



Rediseño de un proceso de pintura

Brandon Andres Montilla Molina

Rocío Victoria Neuhaus

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2025

Rediseño de un proceso de pintura

Brandon Andres Montilla Molina

Rocío Victoria Neuhaus

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero/a Mecánico/a

Directores:

Ing. Pedro Sismondi

Ing. Guillermo Rodríguez

Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina

2025

Dedico este esfuerzo a mi familia, cuya fortaleza me ha impulsado a superar los retos en esta etapa. A mis padres, por su amor incondicional y los inmensurables sacrificios que hicieron para materializar este sueño. A mis hermanos, compañeros y leales amigos que han compartido tanto los momentos de alegría y también los de dificultad a lo largo de cada vivencia. Y a Rocco por su compañía durante el proceso.

Brandon.

Dedico este logro a todas las personas que estuvieron a mi lado durante estos años. A mis amigos, por estar siempre alentándome. A mi pareja, por su motivación y compañía constante. A mi familia, por sostenerme y acompañarme con amor, orgullo y paciencia. Y, sobre todo, a mi mamá, Marcela Neuhaus, que me esperaba cada noche en la parada de colectivo y me recibía con la cena lista. Este título también es tuyo, porque sin tu esfuerzo y tu fe en mí, nada de esto hubiera sido posible.

Rocío.

Resumen

El presente proyecto tiene como objetivo rediseñar integralmente el proceso de limpieza y pintura de una empresa dedicada a la fabricación de luminarias LED. A partir de un diagnóstico del proceso, se identificó un cuello de botella crítico en la etapa de pintura, lo cual afecta la productividad, la calidad del producto final y los costos operativos. La propuesta se centra en mejorar las subetapas de limpieza, aplicación de pintura y curado, con especial atención en piezas de mayor tamaño, que actualmente deben limpiarse manualmente debido a limitaciones en las cubas existentes.

Se diseñó una línea de producción automatizada con sistema de transporte por cadena y estaciones especializadas para cada fase del proceso. El rediseño contempla una producción objetivo de 80 piezas por hora, reducción significativa de la mano de obra y mejora del control sobre los espesores de pintura. El resultado es una propuesta robusta y escalable, que optimiza el flujo de trabajo, reduce tiempos muertos y eleva la calidad del recubrimiento final.

Palabras clave: Optimización de procesos, diseño mecánico, automatización, limpieza química, pintura industrial.

Abstract

The objective of this project is to comprehensively redesign the cleaning and painting process of a company dedicated to the manufacture of LED luminaires. Based on a process diagnosis, a critical bottleneck was identified in the painting stage, negatively impacting productivity, final product quality, and operating costs. The proposed solution focuses on improving the cleaning, painting, and curing substages, with special emphasis on larger parts, which currently require manual cleaning due to limitations in the existing tanks.

An automated production line was designed, incorporating a chain-driven transport system and dedicated stations for each phase of the process. The redesign targets a production rate of 80 pieces per hour, significantly reduces manual labor, and improves control over paint thickness. The result is a robust and scalable proposal that optimizes workflow, minimizes downtime, and enhances the quality of the final coating.

Keywords: Process optimization, mechanical design, automation, chemical cleaning, industrial painting.

Contenido

1. Introducción.....	9
2. Análisis del problema.....	11
2.1. Relevamiento.....	11
2.1.1. Limpieza.....	11
2.1.2. Aplicación de pintura.....	13
2.1.3. Curado.....	16
2.1.4. Lay-out y secuencia de trabajo.....	17
2.2. Diagnóstico.....	22
2.3. Destinatario y sus necesidades.....	23
2.4. Identificación de variables.....	24
2.5. Condiciones límite.....	29
3. Desarrollo del proyecto.....	31
3.1. Alcance.....	31
3.2. Objetivos.....	32
3.3. Propósitos.....	34
4. Propuestas de solución.....	36
4.1. Análisis morfológico.....	36
4.1.1. Cuestiones generales.....	37
4.1.2. Sector de limpieza.....	41
4.1.3. Sector de pintura.....	48
4.1.4. Sector de curado.....	50
4.2. Compatibilidad y resumen de análisis morfológico.....	51

5. Desarrollo técnico.....	56
5.1. Línea de producción propuesta.....	56
5.2. Selección de equipos.....	58
5.2.1. Horno de curado.....	58
5.2.2. Cámaras de pintura.....	60
5.2.3. Cámara de secado y escurrido final.....	66
5.3. Diseño de riel guía.....	67
5.3.1. Diseño de carro guía.....	69
5.4. Selección de cadena de transporte aéreo.....	74
5.4.1. Diseño del riel motriz.....	75
5.4.2. Diseño del sistema de empuje.....	76
5.5. Montaje de riel motriz y guía.....	78
5.6. Diseño de la percha de transporte (parte 1).....	81
5.7. Diseño del riel guía (zona de limpieza).....	83
5.7.1. Diseño final de curvas.....	83
5.7.2. Sistema de bifurcación y convergencia.....	86
5.7.3. Zona de carga y descarga.....	89
5.7.4. Riel guía en la inmersión de piezas.....	90
5.9. Diseño de la percha de transporte (parte 2).....	95
5.9.1. Sistema de agarre de piezas.....	95
5.9.2. Mecanismo de montaje de piezas y diseño final.....	98
5.10. Instalación de los rieles guía y motriz.....	109
5.10.1. Bases de nivelación.....	110
5.11. Diseño del riel motriz (zona de limpieza).....	113

5.12. Tiempos y velocidades.....	119
5.12.1. Verificación de tiempo de curado.....	126
5.13. Carga y descarga de piezas.....	128
5.14. Sistema motriz.....	131
5.14.1. Selección de cadena motriz.....	134
5.14.2. Configuración de la corona motriz y tensora.....	135
5.14.3. Cálculo de distancia entre centros y longitud final.....	137
5.14.4. Sistema tensor.....	139
5.15. Sistema impulsor del circuito de limpieza.....	142
5.15.1. Cálculo de fuerza de empuje.....	144
5.15.2. Cálculo de la velocidad angular, torque y potencia necearía.....	161
5.15.3. Selección de motor de mando.....	163
5.15.4. Diseño de reducciones.....	167
5.15.5. Dimensionamiento del eje motriz.....	203
5.16. Montaje e instalación.....	237
5.17. Sistema impulsor del circuito general.....	242
5.18. Estructura soporte.....	246
6. Propuesta final.....	250
7. Conclusiones.....	257
7.1. Conclusiones técnicas.....	257
7.2. Conclusiones académicas.....	261
7.3. Recomendaciones.....	262
8. Bibliografía.....	265
Anexo A: Catálogo de cadenas de transporte para línea aérea.....	267

Anexo B: Catálogo de motores trifásicos WEG línea W22.....	280
Anexo C: Catálogo de motorreductores VARVEL serie RN de ejes paralelos.....	289
Anexo D: Poleas en V y bujes cónicos INTERMEC.....	308
Anexo E: Catálogo de chavetas paralelas OPAC DIN 6885.....	328
Anexo F: Catálogo de correas clásicas industriales DUNLOP.....	333
Anexo G: Catálogo de piñones y cadenas INTERMEC.....	343
Anexo H: Catálogo de cadenas de rodillos CRUCE COR.....	351
Anexo I: Catálogo de anillos de retención DHO serie DIN 471 y 472.....	357
Anexo J: Rodamientos y Soporte de pie SKF.....	366
Anexo K: Planos de conjunto y de definición.....	385

1. Introducción

En el contexto de la industria de fabricación de productos se presenta la necesidad de optimizar y rediseñar los procesos productivos para satisfacer la creciente demanda de los mercados y cumplir con estándares de calidad cada vez más exigentes. Específicamente, en los procesos de recubrimiento de piezas metálicas, como la pintura, esta optimización adquiere una relevancia particular. Esto se debe, en gran medida, al aumento en la demanda de piezas pintadas, impulsado por la mejora tanto en la funcionalidad como en la estética de los productos finales. En efecto, la pintura no solo incrementa la resistencia a la corrosión, prolongando la vida útil de los productos, sino que también amplía las posibilidades de diseño y personalización. Además, la expansión de las aplicaciones industriales que requieren piezas pintadas, desde la automatización hasta la construcción, contribuye significativamente a este aumento en la demanda.

Por consiguiente, la eficiencia y la optimización de procesos han dejado de ser objetivos deseables para convertirse en factores esenciales para la rentabilidad y la competitividad empresarial. En este sentido, las empresas se ven obligadas a enfrentar desafíos cada vez más complejos, tales como la gestión eficaz del suministro, la reducción de costos, la incorporación de tecnologías avanzadas y la sostenibilidad ambiental. Un claro ejemplo de estos desafíos se encuentra en las empresas que comercializan productos de perfiles pintados, en estos casos, el proceso de pintura representa un valor agregado crucial, el cual se enfrenta constantemente con la necesidad de reducir tiempos de producción, de garantizar la uniformidad y calidad de los acabados, cumplir con normas de contaminación del aire, respetar la higiene y seguridad de los empleados, lo que exige una revisión y rediseño integral constante de los procesos productivos.

Por lo comentado anteriormente, es crucial remarcar la importancia que tiene la optimización de procesos. En razón de esto, en el presente informe, se aborda la situación de una empresa que opera en el sector de la iluminación, especializada en el diseño, fabricación y distribución de luminarias LED. Esta compañía se distingue por realizar la totalidad de su proceso productivo internamente, desde el conformado de bases metálicas y plásticas, pasando por el armado de placas LED y accesorio, hasta el montaje final de la luminaria. La materia prima principal utilizada incluye aluminio, acero y plástico, cada uno con un proceso de conformado particular: el acero se procesa mediante corte, plegado y

soldado; el aluminio, por inyección o extrusión; y el plástico, con inyectores especializados. Estos materiales se emplean tanto en la estructura como en el diseño de los productos. Adicionalmente, la empresa utiliza materiales secundarios, como cristal templado y zamak. En la Figura 1-1 siguiente se muestran algunos ejemplos de los productos que ofrece la empresa, para contextualizar un poco los trabajos de la misma.



