armónicas con corriente de entrada al aparato  $\leq$  de 16 A por fase", existen aspectos particulares para los accionamientos en el margen de 250 W a 550 W y alimentaciones de red monofásicas de 230 V que se emplean en aplicaciones no industriales (primer entorno).

Para los aparatos con 250 W y con 370 W deben montarse las bobinas de entrada recomendadas o sino deberá

solicitarse el permiso correspondiente de la empresa de suministro de corriente para la conexión con la red de suministro de corriente pública. Para aparatos de uso profesional con una potencia de conexión > 1 kW no existe actualmente ninguna definición de los valores límite en el marco de la norma EN 61 000-3-2, por lo que los convertidores con  $\geq$  0,75 kW satisfacen la norma EN 61 000-3-2.

#### Bobina de salida

Para reducir las corrientes capacitivas de equilibrado y  $dV/dt$  en cables de motor > 50 m (con apantallamiento) ó > 100 m (sin apantallamiento) se pueden adquirir bobinas de salida.

Las longitudes de cable máx. se pueden ver en los datos técnicos.

#### Resistencia de freno

Las resistencias de freno están diseñadas para el uso con los convertidores de la serie MICROMASTER 440, tamaños de A a F, con chopper de frenado integrado y permiten el frenado rápido de cargas con un considerable momento de inercia. Durante el frenado del motor y de la carga, la energía excedente se reconduce al convertidor. Esto provoca un aumento de la tensión en el circuito intermedio de corriente continua. El convertidor deriva la energía excedente a la resistencia de freno instalada.

En los convertidores MICROMASTER 440 de los tamaños FX y GX pueden usarse las unidades de freno externas SIMOVERT MASTER-DRIVES y las resistencias de freno correspondientes (véase el catálogo DA 65.10).

#### Placa de conexión de pantallas

Disponible para los convertidores de las medidas A, B, C. Los convertidores a partir de la medida D llevan la placa de conexión de pantallas integrada. La placa de conexión de pantallas facilita la conexión de la pantalla de los cables de potencia y de control, garantizando así la compatibilidad electromagnética óptima.

**Sinopsis****Basic Operator Panel (BOP)**

El BOP permite ajustar los parámetros de manera personalizada. Los valores y las unidades se visualizan en un display de 5 dígitos.



Basic Operator Panel (BOP)

Un BOP puede utilizarse para varios convertidores. Puede enchufarse directamente en el convertidor o montarse con un kit de montaje en la puerta del armario eléctrico.

**Advanced Operator Panel (AOP)**

El panel AOP permite leer y modificar cómodamente los parámetros del MICROMASTER 440. A diferencia del BOP, los parámetros se pueden representar directamente en varios idiomas, con el valor y el significado en texto explícito; desplazando (scroll) rápidamente la dirección.



Advanced Operator Panel (AOP)

El panel AOP se enchufa directamente en el convertidor, o se comunica con el convertidor a través de un kit de montaje para puertas. En combinación con el kit de montaje en puerta del AOP para varios convertidores, el AOP ofrece una comunicación por bus con hasta 30 convertidores, como máximo, con una velocidad de transferencia de 38 kbaud. (RS-485, USS).

El panel AOP sigue soportando las funciones de servicio de download & upload de juegos de parámetros completos.

**Asian Advanced Operator Panel (AAOP)**

El AAOP es la versión china del panel del operador AOP. Dispone de una pantalla mejorada y soporta los idiomas de usuario chino (Chinese Simplified) e inglés.



Asian Advanced Operator Panel (AAOP)

**Módulo PROFIBUS**

Para la conexión PROFIBUS completa con  $\leq 12$  Mbaud. El convertidor puede mandarse a distancia a través del módulo PROFIBUS. Con un panel – enchufado en el módulo PROFIBUS – es posible combinar el mando a distancia con el mando local. El módulo PROFIBUS puede alimentarse externamente con DC 24 V, con lo que permanece activo aunque el convertidor esté separado de la red.

Las conexiones se establecen a través de un conector sub-D de 9 polos (suministrable como accesorio).

**Módulo DeviceNet**

Para la interconexión en red de los convertidores con el sistema de bus de campo DeviceNet, muy extendido en el mercado americano. Se puede alcanzar una velocidad de transmisión máxima 500 kbaud. El convertidor puede mandarse a distancia a través del módulo DeviceNet. Con un panel – enchufado en el módulo DeviceNet – es posible combinar el mando a distancia con el mando local.

La conexión al bus DeviceNet se efectúa a través de un conector de 5 polos enchufable con bornes.

**Módulo CANopen**

El módulo de comunicación CANopen permite conectar el convertidor en red con el sistema de bus de campo CANopen, facilitando así el mando a distancia.

Con el panel del operador – conectado en el módulo CANopen – es posible combinar el mando a distancia con el mando local del convertidor.

El módulo se conecta con el sistema de bus por medio de un conector sub-D de 9 polos.

**Módulo de encoder**

El módulo de encoder permite conectar casi todos los generadores de impulsos digitales directamente con el convertidor.

Ofrece las siguientes funciones:

- Velocidad cero con el momento de carga total
- Regulación de velocidad con alta precisión
- Mayor dinámica de la regulación de la velocidad y del par de giro.

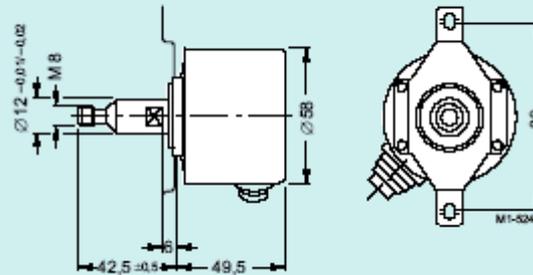
Este módulo se puede emplear con generadores de impulsos HTL y TTL (High-voltage Transistor Logic, 24 V y Transistor Logic, 5 V).

## D.2.2. Generador de impulsos

Gener. de impulsos 1XP8 001



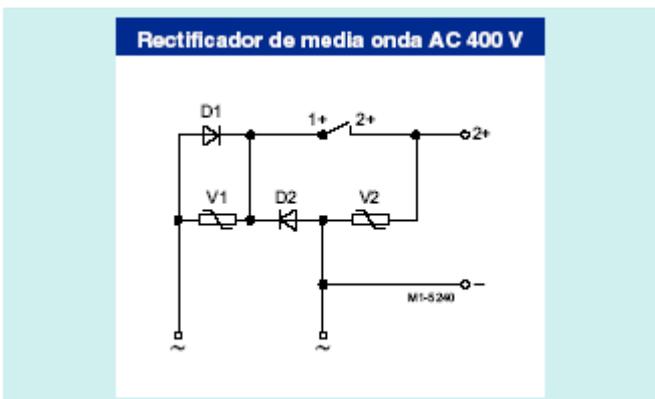
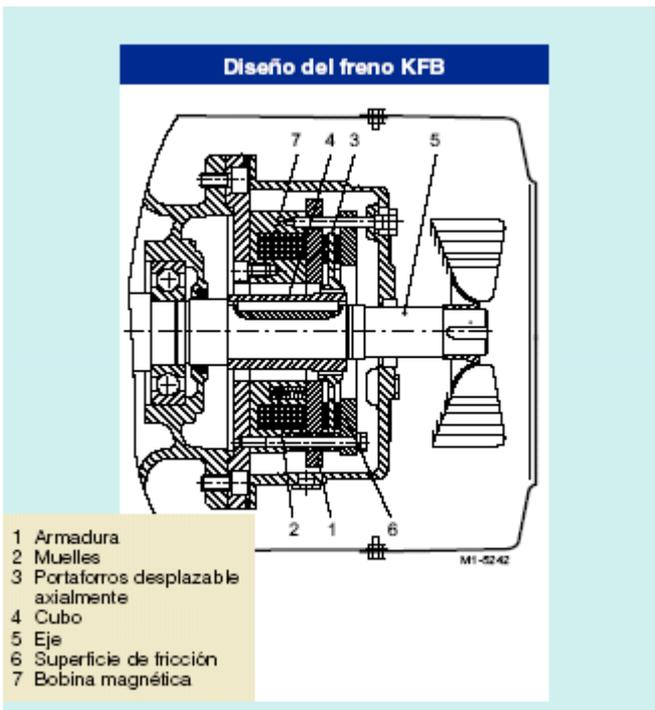
Dimensiones del generador de impulsos 1XP8 001



## Datos técnicos del generador de impulsos

	1XP8 001-1 (versión HTL) +10 V a +30 V	1XP8 001-2 (versión TTL) 5 V $\pm 10\%$
Tensión de alimentación $U_B$	1XP8 001-1 (versión HTL) +10 V a +30 V	1XP8 001-2 (versión TTL) 5 V $\pm 10\%$
Consumo de corriente sin carga	200 mA	150 mA
Corriente de carga admisible por salida	máx. 100 mA	máx. 20 mA
Pulsos por revolución	1024	1024
Salidas	2 pulsos de onda cuadrada A, B – 2 pulsos de onda cuadrada invertida A, B pulso cero y pulso cero invertido	
Desfase de pulsos entre las dos salidas	$90^\circ \pm 20\%$	$90^\circ \pm 20\%$
Amplitud de salida	$U_{High} > U_B - 3,5 V$ $U_{Low} < 3 V$	$U_{High} > 2,5 V$ $U_{Low} < 0,5 V$
Minima distancia entre flancos	0,8 $\mu s$ a 160 kHz	0,45 $\mu s$ a 300 kHz
Pendiente de los flancos (sin carga, sin cable)	$t_r, t_f \leq 200 ns$	$t_r, t_f \leq 100 ns$
Frecuencia máxima	160 kHz	300 kHz
Máxima velocidad de giro	9000 $min^{-1}$	12000 $min^{-1}$
Margen de temperaturas	$-20^\circ C$ a $+80^\circ C$	$-20^\circ C$ a $+100^\circ C$
Grado de protección	IP66	IP66
Máxima fuerza radial admisible	60 N	60 N
Máxima fuerza axial admisible	40 N	40 N
Conexión	conector macho de 12 pines (el conector hembra también forma parte del alcance de suministro)	
Certificación	CSA, UL	CSA, UL
Peso	0,3 kg	0,3 kg

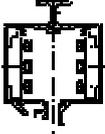
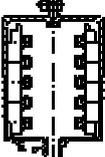
### D.2.3. Freno electromagnético



## D.3. Alimentación al transelevador

### D.3.1. Riel electrificado



Coductor systems	Type	Number of conductors	Ampacity [A] at 80 % duty factor / 35° C	max. voltage [V]
	LSV	4 - 5 6 - 7	60 - 300 60 - 200	600 600
	LSVG	6 - 8 9 - 11	60 - 300 60 - 200	600 600

### D.3.2. Cadena portacables

<b>Serie 1000</b>		<b>Tipo</b>	<b>Características</b>	<b>Art.</b>	<b>Alt.</b>	<b>Radio</b>	<b>Base</b>	<b>Eslab/m</b>	<b>Unidad</b>
		1000	No inspeccionable	10.18.10	10	18	10	50	metro
		1010	Estribo	1010					c/u
<b>Serie 1700</b>		<b>Tipo</b>	<b>Características</b>	<b>Art.</b>	<b>Alt.</b>	<b>Radio</b>	<b>Base</b>	<b>Eslab/m</b>	<b>Unidad</b>
		1701	No inspeccionable	17.40.20	17	40	20	29	metro
		1702	No inspeccionable	17.40.25	17	40	25	29	metro
		1703	No inspeccionable	17.80.35	17	80	35	29	metro
		1710	Estribos 17.40.20	1710					c/u
		1720	Estribos 17.40.25	1720					c/u
		1730	Estribos 17.80.35	1730					c/u
<b>Serie 2700</b>		<b>Tipo</b>	<b>Características</b>	<b>Art.</b>	<b>Alt.</b>	<b>Radio</b>	<b>Base</b>	<b>Eslab/m</b>	<b>Unidad</b>
		2701	Semi inspeccionable	27.70.30	27	70	30	22	metro
		2702	Semi inspeccionable	27.110.45	27	110	45	22	metro
		2703	Semi inspeccionable	27.110.65	27	110	65	22	metro
		2710	Estribos	2710					c/u
		2720	Separadores	2720					c/u

## D.4. PLC y módulos

### D.4.1. PLC S7 300

#### Sinopsis

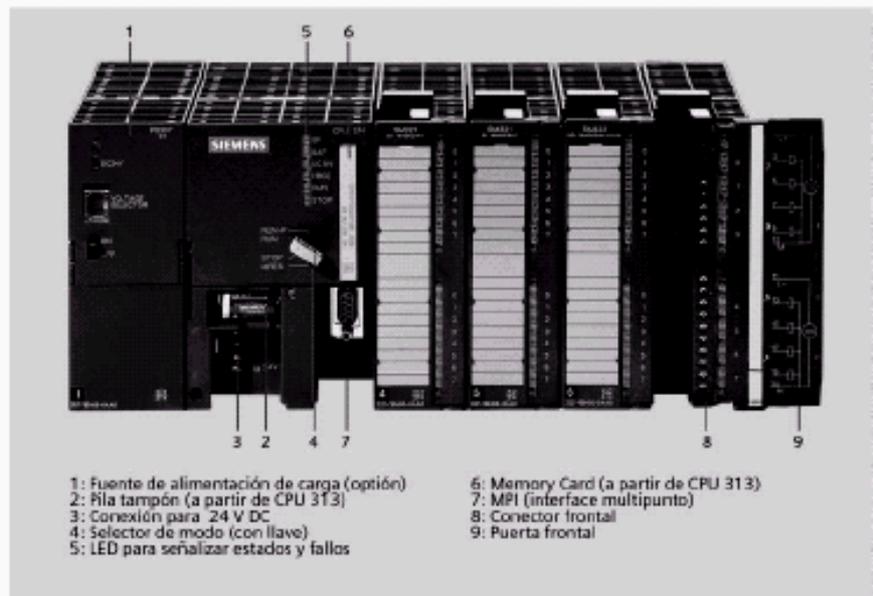


Fig. 4/1 Automata programable SIMATIC S7-300

#### SIMATIC S7-300

- El sistema de miniautomatas modulares para las gamas baja y media
- Con un amplio abanico de módulos para una adaptación óptima a la tarea de automatización en particular
- De aplicación flexible gracias a la posibilidad de realizar estructuras descentralizadas e interconexiones por red
- Cómodo de aplicar gracias a su facilidad de uso y a su instalación simple y sin necesidad de ventilación
- Ampliable sin problemas en el caso de que aumenten las tareas
- Potente gracias a la gran cantidad de funciones integradas

#### SIMATIC S7-300F

- PLC seguridad positiva para instalaciones en la industria manufacturera con elevadas exigencias de seguridad
- Cumple los requisitos de seguridad hasta SIL 3 según IEC 61508, AK6 según DIN V 19250 y catálogo 4 según EN 954-1
- Basado en el S7-300 con módulos de seguridad positiva
- En el PLC se pueden usar también módulos estándar para las aplicaciones que no exigen seguridad positiva

#### SIMATIC S7-300 Outdoor<sup>®</sup>

- El autómata para trabajar en las más duras condiciones ambientales
- Con rango de temperatura ampliado de -25 a +60 °C (+70 °C en preparación)
- Admite condensación esporádica de corta duración y mayor sollicitación mecánica
- Con la probada tecnología PLC del S7-300
- Confortable en el manejo, la programación, el mantenimiento y el servicio técnico
- Ideal para sectores como la fabricación de vehículos, el medio ambiente, la minería, industrias químicas, sistemas de transporte de mercancías, industria alimenticia, etc.
- Sustituye a las caras soluciones específicas

**Datos técnicos**

Datos técnicos generales S7-300, S7-300F	
Grado de protección	IP 20 según IEC 529
Temperatura ambiente	
• con instalación horizontal	0 a 60 °C
• con instalación vertical	0 a 40 °C
Humedad relativa del aire	5 a 95%, sin condensación (RH grado de severidad 2 según IEC 1131-2)
Presión atmosférica	795 a 1080 hPa
Aislamiento	
• circuitos 24 V DC	tensión de prueba 500 V DC
• circuitos 230 V AC	tensión de prueba 1460 V AC
Compatibilidad electromagnética	requerimientos de las Directivas CEM; inmunidad a interferencias EN 50082-2, prueba según: IEC 801-2, ENV 50140, IEC 801-4, ENV 50141, IEC 801-5; Emisión de interferencias conforme a EN 50081-2, prueba según EN 55011, clase A, grupo 1
Solicitaciones mecánicas	
• vibraciones ensayadas según/con	IEC 68, parte 2-6/10 a 58 Hz; amplitud constante 0,075 mm; 58 a 150 Hz; aceleración constante 1 g; duración vibraciones: 10 barridos de frecuencia por eje en dirección a cada uno de los tres ejes perpendiculares entre sí
• choques ensayados según/con	IEC 68, parte 2-27/onda semisenoidal; intensidad del choque 15 g (valor cresta), duración 11 ms

Datos técnicos generales S7-300 Outdoor	
<b>Condiciones ambientales climáticas</b>	
Temperatura	Montaje horizontal: -25 °C a 60 °C (70 °C en fase de preparación) Montaje vertical: -25 °C a 40 °C
Humedad relativa del aire	5 a 95 %; Se admite una condensación de corta duración, equivale a una humedad relativa del aire (RH) grado de severidad 2 según IEC 1131-2 y IEC 721 3-3 cl. 3K5
Formación breve de hielo	-25 °C a 0 °C IEC 721 3-3 cl. 3K5
Presión atmosférica	1080 a 795 hPa equivale a una altura de -1000 a 2000 m
Concentración de sustancias tóxicas	SO <sub>2</sub> : < 0,5 ppm; humedad relativa del aire < 60% Prueba: 10 ppm, 4 días H <sub>2</sub> S: < 0,1 ppm; humedad relativa del aire < 60% Prueba: 1 ppm, 4 días (según IEC 721 3-3; clase 3C3)
<b>Condiciones ambientales mecánicas</b>	
Vibraciones	Tipo de vibraciones: barridos de frecuencia con una velocidad de cambio de 1 octava/minuto. 2 Hz ≤ f ≤ 9 Hz, amplitud const. 3,0 mm 9 Hz ≤ f ≤ 150 Hz, aceleración constante 1 g Duración de la vibración: 10 barridos de frecuencia por eje en los tres ejes perpendiculares; ensayos de vibraciones según IEC 68 parte 2-6 (seno) e IEC 721 3-3, clase 3M4
Choques	Tipo de choque: semisenoidal intensidad del choque: 15 g de valor de cresta, 11 ms de duración Sentido de choque: 3 choques en sentido +/- respectivamente, en los tres ejes perpendiculares Ensayo de choque según IEC 68 parte 2-27

## D.4.2. Módulo CPU

Datos técnicos CPUs compactas						
	CPU 312C	CPU 313C	CPU 313C-2 PiP	CPU 313C-2 DP	CPU 314C-2 PiP	CPU 314C-2 DP
<b>Memoria</b>						
Memoria central						
• Integrada	16 KB para programa y datos	32 KB para programa y datos	32 KB para programa y datos	32 KB para programa y datos	48 KB para programa y datos	48 KB para programa y datos
• Ampliable	no	no	no	no	no	no
<b>Memoria de carga</b>						
• Integrada	-	-	-	-	-	-
• Ampliable en FEPRROM	con Micro Memory Card (MMC) hasta 4 MB	con Micro Memory Card (MMC) hasta 4 MB	con Micro Memory Card (MMC) hasta 4 MB	con Micro Memory Card (MMC) hasta 4 MB	con Micro Memory Card (MMC) hasta 4 MB	con Micro Memory Card (MMC) hasta 4 MB
<b>Respaldo de datos</b>						
• Con pila tampón	garantizado con MMC (exento de mantenimiento)					
• Sin pila	-	-	-	-	-	-
	Programa y datos					
<b>Tiempos de ejecución</b>						
Tiempos de ejecución para						
• Operaciones al bit, mín.	0,2 $\mu$ s a 0,4 $\mu$ s	0,1 $\mu$ s a 0,2 $\mu$ s				
• Operaciones de palabra, mín.	1 $\mu$ s	0,5 $\mu$ s	0,5 $\mu$ s	0,5 $\mu$ s	0,5 $\mu$ s	0,5 $\mu$ s
• Aritmética en coma fija, mín.	2 $\mu$ s	1 $\mu$ s				
• Aritmética en coma flotante, mín.	30 $\mu$ s	15 $\mu$ s				

## Datos técnicos CPUs compactas (continuación)

	CPU 312C	CPU 313C	CPU 313C-2 PiP	CPU 313C-2 DP	CPU 314C-2 PiP	CPU 314C-2 DP
<b>Temporizadores/contadores y su remanencia</b>						
Contadores S7	128	256	256	256	256	256
• Remanencia, ajustable	de Z 0 a Z 128	de Z 0 a Z 256	de Z 0 a Z 256			
• Rango de conteo	1 a 999	1 a 999				
Contadores IEC	sí	sí	sí	sí	sí	sí
• Tipo	SFB	SFB	SFB	SFB	SFB	SFB
Temporizadores S7	128	256	256	256	256	256
• Remanencia, ajustable	de T 0 a T 128	de T 0 a T 256	de T 0 a T 256			
• Rango	10 ms a 9990 s	10 ms a 9990 s				
Temporizadores IEC	sí	sí	sí	sí	sí	sí
• Tipo	SFB	SFB	SFB	SFB	SFB	SFB
<b>Áreas de datos y su remanencia</b>						
Marcas	1024	2048	2048	2048	2048	2048
• Remanencia, ajustable	de MB 0 a MB 1024	de MB 0 a MB 2048	de MB 0 a MB 2048			
<b>Bloques</b>						
Tamaño de bloque máx.	16 KB	16 KB				
Cantidad de						
• Alarmas cíclicas	1	1	1	1	1	1
• Alarmas del proceso	1	1	1	1	1	1
• Alarmas horarias	1	1	1	1	1	1
• Alarmas de retardo	1	1	1	1	1	1
Profundidad de anidamiento						
• Por prioridad	8	8	8	8	8	8
• Adicionales dentro de un OB de tratamiento de errores	4	4	4	4	4	4
FBs, máx.	64	128	128	128	128	128
FCs, máx.	64	128	128	128	128	128
Bloques de datos, máx.	63 (DB 0 reservado)	127 (DB 0 reservado)	127 (DB 0 reservado)	127 (DB 0 reservado)	127 (DB 0 reservado)	127 (DB 0 reservado)
<b>Programación</b>						
Lenguaje de programación	STEP 7 V5.1 SP2 (KOP, FUP, AWL); SCL, GRAPH, HiGraph	STEP 7 V5.1 SP2 (KOP, FUP, AWL); SCL, GRAPH, HiGraph	STEP 7 V5.1 SP2 (KOP, FUP, AWL); SCL, GRAPH, HiGraph	STEP 7 V5.1 SP2 (KOP, FUP, AWL); SCL, GRAPH, HiGraph	STEP 7 V5.1 SP2 (KOP, FUP, AWL); SCL, CFC, GRAPH, HiGraph	STEP 7 V5.1 SP2 (KOP, FUP, AWL); SCL, CFC, GRAPH, HiGraph
Niveles de paréntesis	8	8	8	8	8	8
Protección del programa de usuario	Protección por contraseña	Protección por contraseña				
<b>Áreas de direccionamiento (entradas/salidas)</b>						
Área total de direccionamiento de periferia	1024 / 1024 bytes (de libre direccionamiento)	1024 / 1024 bytes (de libre direccionamiento)				
Imagen de proceso	128 / 128 bytes	128 / 128 bytes				
Canales digitales	máx. 256 / 256	máx. 992 / 992	máx. 992 / 992			
Canales analógicos	máx. 64 / 32	máx. 248 / 124	máx. 248 / 124			

## Datos técnicos CPUs compactas (continuación)

	CPU 312C	CPU 313C	CPU 313C-2 PtP	CPU 313C-2 DP	CPU 314C-2 PtP	CPU 314C-2 DP
<b>Configuración máxima</b>						
Aparatos centrales/aparatos de ampliación, máx.	1 / 0	1 / 3	1 / 3	1 / 3	1 / 3	1 / 3
Nº de módulos por sistema	8	31	31	31	31	31
<b>Número de maestros DP</b>						
• Integrados	-	-	-	1	-	1
• Vía CP	1	1	1	1	1	1
<b>Módulos aplicables (recomendación)</b>						
• FM	4	8	8	8	8	8
• CP, punto a punto	2	4	4	4	4	4
• CP, LAN	1	2	2	2	2	2
<b>Hora</b>						
Reloj	sí	sí	sí	sí	sí	sí
• Respaldo en tampón	no	sí	sí	sí	sí	sí
Contador de horas de funcionamiento	1	1	1	1	1	1
Sincronización horaria	sí	sí	sí	sí	sí	sí
<b>Funciones de comunicación</b>						
Número de enlaces totales aplicables para	6	8	8	8	12	12
• Comunicación PG	sí	sí	sí	sí	sí	sí
- Reservado	1	1	1	1	1	1
- Seleccionable	1 a 5	1 a 7	1 a 7	1 a 7	1 a 11	1 a 11
• Comunicación OP	sí	sí	sí	sí	sí	sí
- Reservado	1	1	1	1	1	1
- Seleccionable	1 a 5	1 a	1 a 7	1 a 7	1 a 11	1 a 11
• Comunicación base S7	sí	sí	sí	sí	sí	sí
- Reservado	2	4	4	4	8	8
- Seleccionable	0 a 2	0 a 4	0 a 4	0 a 4	0 a 8	0 a 8
• Enrutamiento	-	-	-	4	-	4
<b>Funciones de señalización S7</b>						
Número de estaciones activables para funciones de señalización (p.ej. OS)	3	5	5	5	7	7
<b>Puertos</b>						
<b>1er puerto</b>						
<b>Funcionalidad</b>						
• MPI	sí	sí	sí	sí	sí	sí
• Maestro DP	no	no	no	no	no	no
• Esclavo DP	no	no	no	no	no	no
• Acoplamiento punto a punto	no	no	sí	no	sí	no

## Datos técnicos CPUs compactas (continuación)

	CPU 312C	CPU 313C	CPU 313C-2 PtP	CPU 313C-2 DP	CPU 314C-2 PtP	CPU 314C-2 DP
<b>MPI</b>						
Longitud del cable (sin repetidor)	50 m	50 m	50 m	50 m	50 m	50 m
Velocidades de transmisión	hasta 187,5 kbits/s	hasta 187,5 kbits/s	hasta 187,5 kbits/s	hasta 187,5 kbits/s	hasta 187,5 kbits/s	hasta 187,5 kbits/s
Número de enlaces	6	8	8	8	12	12
<b>Servicios</b>						
• Comunicación PG/OP	sí	sí	sí	sí	sí	sí
• Comunicación por datos globales	sí	sí	sí	sí	sí	sí
• Número de paquetes GD						
- emisor, máx.	4	4	4	4	4	4
- receptor, máx.	4	4	4	4	4	4
• Tamaño de paquetes GD, máx.	22 bytes	22 bytes	22 bytes	22 bytes	22 bytes	22 bytes
Comunicación básica S7	sí	sí	sí	sí	sí	sí
• Datos útiles por petición, máx.	76 bytes	76 bytes	76 bytes	76 bytes	76 bytes	76 bytes
<b>Comunicación S7</b>						
• A modo de servidor	sí	sí	sí	sí	sí	sí
• A modo de cliente	no	no	no	no	no	no
• Datos útiles por petición, máx.	64 KB	64 KB	64 KB	64 KB	64 KB	64 KB
<b>2º puerto</b>						
Funcionalidad	-	-	-	-	-	-
• MPI	-	-	no	no	no	no
• Maestro DP	-	-	no	sí	no	sí
• Esclavo DP	-	-	no	sí	no	sí
• Punto a punto	-	-	sí	no	sí	no
• Aislamiento galvánico	-	-	sí	sí	sí	sí
Punto a punto	-	-	-	-	-	-
Técnica de transmisión	-	-	RS422 / RS485 (X.27)	-	RS422 / RS485 (X.27)	-
Velocidad de transmisión	-	-	19,2 kbits/s	-	19,2 kbits/s	-
Longitud de cables	-	-	1.200 m	-	1.200 m	-
Protocolos implementados	-	-	ASCII, 3964 (R)	-	ASCII, 3964 (R), RK 512	-
<b>Maestro DP</b>						
Número de enlaces	-	-	-	8 para comunicación PG/OP	-	12 para comunicación PG/OP
• De ellos, reservados	-	-	-	1 para PG, 1 para OP	-	1 para PG, 1 para OP
<b>Servicios</b>						
• Comunicación PG/OP	-	-	-	sí	-	sí
• Apto para comunicación directa entre esclavos	-	-	-	sí	-	sí
• Equidistancia	-	-	-	sí	-	sí
• SYNC/FREEZE	-	-	-	sí	-	sí

## Datos técnicos CPUs compactas (continuación)

	CPU 312C	CPU 313C	CPU 313C-2 PiP	CPU 313C-2 DP	CPU 314C-2 PiP	CPU 314C-2 DP
<b>Servicios</b>	-	-	-	-	-	-
• Comunicación de datos globales	-	-	-	no	-	no
• Comunicación base S7	-	-	-	no	-	no
• Comunicación S7	-	-	-	-	-	-
- a modo de servidor	-	-	-	no	-	no
- a modo de cliente	-	-	-	no	-	no
Velocidades de transmisión	-	-	-	hasta 12 Mbits/s	-	hasta 12 Mbits/s
Número de esclavos DP, máx.	-	-	-	32	-	32
Áreas de direccionamiento máx. (E/S)	-	-	-	1024 / 1024 bytes	-	1024 / 1024 bytes
Datos útiles por esclavo DP, máx. (E/S)	-	-	-	244 / 244 bytes	-	244 / 244 bytes
<b>Tensiones, intensidades</b>						
<b>Tensión de alimentación</b>						
• Valor nominal	24 V DC					
• Margen admisible	20,4 a 28,8 V					
Consumo, típ.	0,5 A	0,7 A	0,9 A	0,9 A	0,8 A	1,0 A
Int. al conectar, típ.	11 A					
Disipación, típ.	6 W incl. entradas/salidas integradas	14 W	10 W	10 W	14 W	14 W
<b>Dimensiones</b>						
Dimensiones de montaje (A x A x P) en mm	80 x 125 x 130	120 x 125 x 130	120 x 125 x 130	120 x 125 x 130	120 x 125 x 130	120 x 125 x 130
Peso, aprox.	410 g	660 g	570 g	570 g	680 g	680 g
<b>Entradas digitales integradas</b>						
Cantidad	10	24	16	16	24	24
<b>Tensión de entrada</b>						
• Valor nominal	24 V DC					
• Con señal "1"	15 a 30 V					
• Con señal "0"	-3 a +5 V					
<b>Aislamiento galvánico</b>						
• En grupos de	10	16 y 8	16	16	16	16
<b>Intensidad de entrada</b>						
• Con señal "1", min./tipo.	8 mA	-8 mA	2 mA / 8 mA	2 mA / 8 mA	-8 mA	-8 mA
<b>Retardo de entrada (para tensión de entrada nominal)</b>						
• Para entradas estándar, tip./máx.	0,1/0,3/3/15 ms	0,1 /0,3/3 / 15 ms	0,1/0,3/3/15 ms	0,1/0,3/3/15 ms	0,1/0,3/3/15 ms	0,1/0,3/3/15 ms
• Para funciones tecnológicas	50 µs	16 µs	8 µs	8 µs	8 µs	8 µs
<b>Conexión de detector BERO a 2 hilos</b>						
• Intensidad de reposo admisible	1,5 mA					
<b>Longitud cables</b>						
• Sin pantalla	600 m					
• Apantallados	1000 m (100 m para funciones tecnológicas)					