Figura 1-1: Ejemplo de productos comercializado por la empresa en cuestión, a) luminarias con base tipo marco, b) luminarias industriales con base tipo perfil.

A pesar de su crecimiento y la inversión en tecnologías avanzadas, **la empresa enfrenta un desafío significativo en su proceso de pintura de las bases metálicas**, identificado como el principal cuello de botella en la cadena productiva. Este cuello de botella limita la capacidad de producción para satisfacer la creciente demanda del mercado, especialmente tras el aumento sostenido de las ventas en los últimos años. Por lo tanto, se presenta una oportunidad para implementar mejoras que incrementen la productividad, reduzcan los costos y eleven la calidad del producto final.

En consecuencia, el presente informe tiene como objetivo proponer una solución integral de mejora enfocada en el proceso de pintura de perfiles para las bases de luminarias. Esta solución incluirá una evaluación detallada de la situación actual, identificando limitaciones y áreas de oportunidad. Para luego plantear soluciones viables y adaptadas a las condiciones particulares de la empresa. El propósito general es optimizar esta etapa del proceso productivo, logrando que la empresa alcance los niveles de producción deseada. Asimismo, se busca garantizar que estas mejoras estén alineadas con los principios de sostenibilidad, eficiencia operativa y calidad. Al implementar estas mejoras, no solo se reducirá el impacto del cuello de botella, sino que también se fortalecerá la posición competitiva de la empresa en el mercado de la iluminación, contribuyendo a consolidar su crecimiento a largo plazo.

2. Análisis del problema

2.1. Relevamiento

Actualmente, el proceso de pintura de las bases de luminaria (proceso en el cual se hará foco en este proyecto), más particularmente las bases tipo perfiles, cuenta con las siguientes subetapas: la limpieza; la aplicación de pintura; y el curado final. En las cuales la empresa emplea 9 personas, para llevar a cabo el proceso como tal.

A continuación se detalla la descripción y las particularidades, relevadas en las distintas visitas a la empresa, de estas 3 subetapas del proceso.

2.1.1. Limpieza

La limpieza es una fase fundamental, ya que garantiza que las superficies metálicas estén libres de impurezas y residuos que puedan comprometer la adherencia de la pintura y afectar la calidad del acabado final. Para ello, las piezas se colocan en canastas, ver Figura 2-1, las cuales son transportadas a través de distintas cubas, ver Figura 2-2, mediante un puente grúa operado manualmente. En la Figura 2-3 puede observarse una de las secuencias de operación de esta etapa, donde el operario se encuentra sumergiendo el canasto sobre estas cubas.



Figura 2-1: Canasta para la limpieza de perfiles.



Figura 2-2: Cubas para aplicación de productos.



Figura 2-3: Secuencia de sumergir las canastas en las correspondientes cubas.

Durante esta etapa, las piezas pasan por un proceso de desengrase, luego son sometidas a un tratamiento de fosfatado que mejora la adhesión de la pintura y proporciona cierta resistencia a la corrosión. Al finalizar cada subetapa (desengrase y fosfatado) las piezas son sometidas a enjuagues con agua limpia para retirar los residuos de los productos químicos utilizados.

Sin embargo, recientemente surgieron nuevas dificultades en el proceso, ya que con el crecimiento de la empresa surgió la ampliación de su catálogo de productos, debido a la demanda de los clientes. La introducción de piezas de mayor tamaño ha generado un

problema en la etapa de limpieza, ya que muchas de estas no caben dentro de las piletas existentes. Como solución momentánea, la empresa implementó un proceso de limpieza manual en “piletones” ubicados en otro sector, en la Figura 2-4 puede observarse la estación de limpieza manual, esto no solo implica un esfuerzo adicional por parte de los operarios, sino que también genera inconsistencias en la limpieza de las piezas y prolonga los tiempos de producción. Esta situación ha traído consigo un aumento en los costos operativos debido a la mayor cantidad de insumos requeridos y a la necesidad de destinar más mano de obra a esta tarea.



Figura 2-4: Estación de limpieza manual de piezas.

Una vez finalizada la limpieza, las piezas se cuelgan en ganchos dentro del galpón y se dejan secar a la intemperie. Esta metodología presenta otro inconveniente, si las piezas permanecen demasiado tiempo en esta área sin recibir el recubrimiento de pintura, pueden comenzar a oxidarse, lo que obliga a realizar nuevamente el proceso de limpieza. Esto no solo representa una pérdida de tiempo, sino también de recursos, afectando la eficiencia general del proceso y generando un impacto negativo en la producción.

2.1.2. Aplicación de pintura

En la siguiente etapa, la pintura se aplica en pequeñas cabinas de forma manual. Los operarios trasladan las piezas desde los ganchos en los que estaban colgadas secándose, hasta la cadena de transporte que recorre 3 cabinas de pinturas, que se usan para cubrir la demanda de 6 colores (2 por cada cabina), en la Figura 2-5 puede verse parte del sistema de cadena utilizada en esta etapa. Para llevar a cabo la aplicación de la pintura, los

operarios frenan la cadena o el circuito en la posición adecuada dentro de las cabinas de pintura, para luego aplicar manualmente el producto.



Figura 2-5: Cadena de transporte con ganchos para colgar las piezas a pintar.

Dado que el proceso es manual, cada pieza debe ser pintada en dos pasos: primero se aplica pintura en un lado y luego el operario debe girarla para pintar el otro. Este procedimiento es relativamente lento y depende en gran medida de la precisión y la habilidad del operario, lo que puede generar variaciones en el espesor de la pintura y afectar la calidad final del acabado.

En la Figura 2-6 puede observarse la disposición de las piezas dentro de las cabinas para poder ser pintadas por los operarios.



Figura 2-6: Cabinas de pintura.

La empresa utiliza pintura en polvo mediante el sistema de adhesión electrostática, un método eficiente que permite un acabado uniforme y resistente. En este proceso, el polvo seco se carga negativamente al pasar por la pistola de aplicación y es atraído por la superficie metálica de la pieza, la cual está conectada a tierra y cargada positivamente. Sin embargo, la eficiencia de este método puede verse reducida si la aplicación no se realiza de manera homogénea o si la pieza presenta imperfecciones superficiales debido a una limpieza inadecuada. En la Figura 2-7 se refleja lo mencionado anteriormente respecto al método de aplicación electrostático de pintura.

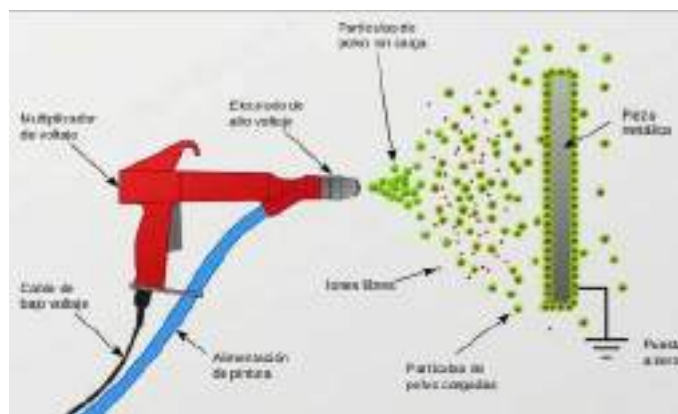


Figura 2-7: Aplicación de pintura en polvo electrostática.

2.1.3. Curado

Una vez finalizada la aplicación de pintura las piezas son descolgadas de la cadena de transporte hasta una percha similar a la que se usa para el escurrido, en la cual el operario puede disponer para llevarlas a un horno de curado tipo cabina discontinuo, el cual cuenta con dos cabinas alternantes para la carga de piezas, es decir permite cargar piezas nuevas mientras otro lote se encuentra en la etapa de curado, al finalizar el curado de estas últimas el mecanismo del horno libera ese lote hacia el exterior dando lugar al ingreso del nuevo lote cargado, este proceso se repite nuevamente alternando entre ambas entradas.

En esta etapa la pintura se somete a altas temperaturas para polimerizarse y adherirse de manera definitiva a la superficie, proporcionando un acabado resistente y estético.

La duración de esta etapa varía significativamente según el tamaño de las piezas. Por ello, la empresa prioriza la agrupación de piezas de dimensiones similares para optimizar los tiempos de permanencia en el horno, lo cual resulta crucial para la eficiencia del proceso. Sin embargo, la uniformidad en el tamaño de las piezas es un desafío. Como se comentó en la sección 2.1.1, el uso de canastas para apilar las piezas durante la limpieza introduce espacios vacíos, que se intentan llenar con piezas más pequeñas. Esta práctica resulta en lotes de carga heterogéneos, lo que obliga a reducir la capacidad de carga del horno para asegurar tiempos de curado adecuados. Esta situación genera tiempos de espera prolongados, ya que se acumulan piezas a la espera de lotes de tamaño compatible.

Además, esta demora compromete la adherencia y el acabado, dado que la pintura requiere un curado casi inmediato.

Por último, los lotes antes de ser retirados del horno se dejan enfriar por unos minutos, luego de ese tiempo son descolgados y enviados a la zona de almacén de piezas terminadas para su posterior montaje en el producto final. Una vez retirado el lote, se repite el procedimiento cargando nuevas piezas a la espera de que finalice el curado del último lote cargado.