## Datos técnicos CPUs compactas (continuación)

	CPU 312C	CPU 313C	CPU 313C-2 PtP	CPU 313C-2 DP	CPU 314C-2 PtP	CPU 314C-2 DP
<b>Salidas digitales integradas</b>						
Cantidad	6	16	16	16	16	16
Tensión nominal de carga L+/L1	24 V DC	24 V DC	24 V DC	24 V DC	24 V DC	24 V DC
• Rango permitido	20,4 a 28,8 V	20,4 a 28,8 V	20,4 a 28,8 V	20,4 a 28,8 V	20,4 a 28,8 V	20,4 a 28,8 V
Tensión de alimentación						
• Con señal "1", máx.	L+ - 0,8 V	L+ - 0,8 V	L+ - 0,8 V	L+ - 0,8 V	L+ - 0,8 V	L+ - 0,8 V
Aislamiento galvánico						
• En grupos de	6	8	8	8	8	8
Intensidad de salida máxima						
• Con señal "1"						
- Valor nominal a 40 °C	0,5 A	0,5 A	0,5 A	0,5 A	0,5 A	0,5 A
- Valor nominal con 60 °C	0,5 A	0,5 A	0,5 A	0,5 A	0,5 A	0,5 A
- Intensidad mínima	5 mA	5 mA	5 mA	5 mA	5 mA	5 mA
• Con señal "0", máx.	0,5 mA	0,5 mA	0,5 mA	0,5 mA	0,5 mA	0,5 mA
Intensidad total de todas las salidas						
• Con 40 °C	100 %	100 %	100 %	100 %	100 %	100 %
• Con 60 °C	50 %	50 %	50 %	50 %	50 %	50 %
Frecuencia de conmutación de las salidas						
• Con carga óhmica	100 Hz	100 Hz	100 Hz	100 Hz	100 Hz	100 Hz
• Con carga inductiva	0,5 Hz	0,5 Hz	0,5 Hz	0,5 Hz	0,5 Hz	0,5 Hz
Limitación de la tensión inductiva de corte a						
	típ. (L+) -48V	típ. (L+) -48V	típ. (L+) -48V	típ. (L+) -48V	típ. (L+) -48V	típ. (L+) -48V
Protección de cortocircuito						
	electrónica, pulsante	electrónica, pulsante	electrónica, pulsante	electrónica, pulsante	electrónica, pulsante	electrónica, pulsante
Longitud cables						
• Sin pantalla	600 m	600 m	600 m	600 m	600 m	600 m
• Apantallados	1000 m	1000 m	1000 m	1000 m	1000 m	1000 m
<b>Salidas analógicas integradas (para intensidad/tensión)</b>						
• Cantidad	-	4	-	-	4	4
• Tensión	-	±10 V, 0 a 10 V	-	-	±10 V, 0 a 10 V	±10 V, 0 a 10 V
• Intensidad	-	±20 mA, 0/4 a 20 mA	-	-	±20 mA, 0/4 a 20 mA	±20 mA, 0/4 a 20 mA
Aislamiento galvánico						
	-	común para los periféricos analógicos	-	-	común para los periféricos analógicos	común para los periféricos analógicos
Resolución bipolar						
	-	11 bits + signo	-	-	11 bits + signo	11 bits + signo
Período de integración (seleccionable)						
• Por canal	-	2,5 / 16,6 / 20ms	-	-	2,5 / 16,6 / 20ms	2,5 / 16,6 / 20ms
Límite básico de error (límite básico de error a 25 °C referido al rango de salida), máx.						
	-	±0,7%	-	-	±0,7%	±0,7%

### D.4.3. Módulo de entradas digitales SM 321

#### Sinopsis



- Entradas digitales para el SIMATIC S7-300
- Permite conectar contactos y detectores de proximidad a 2 hilos (BERO)

#### Datos técnicos

	6ES7 321-1BH02-0AA0 1BH82-0AA0 <sup>1)</sup>	1BH50-0AA0	1BL00-0AA0 1BL80-0AA0 <sup>1)</sup>	1CH00-0AA0	1CH80-0AA0 <sup>1)2)</sup>
Cantidad de entradas	16	16, tipo m	32	16	16
Alarmas	-	-	-	-	-
Diagnóstico	-	-	-	-	-
Tensión nominal de carga L+/L1					
• valor nominal	24 V DC	24 V DC	24 V DC	24 a 48 V AC/DC	48 a 125 V DC
• rango permitido	20,4 V a 28,8 V	-	-	-	-
Tensión de entrada					
• valor nominal	24 V DC	24 V DC	24 V DC	24 a 48 V DC 24 a 48 V AC	48 a 125 V DC
• para señal "1"	13 a 30 V	-13 a -30 V	13 a 30 V	14 a 60 V AC	30 a 146 V DC
• para señal "0"	-30 a +5 V	-5 a +30 V	-30 a +5 V	-5 a 5 V AC	-30 a 15 V DC
• frecuencia	-	-	-	0 a 63 Hz	-
Aislamiento galvánico (al bus posterior)	Optoacoplador			Optoacoplador	Optoacoplador
• en grupos de	16	16	16	1	8
Intensidad de entrada					
• con señal "1", tip.	9,0 mA	7,0 mA	7,0 mA	8 mA	2,6 mA
Retardo de entrada					
• parametrizable	-	-	-	-	-
• con valor nominal de la tensión de entrada	1,2 a 4,8 ms	1,2 a 4,8 ms	1,2 a 4,8 ms	máx. 15 ms	1 a 3 ms
Número de entradas atacables simultáneamente					
• a 40 °C	16	16	32	16 (montaje horizontal y vertical)	16 (a 120 V DC)
• a 60 °C	16	16	16	16 (montaje vertical))	16 (a 60 V DC) ó 10 (a 140 V DC)
• a 70 °C	-	-	-	-	16 (a 60 V DC) ó 6 (a 140 V DC)
Conexión de detectores BERO a 2 hilos	posible	posible	posible	posible	posible
• intensidad de reposo admisible, máx.	1,5 mA	1,5 mA	1,5 mA	1,0 mA	1,0 mA
Longitud de cables					
• sin pantalla	600 m	600 m	600 m	600 m	600 m
• apantallados	1000 m	1000 m	1000 m	1000 m	1000 m

1) SIMATIC Outdoor con rango de temperatura ampliado de -25 a +60 °C  
2) Disponible exclusivamente con rango de temperatura ampliado

## D.4.4. Módulo de salidas digitales SM 322

## Sinopsis



- Salidas digitales para el SIMATIC S7-300
- Permite conectar electroválvulas, contactores, pequeños motores, lámparas y arrancadores de motor

## Datos técnicos

	6ES7 322-1BH01-0AA0 1BH81-0AA0 <sup>1)</sup>	1BL00-0AA0	8BF00-0AB0 <sup>2)</sup> 8BF80-0AB0 <sup>1)</sup>	5GH00-0AB0	1CF80-0AA0 <sup>1)3)</sup>	1BF01-0AA0
Cantidad de salidas	16	32	8	16	8	8
Alarmas	-	-	si	-	-	-
Diagnóstico	-	-	parametrizable: alarma de diagnóstico por canales, cortocircuito, rotura de hilo, falta de tensión de carga	Se pueden asignar parámetros	-	-
Tensión nominal de carga L+ / L1	24 V DC	24 V DC	24 V DC	24/48 V DC	48 a 125 V DC	24 V DC
• rango permitido	20,4 a 28,8V	20,4 a 28,8V	20,4 a 28,8 V	-	40 a 140 V DC	20,4 a 28,8V
Tensión de alimentación						
• con señal "1"	L+ -0,8 V	L+ -0,8 V	L+ -0,8 a -1,6 V	L+ (-0,25 V)	L-1,1 V	L+ -0,8 V
Aislamiento galvánico con bus posterior	Optoacoplador	Optoacoplador	Optoacoplador	Optoacoplador	Optoacoplador	Optoacoplador
• en grupos de	8	8	8	1	4	4
Intensidad de salida						
• con señal "1"						
- valor nominal a 40 °C	-	-	-	-	1,5 A	-
- valor nominal con 60 °C	0,5 A	0,5 A	0,5 A	0,5 A	-	2 A
- intensidad, mín.	5 mA	5 mA	10 mA	-	10 mA	5 mA
- zulässiger Bereich, máx.					10 mA	
• con señal "0"	0,5 mA	0,5 mA	0,5 mA	1,5 A (durante 50 ms) 1 A*s (único)	10 mA	0,5 mA
Intensidad total de las salidas (por grupo)						
• hasta 40 °C	4 A	4 A	2 A	-	4,0 A	4 A
• hasta 60 °C (montaje horiz.)	3 A	3 A	2 A	0,5 A	4,0 A	
Con carga de lámparas, máx.	5 W	5 W	5 W	5 W	15 W (48 V) y 40 W (120 V)	10 W
Frecuencia de conmutación de las salidas						
• con carga óhmica, máx.	100 Hz	100 Hz	100 Hz	0,5 Hz	20 Hz	100 Hz
• con carga inductiva máx.	0,5 Hz	0,5 Hz	2 Hz	-	0,5 Hz	0,5 Hz
• con carga de lámpara máx.	100 Hz	100 Hz	100 Hz	-	10 Hz	100 Hz
• mecánica, máx.	-	-	-	-	-	-
Poder de corte de los contactos						
• con carga óhmica, máx.	-	-	-	-	-	-
• con carga inductiva máx.	-	-	-	-	-	-
• con carga de lámparas, máx.	-	-	-	-	-	-

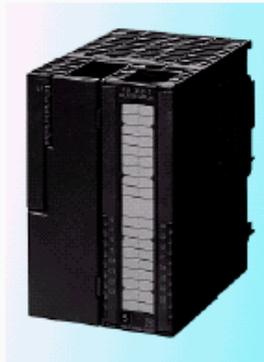
1) SIMATIC Outdoor con rango de temperatura ampliado de -25 a +60 °C

2) Cuando la CPU pasa a Stop, el módulo puede o bien mantener el último valor o aplicar en las salidas un valor de sustitución. Diagnóstico por evaluación desde CPU y LED rojo por canal.

3) Disponible únicamente como módulo SIMATIC Outdoor con rango de temperatura ampliado

## D.4.5. Módulo de contaje rápido FM 350-2

## Sinopsis



- Módulo de contador inteligente de 8 canales para tareas simples de contaje y medida
- Para la conexión directa de captadores (encoders) incrementales de 24 V, encoder de dirección, detectores y sensores NAMUR
- Función de comparación con valores de comparación definibles (el número depende del modo de operación)
- Salidas digitales integradas para emitir la señal de reacción al alcanzarse el valor de comparación (preselección)

- Modos de operación:
  - Contaje ilimitado/único/periódico
  - Control de frecuencia/velocidad de giro
  - Medida de período
  - Dosificación

**Nota:**  
Ofrecemos captadores incrementales y cables de conexión preconfeccionados para funciones de contaje y de posicionamiento bajo SIMODRIVE Sensor o Motion Connect 500 (ver también [www.siemens.de/simatic-technologie](http://www.siemens.de/simatic-technologie)).

## Datos técnicos

Número de contadores	8
Margen de contaje	32 bits o +/- 31 bits
Frecuencia contaje entrada con	10 kHz
• Captadores/encoders incrementales 24 V, máx.	
• Sensores de sentido 24 V, máx.	20 kHz
• Detectores 24 V, máx.	20 kHz
• Sensores NAMUR, máx.	20 kHz
<b>Entrada de contaje</b>	<b>8</b>
Tensión de entrada	
• con señal "1"	11 a 30,2 V
• con señal "0"	-3 a +5 V
Intensidad de entrada	
• con señal "1", máx.	9 mA
• con señal "0", máx.	2 mA
Retardo a la entrada, máx.	50 µs
Aislamiento galvánico	respecto a bus posterior y pantalla
conexión de detector BERO a 2 hilos	posible
Longitud cables apantallados	100 m
<b>Entradas NAMUR</b>	<b>8</b>
Nivel	según DIN 19 234
Intensidad de entrada	
• con señal "1", mín.	2,1 mA
• con señal "0", máx.	1,2 mA
Retardo a la entrada, máx.	50 µs
Aislamiento galvánico	respecto a bus posterior y pantalla
Longitud cables apantallados	100 m
<b>Entradas digitales</b>	<b>8</b>
Entradas digitales	cada 1 para inicio/parada de medición (start / stop)
Tensión de entrada	
• con señal "1"	11 a 30,2 V
• con señal "0"	-3 a +5 V
Intensidad de entrada	
• con señal "1", máx.	9 mA
• con señal "0", máx.	2 mA

Retardo a la entrada, máx.	50 µs
Aislamiento galvánico	contra bus posterior y pantalla
Conexión de BEROs a 2 hilos	posible
Longitud cables apantallados	100 m
<b>Salidas digitales</b>	<b>8</b>
Tensión de alimentación	
• con señal "1"	L+ - 0,8 V
Intensidad de salida para sensores/encoders	
• con señal "1"	0,5 A
• con señal "0"	0,5 mA
Intensidad total de las salidas	
• montaje horizontal	
- a 40 °C	4 A
- a 60 °C	2 A
• montaje vertical	
- a 40 °C	2 A
Frecuencia de conmutación de las salidas	
• con carga óhmica, máx.	500 Hz
• con carga inductiva máx.	0,5 Hz
Limitación de la tensión inductiva de corte a típ.	L+ - 40 V
Protección de cortocircuito	sí
Aislamiento galvánico	respecto a bus posterior y pantalla
Retardo a la entrada, típ.	300 µs
Longitud de cables	
• sin pantalla	100 m
• apantallados	600 m
<b>Generalidades</b>	
Alarmas	
• alarma de proceso	parametrizable
• alarma de diagnóstico	parametrizable
Diagnóstico	LED rojo para señalar fallo agrupado; información de diagnóstico legible

## D.4.6. Módulo de pesaje SIWAREX U

### Sinopsis



SIWAREX® U es la solución ideal para todas aquellas aplicaciones en las que se mide con transductores de fuerza, células de cargas, sensores dinamométricos o ejes torsiométricos. Los campos de aplicación del SIWAREX U son básicamente los siguientes:

- vigilar el nivel de llenado de silos y tolvas
- vigilar cargas de grúa
- medir la carga en cintas transportadoras

- vigilar que no se produzcan sobrecargas en ascensores industriales o trenes de laminación
- básculas en áreas clasificadas (se puede implementar con un interface Ex(i))
- sensores de peso para otros tipos de báscula (p. ej. básculas de cinta, ...)

### Datos técnicos

<b>Aplicaciones principales</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Medida de carga en grúas</li> <li>• Protección contra sobrecargas</li> <li>• Dispositivos con correas</li> <li>• Básculas de plataforma</li> <li>• Nivel de llenado (depósitos/silos)</li> <li>• Básculas dosificación y mezcla</li> <li>• Básculas aptas para verificación</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>•</li> <li>•</li> <li>•</li> <li>•</li> <li>•</li> <li>–</li> <li>–</li> </ul>
<b>Alimentación de células de carga de seguridad intrínseca</b>	opcional (Ex-I)
<b>Modo autónomo (sin SIMATIC)</b>	con IM 153-1
<b>Integración en:</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• S5-90/-95U/-100U</li> <li>• S5-95U/DP (maestro PROFIBUS)</li> <li>• S5-115U/-135U/-155U</li> <li>• S7-300</li> <li>• S7-400</li> <li>• PCS 7</li> <li>• M7-300</li> <li>• M7-400</li> <li>• C7</li> <li>• TELEPERM M (AS 388/488/TM)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>–</li> <li>vía ET 200M</li> <li>vía ET 200M</li> <li>integración directa</li> <li>vía ET 200M</li> <li>vía ET 200M</li> <li>integración directa</li> <li>vía ET 200M</li> <li>vía IM o ET 200M</li> <li>–</li> </ul>
<b>Interfaces de comunicaciones</b>	SIMATIC S7 (bus P) RS 232
<b>Interfaces al proceso</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Entradas digitales</li> <li>• Salidas digitales</li> <li>• Entrada de impulsos</li> <li>• E/S analógicas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>–</li> <li>–</li> <li>–</li> <li>–/–</li> </ul>
<b>Conexión de visualizador remoto (vía puerto serie)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• canal bruto 1, 2</li> <li>valor predeterminado 1, 2</li> </ul>
<b>Conexión de impresora</b>	–

- Función incluida
- Función no incluida

<b>Propiedades de medida</b>	
Homologac. de tipo CE/básculas comerciales, cl. III (aptas p/verif.)	–
Precisión (definición metroológica)	0,05%
n <sub>ind</sub> según EN 45 501	3000 (*)
Señal de medida Δu <sub>trim</sub> pro d (*) no apta para verificación	1,5 μV
Resolución interna	65 535
Formato de datos de los valores de peso	2 bytes (coma fija)
<b>Operaciones de medida/segundo</b>	50
<b>Filtros</b>	filtro exp.: 0,05-5 Hz filtro de valor medio
<b>Funciones de báscula</b>	
• Valores de peso	bruto
• Valores límite	2 (mín./máx.)
• Estabilización de báscula	–
• Puesta a cero	vía mando
<b>Funciones de dosificación</b>	
• Control válvula caudal grueso/fino	–
• Vigilancia de tolerancias	–
• Vigilancia del flujo de material	–
• Optimización auto. de dosif.	–
• Redosificación autom.	–
• Modo manual a impulsos	–
<b>Panel de operador con visualizador</b>	–
<b>Parametrización del módulo</b>	vía SIMATIC S5/S7/M7/C7 o software de parametrización SIWATool U
<b>Certificado UL/CSA/FM</b>	•
Grado de protección IP según DIN EN 60529; IEC 60 529	IP 20

## D.4.7. Módulo de comunicación IM365

### Sinopsis



- Para interconectar los diversos bastidores cuando SIMATIC S7-300 se configura en varias líneas
- IM 365: para configurar una unidad central y un máx. de 1 unidad de ampliación
- IM 360/IM 361: para configurar una unidad central y un máx. de 4 unidades de ampliación

### Datos técnicos

Módulos de interface	IM 365	IM 360	IM 361
Módulo de interface máx. por cada CPU	1 pareja	1	3
Tensión de alimentación (externa)	-	-	24V DC
Consumo			
• De 24 V DC	-	-	0,5 A
• De Bus. int. (5V)	100 mA	350 mA	-
Disipación tip.	0,5 W	2 W	5 W
Dimensiones (A x A x P) en mm	40 x 125 x 120 por módulo	40 x 125 x 120	80 x 125 x 120
Peso aprox.	580g (total)	225 g	505 g

### Datos de pedido

Datos de pedido	Referencia	Datos de pedido	Referencia
<b>Módulo de interfase IM 360</b> para extender el S7-300 con máx. 3 EGs; enchufable en ZG	<b>6ES7 360-3AA01-0AA0</b>	<b>Módulo de interfase IM 365</b> para extender el S7-300 con máx. 1 EG; 2 módulos con cable de conexión fijo (1 m)	
<b>Módulo de interfase IM 361</b> para extender el S7-300 con máx. 3 EGs; enchufable en EG	<b>6ES7 361-3CA01-0AA0</b>	Rango de temperatura estándar	<b>6ES7 365-0BA01-0AA0</b>
<b>Cable de conexión</b> entre IM 360 e IM 361 ó IM 361 e IM 361		Rango de temperatura ampliado	<b>6ES7 365-0BA81-0AA0</b>
1 m	<b>6ES7 368-3BB01-0AA0</b>	<b>SIMATIC Manual Collection</b>	<b>6ES7 998-8XC01-8YE0</b>
2,5 m	<b>6ES7 368-3BC51-0AA0</b>	<b>SIMATIC Manual Collection, servicio de actualiz. p/ 1 año</b>	<b>6ES7 998-8XC01-8YE2</b>
5 m	<b>6ES7 368-3BF01-0AA0</b>	<b>Manual S7-300</b> Instalación y configuración, datos de CPUs, datos de módulos, lista de operaciones	
10 m	<b>6ES7 368-3CB01-0AA0</b>	alemán	<b>6ES7 398-8FA10-8AA0</b>
		inglés	<b>6ES7 398-8FA10-8BA0</b>
		francés	<b>6ES7 398-8FA10-8CA0</b>
		español	<b>6ES7 398-8FA10-8DA0</b>
		italiano	<b>6ES7 398-8FA10-8EA0</b>

## D.5. Sensores

### D.5.1. Sensor de proximidad inductivo cilíndrico

#### 872C WorldProx™ 2-Wire DC

Plastic Face/Threaded Nickel-Plated Brass Barrel



872C DC Cable Style  
12, 18, 30mm  
page 2-59



872C DC Micro  
Quick-Disconnect Style  
12, 18, 30mm  
page 2-59



#### Features

- 2-wire operation
- 2-conductor or 4-pin connection
- 10–30V DC
- Normally open or normally closed output
- Reverse polarity, short circuit, overload, false pulse, and transient noise protection
- UL listed, c–UL listed, and CE marked for all applicable directives

#### Specifications

Load Current	≤100mA
Minimum Load Current	5mA
Leakage Current	≤0.9mA
Operating Voltage	10–30V DC
Voltage Drop	≤6V
Repeatability	≤2%
Hysteresis	10% typical
Reverse Polarity Protection	Incorporated
Transient Noise Protection	Incorporated
Short Circuit Protection	Incorporated
Overload Protection	Incorporated
False Pulse Protection	Incorporated
Approvals	UL listed, c–UL certified for Canada, and CE marked for all applicable directives
Enclosure	NEMA 1, 2, 3, 4, 6P, 12, 13 IP67 (IEC529) Nickel-plated brass barrel, plastic face (PBT)
Connections	Cable: 2m (6.5ft) length, 4.4mm (0.175in) diameter, 2-conductor #26AWG PVC Quick-Disconnect: 4-pin micro style
LED	Red: Output energized, 360° visibility
Operating Temperature	–25°C to +70°C (–13°F to +158°F)
Shock	30g, 11ms
Vibration	55Hz, 1mm amplitude, 3 planes

#### Correction Factors

Target Material	Correction Factor
Steel	1.0
Stainless Steel	0.7–0.8
Brass	0.4–0.5
Aluminum	0.3–0.4
Copper	0.2–0.3

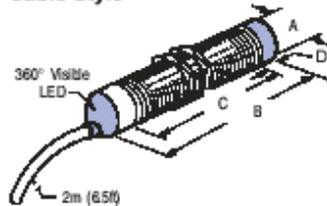
## 872C WorldProx™ 2-Wire DC Plastic Face/Threaded Nickel-Plated Brass Barrel

### Product Selection

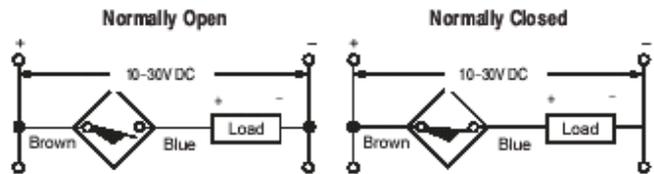
Barrel Diameter	Nominal Sensing Distance mm (inches)	Shielded	Output Configuration	Switching Frequency (Hz)	Catalog Number	
					Cable Style	Micro QD Style
12mm	3 (0.12)	Y	N.O.	2000	872C-D3NE12-A2	872C-D3NE12-D4
			N.C.		872C-D3CE12-A2	872C-D3CE12-D4
	N	N.O.	872C-D4NE12-A2		872C-D4NE12-D4	
		N.C.	872C-D4CE12-A2		872C-D4CE12-D4	
18mm	5 (0.20)	Y	N.O.	1000	872C-D5NE18-A2	872C-D5NE18-D4
			N.C.		872C-D5CE18-A2	872C-D5CE18-D4
	N	N.O.	872C-D8NE18-A2		872C-D8NE18-D4	
		N.C.	872C-D8CE18-A2		872C-D8CE18-D4	
30mm	10 (0.39)	Y	N.O.	500	872C-D10NE30-A2	872C-D10NE30-D4
			N.C.		872C-D10CE30-A2	872C-D10CE30-D4
	N	N.O.	872C-D15NE30-A2		872C-D15NE30-D4	
		N.C.	872C-D15CE30-A2		872C-D15CE30-D4	
Recommended Standard QD Cordset (-2 = 2m (6.5ft))					889D-F44C-2	

### Dimensions—mm (inches)

#### Cable Style



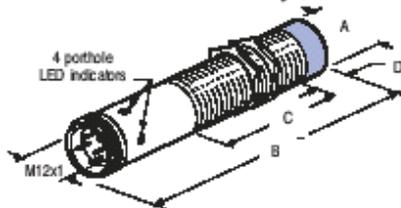
### Wiring Diagrams



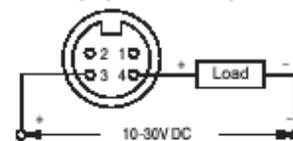
Note: Load can be switched to brown wire.

Thread Size	Shielded	mm (inches)					
		A	B (max)	C (min)	D (max)		
M12 X 1	Y	12 (0.47)	50.8 (2.00)	46.7 (1.84)	—		
	N		58.7 (2.31)		79 (0.31)		
M18 X 1	Y	18 (0.71)	50.8 (2.00)		46.7 (1.84)	—	
	N		63.0 (2.48)			122 (0.48)	
M30 X 1.5	Y	30 (1.18)	50.8 (2.00)			46.7 (1.84)	—
	N		63.0 (2.48)				122 (0.48)

### Micro Quick-Disconnect Style



### Normally Open or Normally Closed



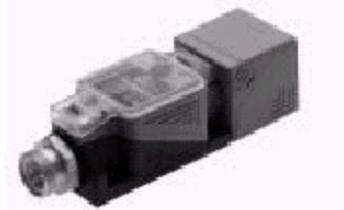
Note: Load can be switched to pin 3.

Thread Size	Shielded	mm (inches)				
		A	B (max)	C (min)	D (max)	
M12 X 1	Y	12 (0.47)	65.0 (2.56)	38.1 (1.50)	—	
	N		72.4 (2.85)		79 (0.31)	
M18 X 1	Y	18 (0.71)	65.0 (2.56)		38.1 (1.50)	—
	N		76.5 (3.01)			122 (0.48)
M30 X 1.5	Y	30 (1.18)	65.0 (2.56)	46.7 (1.84)	—	
	N		76.5 (3.01)		122 (0.48)	

## D.5.2. Sensor de proximidad inductivo tipo límite de carrera

### 871L AC/DC & 872L AC 2-Wire

#### Limit Switch Style



871L AC/DC & 872L AC  
Mini Quick-Disconnect Style  
page 2-135



871L AC/DC & 872L AC  
Micro Quick-Disconnect Style  
page 2-135



871L AC/DC & 872L AC  
Conduit Style  
page 2-135

#### Specifications

	871L Models	872L Models
Load Current	≤400mA	≤500mA
Minimum Load Current	2mA	2mA
Inrush Current (1 cycle)	≤8A	≤8A
Leakage Current	≤2mA	≤2mA
Operating Voltage	20-250V AC/DC	20-250V AC
Voltage Drop	≤5V	≤5V
Repeatability	≤5%	≤5%
Hysteresis	≤20%	≤20%
False Pulse Protection	Incorporated	Incorporated
Transient Noise Protection	Incorporated	Incorporated
Approvals	CE marked for all applicable directives	
Enclosure	NEMA 3, 4, 6, 12, 13, IP65 (IEC 529) Polylloy	
Connections	Quick Disconnect: 3-pin mini style 3-pin micro style Conduit Opening: 1/2-14 NPT internal thread with screw terminals	
LEDs	Green: Power (Blinks in SCP/Overload) Orange: Output Energized	
Operating Temperature	-25°C to +70°C (-13°F to +158°F)	
Shock	30g, 11ms	
Vibration	55Hz, 1mm amplitude, 3 planes	

#### Correction Factors

Target Material	Correction Factor
Steel	1.0
Stainless Steel	0.7-0.8
Brass	0.4-0.5
Aluminum	0.3-0.4
Copper	0.2-0.3



#### Features

- 2-wire operation
- 2-terminal or 3-pin connection
- 20-250V AC/DC on 871L models
- 20-250V AC on 872L models
- Switch selectable normally open or normally closed output on 871L models
- Normally open or normally closed output programmable via jumper on 872L models
- False pulse, transient noise, and overload protection
- CE marked for all applicable directives

## 871L AC/DC & 872L AC 2-Wire Limit Switch Style

### Product Selection

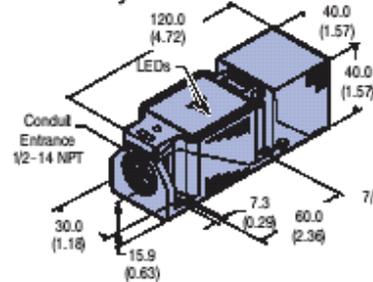
Head Size	Nominal Sensing Distance mm (inches)	Shielded	Output Configuration	Switching Frequency (Hz)	Catalog Number		
					Conduit Style	Mini QD Style	Micro QD Style
40	20 (0.79)	Y	Selectable N.O. or N.C.	15	871L-B20E40-T2	871L-B20E40-N3	871L-B20E40-R3
	40 (1.57)	N			871L-B40E40-T2	871L-B40E40-N3	871L-B40E40-R3
	20 (0.79)	Y	Programmable N.O. or N.C.		872L-A20E40-T2	872L-A20E40-N3	872L-A20E40-R3
	40 (1.57)	N			872L-A40E40-T2	872L-A40E40-N3	872L-A40E40-R3
Recommended Standard QD Cordset (-6F = 1.8m (6ft), -2 = 2m (6.5ft))					889N-F3AFC-6F	889R-F3ACA-2	

### QD Cordsets and Accessories

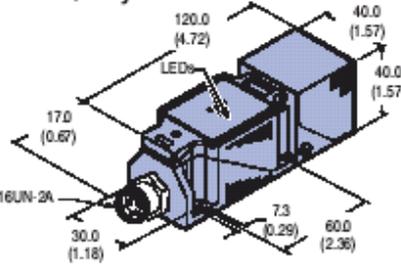
Description	Page Number
Other Cordsets Available	7-8, 7-68

### Dimensions—mm (inches)

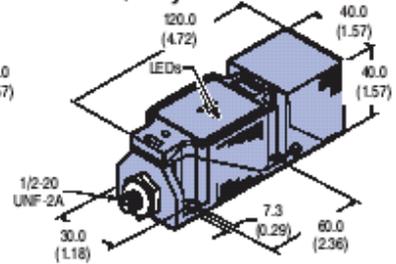
#### Conduit Style



#### Mini QD Style



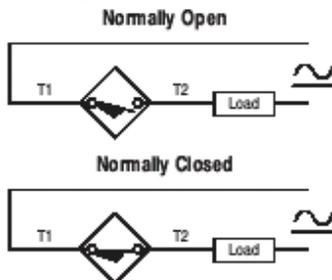
#### Micro QD Style



Note: Head can be rotated in 22.5° increments to provide 16 side-sensing positions or rotated for top-sensing.

### Wiring Diagram

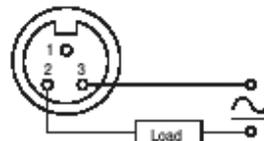
#### Conduit Style



Note: Load can be switched to Terminal 1.

#### Mini QD Style

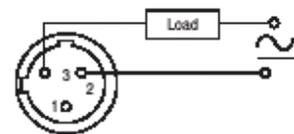
##### Normally Open or Normally Closed



Note: Load can be switched to pin 3.

#### Micro QD Style

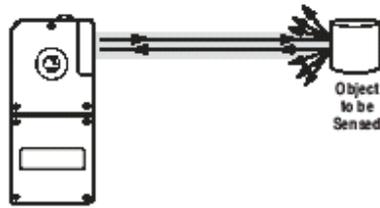
##### Normally Open or Normally Closed



Note: Load can be switched to pin 2.

### D.5.3. Sensor fotoeléctrico difuso normal

## Series 5000 Standard Diffuse Blue Line

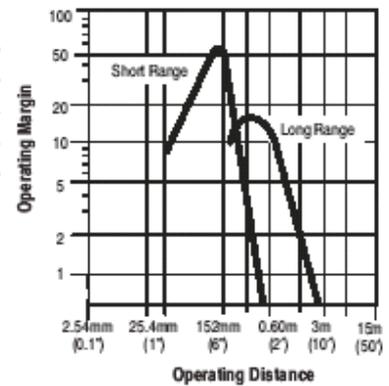


Object to be Sensed

#### QD Cordsets and Accessories

Description	Catalog/Page Number
Terminal Chambers	7-20
Right Angle Bracket	60-1785
Conduit Adaptor 1/2in NPT	60-2213
Armoured Cable Adaptor	60-1577

#### Typical Response Curve



#### Specifications

Field of View	3°
Emitter LED	Infrared 880nm

#### Product Selection

##### 1. Select Photohead.

Sensing Distance	Output Energized	Output Type Capacity	Max Leakage Current	Response Time	Catalog Number
Long Range: 50.8mm (2in) to 2.1m (7ft) with White Paper	Light/Dark Selectable	NPN and PNP 100mA	1µA	1ms	42DRP-5000

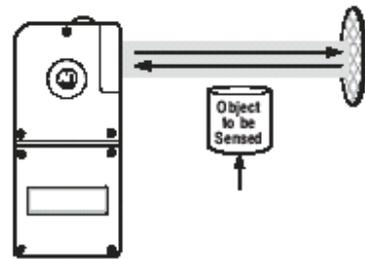
##### 2. Select Power Base.

Style	Operating Voltage	Supply Current	Catalog Number
Terminal	10-30V DC	35mA	42DTB-5000
Cable			42DCB-5000

### D.5.4. Sensor fotoeléctrico retroreflectivo

## Series 5000 Retroreflective

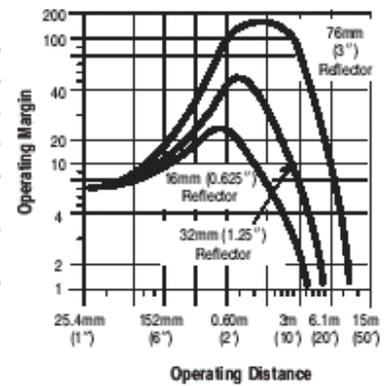
Blue Line



#### QD Cordsets and Accessories

Description	Catalog/Page Number
Terminal Chambers	7-20
Right Angle Bracket	60-1785
Conduit Adaptor 1/2in NPT	60-2213
Armoured Cable Adaptor	60-1577
76mm (3in) Diameter Reflector	92-39
32mm (1.25in) Diameter Reflector	92-47

#### Typical Response Curve



#### Specifications

Field of View	2.5°
Emitter LED	Infrared 880nm

#### Product Selection

##### 1. Select Photohead.

Sensing Distance	Output Energized	Output Type Capacity	Max Leakage Current	Response Time	Catalog Number
50.8mm (2in) to 10m (33ft) with 76mm (3") Reflector	Light/Dark Selectable	NPN and PNP 100mA	1µA	1ms	42DRU-5000

##### 2. Select Power Base.

Style	Operating Voltage	Supply Current	Catalog Number
Terminal	10-30V DC	35mA	42DTB-5000
Cable			42DCB-5000

## D.5.5. Celda de carga serie RN



	Type RN		
	Bending ring		
Nominal load ( $E_{max}$ )	60 kg–280 kg	0.5 t–10 t	13 t–60 t
Accuracy class	C3 according to OIML R60		
Maximum scale interval (n)	3000	3000	3000
Minimum scale interval ( $v_{min}$ )	$E_{max}/17,500$	$E_{max}/10,000$	$E_{max}/17,500$
Minimum utilization range	17 %	30 %	17 %
Supply voltage ( $U_{st}$ )	5...30 V	5...30 V	5...30 V
Nominal characteristic ( $C_n$ )	1 mV/V	2 mV/V	2 mV/V
Degree of protection	IP66/IP68	IP66/IP68	IP66/IP68
EEx(i) certification (option)	EEx ib IIC T6	EEx ib IIC T6	EEx ib IIC T6

## D.5.6. Sensor fotoeléctrico barrera

### Safety Light Curtains

#### GuardShield



#### Description

The Allen-Bradley Guardmaster GuardShield safety light curtain is an economical, fully featured, Type 4 safety light curtain in a uniquely styled housing. GuardShield safety light curtains are general purpose presence sensing devices designed for use on hazardous machinery providing point of operation, as well as perimeter and access guarding. This self-contained, two box, safety light curtain has DIP switch selectable operating modes and are available in both 14mm and 30mm resolutions.

Modes of operation such as fixed and floating blanking, beam coding, start/restart interlock, external device monitoring (EDM), machine test signal, are selected by dip-switches settings. These dip-switches are located beneath a security door, which are conveniently located on both the transmitter and receiver end caps.

The GuardShield's torsionally rigid, extruded aluminium, polyurethane powder coated housing, combined with an Environmental rating of IP65, allows the GuardShield to be used in guarding applications across a broad range of industries.

#### Features

- Fixed blanking—teachable
- Floating blanking—one or two beam
- Beam coding
- External Device Monitoring (EDM)
- Start/restart interlock

#### Specifications

Standards	EN 61496 Parts 1 & 2
Approvals	TUV and CE marked for all applicable directives; UL 61496, UL 1998
Protected Height	320mm...1760mm (12.6in...69.3in) in 160mm (6.3in) increments
Scanning Range/Resolution	0.3-7m/14mm (0.98-22.9ft/0.55in) 0.3m-18m/30mm (0.98-59ft/1.18in)
Resolution	14mm/30mm (0.55in/1.18in)
Enclosure Rating	IP 65
Connection Type	Transmitter: 4-pin micro QD Receiver: 8-pin micro QD
Supply Voltage $U_v$	24V DC $\pm$ 20%
Maximum Residual Ripple	5 V <sub>ss</sub>
Power Consumption	0.9...2 Amps (no-load) 0.4A max (no load)
Synchronization	Optical, without separate synchronization channel
Outputs—Safety	2 x PNP 0.5 A, short circuit protected
Output—Non safety	1 x PNP 0.5A max.
Minimum Output Voltage	$U_v - 2V$
Response Time	Depending on number of beams
Protection	Short circuit and overload
Cable Length	30m (100ft) max.
Mode of Operation	Manual or automatic restart
Safety Category	Type 4 (self-checking) per EN 61496
Operating Ambient Temp.	-10°C to 55°C (14°F to 131°F)
Air Humidity	15%...95% (not condensing)
Storage Temperature	-25°C to 75°C (-13°F to 167°F)
Approximate Dimensions	Length dependent upon protected height; (see dimensional drawings)
Height	40 mm x 50 mm (1.57in x 1.96in)
Housing Cross Section	
Transmitter Wavelength	870nm
Vibration Resistance	IEC60068-2-6, frequency 10Hz to 55Hz Amplitude: 0.35mm (0.01in)
Shock	IEC60068-2-29 acceleration 10g, pulse duration 16ms

Note: The external power supply must be capable of buffering brief power failures of 20ms as specified in IEC 60204.

## Safety Light Curtains

### GuardShield

#### Product Selection

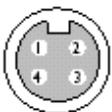
##### 1. Safety Light Curtains—Standard System

The Allen-Bradley Guardmaster GuardShield safety light curtains are ordered as pairs—transmitter and receiver—and shipped under one part number. After selecting the appropriate light curtain pair, ensure that required interfaces and accessories are ordered as well.

Protected Height mm (inch)	Resolution mm (inch)	No. Beams	Catalogue Number	Protected Height mm (inch)	Resolution mm (inch)	No. Beams	Catalogue Number
320 (12.6)	14 (0.55)	32	440L-P4J0320YD	320 (12.6)	30 (1.18)	16	440L-P4K0320YD
480 (18.9)	14 (0.55)	48	440L-P4J0480YD	480 (18.9)	30 (1.18)	24	440L-P4K0480YD
640 (25.2)	14 (0.55)	64	440L-P4J0640YD	640 (25.2)	30 (1.18)	32	440L-P4K0640YD
800 (31.5)	14 (0.55)	80	440L-P4J0800YD	800 (31.5)	30 (1.18)	40	440L-P4K0800YD
960 (37.8)	14 (0.55)	96	440L-P4J0960YD	960 (37.8)	30 (1.18)	48	440L-P4K0960YD
1120 (44.1)	14 (0.55)	112	440L-P4J1120YD	1120 (44.1)	30 (1.18)	56	440L-P4K1120YD
1280 (50.4)	14 (0.55)	128	440L-P4J1280YD	1280 (50.4)	30 (1.18)	64	440L-P4K1280YD
1440 (56.7)	14 (0.55)	144	440L-P4J1440YD	1440 (56.7)	30 (1.18)	72	440L-P4K1440YD
1600 (63.0)	14 (0.55)	160	440L-P4J1600YD	1600 (63.0)	30 (1.18)	80	440L-P4K1600YD
1760 (69.1)	14 (0.55)	176	440L-P4J1760YD	1760 (69.1)	30 (1.18)	88	440L-P4K1760YD

Note: The GuardShield transmitter requires a 4-pin cable and the receiver requires an 8-pin cable.

##### 2. Cordsets—2 Required (one for transmitter and one for receiver)

Female Connector (Sensor End)		Cable			Catalogue Number
Face View of Female	Connector Style	Pin/Wire Colour	Wire Rating	Length—m (ft)	
<b>Transmitter</b>					
	Straight	1 Brown 2 White 3 Blue 4 Black	22AWG 300V 3A	2 (6.5)	889D-F4AC-2
				5 (16.4)	889D-F4AC-5
				10 (32.8)	889D-F4AC-10
				15 (49.2)	889D-F4AC-15
				20 (65.6)	889D-F4AC-20
	Right Angle			30 (98.4)	889D-F4AC-30
				2 (6.5)	889D-R4AC-2
				5 (16.4)	889D-R4AC-5
				10 (32.8)	889D-R4AC-10
				15 (49.2)	889D-R4AC-15
20 (65.6)	889D-R4AC-20				
30 (98.4)	889D-R4AC-30				
<b>Receiver</b>					
	Straight	1 White 2 Brown 3 Green 4 Yellow 5 Grey 6 Pink 7 Blue 8 Red	24AWG 36V DC/30V AC 1.5A	2 (6.5)	889D-F8AB-2
				5 (16.4)	889D-F8AB-5
				10 (32.8)	889D-F8AB-10
				15 (49.2)	889D-F8AB-15
				20 (65.6)	889D-F8AB-20
	Right Angle			30 (98.4)	889D-F8AB-30
				2 (6.5)	889D-R8AB-2
				5 (16.4)	889D-R8AB-5
				10 (32.8)	889D-R8AB-10
				15 (49.2)	889D-R8AB-15
				20 (65.6)	889D-R8AB-20
				30 (98.4)	889D-R8AB-30

## D.5.7. Lector de código de barras

CLP 100 Technical Data	
Scanner design	CCD-Barcode Reader <sup>*)</sup>
Light source	Visible red light 630 nm
Ambient light compatibility	0...2,000 lux
Scanning-/decoding frequency	500 Hz
Reading distance/resolution (typical)	30...40 mm: 0.125 mm 30...40 mm: 0.15 mm 25...45 mm: 0.2 mm 25...45 mm: 0.25 mm 25...55 mm: 0.35 mm 25...55 mm: 0.5 mm 25...55 mm: 1 mm
Reading width	80 mm at 55 mm reading distance, min. resolution 0,35 mm
Min. resolution	0.125 mm
Code types	All popular Barcodes
Optical indicators	1 x LED for Good Read
Data interface	RS 232
Operating voltage	5V DC $\pm$ 5 %
Power consumption	350 mA at operation 150 mA at standby
Housing	Metal
EMV-Test	According IEC 801
Weight	Approx. 200 g (incl. cable)
Dimensions	55 mm x 55 mm x 20 mm (lateral reading window) 55 mm x 47 mm x 20 mm (straight reading window)
Temperature (ambient operating/storage)	0 °C...+ 40 °C / - 20 °C...+ 70 °C
Rel. humidity	30...85 %, non-condensing

<sup>\*)</sup> CCD = Charge Coupled Device

CLP 100 Order Information		
Order No.	Product	
1 018 333	CLP 100-0110	straight reading window, open cable end
1 018 334	CLP 100-2110	lateral reading window, open cable end
1 018 331	CLP 100-0010	straight reading window, 9-pin D-Sub receptacle
1 018 332	CLP 100-2010	lateral reading window, 9-pin D-Sub receptacle

## D.6. Comunicación entre PLC y transelevador

### D.6.1. Interface inalámbrica

#### Wireless Interface RAD-ISM-900-SET-BD...

Two-way (Point-to-Point) Monitoring  
and Control with Expandable I/O Options

Data Sheet 1655B

February 2003



#### Features

- Modular DIN-rail mount transceiver and I/O
- No programming required
- Class I, Div. 2 approved
- Up to eight (8) expandable I/O modules per transceiver on common power and communications bus with multiple combinations
- Maximum thirty-three (33) analog or sixty-six (66) discrete signals in one direction
- Dry contact LINK diagnostic output

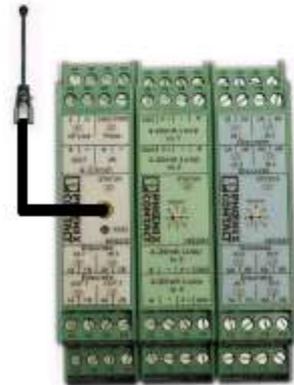
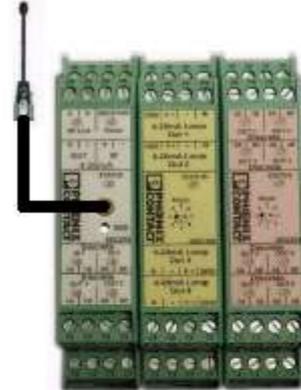
#### Typical Applications

- SCADA systems
- PLC/RTU extensions
- Pump controls
- Tank level/pressure/temperature monitoring
- Water/wastewater
- Petro-chem

#### Description

The Phoenix Contact RAD-ISM-900-BD is an integrated radio & I/O module designed for bi-directional interfacing of a 4-20mA current loop and two digital signals in harsh industrial environments. This unique design also allows the user the flexibility to add on multiple channels of I/O to the paired transceivers in combinations. The Frequency Hopping Spread Spectrum (FHSS) utilizes 902-928MHz ISM band to guarantee a license free, interference free link between remote devices and the control room. The design is ideal for moving numerous signals within high interference environments without costly cable and conduit runs.

2867270 RAD-ISM-900-BD	
<b>General</b>	
Range	600 to 1000 feet (180 to 305m) in-plant [obstructed]; 4-5 miles (6-8km) LOS with Omni antenna; 20+ miles (32+km) LOS with Yagi antenna
Inputs	One (1) 4-20mA analog input (16-bit, 125 ohms impedance) Two (2) discrete inputs (5-36VDC)
Outputs	One (1) 4-20mA analog output (16-bit, short-circuit protected) Two (2) discrete outputs (dry contact, NO, contact rating: 120VAC/5A)
I/O Expansion Capability	Four (4) analog and eight (8) discrete I/O modules
Repeatability	Current loop: 0.02%
Accuracy	Current loop: 0.2% of full-scale @ 77°F (25°C)
Wiring Connections	12-24 AWG screw-type terminals, removable terminal blocks
Mounting	DIN rail mount
<b>Primary Power</b>	
Input Voltage	9 to 30VDC
Reverse Polarity Protection	Yes
Surge Protection	Yes
Power Consumption	75mA (average) / 200mA (peak) @ 24VDC during transmission (plus I/O modules)
<b>Transceiver</b>	
Frequency	902 to 928MHz - ISM band
Transmit Power	1 Watt (30dBm)
RX Sensitivity	-105dBm
Unit ID	Factory configured (unique); 16-bit coding of each transceiver pair allows multiple units to be used in the same area
Antenna Connector	MCX female
Antenna Impedance	50 ohms
<b>Diagnostics</b>	
Indicators	External LED's (Power, RF Link, I/O status)/RF link relay 120 VAC/5 A
<b>Environmental</b>	
Humidity	20% - 90% (non-condensing)
Temperature	Operating: -40°F to 158°F (-40°C to 70°C)
Size	4.5" x 3.9" x 0.9" (114mm x 99mm x 23mm)
Weight	5.3 oz (150 g)
Enclosure	NEMA 1 (equivalent to IP20)
<b>Agency Approvals</b>	
FCC	Part 15.247
ISC	RSS 210
CSA/C & US	Class 1 Div 2 (Groups A, B, C, D - pending)
<b>I/O Expansion Modules</b>	
<b>2867144 RAD-IN-8D Discrete Input Module - Low Volt</b>	
Channels	Eight (8)
Input Voltage Range	5 to 36VAC/DC
Input Impedance	5K ohms
Optically Isolated	3kV (input/output and channel/channel)
Reverse Polarity Protected	Yes
Over-Voltage Rating	100VAC/DC max.
Power Consumption	26mA
<b>2867157 RAD-OUT-8D-REL Discrete Output Module - 8 Ch, Relay</b>	
Channels	Eight (8)
Output Terminals	Dry contact (NO)
Contact Ratings	120VAC/5A
Power Consumption	10mA @ 24VDC (outputs OFF) 100mA @ 24VDC (outputs ON)
<b>2867115 RAD-IN-4A-I 4-20mA Analog Input Module - 4 Ch</b>	
Channels	Four (4)
Resolution	16-bit
Input Impedance	125 ohms
Reverse Polarity Protected	Yes
Over-Voltage Rating	42VDC max.
Accuracy	0.2%
Power Consumption	32mA (inputs disconnected)
<b>2867128 RAD-OUT-4A-I 4-20mA Analog Output Module - 4 Ch, ISOL</b>	
Channels/Load per Channel	Four (4) 9 V voltage drop per channel
Resolution	16-bit
Short-Circuit Protection	Yes
Optically Isolated	3kV (input/output and channel/channel)
Accuracy	0.12%
Power Consumption	32mA (outputs disconnected)



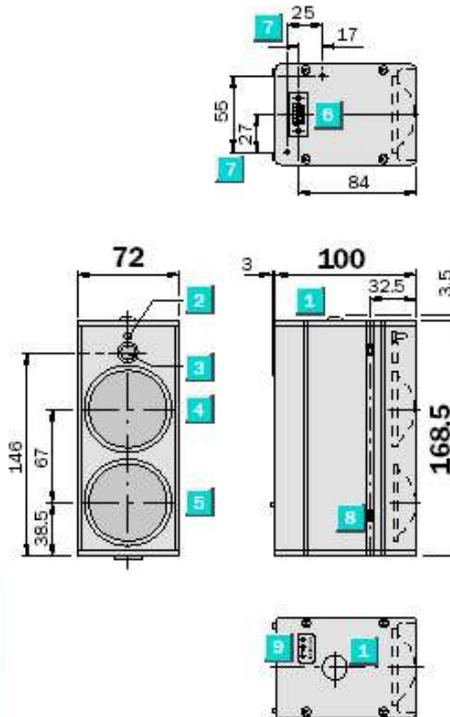
## D.6.2. Sistema de transmisión de datos

	<b>Scanning range</b>
	<b>0.2...200 m</b>
<b>Data transmission systems</b>	

- Duplex operation
- CL 20 mA, RS 232
- RS 422 / 485
- 38,400 bit/s



Dimensional drawing



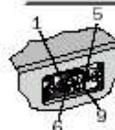
**Settings**

See Operating Instructions (Part no. 8 008 207) for interface settings in the device.

- 1 View of optical adjustment aid (cross-line)
- 2 LED function indicator 'interrupted light beam'
- 3 Light inlet for optical adjustment aid
- 4 Receiver lens
- 5 Sender lens
- 6 9-pin D-sub plug (all signals)
- 7 Mounting hole M 3 threaded – 5 mm deep, for plug cover
- 8 M 5 running nut (in groove), max. screwing depth 10 mm from housing surface
- 9 LED function indicators 'Power on', 'RxD' and 'TxD'



Connection diagram and data interfaces



9-pin plug

Function Interfaces		Data Interfaces		
1	DC + 24 V	CL 20 mA	RS 485 (2L)	RS 232
2	Switching output <sup>2)</sup> , "pollution"	RS 422		
3	Switching output <sup>2)</sup> , "light path free"	RS 485 (4L)		
4	Switching input, "sender off"			
5	GND/0 V	GND/0 V	GND/0 V	GND/0 V
6		R+ <sup>3)</sup>	R+/T+ <sup>3)</sup> or B <sup>4)</sup>	R x D
7		R- <sup>3)</sup>	R-/T- <sup>3)</sup> or A <sup>4)</sup>	-
8		T+	-	T x D
9		T-	-	-

<sup>1)</sup> Wire cross-section on device with heating: min. 0.25 mm<sup>2</sup> with 5 m cable  
<sup>2)</sup> In PNP system  
<sup>3)</sup> With additional cable connection (cable termination)  
<sup>4)</sup> Symbols A and B apply to PROFIBUS and PROFIBUS-DP.

Technical data		ISD 230-	2111	4111	5111	4121	5121				
Scanning range	0.2 ... 200 m										
Light source	Infrared diode ( $\lambda = 860 \text{ nm}$ )										
Transmit/receive frequency	3 MHz $\pm$ 0.5 MHz										
Transmit/receive angle	Approx. $\pm 4^\circ$ / approx. $\pm 0.8^\circ$										
Light spot diameter	Approx. 0.7 m at 50 m,										
	Approx. 1.4 m at 100 m										
Data transfer rate	Max. 38.4 kBd										
Signal delay (over a light path)	Max. 10 $\mu\text{s}$										
LED status indicator	4 status functions ("light beam interruption"), "Power on", "Rx/D", "Tx/D"										
Data interface	CL 20 mA a/p										
	RS 232/RS 422/RS 485										
	Sinec L1 (for bus terminals BT 777)										
Switching inputs	"Sender off", PNP, $U_{ce} = 24 \text{ V}$ , $I_{ce} = 5 \text{ mA}$										
Switching outputs	"Light path free", PNP, $U_{ce} = 24 \text{ V}$ , $I_{ce, max} = 20 \text{ mA}$										
	"Pollution", PNP, $U_{ce} = 24 \text{ V}$ , $I_{ce, max} = 20 \text{ mA}$										
	"Pollution", PNP, $U_{ce} = 24 \text{ V}$ , $I_{ce, max} = 20 \text{ mA}$										
Electrical connections	9-pin D-sub plug										
Supply voltage $V_s$	With heating 24 V DC $\pm 20\%$ / $-5\%$										
	24 V DC $\pm 20\%$										
Current consumption	Max. 0.4 A										
	With heating max. 2.5 A										
Enclosure rating	IP 54 (to DIN 40 050), With plug cover IP 65										
	Protection class	$\diamond$ (to VDE 0106)									
EMC vibration test	To IEC 801/IEC 68-2-6 Test FC										
Mounting	Using 4 M 5 running nuts, 2 In nut per side										
	Ambient temperature	Operation $0^\circ\text{C} \dots +55^\circ\text{C}$ $-38^\circ\text{C} \dots +55^\circ\text{C}$ (with heating)									
Storage $-20^\circ\text{C} \dots +70^\circ\text{C}$											
Max. relative humidity		90 %, uncondensed									
Weight per unit	Approx. 1 kg (excluding accessories)										
Housing material	Aluminium (treated), glass/plastic lens										

**Notes:**

Two equivalent devices are required to create a data transfer section. The data transfer frequencies are set through plug bridges (see Operating Instructions, Part no. 8 008 207).

Order Information	
Type	Part no.
ISD 230-2111	1 017 388
ISD 230-4111	1 017 389
ISD 230-5111	1 017 390
ISD 230-4121	1 017 543
ISD 230-5121	1 017 544

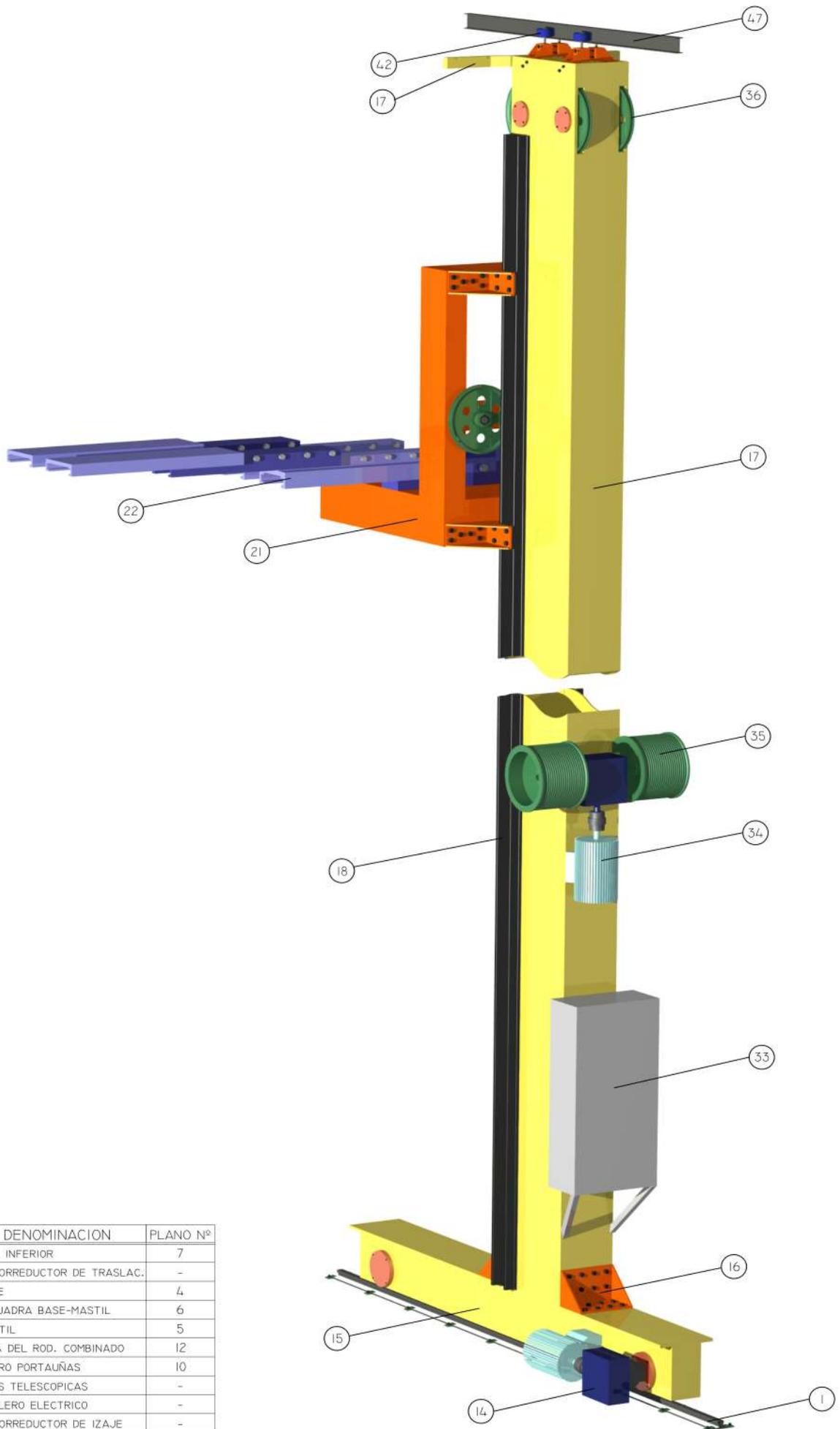
## Referencias

- Shigley, Joseph E. “ *Diseño en Ingeniería mecánica* ”.
- Ing O. A. Falco. Ing E. H. Lauría “ *Mecanismos* ”. Tomo I y II.
- Dubbel “ *Manual del ingeniero mecánico* “. Tomo I y II.
- Manuales de rodamientos: “ *SKF y FAG WL 41 520/3 SE* ”
- Apuntes de la cátedra “ *Cálculo y elementos de máquina* ”.
- Guliaev A. P. “ *Metalografía* “. Tomo I y II.
- Apuntes de la cátedra “ *Introducción a la Tribología* ”.
- AWS, “ *Welding Handbook* “. Tomos I, II, III, IV, V, VI y VII.
- Conarco S.A. “ *Catálogo General de Consumibles de Soldadura* ”.
- [www.conarco.com.ar](http://www.conarco.com.ar) “ *Métodos de soldadura* ”.
- Crandall, Stephen H. “ *Introducción a la mecánica de los sólidos* ”.
- Feodosiev V.I. “ *Resistencia de materiales* ”.
- Beer Ferdinand P, Johnston E. R. “ *Mecánica vectorial para ingenieros* ”.
- Félix Simon, Acindar. “ *Manual de cables* ”.
- OTIS S.A. “ *Manual de máquinas de elevación* ”.
- Norma IRAM “ *Aceros para construcciones mecánicas* ”.
- Software MD Solids, versión 2.6.
- Soco System Co. “ *Catálogo de dispositivos de almacenes automáticos* ”.
- Langsdorf Alexander. “ *Teoría de las máquinas de corriente alterna* ”.
- Siemens Argentina S.A. Catálogo “ *Standard Drives - Micromaster DA51.2 /2004* ”.
- Siemens Argentina S.A. Instrucciones de uso “ *Variador de velocidad Micromaster 440* ”
- Siemens Argentina S.A. “ *Catálogo de motores trifásicos con rotor de jaula* ”.
- Apuntes de la cátedra “ *Máquinas eléctricas I* ”.
- Siemens AG. “ *The low voltage three-phase induction motor* ”.
- Apuntes de la cátedra “ *Accionamientos eléctricos* ”.
- Siemens Argentina S,A. “ *Manual de Baja Tensión* ”.
- Telemecanique, Schneider Group. “ *Aspectos físicos y mecánicos en el control de motores de inducción* ”.
- Allen-Bradley CO. “ *Manual de sensores* ”.
- Siemens Argentina S.A. Catálogo “ *Micro automation Simatic S7-300 - 2004* ”.
- José Luis Martínez Lastra, Institute of Production Engineering, Tampere University of Technology - Omar J.López Orozco, Tecnológico de Monterrey, Toluca, México. “ *Estándares IEC 61131-3 e IEC 61499 [1ª parte: lenguajes gráficos]* ”.
- IEC 61131-3:” *Un recurso de programación estándar* ”.
- [www.plcopen.org](http://www.plcopen.org)