2.1.4. Lay-out y secuencia de trabajo

Para complementar el relevamiento descrito en las secciones anteriores, a continuación en la Figura 2-8 se presenta un lay-out esquemático del proceso dentro de la empresa, donde se remarca la zona donde se lleva a cabo todo el proceso actualmente.

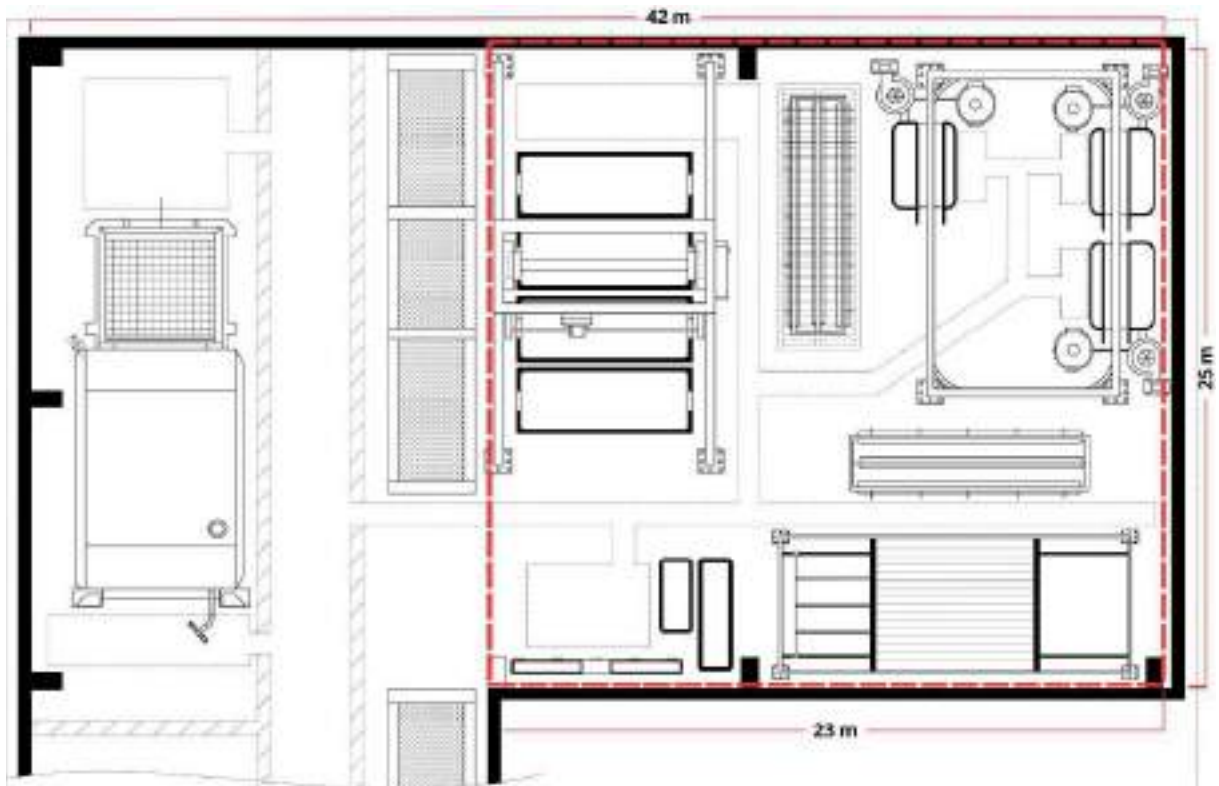


Figura 2-8: Lay-out del proceso actual, zona total del proceso (23 x 25 metros)

En este lay-out se puede identificar las subzonas correspondientes a las subetapas descritas en las secciones anteriores. A continuación se presenta, en la Figura 2-9, la distribución de estas subetapas y la secuencia o ciclo de trabajo.

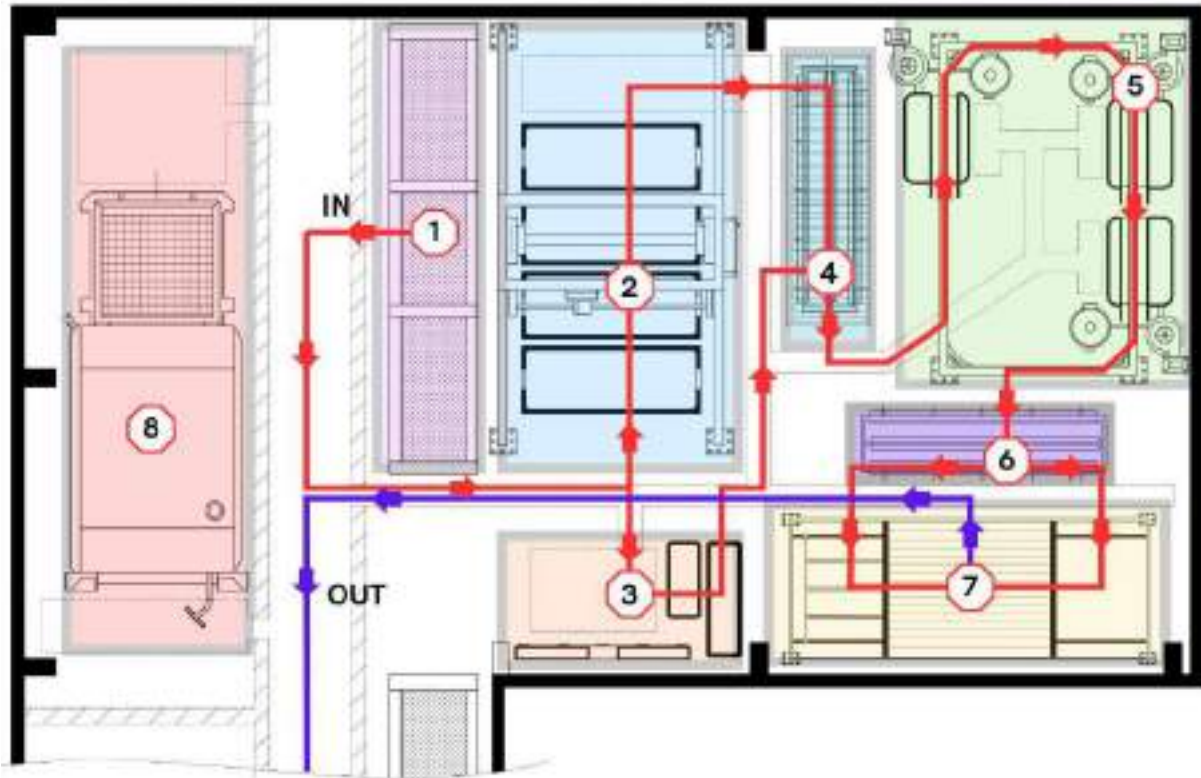


Figura 2-9: Distribución y secuencia de trabajo.

La distribución y la secuencia o ciclo de trabajo es la siguiente:

1. Estantería de almacenamiento de piezas listas para ser pintadas

Esta etapa representa el punto inicial del proceso. Aquí, un operario se encarga de la recepción, manipulación y organización de todas las piezas metálicas que serán tratadas. La descarga de las piezas se realiza mediante un montacargas, y posteriormente se agrupan en los canastos metálicos que permiten su fácil transporte y manipulación.

Cada canasto contiene piezas que comparten características geométricas, de material o tratamiento superficial requerido. Una vez que los canastos están correctamente preparados, se colocan sobre una base rodante que facilita su

desplazamiento dentro de la planta. Desde este punto, los canastos son derivados a las estaciones de limpieza, eligiendo entre la subetapa de limpieza por inmersión (Estación 2) o la limpieza manual (Estación 3), dependiendo de las dimensiones, geometría y cantidad de las piezas.

2. Estación de limpieza mediante cubas de inmersión

Esta estación está diseñada para tratar grandes volúmenes de piezas metálicas que puedan ser sumergidas completamente. El proceso es operado por un técnico que maneja un puente grúa, que permite el izado y desplazamiento de los canastos.

El proceso se compone de cuatro cubas dispuestas en línea, cada una con una función química específica:

- Cuba 1: Desengrase alcalino, que elimina aceites, grasas y residuos superficiales de fabricación.
- Cuba 2: Primer enjuague, para remover residuos del desengrasado.
- Cuba 3: Fosfatado químico, que deposita una capa cristalina protectora que mejora la adhesión de la pintura y protege contra la corrosión.
- Cuba 4: Segundo enjuague, que asegura la remoción total de productos químicos sobrantes.

Cada inmersión tiene una duración específica, controlada a reloj en mano por el operario según los parámetros establecidos. Una vez completado el tratamiento, el canasto es colocado en una zona de transferencia, desde donde se lo derivará a la estación de escurrido. El operario repite el proceso con el siguiente canasto, manteniendo un flujo continuo de piezas.

3. Estación de limpieza manual

Cuando las piezas presentan dimensiones mayores a las admitidas por los canastos estándar, o su geometría impide una inmersión eficaz, se recurre a la estación de limpieza manual. Esta área está atendida por un operario que, utilizando productos específicos (desengrasantes, detergentes industriales y agua

corriente), limpia pieza por pieza con herramientas manuales como cepillos, paños y pulverizadores.

Este proceso garantiza que ninguna pieza quede fuera del circuito de tratamiento superficial, manteniendo los estándares de calidad requeridos. El área cuenta con una mesada de trabajo, sistemas de extracción de vapores y drenajes para la recolección de líquidos utilizados.

4. Percha con ganchos para el escurrido y secado de piezas

Una vez finalizada la etapa de limpieza, ya sea por inmersión o de forma manual, las piezas deben atravesar un proceso de escurrido para eliminar el exceso de líquidos antes de ser pintadas. Para esto, un operario se encarga de colgar las piezas en perchas con ganchos metálicos, diseñadas para facilitar la disposición vertical y la caída libre del líquido.

Esta estación está ubicada en una zona aireada, y cuenta con canaletas de recolección que conducen los residuos líquidos hacia un sistema de tratamiento o reciclado. El tiempo de escurrido puede variar en función del tipo de pieza y del tratamiento previo aplicado, pero se estima un mínimo de 15 a 30 minutos.

5. Subetapa de aplicación de pintura

Tras el secado por escurrido, un nuevo operario se encarga de tomar las piezas desde las perchas y colgarlas en la cadena transportadora semiautomática de pintura. Esta cadena permite el desplazamiento controlado de las piezas a lo largo de un recorrido que incluye las cabinas de aplicación de pintura.

El operario controla el avance de la cadena de manera manual, asegurándose de que las piezas ingresen en las cabinas en el momento justo, y permanezcan el tiempo necesario para lograr una cobertura uniforme. Dentro de cada cabina, tres operarios especializados se encargan de aplicar la pintura con pistolas pulverizadoras, siguiendo los parámetros preestablecidos de color, textura, espesor y tipo de recubrimiento (pintura líquida o en polvo, según el caso).

6. Percha con ganchos para piezas pintadas

Finalizada la aplicación de pintura, las piezas aún se encuentran frescas, por lo que deben evitar el contacto y la manipulación directa. Para ello, se utilizan nuevamente perchas con ganchos, similares a las de escurrido, en donde se cuelgan cuidadosamente las piezas pintadas. Estas perchas se colocan en una zona de espera próxima al horno de curado, a la espera de disponibilidad.

7. Subetapa de curado de pintura

Cuando el horno presenta capacidad libre, el mismo operario que manejó la estación anterior introduce cuidadosamente las perchas con piezas en una de las entradas del horno de curado. Este horno opera a temperaturas controladas, entre 160 y 200 °C (dependiendo del tipo de pintura utilizada), y permite un curado homogéneo que polimeriza la pintura, fijándola a la superficie de las piezas y confiriéndole resistencia mecánica, química y térmica.

Al finalizar el ciclo térmico, se permite un período de enfriamiento, tras el cual las piezas son retiradas, inspeccionadas y almacenadas en cajas o pallets según corresponda. Estas unidades ya están listas para su uso final o para ser derivadas a otros procesos posteriores, como ensamblaje o expedición.

8. Zona de corte a láser

Aunque esta estación no forma parte directa del proceso de pintado, se incluye en la planificación y distribución general debido a su importancia estratégica. En ella, se realiza el corte preciso de chapas metálicas mediante tecnología láser, obteniendo piezas planas que posteriormente pueden ser plegadas, soldadas o ensambladas antes de su tratamiento superficial.

Su inclusión en el layout permite planificar adecuadamente los tiempos de fabricación previos, asegurando que las piezas lleguen a la etapa de pintura en condiciones óptimas. Además, esta estación tendrá relevancia en la solución integral propuesta en el Capítulo 5, donde se plantearán mejoras en la disposición, flujo de trabajo y aprovechamiento de recursos.

2.2. Diagnóstico

La empresa de fabricación de luminarias, como se comentó inicialmente en la introducción, enfrenta actualmente un **cuello de botella en el proceso de pintura**, lo que ha impactado directamente en su capacidad productiva y en la calidad del producto final. Este problema ha cobrado mayor relevancia debido al crecimiento de la empresa y el aumento de productos en su catálogo, lo que ha generado nuevas exigencias en términos de volumen y variedad de piezas a procesar.

El proceso de pintura es una etapa fundamental dentro de la cadena productiva, ya que no solo define la estética de la luminaria, sino que también proporciona protección contra la corrosión y otros factores que pueden comprometer la durabilidad del producto. Sin embargo, la infraestructura actual del sector de pintura presenta diversas limitaciones operativas y tecnológicas que afectan el desempeño global de la línea de producción y la calidad final del producto.

Uno de los principales problemas detectados es la **falta de capacidad de las cubas de limpieza** para procesar piezas de gran tamaño. En la actualidad, las piezas de dimensiones estándar pueden ser sometidas al proceso de limpieza actual semiautomático. Sin embargo, aquellas que superan las dimensiones de las canastas deben limpiarse manualmente en un sector distinto de la planta, lo que no solo genera tiempos de procesamiento más largos, sino que también incrementa el riesgo de oxidación si la limpieza no se realiza correctamente.

Después de la limpieza, **las piezas se almacenan temporalmente, mientras se oscurecen a la intemperie**, hasta su ingreso a la etapa de pintura. Sin embargo, este tiempo puede comprometer la efectividad del proceso de limpieza previo, ya que la exposición al ambiente podría provocar la acumulación de polvo, humedad o contaminantes no deseados en la superficie de las piezas. Esto, a su vez, podría afectar la adherencia de la pintura y generar defectos en el acabado final, disminuyendo la calidad del producto. Por ello, es importante minimizar o eliminar este tiempo muerto para preservar la limpieza de las piezas antes de la aplicación.

Luego, las piezas se transportan a la cadena de pintura, la que se realiza en cabinas con carga electrostática. **La pintura en polvo es aplicada manualmente por operarios**,

quienes deben manipular las piezas para asegurar una cobertura uniforme. Además, **estas piezas recién pintadas, y antes del curado, son transportadas al horno también de manera manual**. Este procedimiento, además de demandar una alta intervención manual, conlleva variaciones en el espesor del recubrimiento, lo que afecta la calidad del acabado final y puede derivar en desperdicio de material.

Finalmente, las piezas son trasladadas hasta el horno de curado, donde la pintura se fija a la superficie. Como se comentó en el relevamiento, **el horno permite generar cargas discontinuas o por lotes**, lo cual no es una problemática relevante cuando la producción no es elevada, pero en el contexto actual de la empresa, esto no es así, ya que la empresa se ve obligada a aumentar su producción producto del aumento en la demanda en los productos de luminaria. Debido a esto, este tipo de tecnología genera pérdidas de tiempo productivo en el proceso.

Otro aspecto crítico es la **ausencia de control de espesores de pintura en las piezas**. La empresa depende de la experiencia y la observación visual de los operarios para determinar la cantidad de pintura aplicada. Esta práctica conlleva un desperdicio significativo de material, ya que se carece de una medición precisa de la pintura utilizada en cada pieza

Para concluir, la situación actual está impactando directamente en la productividad, debido a cuestiones operativas en el proceso actual, influenciado por un aumento de la demanda, que comprometen los plazos de entrega establecidos a sus clientes. Por otro lado, la calidad del producto final también se ve comprometida, debido a paradas o puntos muertos que afectan a la correcta limpieza y curado de las piezas. También, la falta de control y estandarización en el proceso afecta significativamente a la calidad, ya que algunas etapas dependen fuertemente de la habilidad del operario, como los tiempos de aplicación de productos de limpieza, aporte de pintura en las cabinas, en el transporte manual de las piezas ya fosfatadas o ya pintadas. Todo lo comentado genera pérdida de oportunidades comerciales que afectan a la reputación de la empresa en el mercado.

2.3. Destinatario y sus necesidades

Los resultados del presente proyecto están dirigidos a la dirección de operaciones y al equipo de producción de la empresa, quienes necesitan una solución viable y efectiva para

optimizar el proceso de pintura. Sin embargo, más allá de sus requerimientos operativos, es fundamental considerar las necesidades estratégicas de la empresa, como la capacidad de escalar la producción sin comprometer la calidad del producto y la posibilidad de reducir costos operativos mediante la optimización del uso de recursos.

Desde una perspectiva comercial, el área de ventas y atención al cliente también se beneficiará con las mejoras propuestas, ya que una mayor eficiencia en la producción permitirá cumplir con los tiempos de entrega comprometidos. Asimismo, al mejorar la calidad del recubrimiento, se reducirá la cantidad de piezas rechazadas o que requieren reprocesamiento, lo que a su vez disminuirá costos y mejorará la rentabilidad del negocio.

Además, el equipo de mantenimiento y control de calidad tendrá un rol clave en la implementación de las mejoras, ya que cualquier cambio en el proceso productivo deberá alinearse con los estándares de seguridad y desempeño establecidos por la empresa. En este sentido, es importante garantizar que las soluciones propuestas no solo resuelvan el problema actual, sino que también sean sostenibles en el tiempo y compatibles con futuras expansiones de la línea de producción.

2.4. Identificación de variables

A partir del relevamiento del correspondiente proceso, se identificaron los factores que influyen directamente en el desarrollo y los resultados finales del mismo. Estos fueron identificados como variables, las cuales pueden afectarse para modificar las condiciones del proceso y, de este modo, mejorar su desempeño y lograr objetivos deseados. Todas estas variables interactúan entre sí y tienen un impacto significativo en el rendimiento del proceso.

A continuación se detalla todas las variables identificadas:

➤ Configuración de las cubas de limpieza

Esto refiere a las dimensiones de las cubas involucradas en la etapa de limpieza de los perfiles, las cuales actualmente comparten las mismas características.

Esta variable es crítica, ya que un correspondiente dimensionamiento garantiza la correcta exposición de la pieza al producto de limpieza, influyendo sobre la calidad

del perfil a pintar y, por lo tanto, del producto final. A su vez, esta variable se ve limitada por el espacio disponible, relacionado con el complejo y el espacio destinado a este proceso y las dimensiones de los restantes equipos.

Actualmente, se cuenta con dos cubas de forma hexaedro regular, donde cada una de estas tiene una capacidad de 0.22 m³, correspondientes a una superficie donde las longitudes son de 1100 mm y 200 mm y una altura de 1000 mm.