## Planos constructivos

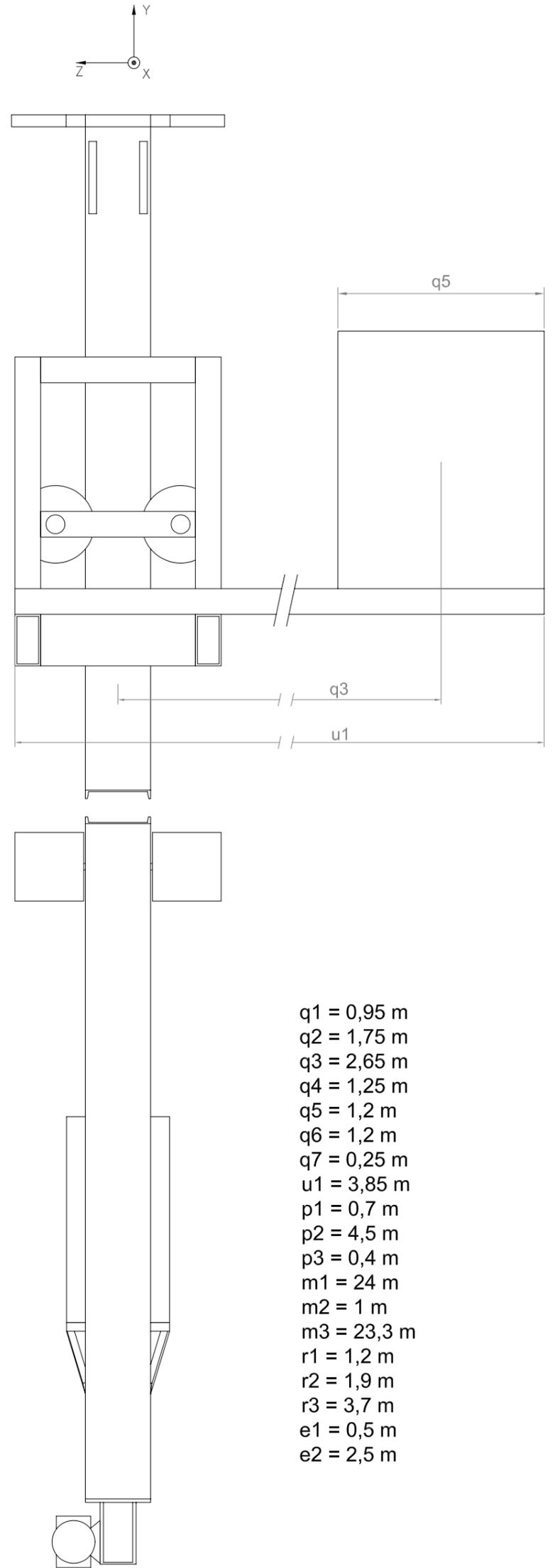
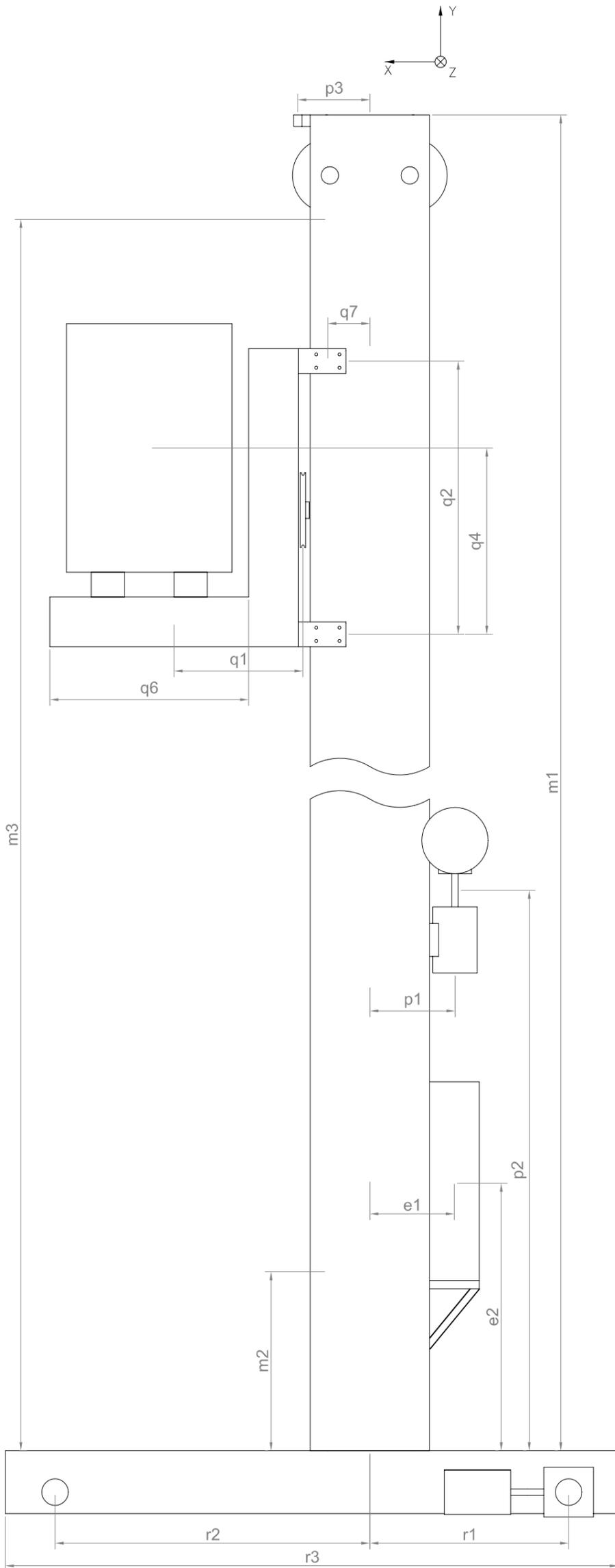
Listado de planos:

Plano Nº	Denominación
1	Transelevador
2	Dimensiones principales
3	Pesos principales
4	Base
5	Mástil
6	Escuadra base / mástil
7	Riel superior e inferior
8	Conjunto carro portauñas
9	Sistema sujeción carro portauñas
10	Carro portauñas
11	Escuadras carro y tambor
12	Guía del rodamiento combinado
13	Conjunto eje polea carro
14	Polea carro portauñas
15	Eje polea carro portauñas
16	Varios eje polea carro
17	Varios II eje polea carro
18	Conjunto árbol motor
19	Corte sistema de traslación
20	Rueda de traslación
21	Arbol motor
22	Eje conducido
23	Caja de rodamientos árbol motor
24	Tapa caja de rodamientos árbol motor
25	Manguito de desmontaje
26	Varios árbol motor
27	Conjunto eje polea superior
28	Corte sistema polea superior
29	Polea superior
30	Eje polea superior
31	Varios eje polea superior
32	Conjunto rueda superior
33	Soporte tensor de rueda superior
34	Varios conjunto rueda superior
35	Diagrama de flujo de carga
36	Transportadoras de pallet



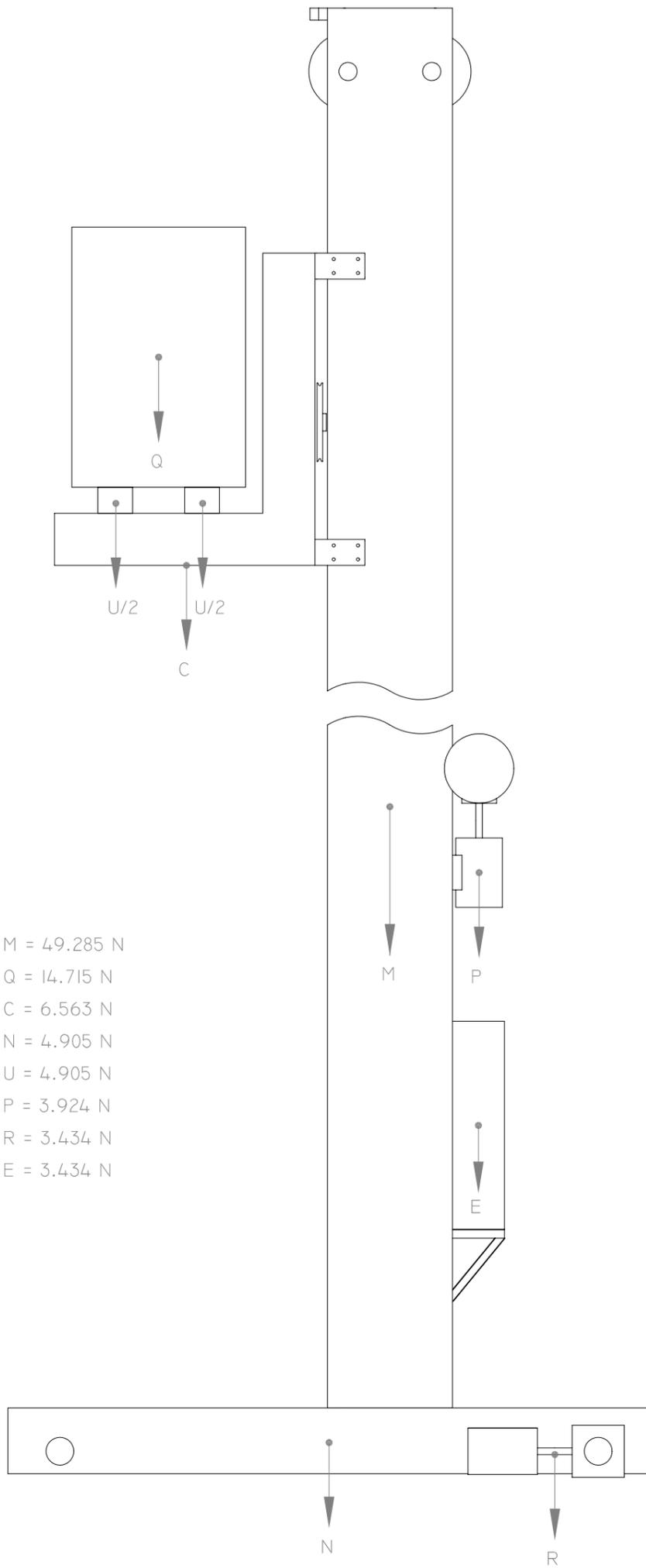
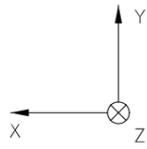
PIEZA Nº	DENOMINACION	PLANO Nº
1	RIEL INFERIOR	7
14	MOTORREDUCTOR DE TRASLAC.	-
15	BASE	4
16	ESCUADRA BASE-MASTIL	6
17	MASTIL	5
18	GUIA DEL ROD. COMBINADO	12
21	CARRO PORTAÑAS	10
22	UÑAS TELESCOPICAS	-
33	TABLERO ELECTRICO	-
34	MOTORREDUCTOR DE IZAJE	-
35	TAMBOR DE IZAJE	11
36	POLEA SUPERIOR	29
42	RUEDA SUPERIOR	32
47	RIEL SUPERIOR	7
17	PERCHA DEL MASTIL	5

PIEZA Nº	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			Nov - 2004	
OBSERVACIONES			TRANSELEVADOR	
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	
			PLANO Nº	1



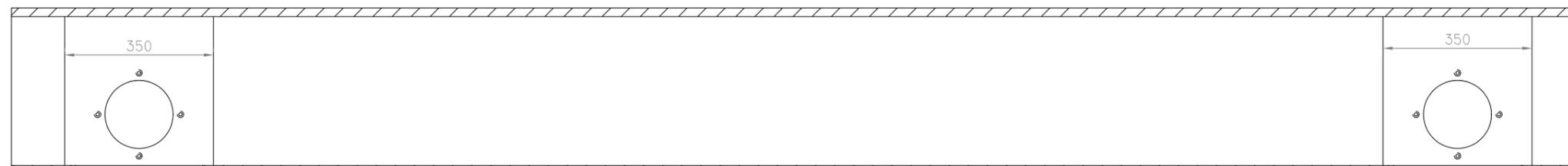
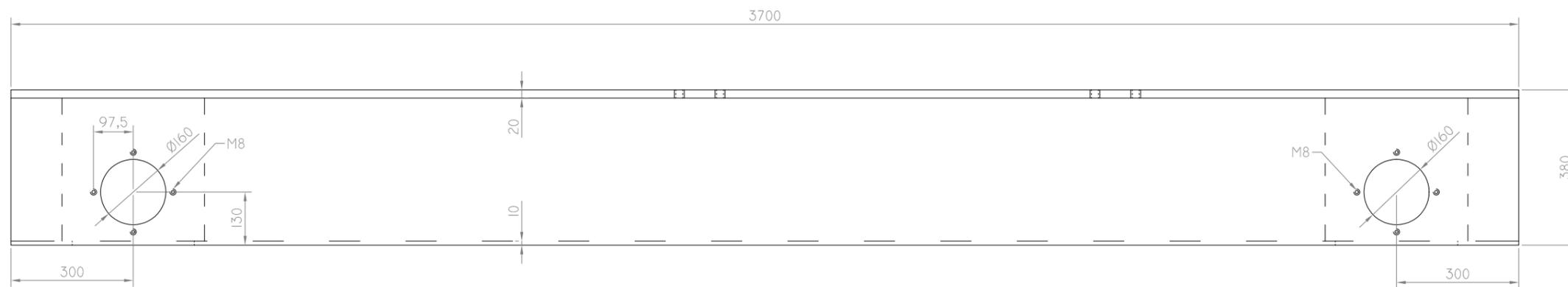
- q1 = 0,95 m
- q2 = 1,75 m
- q3 = 2,65 m
- q4 = 1,25 m
- q5 = 1,2 m
- q6 = 1,2 m
- q7 = 0,25 m
- u1 = 3,85 m
- p1 = 0,7 m
- p2 = 4,5 m
- p3 = 0,4 m
- m1 = 24 m
- m2 = 1 m
- m3 = 23,3 m
- r1 = 1,2 m
- r2 = 1,9 m
- r3 = 3,7 m
- e1 = 0,5 m
- e2 = 2,5 m

PIEZA Nº	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			Nov - 2004	
OBSERVACIONES		<b>DIMENSIONES PRINCIPALES</b>		
		PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO		PLANO Nº 2



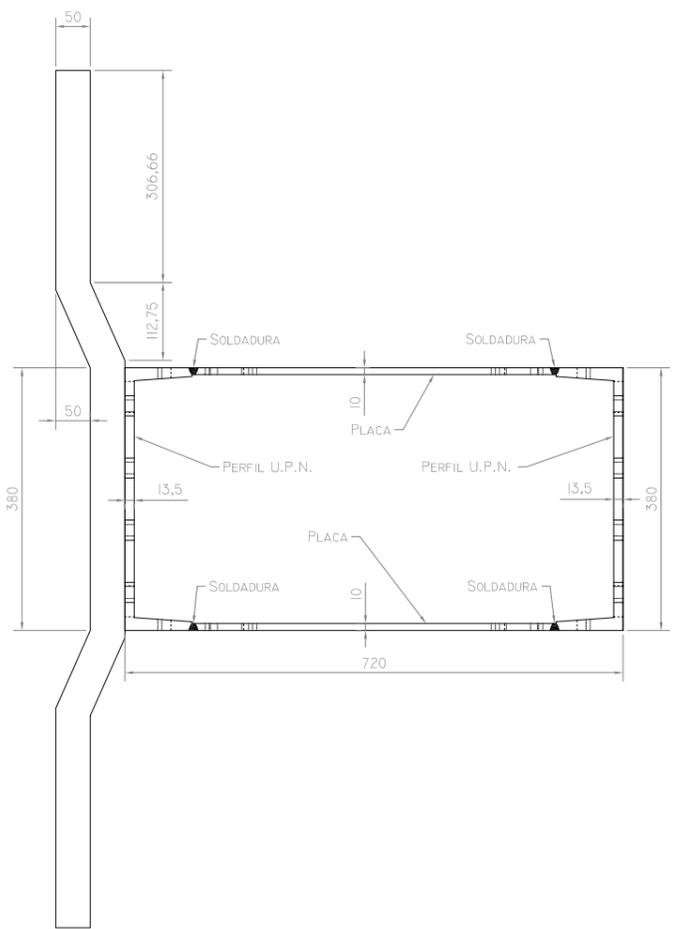
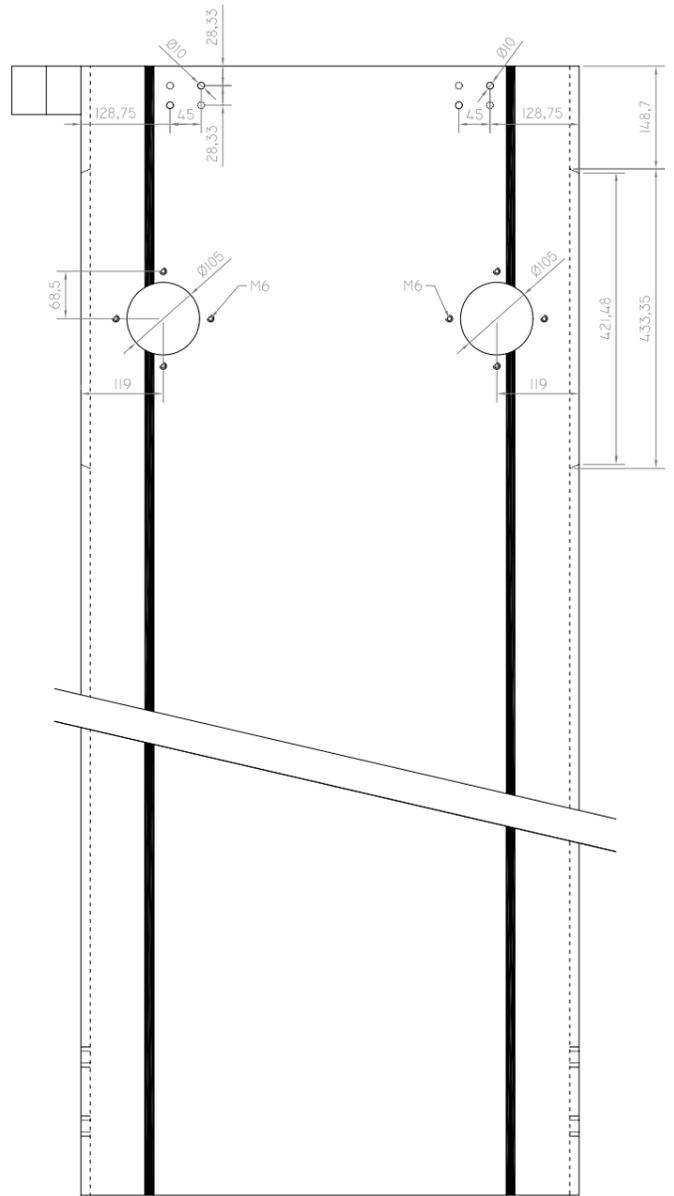
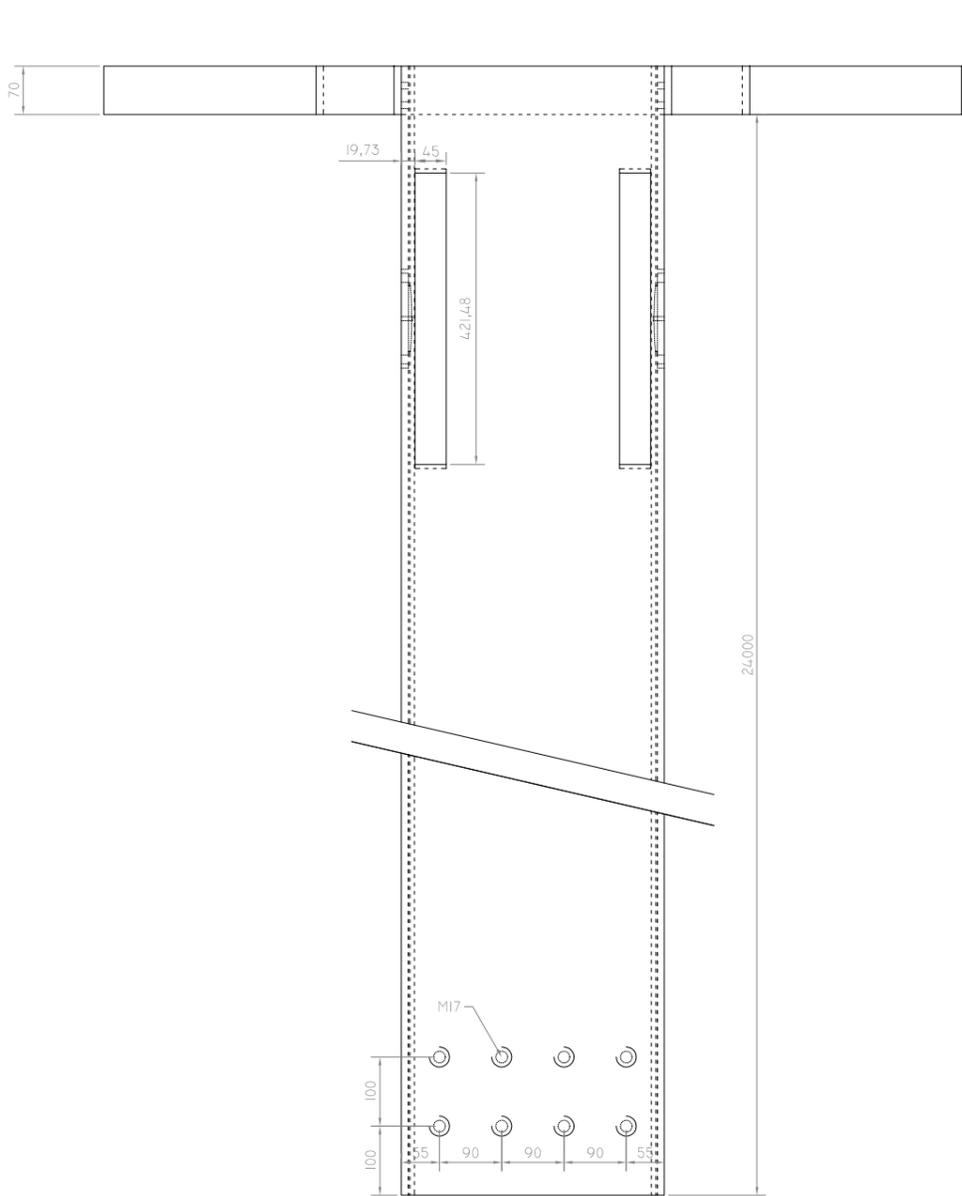
- M = 49.285 N
- Q = 14.715 N
- C = 6.563 N
- N = 4.905 N
- U = 4.905 N
- P = 3.924 N
- R = 3.434 N
- E = 3.434 N

PIEZA N°	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			Nov - 2004	
OBSERVACIONES			<b>PESOS PRINCIPALES</b>	
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	PLANO N°

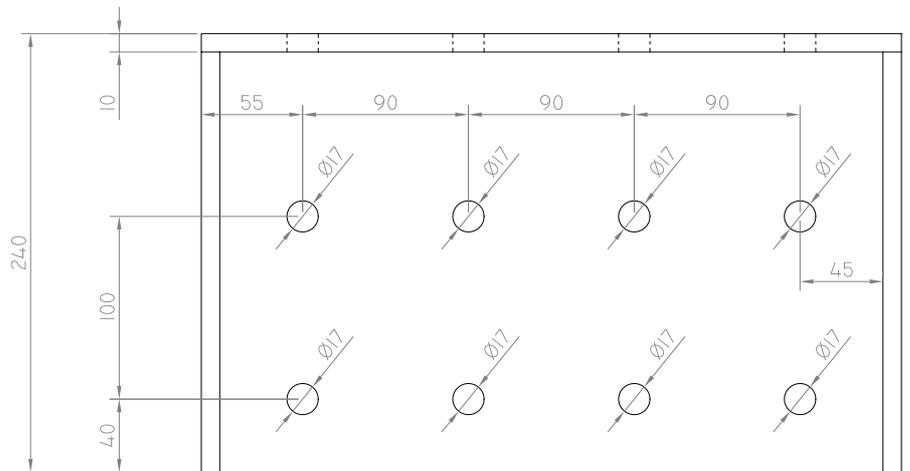
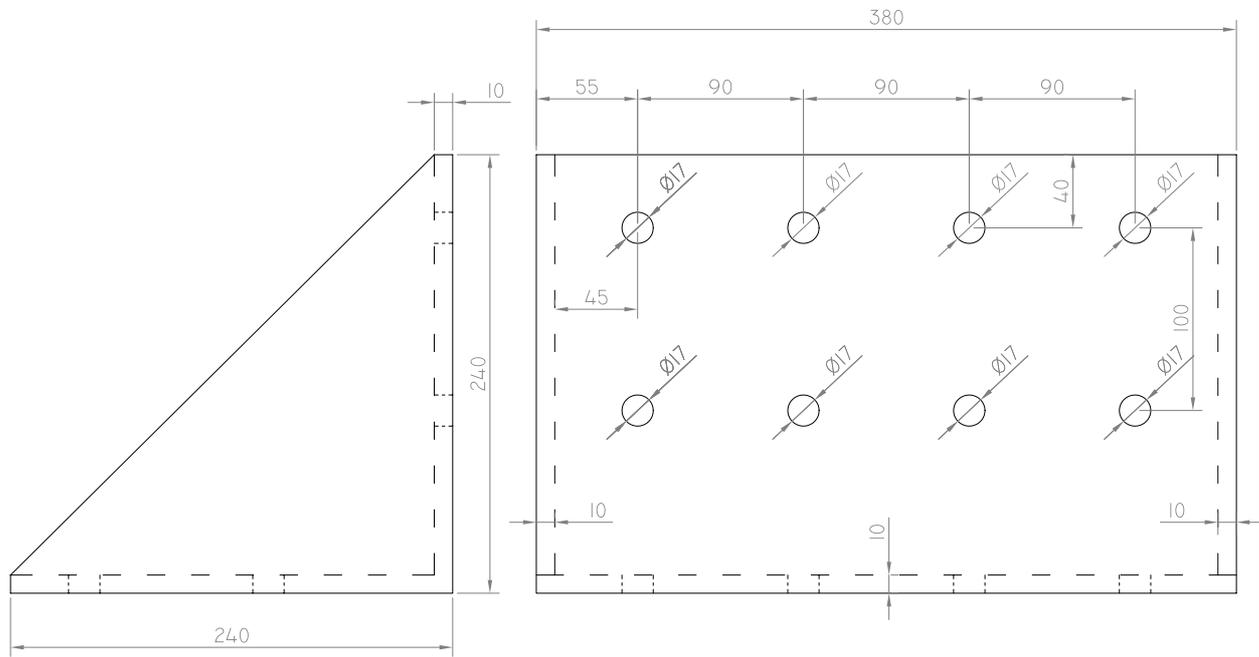


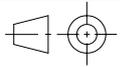
CORTE A-A

PIEZA Nº 15	CANTIDAD 1		MATERIAL ACERO A36	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 12,5
OBSERVACIONES			<b>BASE DEL MASTIL</b>		

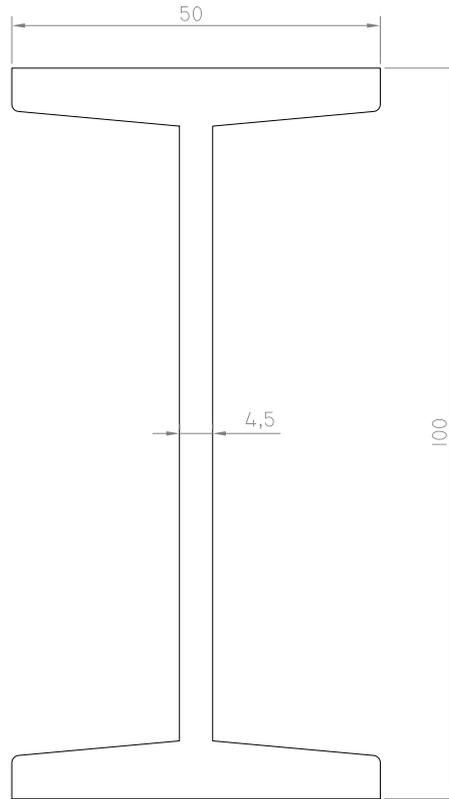


PIEZA N° 17	CANTIDAD 1		MATERIAL ACERO A36	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 10
OBSERVACIONES			<b>MASTIL</b>		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO				PLANO N° 5	

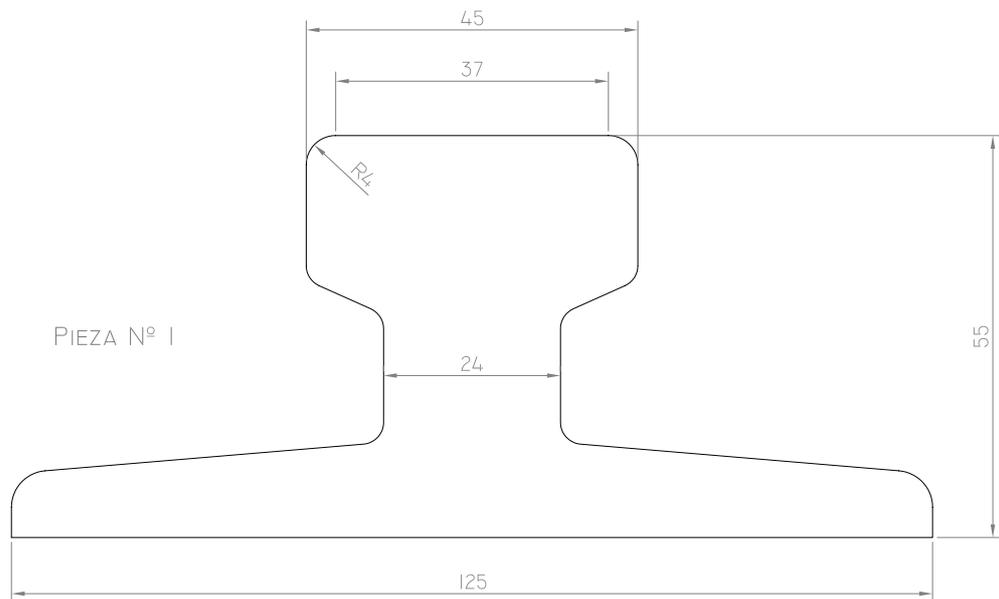


PIEZA N° 16	CANTIDAD 2		MATERIAL ACERO A36	FECHA NOV - 2004	ESCALA 1 : 4
OBSERVACIONES			ESCUADRA BASE-MASTIL		
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO		PLANO N° 6