➤ Espesor de pintura

Esta variable alude tanto al espesor promedio de pintura del producto final, como también así las variaciones que se suelen obtener en el proceso.

Este es significativo, debido a que afecta la durabilidad, resistencia y uniformidad del producto final. Además, se relaciona con el rendimiento del recubrimiento y, por lo tanto, con los costos de producción, ya que una mayor cantidad de pintura puede aumentar los costos del proceso.

Actualmente, se tiene espesores entre 10 a 30 µm en zonas no visibles y 65 a 80 µm en zonas visibles.

➤ Material de la pieza

El tipo de material empleado influye en diversos aspectos del proceso, como la preparación de la superficie, la adherencia de la pintura, la durabilidad del recubrimiento y otros factores esenciales que impactan en el proceso.

En la actualidad, se trabaja principalmente con acero conformado y diferentes variantes de aluminio, como el conformado, el extruido y el embutido.

➤ Pintura

El tipo de pintura seleccionado es significativo, ya que afecta en la calidad del recubrimiento final. También influye en las medidas de higiene y seguridad tomadas, debido a que algunas pinturas pueden ser peligrosas para la salud humana o contaminantes para el medioambiente.

Es importante seleccionar una pintura que sea compatible con el material de las piezas a pintar y el tipo de pistola a disposición.

Actualmente, se utiliza pintura en polvo poliéster autolimpiante con un consumo de 75 kg por día.

➤ Producto de limpieza

Esto engloba los productos de la limpieza acuosa, y química correspondiente a las subetapas de limpieza.

Esto resulta relevante, ya que mejores productos permiten reducir tiempos y mejorar la calidad de la pintura.

En estos momentos se utiliza agua corriente y fosfatante químico.

➤ Pistola de pintura

El tipo de pistola utilizado puede influir en la calidad de la pintura.

De esta depende la transferencia de pintura, por lo que la selección de una pistola de pintura adecuada puede reducir el desperdicio de material y, por lo tanto, mejorar la rentabilidad del proceso.

➤ Tamaño y formas de piezas

Esta variable es fundamental en el proceso de pintura, ya que influye en la selección de equipos, la configuración del proceso y la eficiencia del mismo. Además, puede afectar la forma de manipulación y sujeción en las distintas etapas del proceso.

Existe una gran variedad de productos a pintar, pero las piezas más grandes que se manejan son perfiles de 2000 x 55 x 70 mm y cajas de 1200 x 300 x 70 mm.

➤ Temperatura de curado

La temperatura de curado es relevante, ya que afecta directamente a la velocidad y la calidad del secado.

Se busca alcanzar un equilibrio entre una velocidad de secado rápida y una calidad de secado adecuada, lo que conlleva una producción más eficiente y rentable. A su vez, esta se verá limitada por la pintura y el tipo de material.

Actualmente, se usa una temperatura de curado entre 175 a 200 °C.

➤ Temperatura de los productos de limpieza

Esta variable dependerá del tipo de producto de limpieza utilizado.

La temperatura influye en la velocidad y la eficacia de las reacciones químicas que tienen lugar durante el proceso, por lo que tendrá un gran impacto en la limpieza.

Actualmente, se trabaja con las siguientes temperaturas de limpieza; desengrasante a 80 °C, fosfatado a 45 °C y enjuague a 20°.

➤ Temperatura de secado

El aumento de la temperatura de secado incrementa la velocidad del secado después de la limpieza, esto favorece a la productividad reduciendo los tiempos operativos, cuando más alta sea la temperatura de secado menor será el tiempo de secado. Debe tenerse en cuenta, al igual que la temperatura de curado, que estas pueden afectar a la salud de los operarios que realizan estas actividades o al personal que se encuentra en cercanías.

Actualmente, no se trabaja con temperatura, ya que el secado se realiza a la intemperie por medio de un escurrido natural.

➤ Tiempo de limpieza

Esto involucra los tiempos de inmersión correspondientes a cada pileta.

Esta variable es crítica, ya que determina la efectividad de la eliminación de los contaminantes que se encuentren en la superficie. Lo que influye directamente en la calidad y durabilidad del recubrimiento de pintura.

También influye en la producción, ya que estos tiempos no pueden ser muy extensos porque representa un retraso del proceso productivo.

Actualmente, la empresa no tiene registro de estos tiempos, y esto se debe a que no se conoce bien la superficie efectiva que va a ser mojada y escurrida.

➤ Tiempo de pintado

El tiempo de pintado se considera crítico, ya que influye en la uniformidad y durabilidad del recubrimiento final.

Optimizar el tiempo de pintura es importante para maximizar la eficiencia y productividad del proceso.

Igual que los tiempos de limpieza, no se tiene registro de los tiempos de pintado debido a que no se tiene relevada el área total de las piezas a hacer pintadas.

➤ Tiempo de curado

Este tiempo es crítico, ya que afecta la calidad, la eficiencia del proceso y el tiempo total de producción.

Esto también afecta la calidad del acabado del recubrimiento de pintura. Un curado insuficiente puede provocar problemas como arrugas, burbujas, descamación o adherencia deficiente, mientras que un secado excesivo puede causar problemas de textura o apariencia.

El tiempo de curado varía dependiendo del tipo de pintura utilizada, las condiciones ambientales (como temperatura y humedad), el espesor del recubrimiento y las propiedades del material de las piezas.

Para las piezas nuevas más grandes se tiene un tiempo de curado de 45 min por pieza.

2.5. Condiciones límite

Durante el análisis del proceso, se identificaron una serie de condiciones inalterables que actúan como restricciones y limitan la capacidad de modificar ciertos aspectos del mismo. Estas condiciones son factores fundamentales que no pueden ser alterados debido a diversas razones, como la naturaleza del proceso o las normativas de seguridad.

Estas condiciones límite actúan como una frontera dentro del cual se deben desarrollar las actividades del proceso, asegurando que no se comprometan los resultados esperados ni la integridad del sistema.

➤ Calidad de la pintura esperada

Define la selección de materiales a pintar y la pintura utilizada. Además, establece el grado de exigencia de las etapas. Esto puede requerir una preparación adecuada de la superficie, un control preciso sobre la aplicación de la pintura y un secado adecuado, entre otras.

La tolerancia de los espesores de la pintura no varía más de 5 μm .

➤ Espacio físico

Delimita la incorporación de nuevos equipos, la selección y distribución de estos, al igual que la redistribución de los equipos ya disponibles.

Actualmente, se cuenta con un espacio disponible dentro de la planta de 575 m², 25 x 23 metros, con posibilidad de expandirse a 25 x 42 metros, ocupando espacio en el que actualmente se ubican máquinas de corte y zonas de estanterías para el almacenamiento de productos terminados, esta posible expansión se justifica a partir de la compra de un nuevo galpón aledaño a la planta que permite esta reorganización en el lay-out de la planta.

➤ Materiales a pintar

El material a tratar condiciona los productos a utilizar en la pintura, como así también las instancias de limpieza, que puede implicar procesos adicionales, llevando a un aumento de la complejidad y costos del proceso. Algunos materiales

pueden ser sensibles a cambios en la temperatura y la humedad, lo que limita el proceso de secado.

Se utiliza acero laminado y aluminio laminado, extruido y embutido.

➤ Normativas de higiene y seguridad, y medioambientales

Todo diseño, tanto proceso como producto, se encuentra regido por las normativas correspondientes. Los casos más destacables del proceso se condensan en las emisiones de gases contaminantes dañinos para la salud y el medioambiente, los cuales surgen en el proceso de limpieza y pintura. Además, existen normativas que regulan la gestión de desechos de pintura debido a su potencial impacto ambiental y riesgos para la salud humana.

➤ Productividad esperada

La productividad esperada va a definir un mínimo de capacidad de cada equipo y un máximo de tiempo en cada etapa del proceso.

Se espera una productividad de 80 a 90 piezas por hora para las piezas nuevas más grandes.

➤ Tamaño máximo de piezas

Esto determina la capacidad de los equipos que se van a seleccionar y el nuevo diseño de la instalación. Además, puede requerir cambios en los métodos de manipulación y transporte de las piezas.

Las piezas más grandes que se manejan son perfiles de 2000 x 55 x 70 mm.

➤ Variedad de colores

Restringe el diseño de la etapa de pintura, como también afecta la gestión operacional de manejo de colores al pintar.

Actualmente, se pintan 6 colores; blanco semiliso, blanco texturado, blanco semi mate liso, negro liso, negro texturado, gris texturado.

3. Desarrollo del proyecto

3.1. Alcance

El presente proyecto tiene como objetivo optimizar el proceso de pintura, abarcando las etapas de limpieza, aplicación de pintura y curado final. Para alcanzar la producción máxima esperada, el rediseño del proceso se enfocará en maximizar la eficiencia operativa en cada una de sus fases, asegurando la continuidad del flujo de trabajo y minimizando interrupciones.

Este proyecto se desarrolla bajo el desafío de adaptar el sistema a condiciones más exigentes y a piezas de mayores dimensiones. En este sentido, se han tomado como referencia los perfiles más grandes, los cuales presentan mayores dificultades en términos de manejo y procesamiento. Estas piezas no solo imponen retos relacionados con su tamaño, sino también con las limitaciones de tiempo requeridas en cada etapa del proceso. La mayor complejidad radica en garantizar que los tiempos de las fases críticas se mantengan dentro de los márgenes establecidos sin comprometer la calidad, a fin de cumplir con los objetivos de producción.

El alcance del proyecto incluirá:

- Análisis de la infraestructura actual, identificando los principales puntos críticos que afectan la productividad y proponiendo mejoras estructurales necesarias.
- Evaluación y optimización de la etapa de limpieza, con el fin de reducir tiempos de procesamiento y eliminar tareas manuales innecesarias.
- Mejora del sistema de aplicación de pintura, minimizando la variabilidad en el espesor del recubrimiento, asegurando una cobertura uniforme y optimizando el consumo de materiales.
- Adaptación del proceso a productos más complejos de tratar, garantizando que el diseño sea capaz de soportar futuros aumentos de producción y la introducción de nuevos perfiles.

- Incorporación de mejoras tecnológicas, con el propósito de reducir tiempos de ciclo, mejorar la eficiencia energética y asegurar la sostenibilidad del proceso.

Si bien este proyecto se centrará en la optimización del sector de pintura, se espera que las mejoras implementadas tengan un impacto positivo en otras áreas de la empresa, tales como la reducción del desperdicio de materiales, la mejora en la logística interna, la disminución de costos operativos y la optimización del mantenimiento de los equipos.

3.2. Objetivos

En respuesta a la problemática identificada, se han establecido los objetivos prioritarios del proyecto, los cuales se desarrollaron en torno a un eje central que combina productividad del proceso y calidad del producto final.

- Aumentar la productividad

El aumento en la capacidad de producción es uno de los principales objetivos, debido al aumento en la demanda de estos productos.

Dado que la productividad varían en función de las piezas a pintar, se ha decidido focalizar la evaluación en las piezas nuevas de mayor tamaño. En la actualidad, la línea productiva alcanza una producción de 60 piezas por hora, mientras que el objetivo establecido es incrementar este rendimiento a 80/90 piezas por hora para dicha línea específica.

- Reducción de mano de obra

Como se comentó en el diagnóstico, la empresa ocupa a 9 personas en todo el proceso, el objetivo será: reducir la cantidad de personal al mínimo imprescindible.

- Mejorar en cuestiones referidas a higiene, seguridad y medioambiente

Un aspecto crítico del proyecto es el fortalecimiento de las medidas de higiene, seguridad y protección ambiental en todo el proceso. Con este objetivo se busca no solo cumplir con normativas vigentes, sino también minimizar los desperdicios innecesarios, garantizar un entorno de trabajo adecuado para el personal involucrado,

➤ Adaptabilidad del proceso

El proyecto además contempla como objetivo la adaptación del proceso a las dimensiones de las piezas requeridas para los nuevos productos. Al existir una gran variedad de productos disponibles, se centrará en la adaptación de las piezas más grandes a pintar, las cuales son las bases metálicas tipo perfil, cuyas dimensiones son: 2000 x 55 x 70 mm.

➤ Mejorar la calidad final de los productos

Incrementar la resistencia y mejorar la apariencia final del producto a partir de un aumento en la calidad de la aplicación de pintura. Esto incluye garantizar acabados precisos (lisos o texturados), una aplicación uniforme que muestre un color homogéneo en toda la pieza y el cumplimiento de espesores específicos: 20 μm en zonas no visibles y 70 μm en zonas visibles. Estas mejoras no solo impactarán positivamente en la estética del producto, sino también en su durabilidad, en el desempeño a lo largo del tiempo, y en el ahorro de pintura.

3.3. Propósitos

Los propósitos se identifican como las cuestiones mecánicas y físicas que permiten llevar a cabo o cumplir los objetivos. A continuación se detallan algunos propósitos para cada objetivo planteado.

Para el objetivo principal, el propósito implica optimizar todos los tiempos de las subetapas, los cuales pueden modificarse, atacando las siguientes cuestiones físicas y mecánicas

- Limpieza
 - Modificando la temperatura de los productos de limpieza
 - Modificando las concentraciones de estos productos
 - Favoreciendo una agitación de las mezclas para acelerar reacciones.
 - Implementado un sistema de escurrido.
- Pintura
 - Mejorando la calidad de la pintura a aportar
 - Variando la velocidad relativa de aplicación (entre pistola y pieza)
- Curado
 - Modificando la temperatura de curado
 - Modificando la distancia entre fuentes y piezas a curar.

Para la reducción de mano de obra, el propósito será implementar una automatización de todas las subetapas del proceso, lo cual permite reducir los tiempos productivos favoreciendo al objetivo principal, además, con esto se incrementa la calidad del producto, se optimiza el uso del espacio disponible, y se logra una mayor continuidad entre las diferentes etapas del proceso, Esto no solo contribuye a la mejora del desempeño global, sino que también reduce las variabilidades asociadas al trabajo manual, garantizando así resultados más consistentes.

Para las cuestiones referidas a la higiene, seguridad y medioambiente, los propósitos incluyen la implementación de sistemas efectivos para la extracción de gases generados en la etapa de limpieza; el control preciso de las temperaturas de todas las superficies calientes para evitar daños sobre los operativos; la generación de un plan para la correcta gestión de los desechos generados durante las etapas de limpieza y pintura.

El propósito que involucra la adaptabilidad del proceso a las piezas más grandes, incluye la generación de diseños que permiten cubrir, manipular, y sostener las piezas en cuestión. Para el caso de la limpieza se debe diseñar sistemas que mojen toda la pieza, para la pintura y curado, serán sistemas que permitan cubrir de forma uniforme toda la pieza.

Por último, para mejorar la calidad final de los productos y respetar los espesores finales, se deberá mejorar físicamente la limpieza de las piezas, incluir sistemas de control al final de todas las subetapas, sobre todo al final la etapa de aportación de pintura en polvo. Además, la automatización permite un control más preciso y eficiente en cada fase del proceso.

En síntesis, los propósitos que se plantean buscan implementar mejoras que aseguren una preparación óptima de las superficies, rediseñar el proceso para garantizar que el proceso sea eficiente y productivo, y que cumpla con las normas de higiene y seguridad. También proponen mejorar los espesores y acabados, optimizando el uso de recursos como la pintura. Finalmente, se busca optimizar las condiciones térmicas y de tiempo sin dejar de asegurar las propiedades mecánicas y estéticas que se desean.

4. Propuestas de solución

A partir del análisis previo, se decide llevar a cabo un estudio detallado de diversos factores que afectan al proceso actual, con el objetivo de evaluar y comparar las condiciones existentes con las posibles propuestas.

Si bien se considerarán múltiples aspectos del proceso, el enfoque principal estará en la modificación de los equipos para garantizar la continuidad operativa. Esta optimización no solo mejorará la eficiencia del proceso de pintura, sino que también contribuirá al cumplimiento de otros objetivos previamente mencionados, como la reducción de tiempos productivos y el incremento de la calidad.

A lo largo del rediseño, se priorizará la integración de tecnologías que permitan automatizar y optimizar el flujo de trabajo, asegurando continuidad y mayor control entre las etapas del proceso. Adicionalmente, el proyecto considerará la adaptabilidad a los diversos tamaños y tipos de piezas que forman parte del producto final, así como las limitaciones del espacio físico disponible.

4.1. Análisis morfológico

Para llevar a cabo este análisis, se utiliza la herramienta de matriz morfológica. Esta metodología se usa para estructurar y evaluar diferentes aspectos clave del proceso, abordando cada subproceso de manera detallada, así como aspectos generales que impactan en la totalidad del sistema.

En primer lugar, se identifica distintos puntos críticos dentro de cada etapa del proceso y se plantean diversas alternativas para su optimización. Posteriormente, se realiza un análisis de pros y contras de cada opción. A partir de esta evaluación, se asignan ponderaciones que permiten seleccionar la mejor alternativa para cada caso.

Finalmente, se analiza la compatibilidad entre las mejores alternativas elegidas, con el fin de determinar si es posible integrar todas las mejoras en un único proyecto coherente. En esta etapa, se priorizan aquellas opciones que permitieran alcanzar los objetivos clave que no podrían lograrse con otras alternativas, asegurando así una solución óptima y equilibrada para el proceso de pintura.

La ponderación para este análisis se presenta en la Tabla 4-1.

Tabla 4-1: Valores de ponderación para definir las matrices morfológicas.

Ponderación	
1	Luego de un análisis se determina que no es una opción viable.
2	Menores ventajas frente a lo que se utiliza actualmente.
3	No representa una mejora
4	Presenta fuertes ventajas pero alto costo.
5	Presenta fuertes ventajas y bajo costo.

4.1.1. Cuestiones generales.

Como se mencionó anteriormente, se dará prioridad a las elecciones que definan el cumplimiento de los objetivos del proyecto. En este sentido, los aspectos a considerar en esta sección son los siguientes:

- Tipo de transporte
- Posición de la pieza transportada
- Agarre de la pieza
- Nivel de automatización del proceso
- Carga y descarga de piezas

El primer aspecto a analizar es el sistema de transporte, ya que este elemento es clave para garantizar la continuidad del proceso. El transporte dentro del sistema de pintura no solo debe permitir un flujo constante de piezas, sino también adaptarse a las dimensiones y características de los perfiles tratados, además de soportar las cargas, temperaturas y productos en juego.

El análisis morfológico de este aspecto se observa en la Tabla 4-2.

Tabla 4-2: Matriz morfológica para la elección del tipo de transporte.

Tipo de transporte				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Manual, cadena y puente grúa	• Requiere baja inversión inicial • Buena adaptabilidad a las condiciones de trabajo actuales	• Alta dependencia del operador • Baja eficiencia • Afecta a la calidad del producto	3
Opción 1	Monorriel invertido	• Automatizable • Mejora la ergonomía de los operarios • Aumenta la productividad	• Requiere inversión en infraestructura • Menor flexibilidad en cambios	3
Opción 2	Puente grúa	• Alta capacidad de carga • Útil para piezas grandes o pesadas	• No es continuo • Requiere operador • Bajo rendimiento para grandes volúmenes.	2
Opción 3	Cadena	• Posibilidad de automatización • Movimiento continuo • Bajo mantenimiento	• Diseño rígido, requiere sincronización entre etapas • Dificultades ante cambios de layout	5
Opción 4	Guías e impulsión manual	• Bajo costo • Fácil implementación • Bajo mantenimiento	• Esfuerzo físico para el operador • Menor velocidad • Riesgo de daño por manipulación manual.	4

El transporte será entonces por cadena debido a su capacidad de proporcionar un movimiento continuo y controlado, asegurando la sincronización de las distintas etapas del proceso. Además, este sistema permite manejar diferentes tamaños y pesos de perfiles sin comprometer la estabilidad ni la calidad del recubrimiento. Aspectos que impactan directamente a los objetivos planteados.