PIEZA N° 47

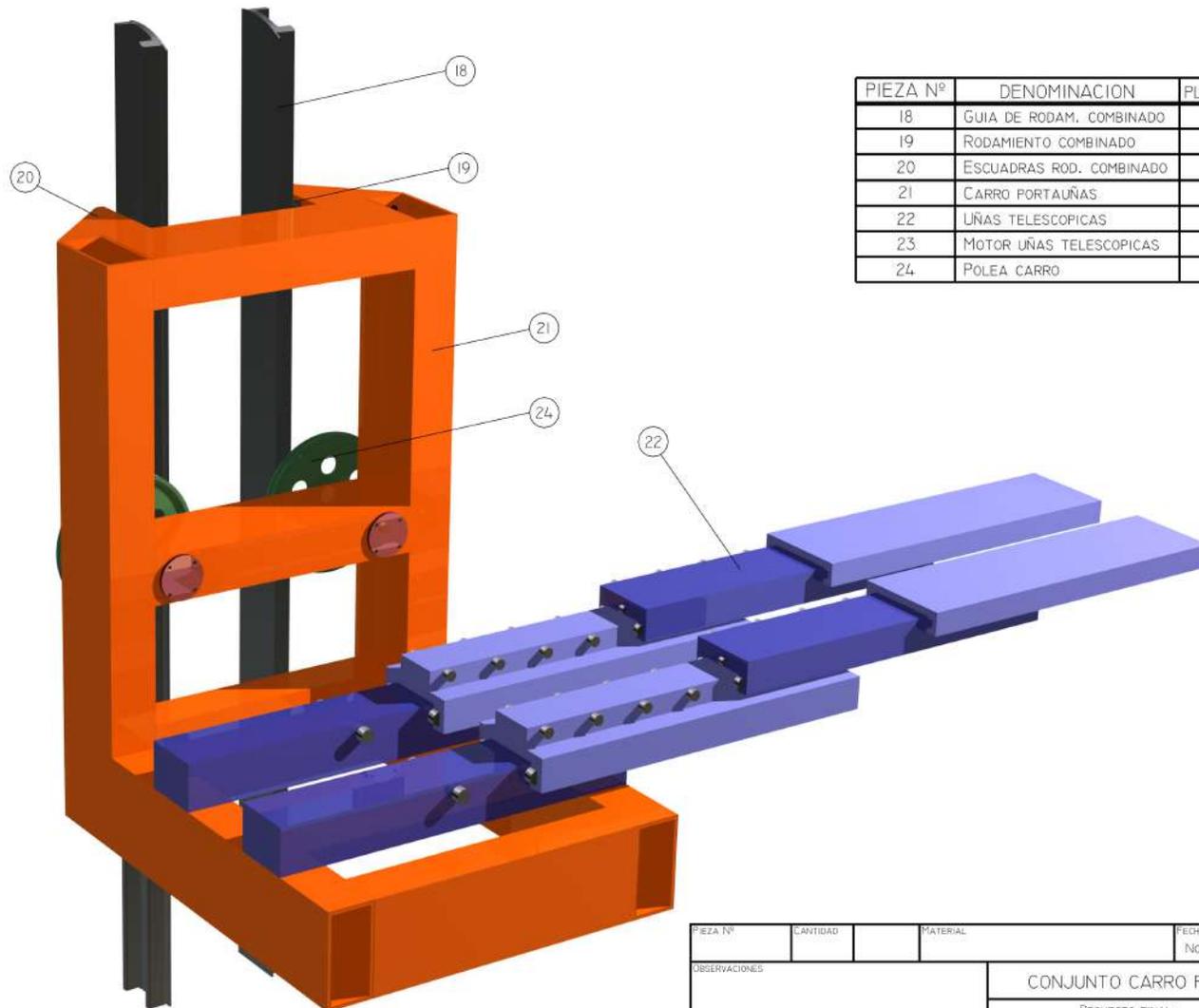


PIEZA N° 1



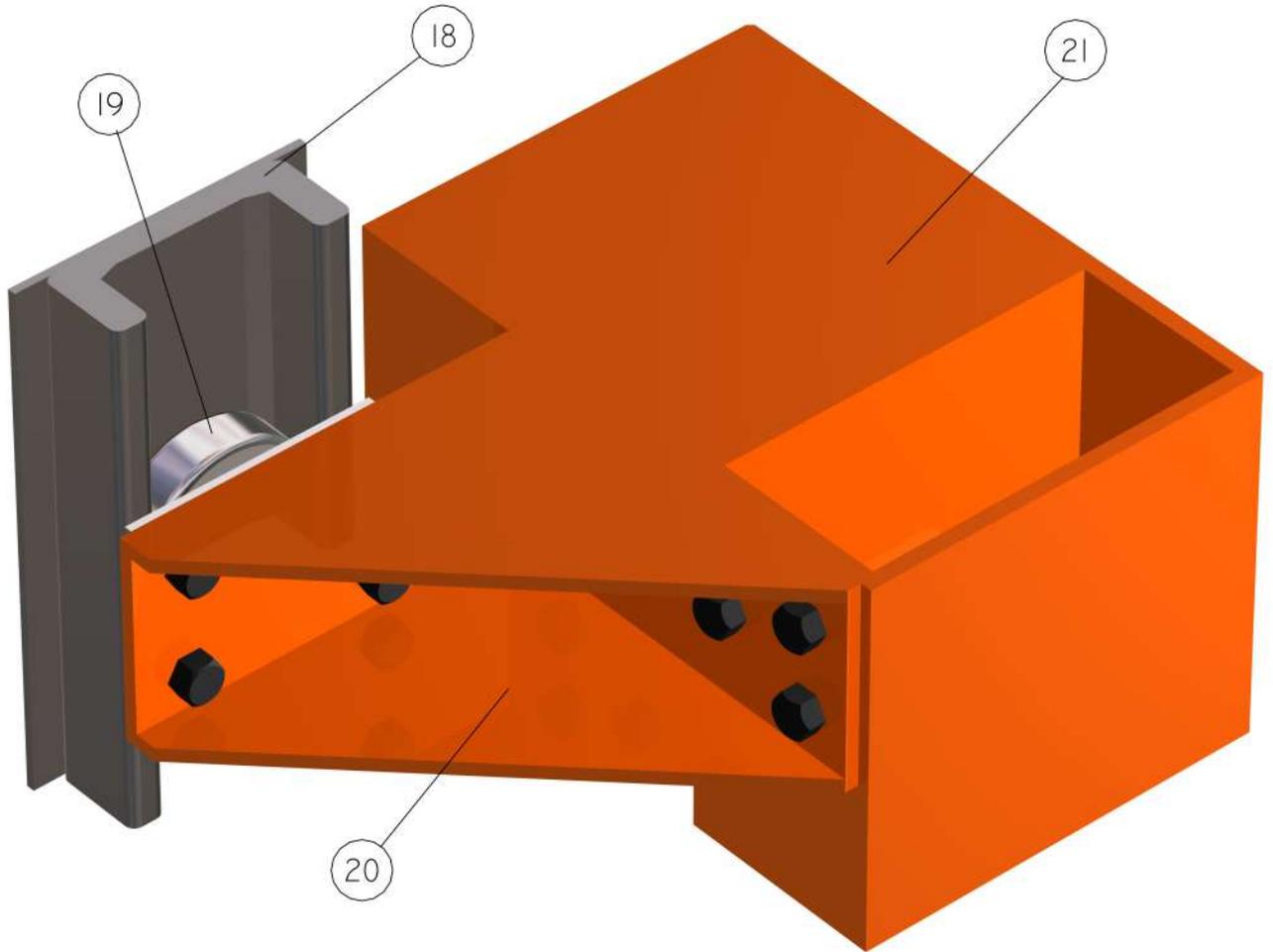
PIEZA N°	DENOMINACION	CANT.	UBICACION	MATERIAL
1	RIEL INFERIOR DE TRASLACION	1	EJE POLEA SUP. MASTIL	ACERO R 70
47	RIEL SUPERIOR DE ALINEACION	1	EJE POLEA SUP. MASTIL	ACERO A 36

PIEZA N° (VER CUADRO)	CANTIDAD (CUADRO)	MATERIAL (VER CUADRO)	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 1
OBSERVACIONES		RIELES		
		PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO		



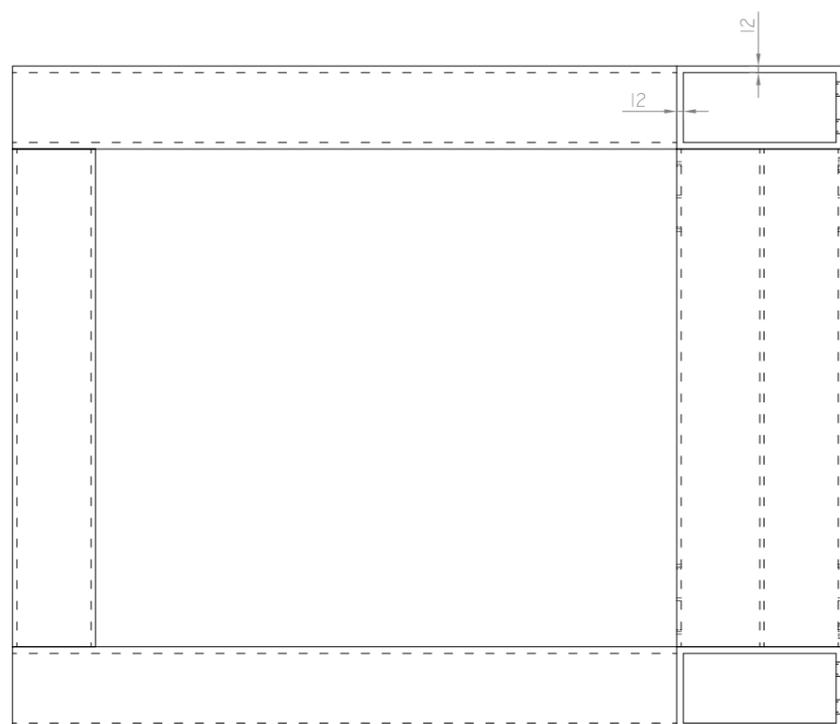
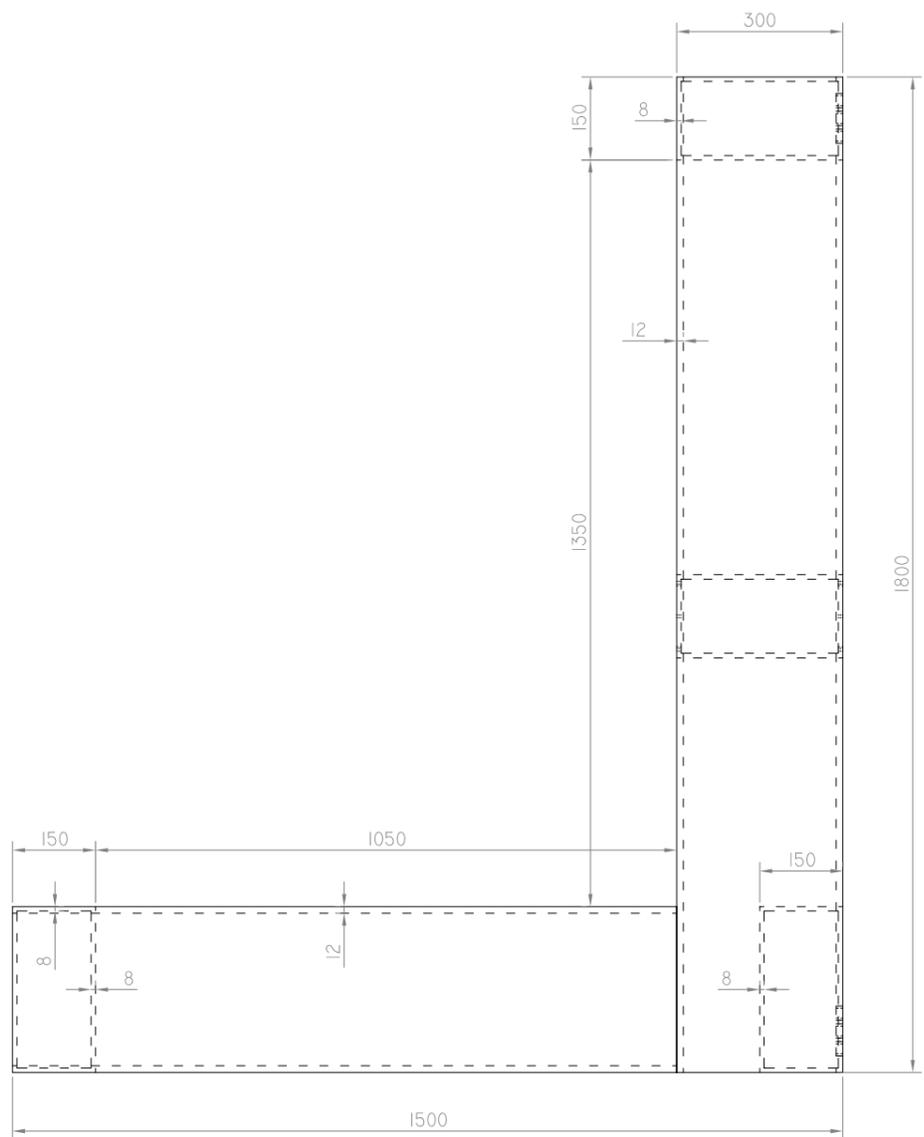
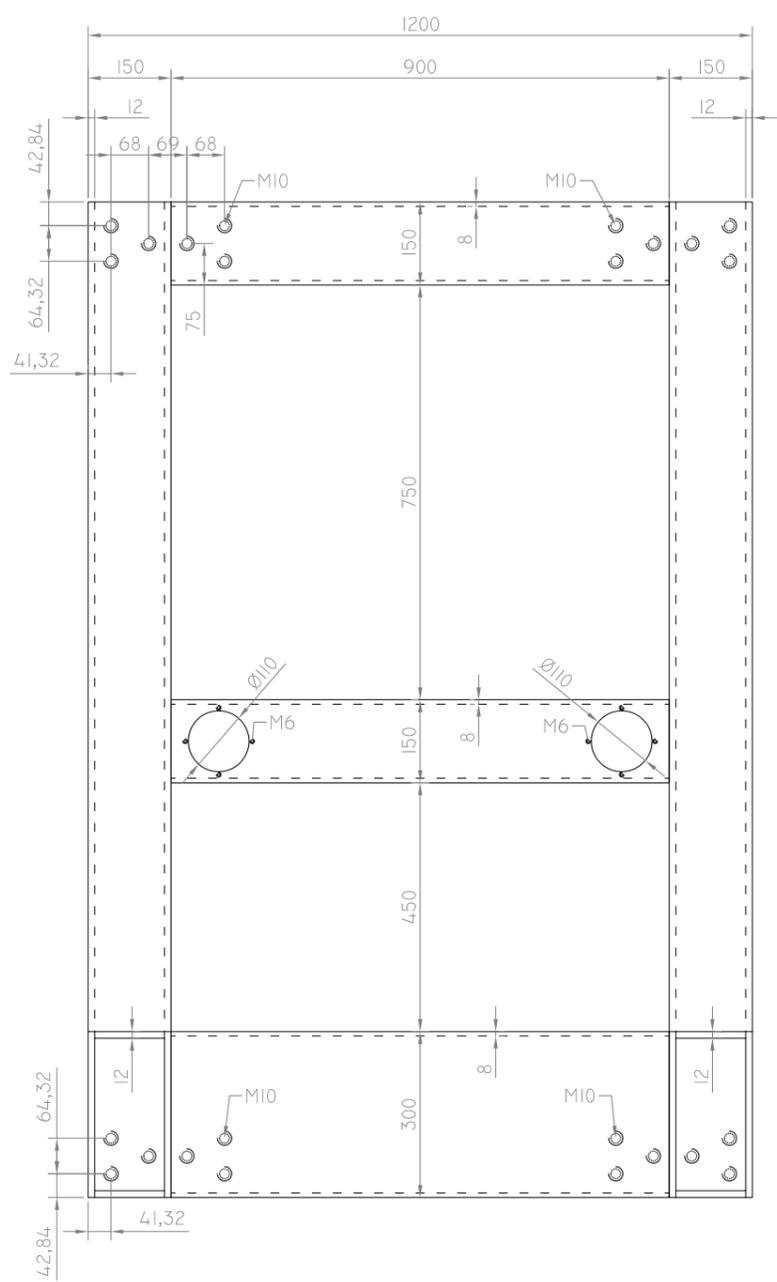
PIEZA Nº	DENOMINACION	PLANO Nº
18	GUIA DE RODAM. COMBINADO	12
19	RODAMIENTO COMBINADO	-
20	ESCUADRAS ROD. COMBINADO	11
21	CARRO PORTAUÑAS	10
22	UÑAS TELESCOPICAS	-
23	MOTOR UÑAS TELESCOPICAS	-
24	POLEA CARRO	13

PIEZA Nº	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			Nov - 2004	
OBSERVACIONES			<b>CONJUNTO CARRO PORTAUÑAS</b>	
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	

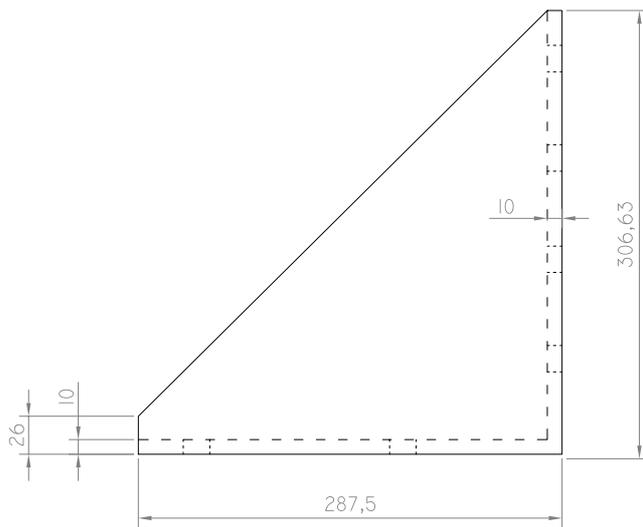


PIEZA N°	DENOMINACION	PLANO N°
18	GUIA DE RODAM. COMBINADO	12
19	RODAMIENTO COMBINADO	-
20	ESCUADRAS ROD. COMBINADO	11
21	CARRO PORTAUÑAS	10

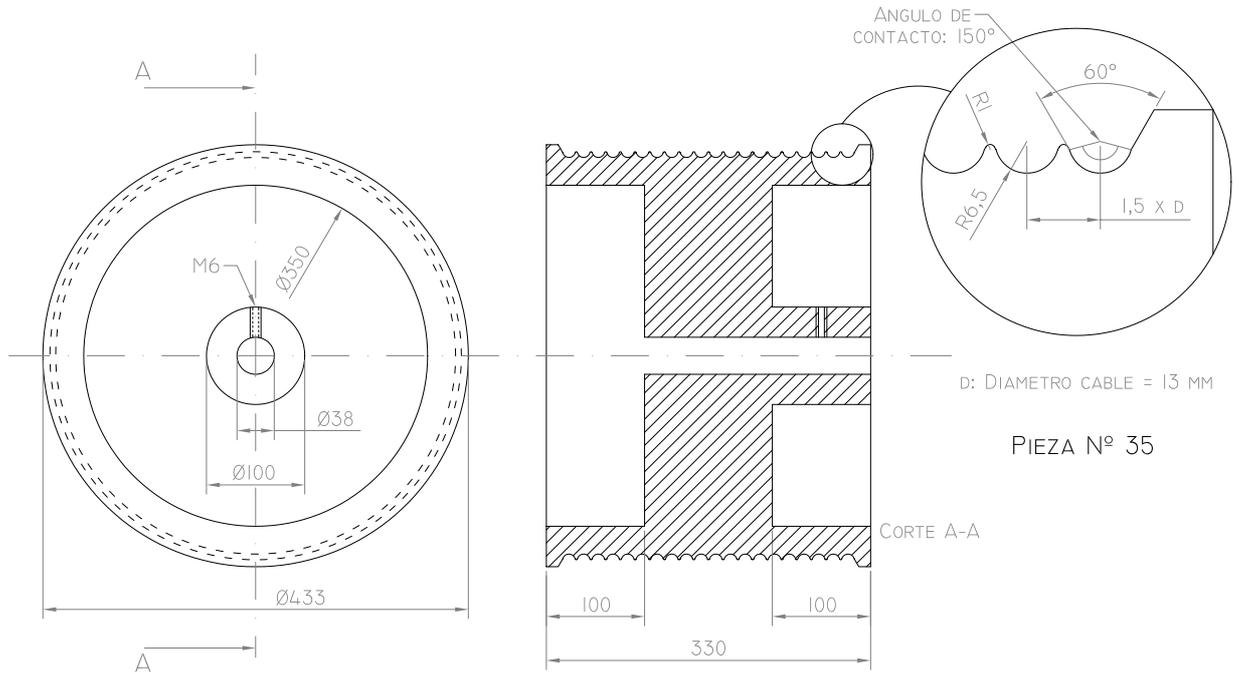
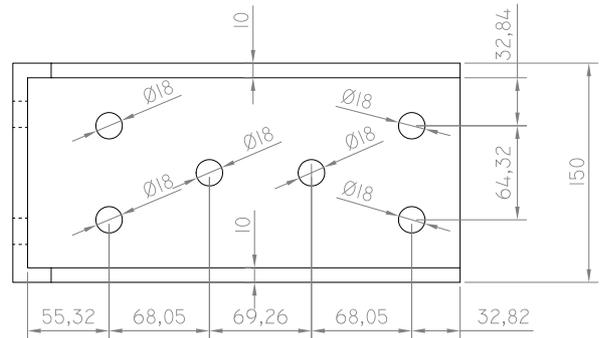
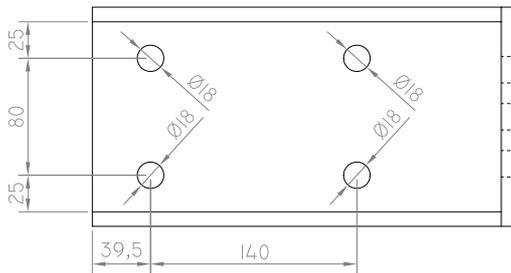
PIEZA N°	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA Nov - 2004	ESCALA
OBSERVACIONES			SISTEMA SUJECION CARRO PORTAUÑAS	
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	PLANO N° 9



PIEZA Nº 21	CANTIDAD 1		MATERIAL ACERO S275 J0H Y S355 J2H	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 12,5
OBSERVACIONES			<b>CARRO PORTAUÑAS</b>		



PIEZA N° 20

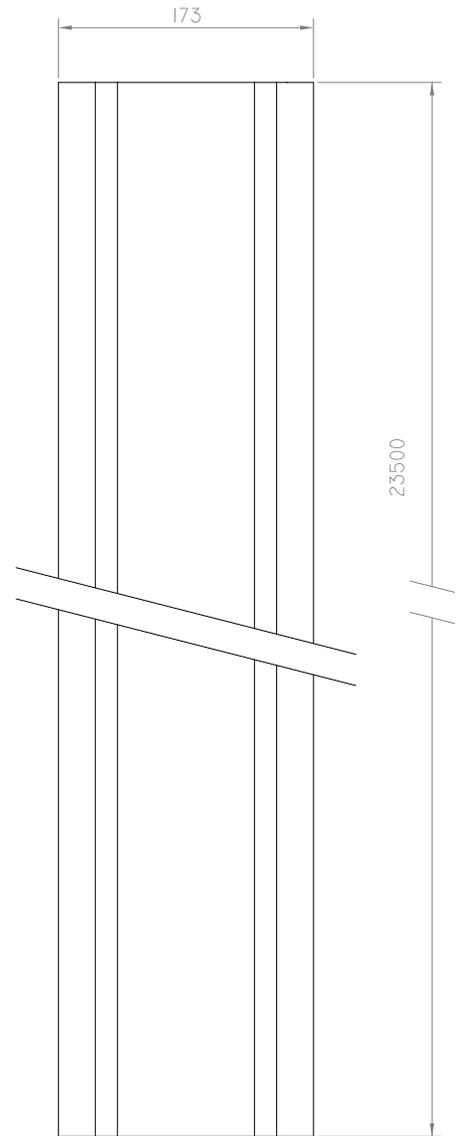
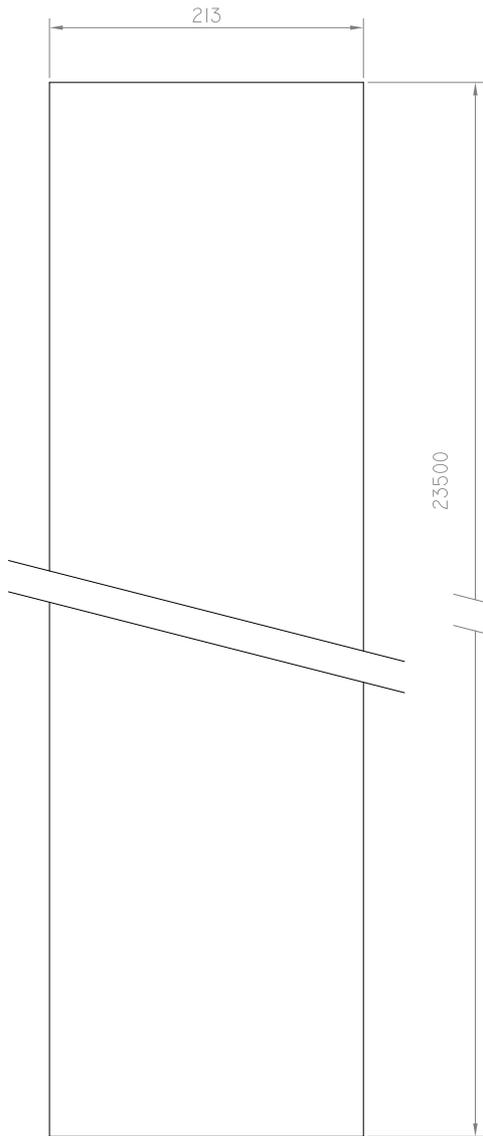
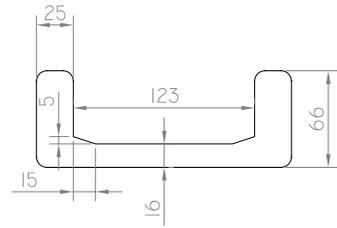


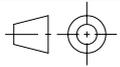
D: DIAMETRO CABLE = 13 MM

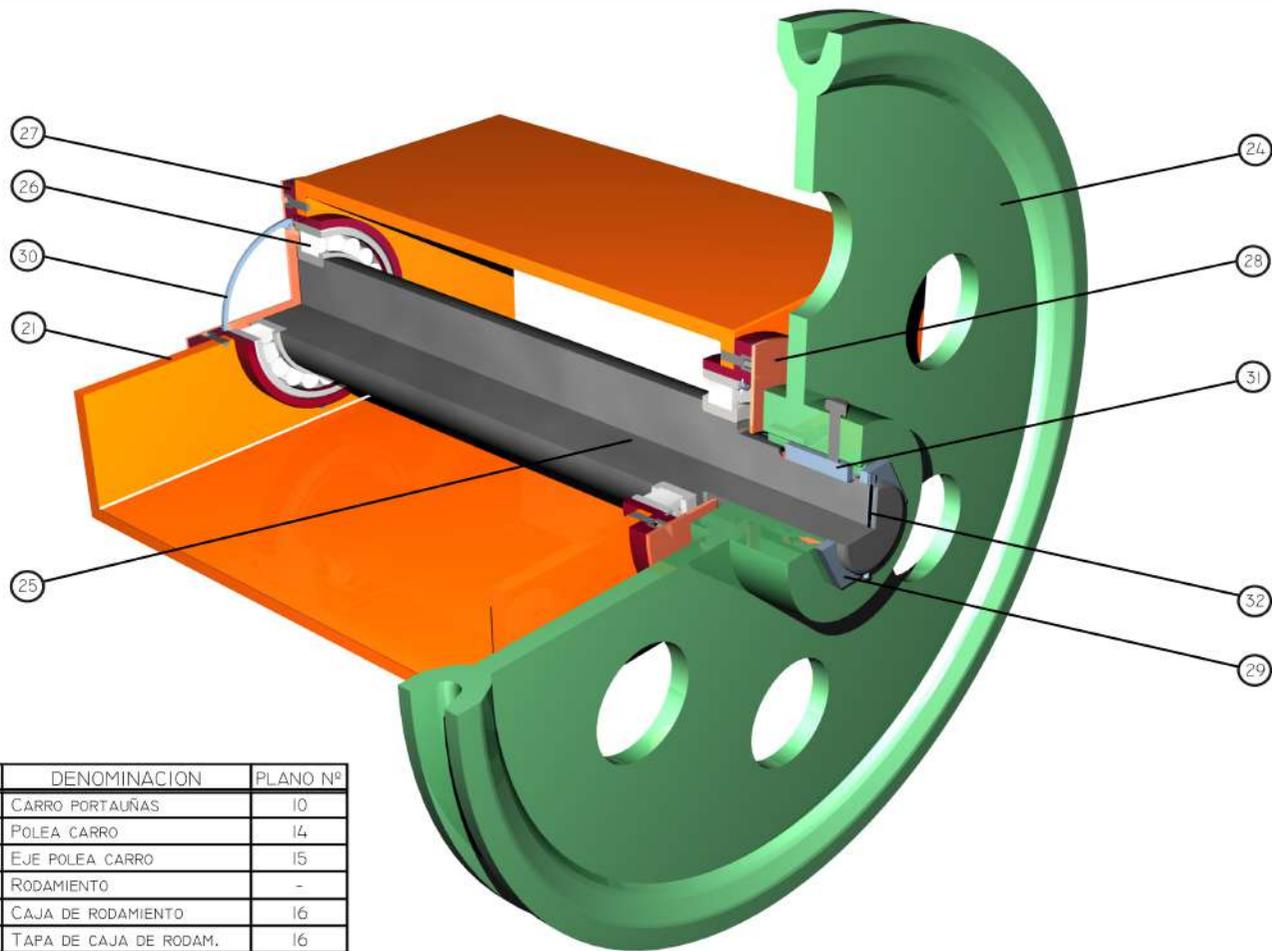
PIEZA N° 35

PIEZA N°	DENOMINACION	CANT.	UBICACION	MATERIAL	ESCALA
20	ESCUADRA CARRO PORTAUÑAS	4	CARRO PORTAUÑAS	ACERO A 36	1 : 5
35	TAMBOR	2	MOTORREDUCTOR IZAJE	FUND. ACERO	1 : 7,5

PIEZA N° (VER CUADRO)	CANTIDAD (CUADRO)		MATERIAL (VER CUADRO)	FECHA Nov - 2004	ESCALA (CUADRO)
OBSERVACIONES			<b>ESCUADRAS CARRO Y TAMBOR</b>		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO					PLANO N° II

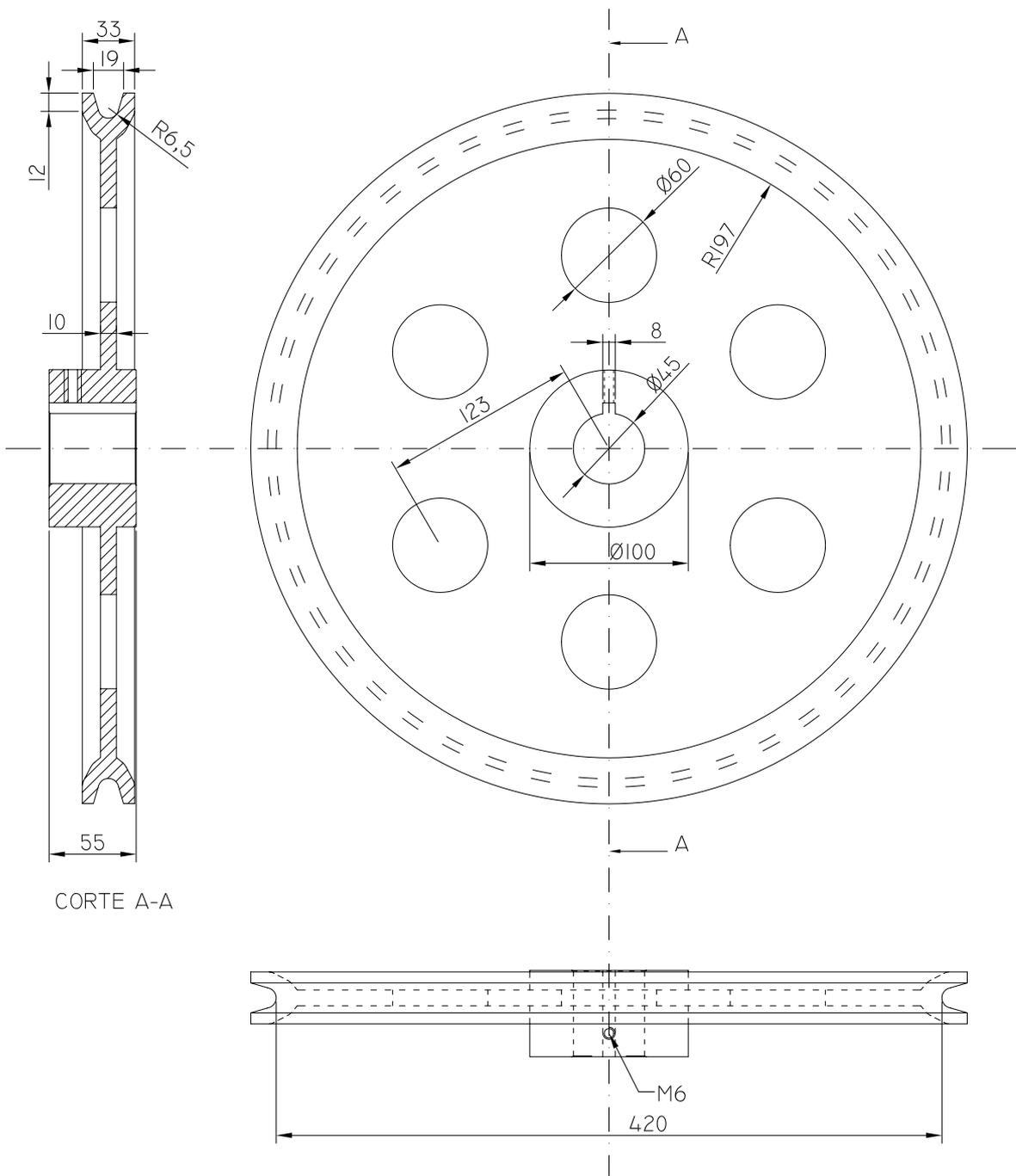


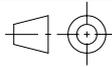
PIEZA N° 18	CANTIDAD 2		MATERIAL	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 5
OBSERVACIONES			GUIA DEL RODAMIENTO COMBINADO		
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO		PLANO N° 12

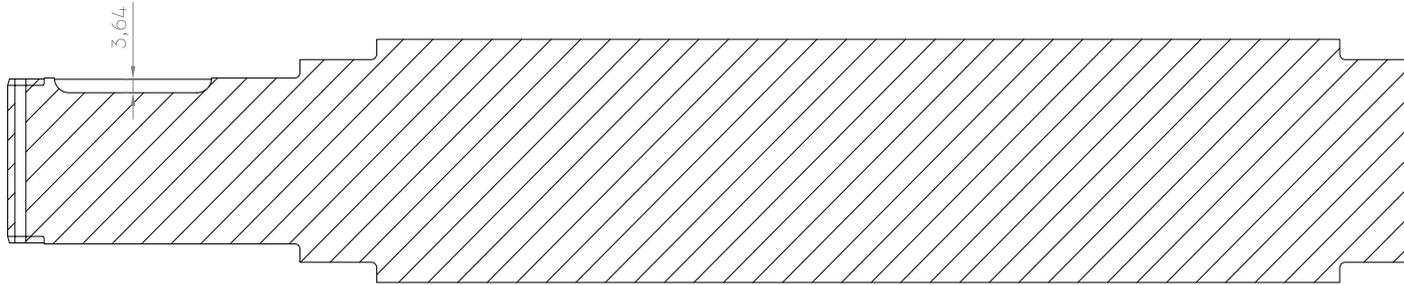


PIEZA Nº	DENOMINACION	PLANO Nº
21	CARRO PORTAUÑAS	10
24	POLEA CARRO	14
25	EJE POLEA CARRO	15
26	RODAMIENTO	-
27	CAJA DE RODAMIENTO	16
28	TAPA DE CAJA DE RODAM.	16
29	TUERCA	17
30	ARO SEGUER	17
31	CHAVETA	17
32	SEGURO DE TUERCA	17

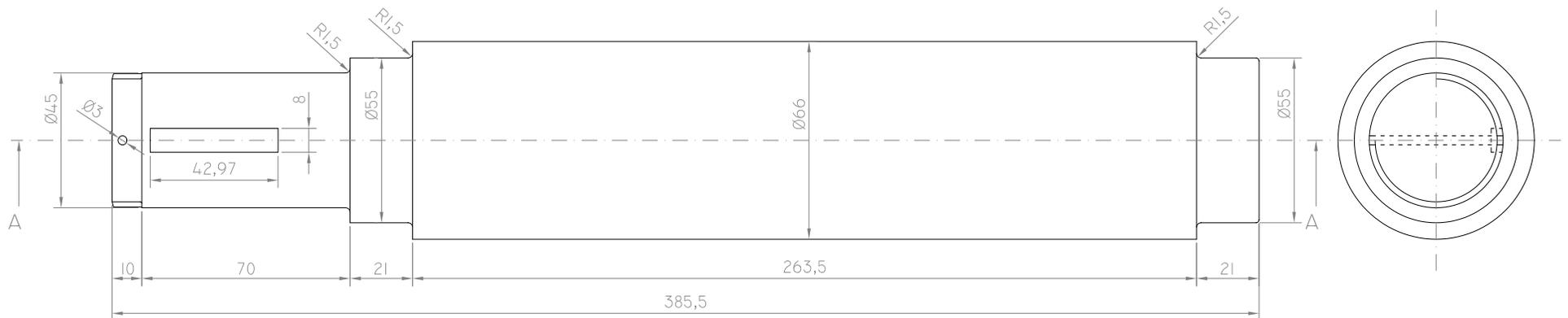
PIEZA Nº	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			Nov - 2004	
OBSERVACIONES			<b>CONJUNTO EJE POLEA CARRO</b>	
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	PLANO Nº 15



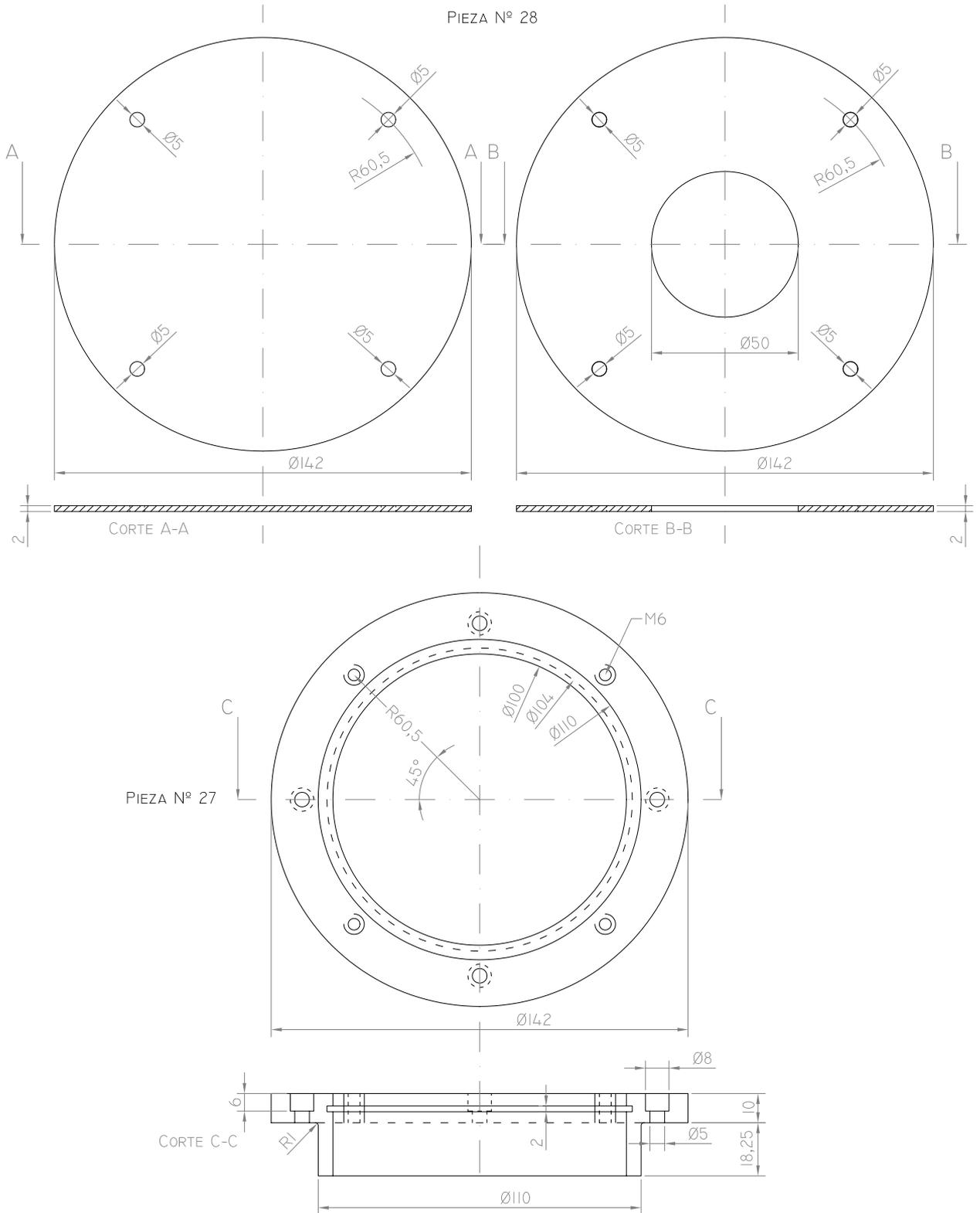
PIEZA Nº 24	CANTIDAD 2		MATERIAL FUNDICION DE ACERO	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 4
OBSERVACIONES			POLEA DEL CARRO PORTAUÑAS		PLANO Nº 14
				PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	



CORTE A-A



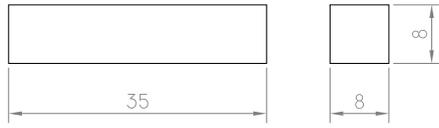
PIEZA N° 25	CANTIDAD 2		MATERIAL SAE 1040	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES			EJE DE POLEA DEL CARRO PORTAUÑAS		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO				PLANO N° 15	



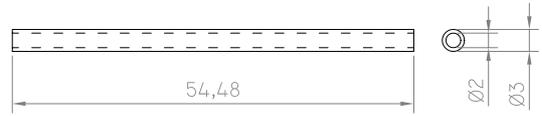
PIEZA Nº	DENOMINACION	CANT.	UBICACION	MATERIAL
27	CAJA DE RODAMIENTO I	2	EJE POLEA CARRO	ACERO A 36
28	TAPA DE CAJA DE RODAMIENTO	2 C/U	EJE POLEA CARRO	ACERO A 36

PIEZA Nº (VER CUADRO)	CANTIDAD (CUADRO)		MATERIAL  (VER CUADRO)	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES			VARIOS EJE POLEA CARRO		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO				PLANO Nº 16	

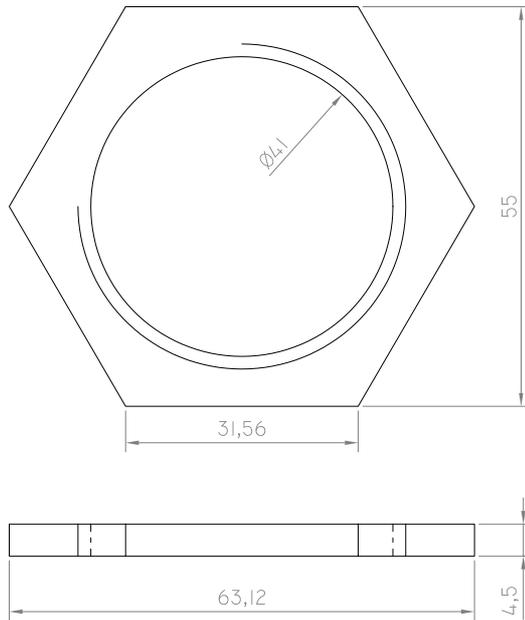
PIEZA N° 31



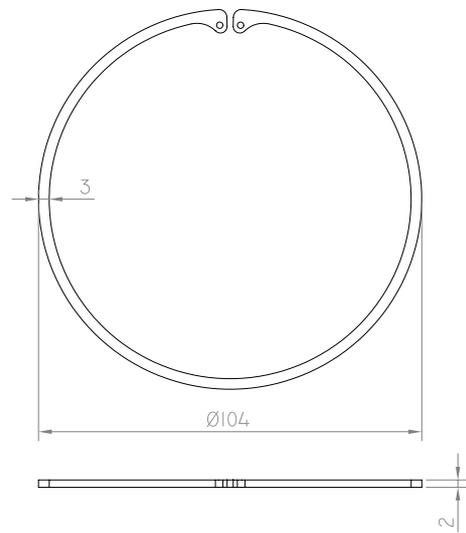
PIEZA N° 32



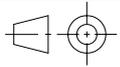
PIEZA N° 29

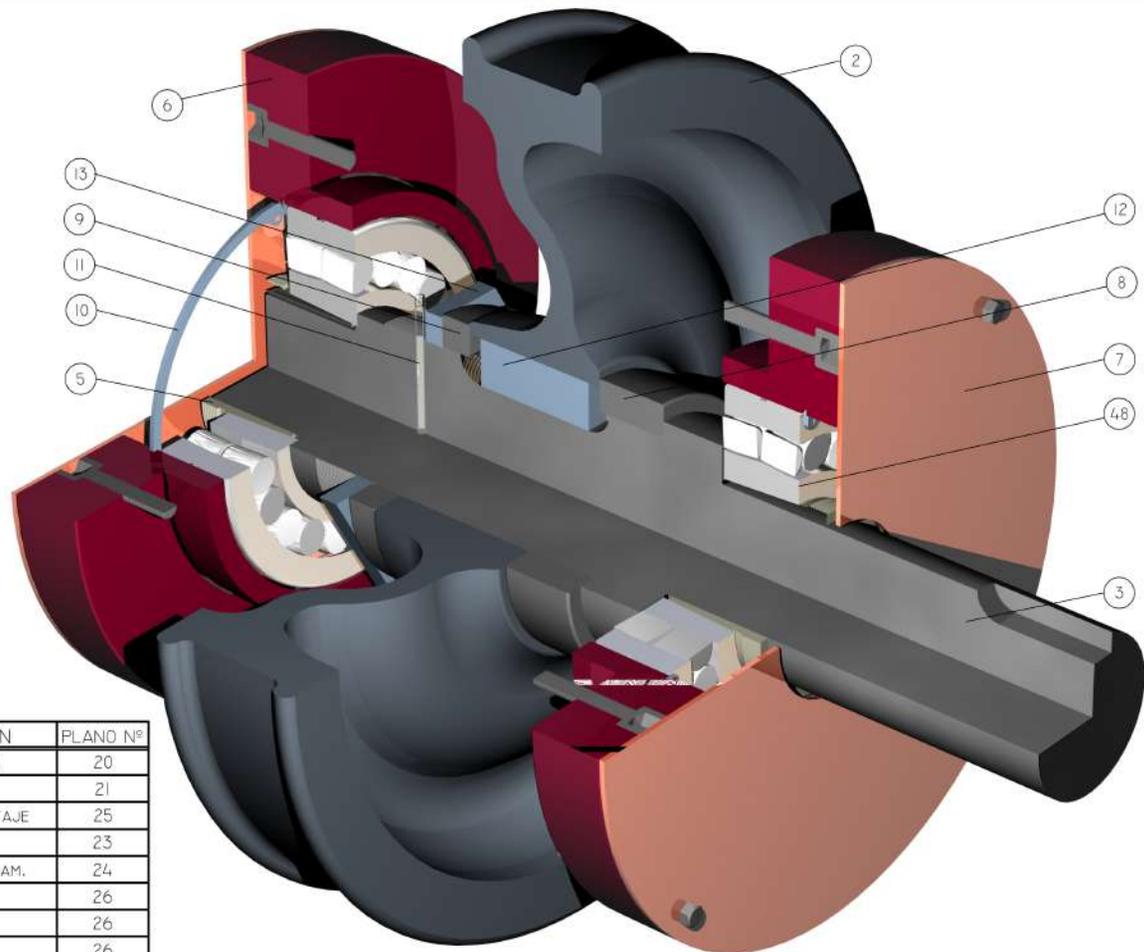


PIEZA N° 30



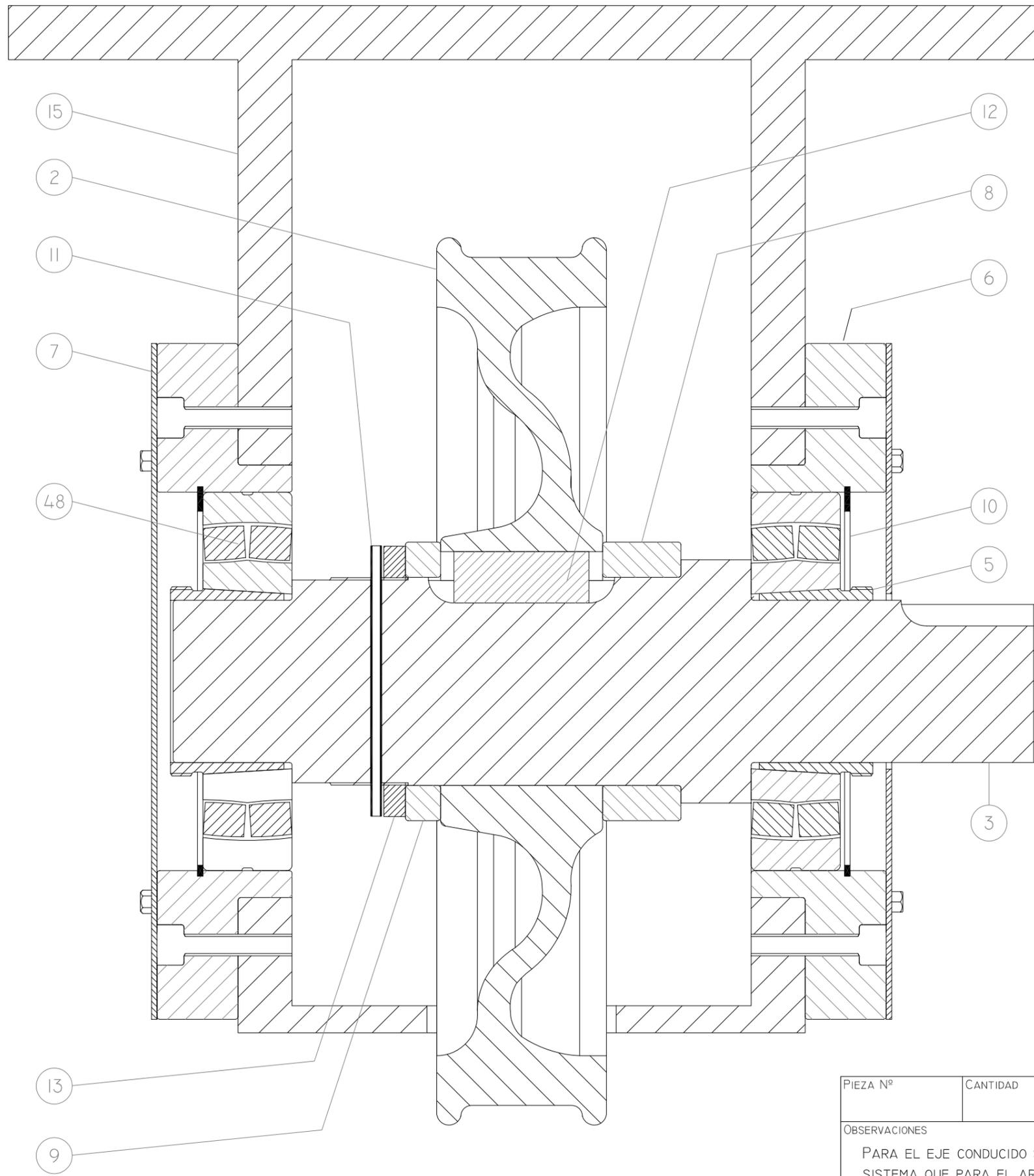
PIEZA N°	DENOMINACION	CANT.	UBICACION	MATERIAL	ESCALA
29	TUERCA	2	EJE POLEA CARRO		1 : 1
30	ARO SEGUER	4	CAJA RODAMIENTO		1 : 2
31	CHAVETA	2	EJE POLEA CARRO	SAE 1020	1 : 1
32	SEGURO TUERCA	2	EJE POLEA CARRO	SAE 1045	1 : 1

PIEZA N° (VER CUADRO)	CANTIDAD (CUADRO)		MATERIAL (VER CUADRO)	FECHA Nov - 2004	ESCALA (CUADRO)
OBSERVACIONES			VARIOS 2 EJE POLEA CARRO		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO				PLANO N° 17	



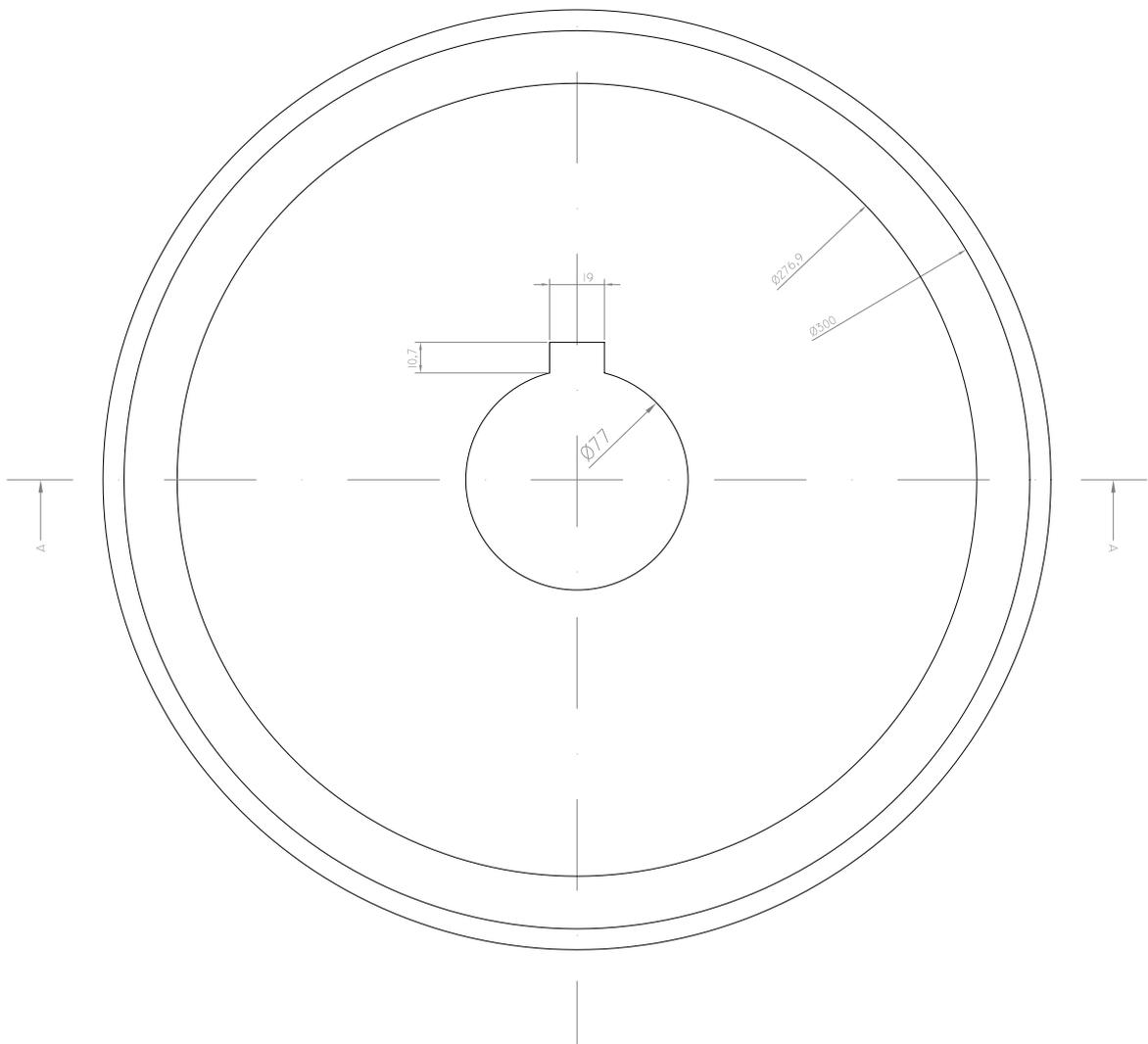
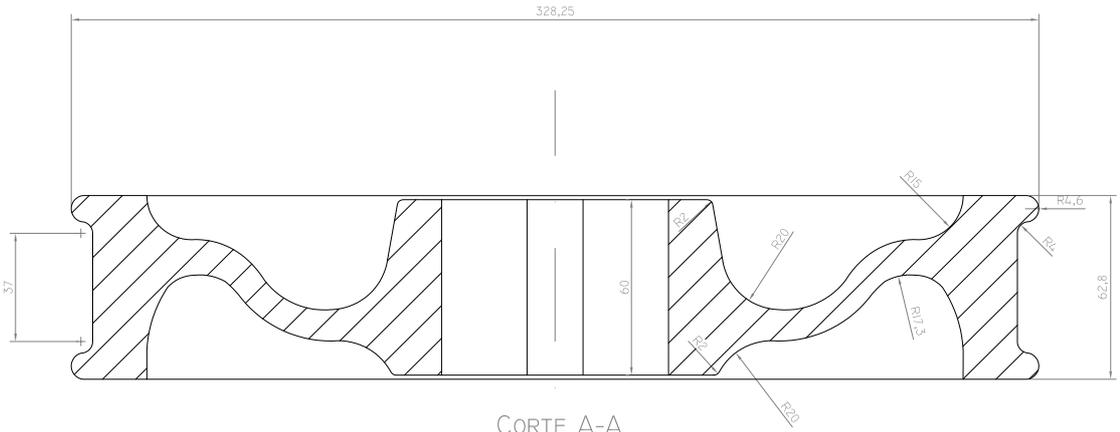
PIEZA Nº	DENOMINACION	PLANO Nº
2	RUEDA DE TRASLACION	20
3	ÁRBOL MOTOR	21
5	MANGUITO DE DESMONTAJE	25
6	CAJA DE RODAMIENTO	23
7	TAPA DE CAJA DE RODAM.	24
8	SEPARADOR Nº 1	26
9	SEPARADOR Nº 2	26
10	ARO SEGUER	26
11	SEGURO DE TUERCA	26
12	CHAVETA	26
13	TUERCA	26
48	RODAMIENTO DEL ARBOL	-

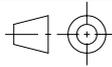
PIEZA Nº	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			NOV - 2004	
OBSERVACIONES			<b>CONJUNTO ARBOL MOTOR</b> PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	
				18



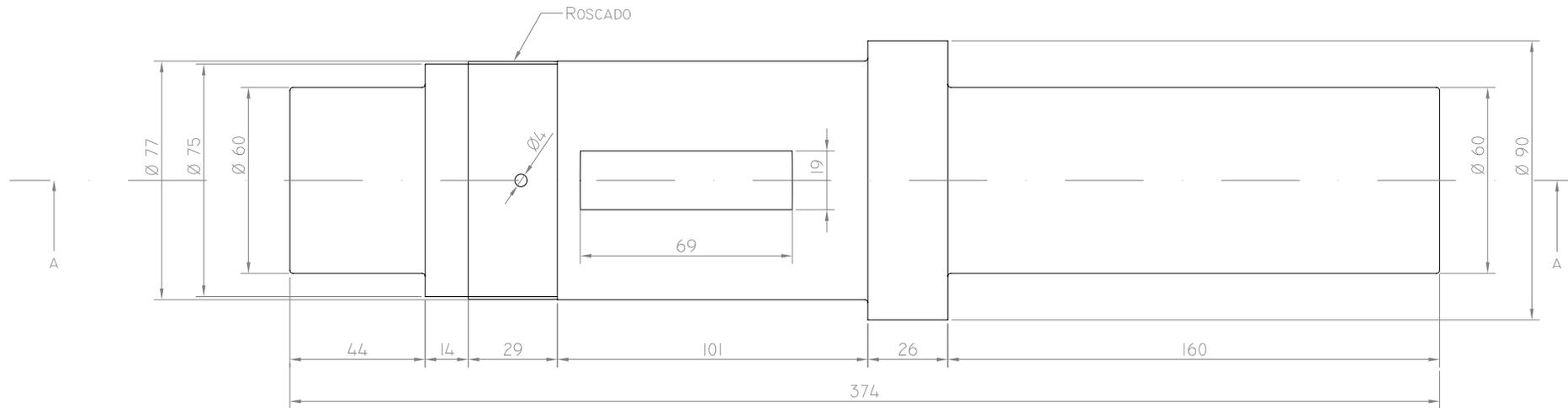
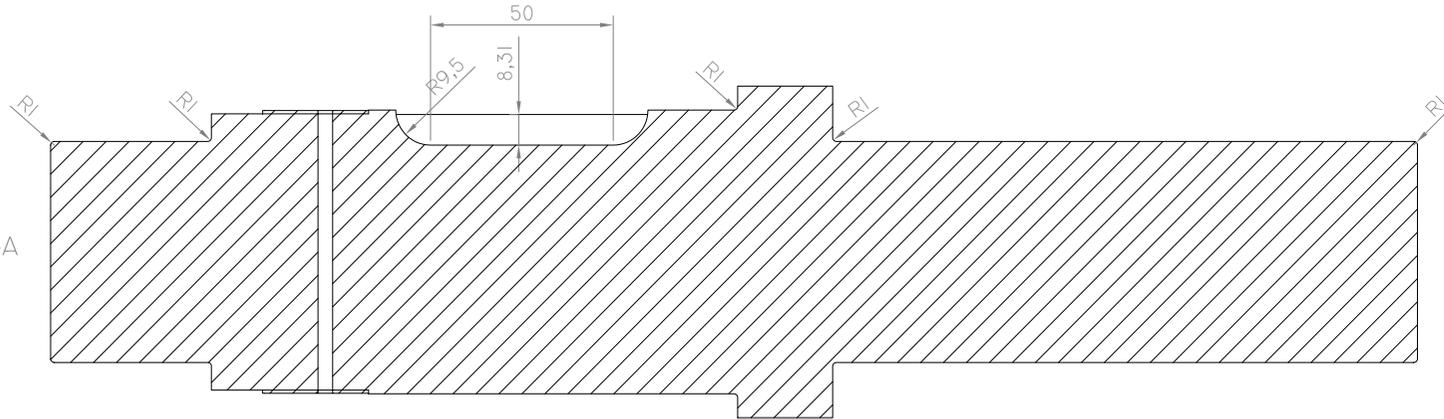
PIEZA N°	DENOMINACION	PLANO N°
2	RUEDA DE TRASLACION	20
3	ARBOL MOTOR	21
5	MANGUITO DE DESMONTAJE	25
6	CAJA DE RODAMIENTO	23
7	TAPA DE CAJA DE RODAM.	24
8	SEPARADOR N° 1	26
9	SEPARADOR N° 2	26
10	ARO SEGUER	26
11	SEGURO DE TUERCA	26
12	CHAVETA	26
13	TUERCA	26
15	BASE DEL TRANSELEVADOR	4
48	RODAMIENTO DEL ARBOL	-