En cuanto a la orientación de las piezas, se decidió que serán transportadas en posición horizontal con un leve ángulo, ya que esto facilita el escurrimiento de líquidos en la etapa de limpieza, evitando acumulaciones que puedan afectar la adherencia y uniformidad de la pintura.

El análisis morfológico de este aspecto puede verse en la Tabla 4-3 siguiente:

Tabla 4-3: Matriz morfológica para la elección de la posición de las piezas transportadas.

Posición de la pieza transportada				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Mixto	• Adaptable a distintos equipos utilizados actualmente	• Alto riesgo de contaminación cruzada cuando se apilan en la limpieza • Ecurrido no siempre óptimo	3
Opción 1	Vertical	• Favorece el escurrido de líquidos en pretratamiento • Mejor cobertura en pintura • Ideal para líneas automáticas	• Mayor demanda de espacio vertical • No aplicable a piezas con geometría irregular o inestable	4
Opción 2	Horizontal	• Adecuado para piezas planas o de baja altura • Buena estabilidad en la etapa de curado (menor movimiento)	• Riesgo de acumulación de líquidos en cavidades • Poca eficiencia en el escurrido	3
Opción 3	Con cierto ángulo	• Optimiza el drenaje en etapas de limpieza • Mejora la calidad del recubrimiento final	• Requiere soportes o adaptaciones especiales. • No siempre compatible con todos los diseños de piezas	5

Para garantizar la seguridad y estabilidad durante el transporte, se optó por el uso de pinzas de sujeción, ya que proporcionan un agarre firme sin dañar la superficie de los perfiles. Esta elección también permite una rápida adaptación a diferentes dimensiones y geometrías de piezas, asegurando su correcta manipulación a lo largo de todo el proceso.

El análisis morfológico de este aspecto puede verse en la Tabla 4-4.

Respecto a la elección del nivel de automatización se considera una automatización total, con intervención manual únicamente en la carga y descarga de piezas, ya que responde a la necesidad de reducir tiempos improductivos, minimizar errores humanos y evitar que las piezas estén almacenadas sin completar el proceso.

El análisis morfológico de este aspecto puede verse en la Tabla 4-5.

Tabla 4-4: Matriz morfológica para la elección del sistema de agarre de las piezas.

Agarre de la pieza a transportar				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Canasta	• Permite transportar grandes volúmenes • Ahorro de espacio	• Alto riesgo de contacto entre piezas • Mal escurrido y curado • Deficiente cobertura de pintura	3
Opción 1	Ganchos	• Método simple y económico • Versátil para piezas de distinto tamaño	• Poca repetitividad • Riesgo de mala conexión eléctrica en la pintura debido a su poca área de contacto	4
Opción 2	Pinzas	• Excelente conexión eléctrica debido a su mayor área de contacto • Sujeción firme y confiable • Adaptabilidad modular	• Costo inicial elevado • Requiere mantenimiento preventivo de los resortes	5
Opción 3	Barras roscadas, sujetado por tuercas	• Sujeción firme y ajustable a piezas complejas	• Tiempo excesivo de ajuste por operario • Riesgo de mal ajuste • No apto para líneas rápidas	3

Tabla 4-5: Matriz morfológica para la elección del tipo nivel de automatización del proceso.

Nivel de automatización				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Semiautomático	• Ahorro de inversión comparado con la automatización total	• Inconsistencia entre etapas • Mayor riesgo de manipulación inadecuada • Cuellos de botella operativos	3
Opción 1	100% manual	• Muy bajo coste de implementación • Alta flexibilidad para cambios de modelo o geometría en el lay out	• Baja productividad • Alta variabilidad en la calidad • Mayor riesgo de errores humanos	2
Opción 2	100% automático	• alto rendimiento • Repetitividad del proceso • Mayor trazabilidad y calidad constante	• Alta inversión inicial • Requiere lay out estable y planificación detallada • Difícil adaptación a cambios	4
Opción 3	Automatización, pero con carga y descarga manual	• buen equilibrio entre inversión y productividad • Reducción del esfuerzo humano en etapas críticas	• Dependencia del operador en puntos claves de carga y descarga • Requiere sincronización precisa • Riesgo de errores en la carga	5

Por último, se considera el método de carga y descarga en un mismo sector, el cual, como puede verse en el análisis morfológico, genera un flujo de trabajo más ordenado y permite un mejor control de los productos al final del proceso.

El análisis de este último aspecto puede verse en la Tabla 4-6.

Tabla 4-6: Matriz morfológica para la elección del método de carga y descarga de piezas.

Carga y descarga de piezas				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Manual entre procesos	- Flexibilidad en la operación - Permite intervenir o revisar piezas entre etapas	- Alto tiempo improductivo - Mayor manipulación y riesgo de daños o contaminación - Baja eficiencia	3
Opción 1	Un único sector de carga y descarga	- Simplificación del lay out - Reducción del personal necesario - Control centralizado	- Riego de congestión operativa - Mayor necesidad de sincronización entre entrada y salida	5
Opción 2	Un sector de carga y otro de descarga	- Flujo lineal y más eficiente - Facilita el diseño de líneas continuas - Mejor gestión logista	- Requiere mayor espacio físico - Implica más planificación en distribución de áreas.	5

4.1.2. Sector de limpieza

Se continúa con el análisis de los distintos subprocesos que conforman el procedimiento de pintura, comenzando por la etapa de limpieza. Esta fase es fundamental, ya que no solo es la primera en la secuencia operativa, sino que también define las condiciones en las que las piezas ingresarán a las siguientes etapas, influyendo directamente en la calidad del producto final. Además, presenta un nivel de complejidad superior al del resto de las subetapas debido a la gran cantidad de factores que intervienen en su desarrollo, tales como los productos utilizados, la distribución del espacio, las condiciones ambientales y los parámetros específicos de cada etapa del proceso. Para presentar las distintas alternativas y realizar una elección adecuada de los métodos y equipos a emplear, se llevó a cabo un análisis de las distintas alternativas mediante la matriz morfológica.

Para la etapa de limpieza, se definió un enfoque integral que optimiza la calidad del proceso y garantiza una preparación adecuada de las piezas antes de la aplicación de pintura. En este sentido, los aspectos a considerar son los siguientes:

- Aplicación de productos
- Tipo de desengrase
- Tipo de eliminación de óxido
- Tipo de enjuague
- Agitación de los productos en las cubas de limpieza
- Ecurrido entre subetapas y final
- Extracción de gases

En primer lugar, se analiza la forma de aplicar los productos a la hora de realizar la limpieza a las piezas a pintar. Se decide mantener el sistema de inmersión como método principal de limpieza, debido a su efectividad en la eliminación de contaminantes y a la garantía de una cobertura uniforme en toda la superficie de las piezas. El análisis morfológico de este aspecto puede verse en la tabla 4-7 siguiente.

Tabla 4-7: Matriz morfológica para la elección del método de aplicación de productos.

Aplicación de productos				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Inmersión	- Buena penetración en geométricas complejas - Tratamiento uniforme en todas las caras - Ideal para grandes volúmenes	- Alto consumo de químicos. - Mayor riesgo de contaminación cruzada entre productos - Requiere mayor espacio para tanques	3
Opción 1	Aspersión	- Ahorro de químicos - Menor consumo energético - Más fácil de automatizar	- Puede generar mala limpieza en zonas ocultas - Menor efectividad en piezas muy complejas	2
Opción 2	Manual	- Bajo costo de implementación - Flexibilidad total ante piezas especiales o re-trabajos	- Inconsistencia en calidad - Alto requerimiento de mano de obra - No viable para producción en serie	2

En cuanto a la distribución del sector de limpieza y el diseño de las cubas, se ha definido un proceso que consta de cuatro etapas de inmersión, seguidas de un secado final para asegurar la correcta adhesión de la pintura. Las etapas establecidas incluyen un primer proceso de desengrase, en el cual se eliminan aceites, grasas y residuos de fabricación, seguido de un enjuague que garantiza la eliminación completa de cualquier residuo del desengrase para evitar contaminación en las siguientes etapas. Luego, se realiza la eliminación de óxidos mediante la aplicación de productos específicos que remueven contaminantes inorgánicos, tras lo cual se efectúan un enjuague adicional para asegurar una limpieza completa antes del secado.

Para finalizar el proceso, se lleva a cabo un secado controlado que garantiza la eliminación total de humedad o productos residuales, evitando defectos en la aplicación de pintura y asegurando una mejor adhesión del recubrimiento a la superficie de las piezas.

Continuando con el análisis morfológico, se define los tres tipos de productos a utilizar, en primer lugar se utilizará desengrasantes a base de disolventes en caliente, ya que este permite una limpieza más completa. Por otro lado, se considera que el fosfatado resulta como ser la mejor opción para lograr la eliminación de óxidos y preparar la superficie. Y por último, para reducir la contaminación entre piletas se utilizará agua desionizada para lograr un mejor efecto de remoción de productos adheridos a las piezas. El análisis morfológico de estas tres últimas cuestiones pueden observarse en las tablas 4-8, 4-9 y 4-10 respectivamente.