PIEZA N°	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			NOV - 2004	
OBSERVACIONES			CORTE DEL SISTEMA DE TRASLACION	
PARA EL EJE CONDUcido SE UTILIZA EL MISMO SISTEMA QUE PARA EL ARBOL MOTOR				
			PROYECTO FINAL:	PLANO N°
			SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	19

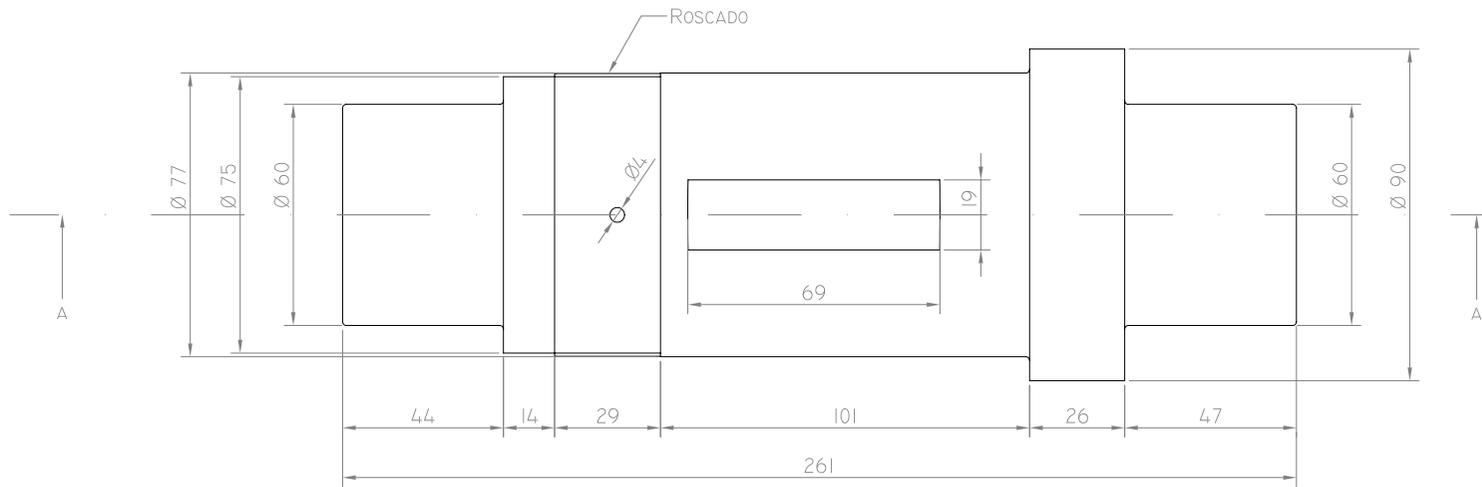
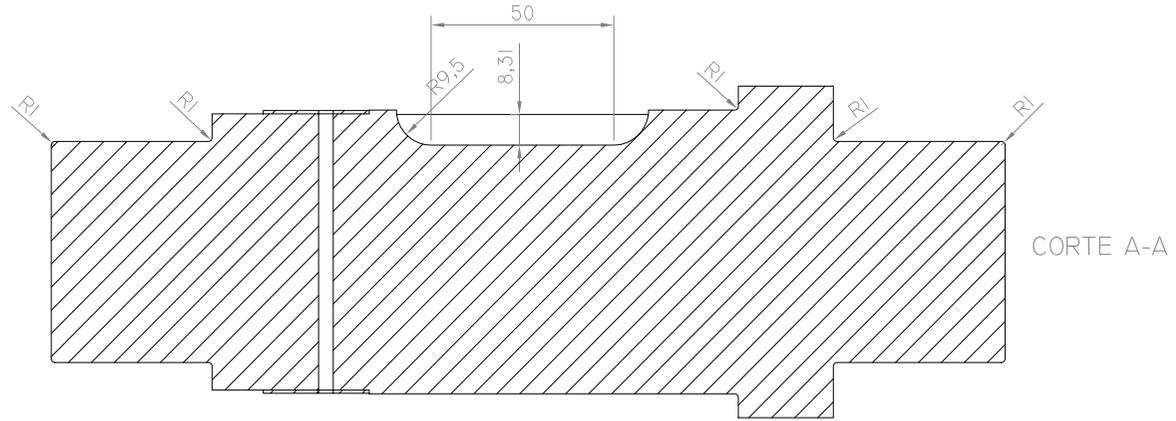


ARTICULO / REF. 2	CANTIDAD 2		MATERIAL FUNDICION DE ACERO	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2,5
OBSERVACIONES			RUEDA DE TRASLACION		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAJE AUTOMATIZADO				PLANO N° 20	

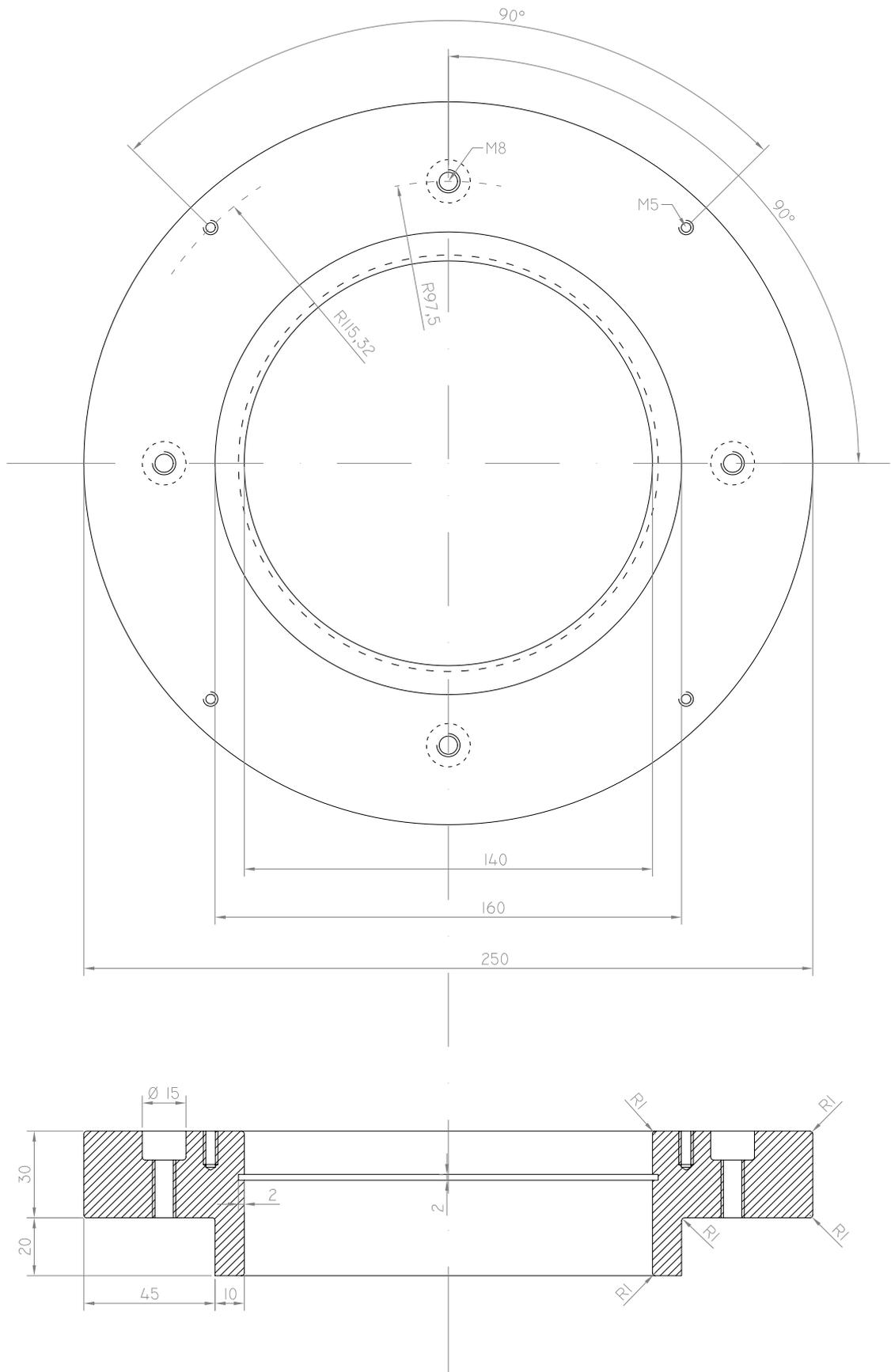
CORTE A-A



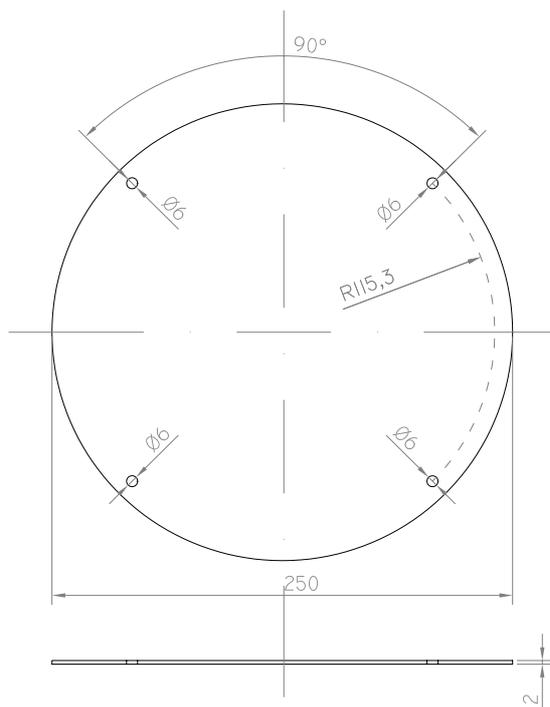
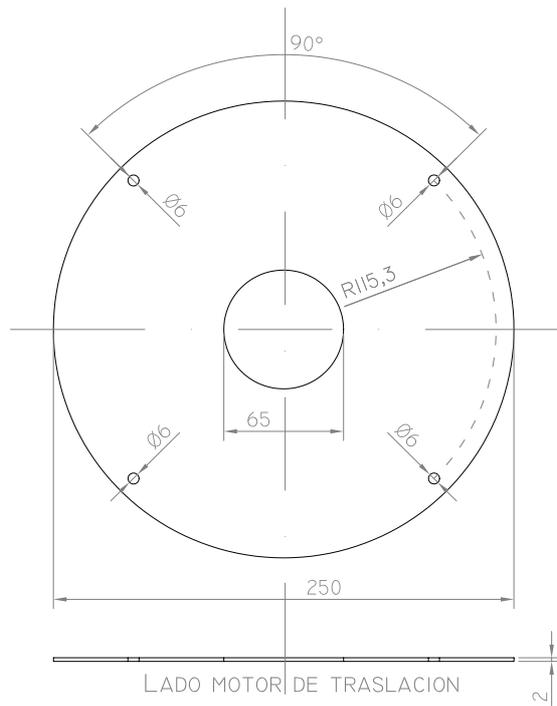
PIEZA N° 3	CANTIDAD 1		MATERIAL SAE 4340	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES			ARBOL MOTOR		

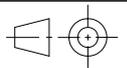


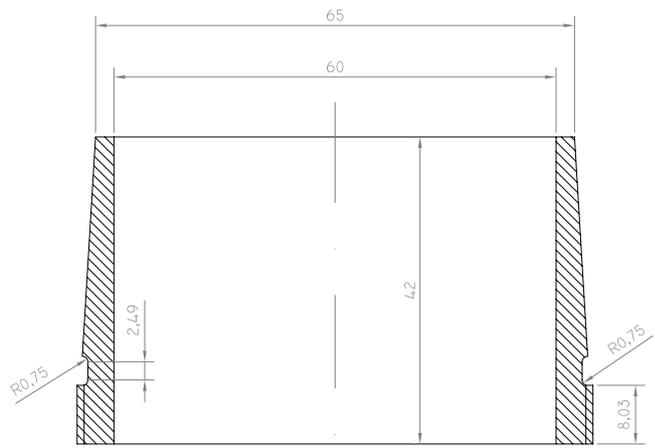
PIEZA N° 4	CANTIDAD 1		MATERIAL SAE 4340	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES			EJE CONDUCCION		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO				PLANO N° 22	



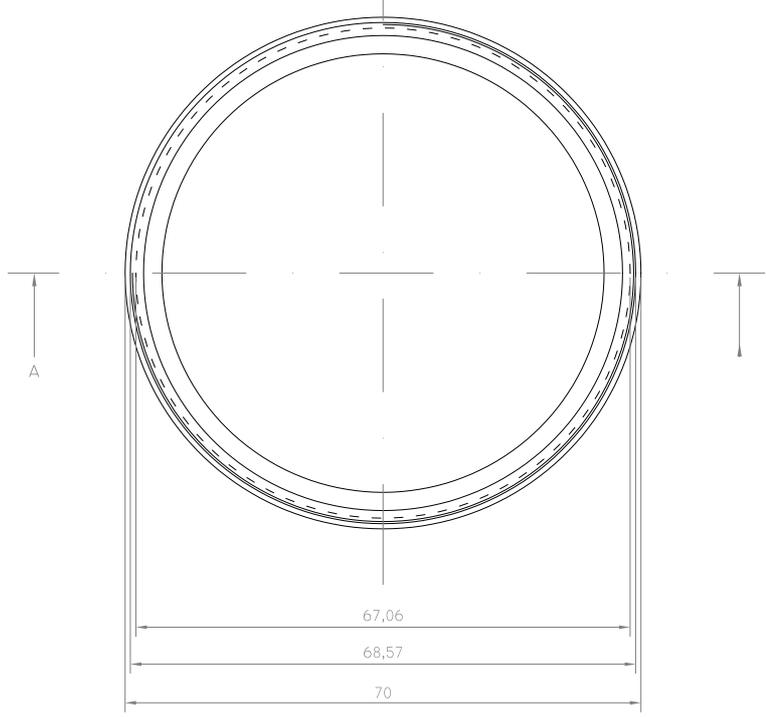
PIEZA N° 6	CANTIDAD 4		MATERIAL SAE 1020	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES UBICADA EN ARBOL MOTOR Y EJE CONDUCIDO			CAJA DE RODAMIENTOS ARBOL MOTOR		PLANO N° 23
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO					

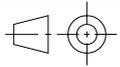


PIEZA N° 7	CANTIDAD 2		MATERIAL ACERO A 36	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 4
OBSERVACIONES UBICADAS EN ARBOL MOTOR Y EJE CONDUCCIDO			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO		PLANO N° 24
TAPA CAJA RODAM. ARBOL MOTOR					

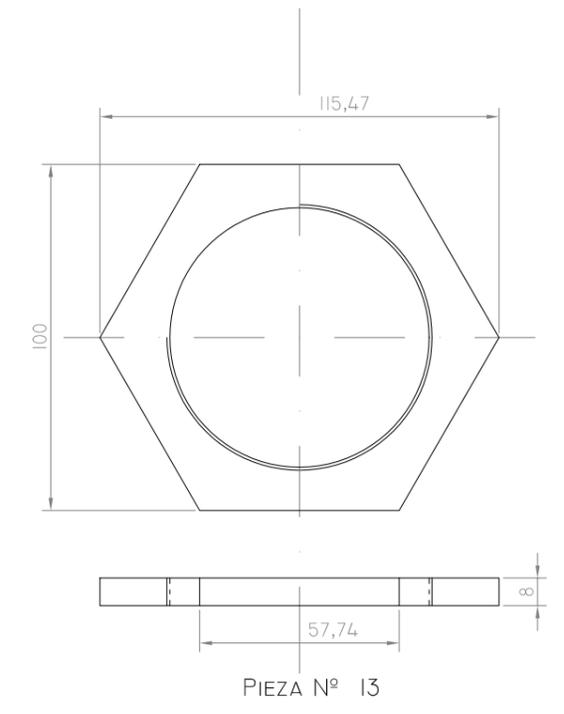
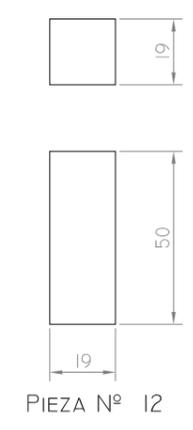
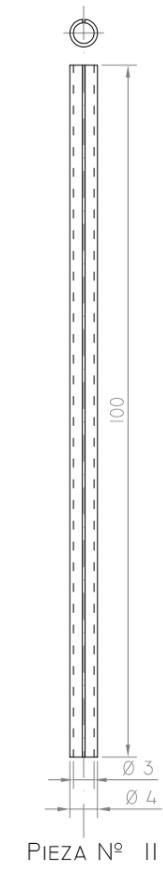
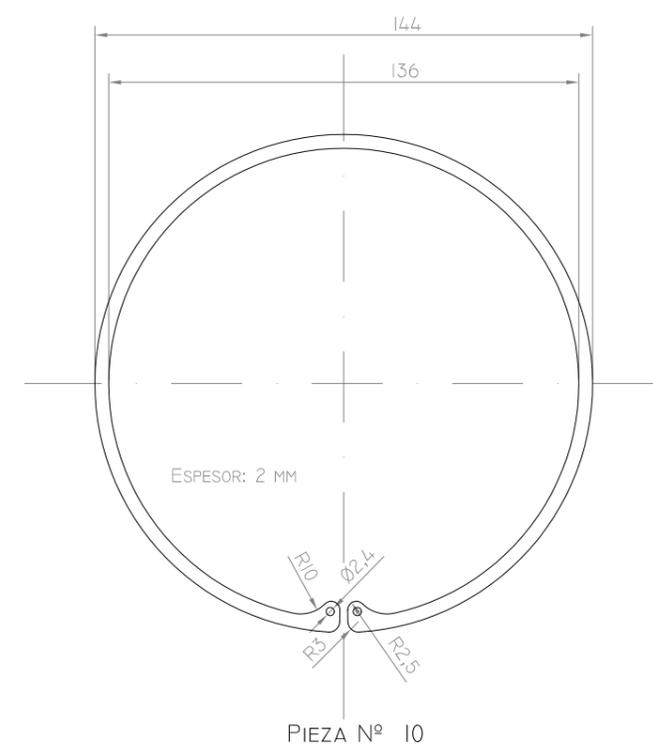
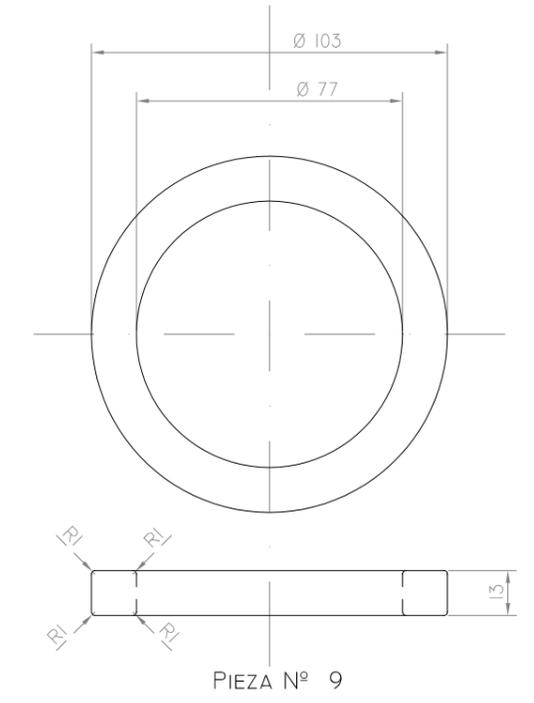
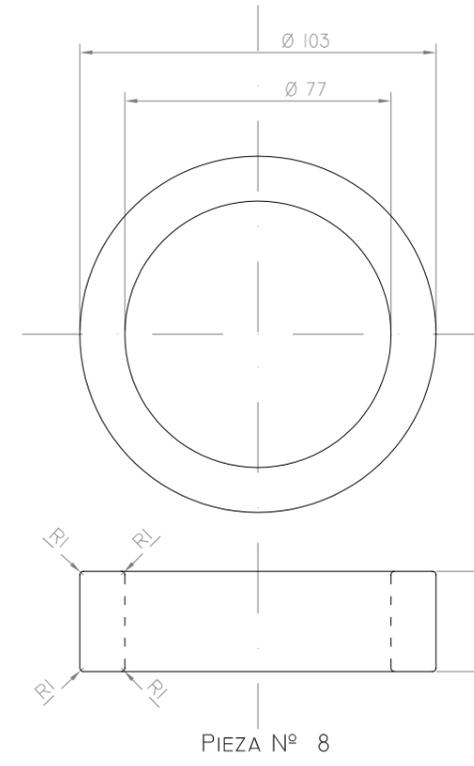


CORTE A-A

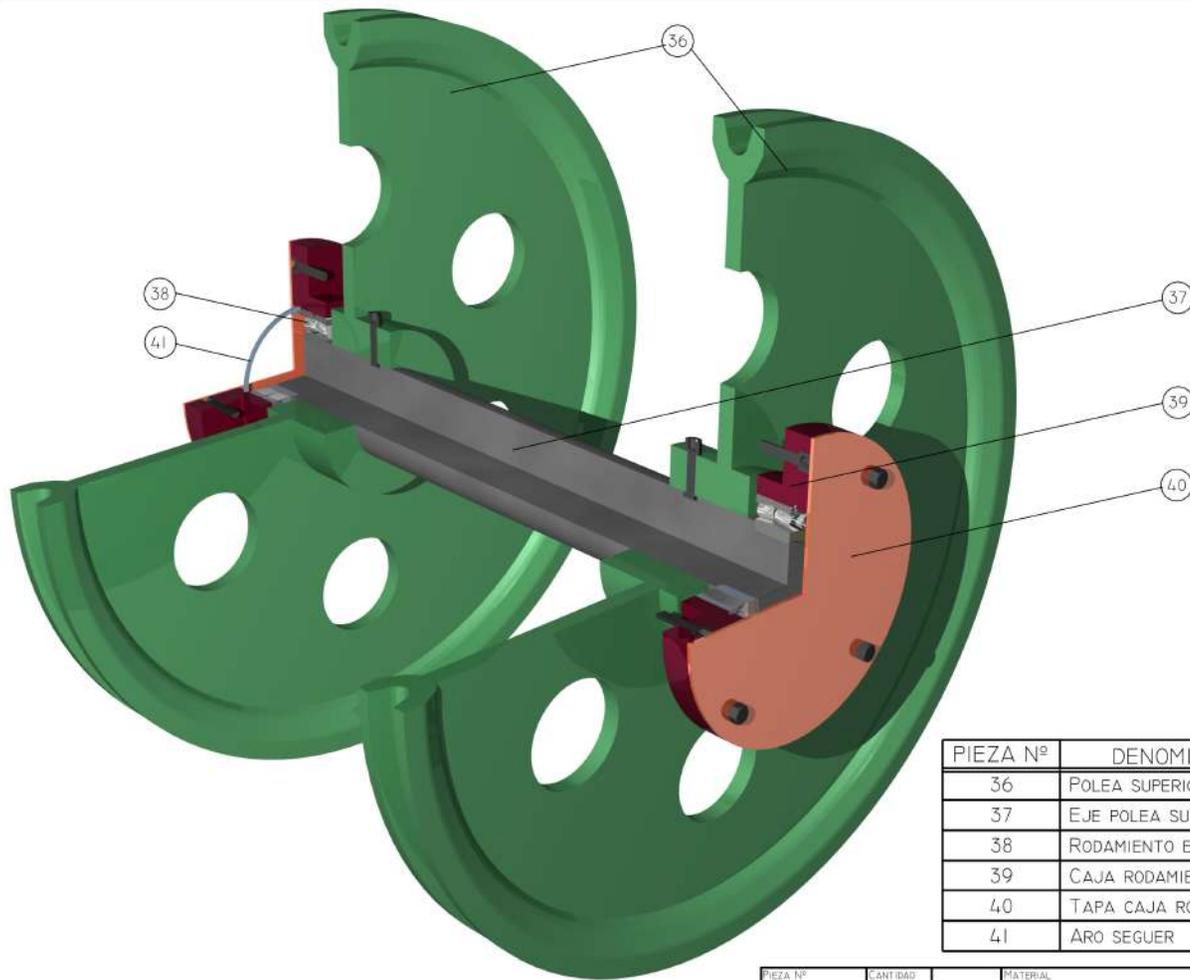


PIEZA N° 5	CANTIDAD 4		MATERIAL	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES			MANGUITO DE DESMONTAJE		
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO		PLANO N° 25

PIEZA N°	DENOMINACION	CANT.	UBICACION	MATERIAL
8	SEPARADOR N° 1	1	ARBOL MOTOR	SAE 1020
9	SEPARADOR N° 2	1	ARBOL MOTOR	SAE 1020
10	SEGURO SEGUER	1	ARBOL MOTOR	
11	SEGURO TUERCA	1	ARBOL MOTOR	SAE 1020
12	CHAVETA	1	ARBOL MOTOR	SAE 1020
13	TUERCA	1	ARBOL MOTOR	SAE 1045

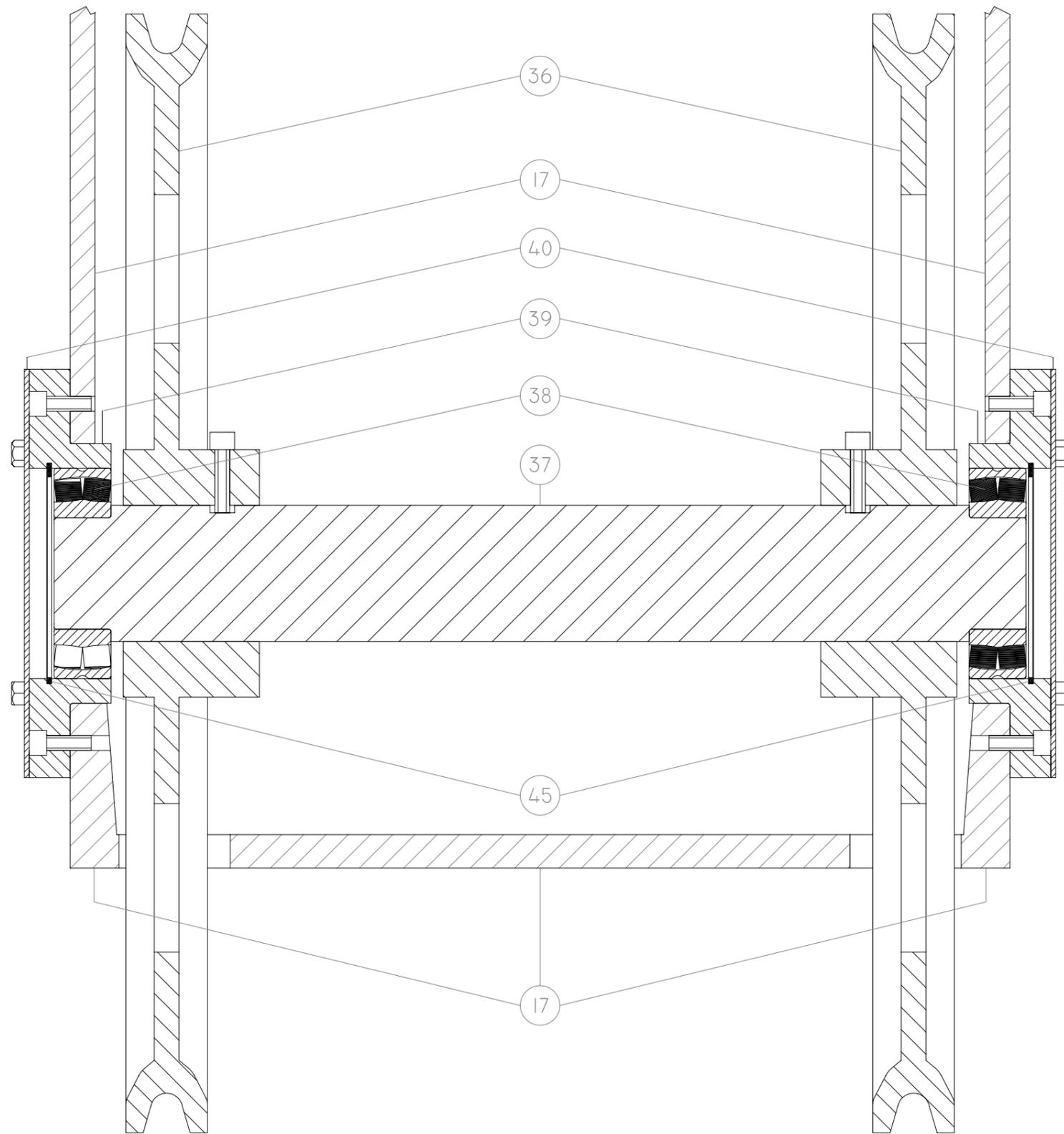


PIEZA N° (VER CUADRO)	CANTIDAD (CUADRO)		MATERIAL (VER CUADRO)	FECHA NOV - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES			<b>VARIOS ARBOL MOTOR</b> PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO		
UBICADAS EN ARBOL MOTOR Y EJE CONDUCCION					



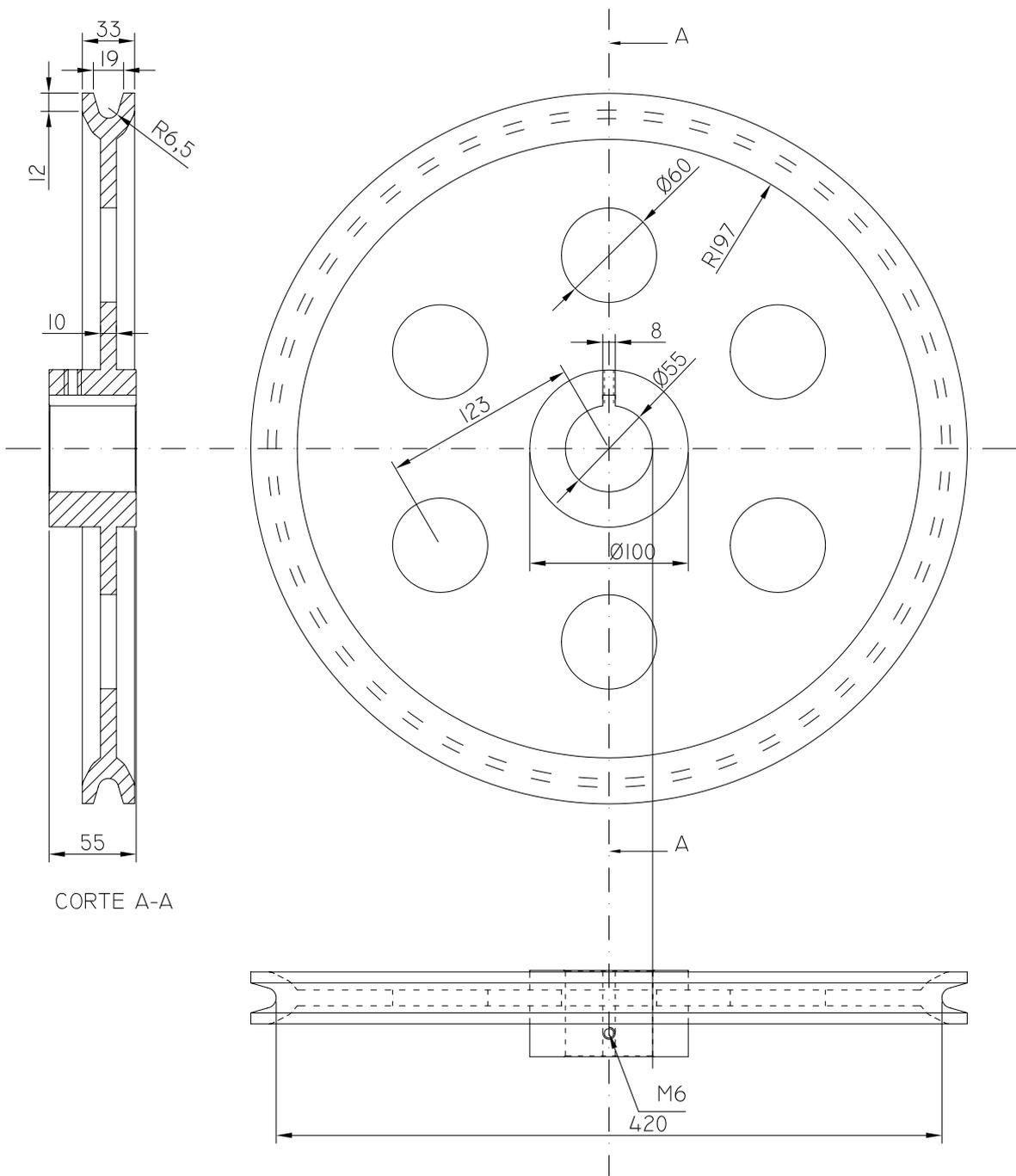
PIEZA Nº	DENOMINACION	PLANO Nº
36	POLEA SUPERIOR	29
37	EJE POLEA SUPERIOR	30
38	RODAMIENTO EJE POLEA SUP.	-
39	CAJA RODAMIENTO	31
40	TAPA CAJA RODAMIENTO	31
41	ARO SEGUER	-

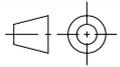
PIEZA Nº	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			Nov - 2004	
OBSERVACIONES		<b>CONJUNTO EJE POLEA SUPERIOR</b>		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO			PLANO Nº 27	



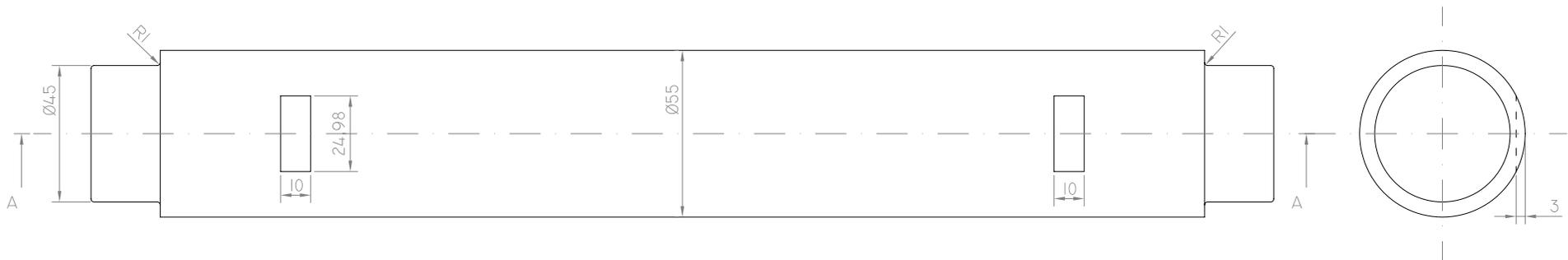
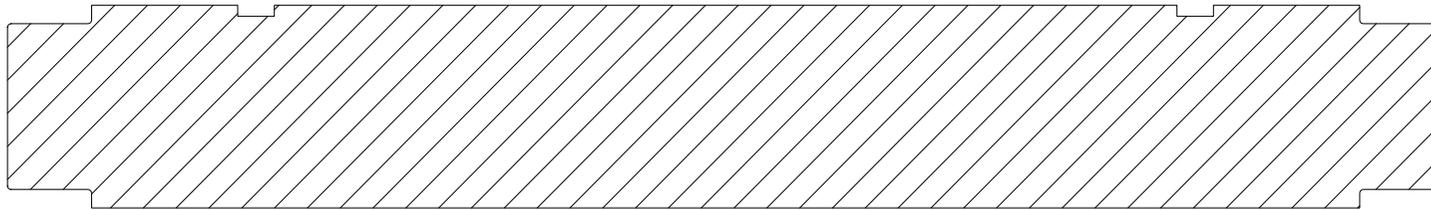
PIEZA N°	DENOMINACION	PLANO N°
17	MASTIL	5
36	POLEA SUPERIOR	29
37	EJE POLEA SUPERIOR	30
38	RODAMIENTO EJE POLEA SUP.	-
39	CAJA RODAMIENTO	31
40	TAPA CAJA RODAMIENTO	31
45	ARO SEGUER	-

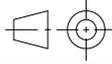
PIEZA N°	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			Nov - 2004	1 : 2
OBSERVACIONES			CORTE DE SISTEMA POLEA SUPERIOR	
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	PLANO N° 28

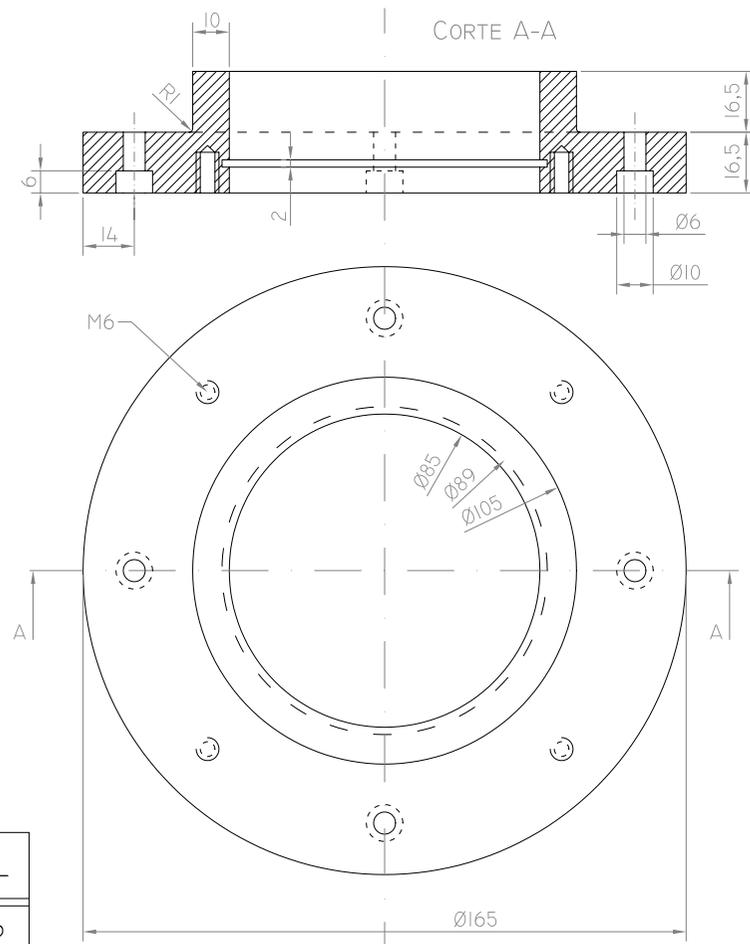
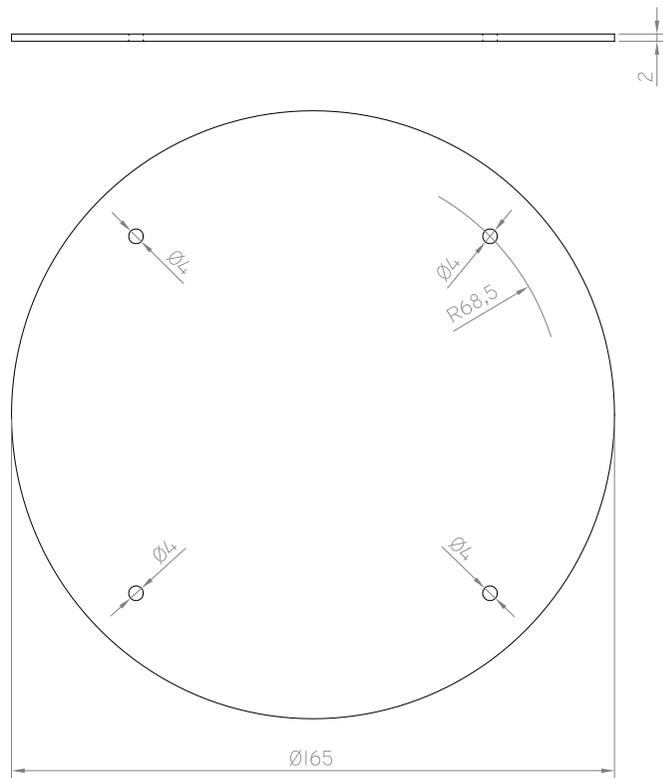


PIEZA N° 36	CANTIDAD 4		MATERIAL FUNDICION DE ACERO	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 4
OBSERVACIONES			POLEA SUPERIOR DEL MASTIL		PLANO N° 29
				PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	

CORTE A-A

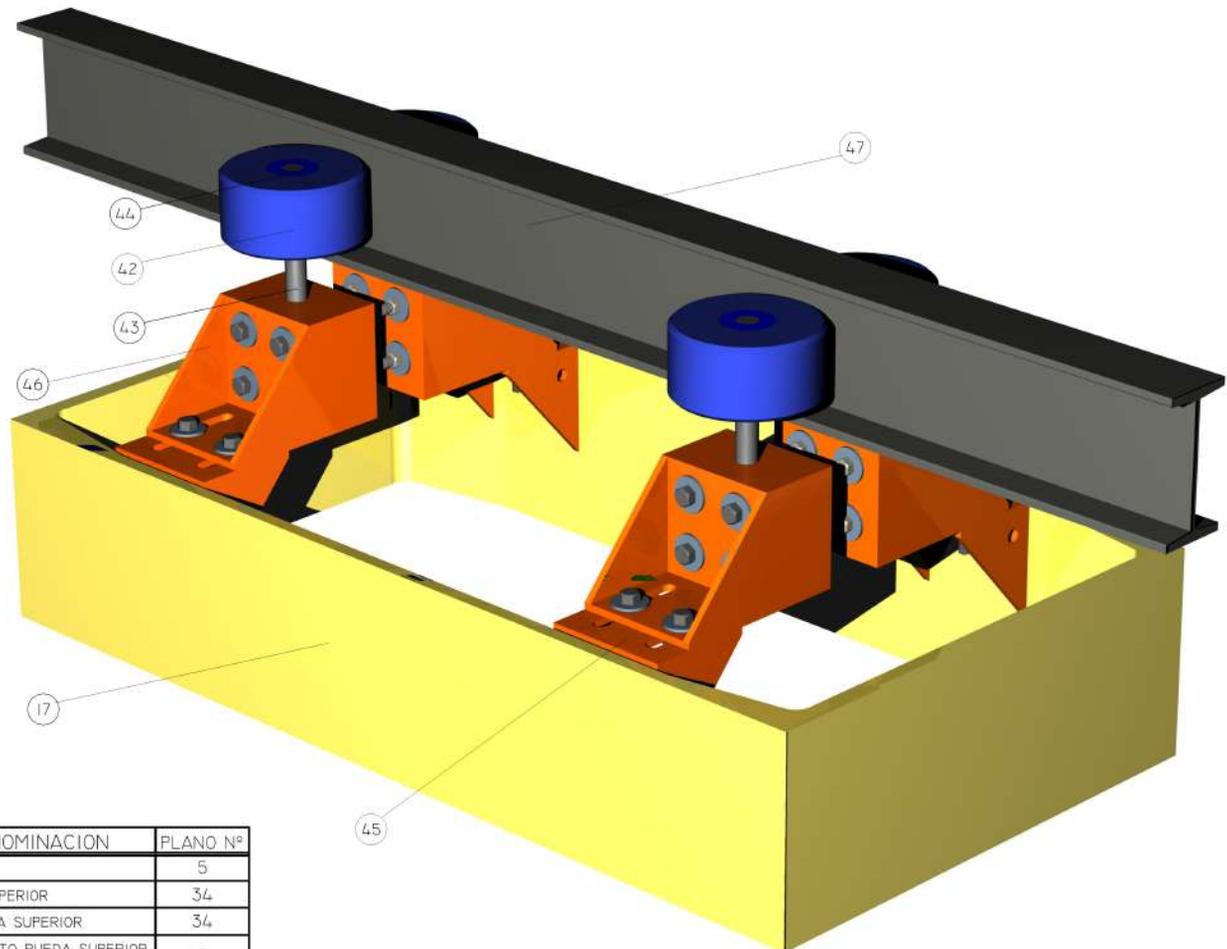


PIEZA N° 37	CANTIDAD 2		MATERIAL SAE 1045	FECHA NOV - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES			EJE POLEA SUPERIOR MASTIL		PLANO N° 30
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO		



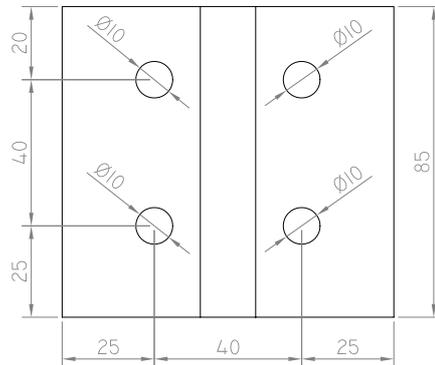
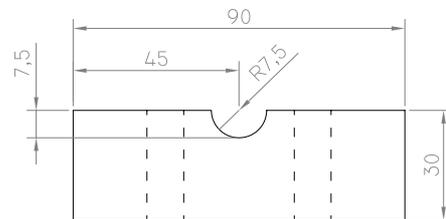
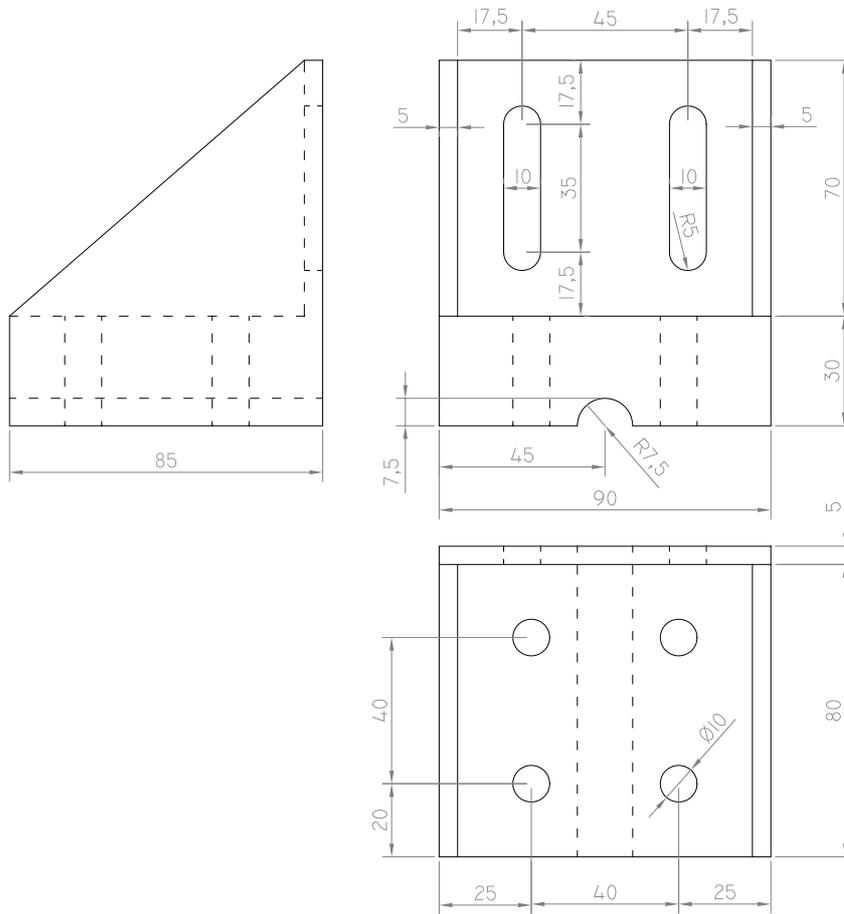
PIEZA Nº	DENOMINACION	CANT.	UBICACION	MATERIAL
39	CAJA DE RODAMIENTO	4	EJE POLEA SUP. MASTIL	ACERO A 36
40	TAPA DE CAJA DE RODAMIENTO	4	EJE POLEA SUP. MASTIL	ACERO A 36

PIEZA Nº (VER CUADRO)	CANTIDAD (CUADRO)	MATERIAL (VER CUADRO)	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES			<b>VARIOS EJE POLEA SUPERIOR</b> PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	

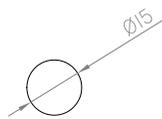


PIEZA Nº	DENOMINACION	PLANO Nº
17	MASTIL	5
42	RUEDA SUPERIOR	34
43	EJE RUEDA SUPERIOR	34
44	RODAMIENTO RUEDA SUPERIOR	-
45	SOPORTE DE RUEDA SUPERIOR	34
46	SOPORTE TENSOR DE RUEDA	33
47	RIEL SUPERIOR	7

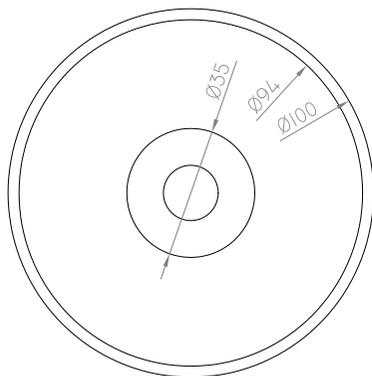
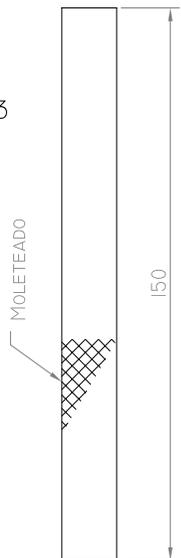
PIEZA Nº	CANTIDAD	MATERIAL	FECHA	ESCALA
			Nov - 2004	
OBSERVACIONES			<b>CONJUNTO RUEDA SUPERIOR</b>	
			PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO	PLANO Nº 32



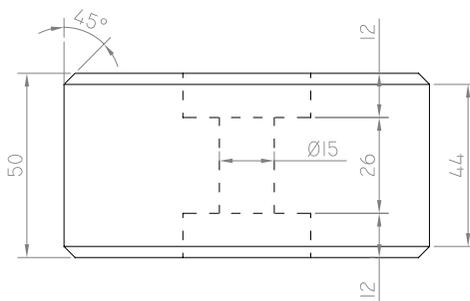
PIEZA N° 46	CANTIDAD 4	MATERIAL SAE 1045	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES		SOPORTE TENSOR DE RUEDA SUPERIOR		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO			PLANO N° 33	



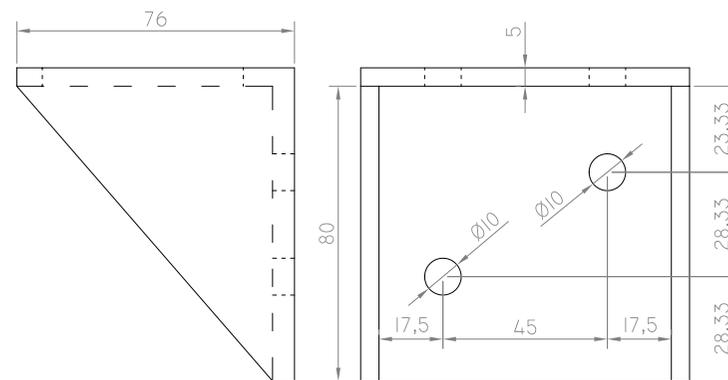
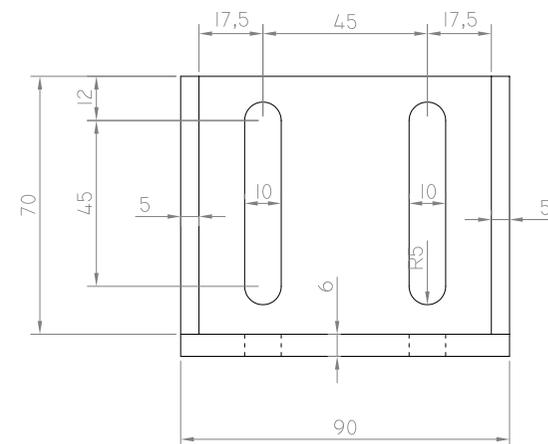
PIEZA N° 43



PIEZA N° 42

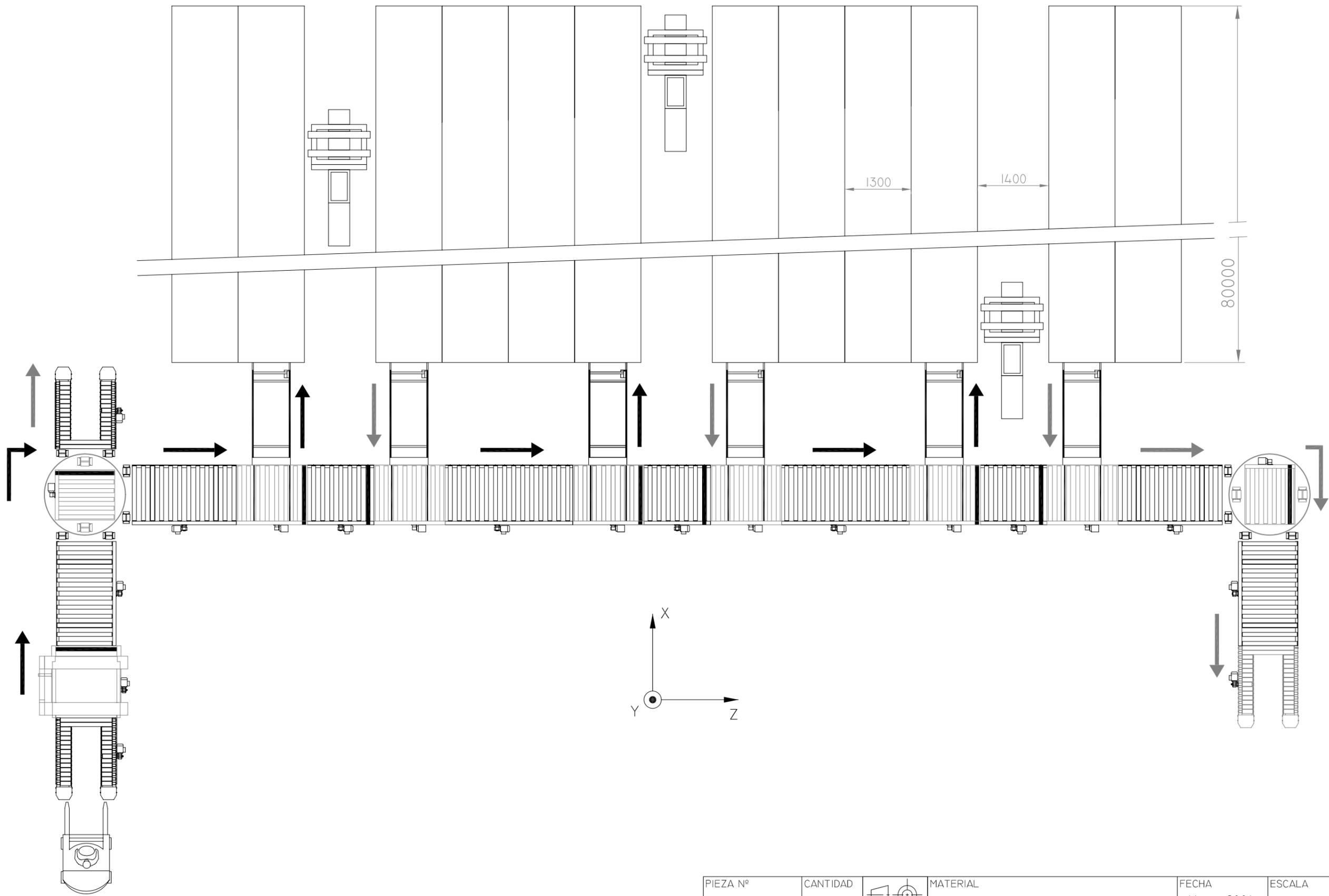


PIEZA N° 45

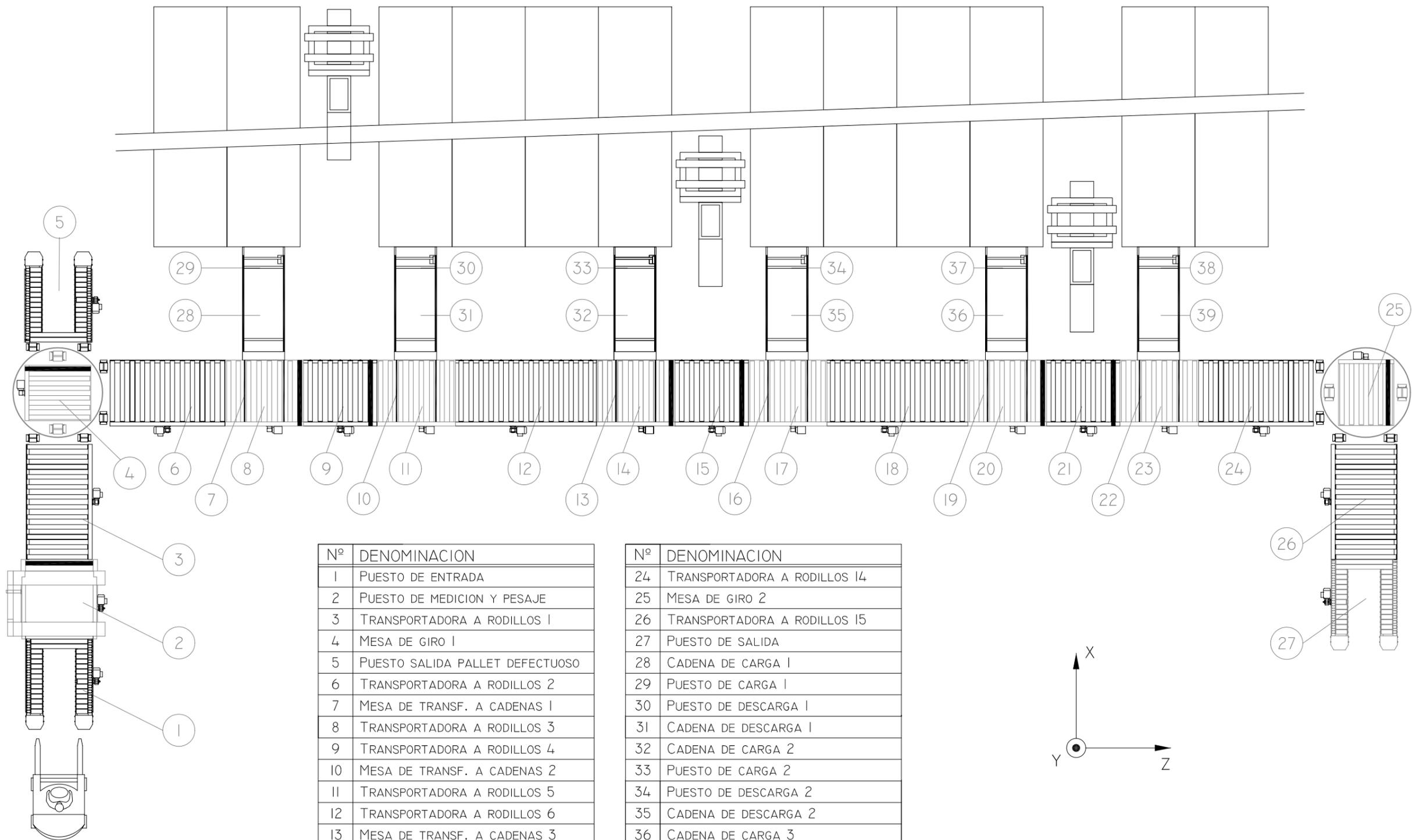


PIEZA N°	DENOMINACION	CANT.	UBICACION	MATERIAL
45	SOPORTE DE RUEDA SUPERIOR	4	EXTREMO SUP. MASTIL	ACERO A 36
42	RUEDA DE RIEL SUPERIOR	4	RIEL SUPERIOR	NYLON 8
43	EJE DE RUEDA RIEL SUPERIOR	4	RUEDA RIEL SUPERIOR	SAE 1045

PIEZA N° (VER CUADRO)	CANTIDAD (CUADRO)		MATERIAL (VER CUADRO)	FECHA Nov - 2004	ESCALA 1 : 2
OBSERVACIONES			VARIOS CONJUNTO RUEDA SUPERIOR		
PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO				PLANO N° 34	

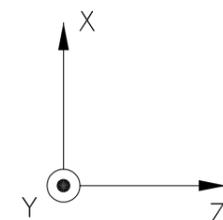


PIEZA N°	CANTIDAD		MATERIAL	FECHA Nov - 2004	ESCALA
OBSERVACIONES			<b>DIAGRAMA DE FLUJO DE CARGA</b> PROYECTO FINAL: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO AUTOMATIZADO		



Nº	DENOMINACION
1	PUESTO DE ENTRADA
2	PUESTO DE MEDICION Y PESAJE
3	TRANSPORTADORA A RODILLOS 1
4	MESA DE GIRO 1
5	PUESTO SALIDA PALLET DEFECTUOSO
6	TRANSPORTADORA A RODILLOS 2
7	MESA DE TRANSF. A CADENAS 1
8	TRANSPORTADORA A RODILLOS 3
9	TRANSPORTADORA A RODILLOS 4
10	MESA DE TRANSF. A CADENAS 2
11	TRANSPORTADORA A RODILLOS 5
12	TRANSPORTADORA A RODILLOS 6
13	MESA DE TRANSF. A CADENAS 3
14	TRANSPORTADORA A RODILLOS 7
15	TRANSPORTADORA A RODILLOS 8
16	MESA DE TRANSF. A CADENAS 4
17	TRANSPORTADORA A RODILLOS 9
18	TRANSPORTADORA A RODILLOS 10
19	MESA DE TRANSF. A CADENAS 5
20	TRANSPORTADORA A RODILLOS 11
21	TRANSPORTADORA A RODILLOS 12
22	MESA DE TRANSF. A CADENAS 6
23	TRANSPORTADORA A RODILLOS 13

Nº	DENOMINACION
24	TRANSPORTADORA A RODILLOS 14
25	MESA DE GIRO 2
26	TRANSPORTADORA A RODILLOS 15
27	PUESTO DE SALIDA
28	CADENA DE CARGA 1
29	PUESTO DE CARGA 1
30	PUESTO DE DESCARGA 1
31	CADENA DE DESCARGA 1
32	CADENA DE CARGA 2
33	PUESTO DE CARGA 2
34	PUESTO DE DESCARGA 2
35	CADENA DE DESCARGA 2
36	CADENA DE CARGA 3
37	PUESTO DE CARGA 3
38	PUESTO DE DESCARGA 3
39	CADENA DE DESCARGA 3



PIEZA Nº	CANTIDAD		MATERIAL	FECHA Nov - 2004	ESCALA
OBSERVACIONES			<b>TRANSPORTADORA DE PALLETS</b>		