Tabla 4-8: Matriz morfológica para la elección del tipo desengrase a utilizar.

Tipo de desengrase				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Desengrase a base de agua corriente a 80 °C	- Económico y fácil de manejar - Compatible con procesos continuos - Baja toxicidad	- Puede no eliminar grasas complejas - Alta demanda energética por temperatura	3
Opción 1	Desengrasante a base de disolventes en caliente	- Alta eficiencia sobre grasas pesadas - Rápida acción sobre contaminantes difíciles	- Mayor riesgo ambiental y de seguridad - Necesita sistema de contención y ventilación adecuado	5

Tabla 4-8: Matriz morfológica para la elección del tipo desengrase a utilizar (continuación).

Tipo de desengrase				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Opción 2	Desengrase orgánico (ácido cítrico)	• Biodegradable • Menor impacto ambiental • Seguro para el operario	• Menor eficiencia en contaminantes muy adheridos • Puede requerir tiempos de contacto más largos	4
Opción 3	Limpieza por ultrasonido	• Excelente penetración en geometrías complejas • Eficiencia en limpieza sin abrasión mecánica	• Alta inversión inicial • Requiere control estricto de parámetros • Difícil de implementar en serie	4

Tabla 4-9: Matriz morfológica para la elección del tipo de eliminador de óxido.

Tipo de eliminación de óxido				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Fosfatado como limpieza química a 45 °C	• Combina desoxidación con pasivado superficial • Compatible con líneas continuas • Bajo costo operativo	• No remueve óxidos gruesos o muy adheridos • Genera lodos y requiere tratamientos de efluentes	3
Opción 1	Arenado (abrasivo físico)	• Alta efectividad en eliminación de óxidos pesados • Mejora rugosidad para anclaje mecánico	• Procesos sucio y ruidoso • No apto para piezas delicadas o de geometría complejas	2
Opción 2	Con láser	• Limpieza selectiva y precisa • No genera residuos secundarios • Ideal para piezas con detalles finos	• Muy alto costo de inversión • Bajo rendimiento para grandes volúmenes y en serie • Requiere equipo especializado	1
Opción 3	Cromado (ácido crómico)	• Excelente remoción y protección contra futura oxidación • Buena preparación para ambientes agresivos	• Altamente tóxico y regulado ambientalmente • Alto costo de tratamiento de residuos	2

Tabla 4-10: Matriz morfológica para la elección del tipo de enjuague de las piezas.

Tipo de enjuague				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	A base de agua corriente	• Bajo costo operativo • Fácil disponibilidad	• Puede dejar residuos minerales o sales • Menor control sobre la calidad del enjuague final	3
Opción 1	A base de agua desionizada	• Alta pureza del enjuague • Elimina minerales y contaminantes • Mejora la adhesión y reduce defectos en pintura	• Mayor costo operativo • Requiere sistema de desionización y mantenimiento del mismo	5

Para optimizar este proceso, se han incorporado mejoras que permiten aumentar la eficiencia y reducir el impacto ambiental. Una de estas mejoras es la agitación del agua, lo que facilita una limpieza más efectiva al mejorar el contacto del producto con la superficie de las piezas y remover partículas adheridas. Además, se implementará un sistema de extracción de gases residuales, lo que permitirá reducir la acumulación de vapores provenientes de los productos químicos utilizados, mejorando las condiciones de seguridad e higiene en el área de trabajo y disminuyendo el impacto ambiental. También se incorporará un sistema de escurrido entre etapas, lo que permitirá reducir la contaminación cruzada entre piletas, esto implica optimizar el uso de los productos de limpieza y minimizar el desperdicio, contribuyendo así a la sustentabilidad del proceso.

Para la agitación de los productos se decide no incorporar una agitación mecánica por medio de ningún medio mecánico o hidráulico, debido a que la inmersión de las piezas y el avance continuo de la cadena, generan o producen una agitación adecuada de los productos de limpieza. El análisis morfológico de este aspecto puede verse en la Tabla 4-11 siguiente.

Tabla 4-11: Matriz morfológica para la elección del método de agitación de productos.

Agitación de productos en cubas de limpieza				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	No hay	• Costo operativo mínimo • Reduce el manteamiento general del proceso	• Baja efectividad de los productos • Mayor tiempo de contacto necesario	3
Opción 1	Mecánica (paletas rotativas)	• Mejora la distribución de producto • Favorece el desprendimiento de suciedad	• Mayor mantenimiento mecánico • Riego de obstrucciones por partículas en el mecanismo	2
Opción 2	Hidráulica (Recirculación de productos)	• Homogeneidad química constante • Mejora el rendimiento del producto	• Requiere bomba resistente a químicos • Mayor consumo energético	2
Opción 3	Neumática (Inyección de burbujas de aire)	• Agitación suave y constante • Menor mantenimiento mecánico • Oxigenación del baño	• Puede generar espuma o pérdida de producto por polarización • Ruido operativo elevado	2

Por otro lado, el método de escurrido por medio de aire forzado resulta como la mejor opción para lograr una mejor preparación de las piezas antes de aplicar la pintura, este método resulta, como puede verse en el análisis morfológico de la Tabla 4-12, el más simple y que permite mayor eficiencia a la hora de secar piezas.

Por último, para la extracción de gases resulta más conveniente el uso de un sistema abierto con campana en la parte superior de las cubas, ya que con esto se logra mejorar las tareas de mantenimiento e inspección de las cubas y sus productos. Véase Tabla 4-13.

Tabla 4-12: Matriz morfológica para la elección del tipo de escurrido de las piezas.

Ecurrido entre etapas y secado final				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	A la intemperie	- Costo nulo - Sin requerimientos técnicos	- Ecurrido lento e ineficiente - Riesgo de contaminación - clima afecta el rendimiento	3
Opción 1	Succión	- Eliminación rápida y localizada de líquidos - Reduce tiempos de espera	- Requiere boquillas o sistemas adaptad a geometrías - Costo de instalación y mantenimiento	4
Opción 2	Ventilación forzada	- Alta eficiencia de secado - Aumenta la continuidad del proceso	- Consumo energético alto - Posible necesidad de sistemas de control térmico	5
Opción 3	Por vibración	- Favorece desprendimiento de gotas en zonas internas - Ahorro de energía	- No aplicable a todas las piezas - Puede generar desgaste o daño en piezas delicadas	4
Opción 4	Horno	- Secado completo y uniforme - Puede integrarse con las etapas continuas.	- Alto consumo energético - Mayor tiempo de residencia de las piezas - Necesidad de espacio adicional	4

Tabla 4-13: Matriz morfológica para la elección del tipo de extracción de gases.

Extracción de gases				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	No hay	- Costo nulo - Proceso en general más simple	- Alta exposición a vapores corrosivos o tóxicos - No cumple con normas de seguridad	3
Opción 1	Proceso abierto con campana de extracción	- Reduce significativa de vapores en el ambiente - Mejora las condiciones de trabajo	- Puede haber escapes si hay corriente de aire - Requiere ductos, filtros y mantenimiento	5
Opción 2	Proceso cerrado con cámara de extracción completa	- Contención total de vapores - Alta eficiencia de extracción - Mejora ambiental sustancial	- Alto costo de implementación - Mayor complejidad del sistema - Mantenimiento más especializado	4

4.1.3. Sector de pintura

Continuando con el análisis, evaluamos el sector de pintura, una de las etapas más críticas en términos de calidad y eficiencia operativa. En esta sección, se considerarán los siguientes aspectos:

- Tipo de pintura
- Aplicación de pintura
- Reciclado de pintura

La definición más importante dentro de esta etapa del proceso es la elección del tipo de pintura a utilizar, ya que esta decisión condiciona el resto de los aspectos técnicos y operativos del sector. Se ha determinado mantener el uso de pintura electrostática debido a sus ventajas en términos de adherencia, durabilidad y eficiencia en la aplicación, además de su compatibilidad con los materiales trabajados en la empresa. Este tipo de recubrimiento no solo permite una mejor cobertura y acabado en las piezas, sino que también reduce el desperdicio de material y mejora el rendimiento del proceso en comparación con otros métodos de aplicación. Véase la Tabla 4-14 el análisis morfológico de este primer aspecto.

Tabla 4-14: Matriz morfológica para la elección del tipo de pintura a utilizar.

Tipo de pintura				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Partículas electrostáticas	- Excelente adherencia sin necesidad de repintar - Recuperación de polvo no adherido - Bajo impacto ambiental	- Requiere equipos específicos y carga electrostática efectiva - Limitado para piezas no conductoras	3
Opción 1	Pintura líquida	- Mayor variedad de acabados y colores - Aplicable sobre casi cualquier geometría	- Mayor tiempo de curado - Requiere cabina de extracción y filtrado	2
Opción 2	Pintura en polvo sin carga	- No depende de propiedades eléctricas de la pieza - Puede aplicarse a materiales no metálicos	- Mayor pérdida de material - Difícil recuperación del polvo no adherido	2

Parte del objetivo de optimización implica la implementación de un sistema de aplicación más eficiente mediante pistolas automatizadas, diseñadas para desplazarse de manera programada y cubrir uniformemente toda la superficie de cada pieza. Esto permitirá una mayor homogeneidad en la capa de pintura aplicada, minimizando variaciones en el espesor del recubrimiento y mejorando la calidad del producto final. Véase la Tabla 4-15 el análisis morfológico de este aspecto.

Tabla 4-15: Matriz morfológica para la elección del método de aplicación de pintura.

Aplicación de pintura				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Manual	- Flexibilidad para distintas geometrías - Bajo costo de inversión inicial - Fácil ajuste en tiempo real	- Mayor variabilidad en la calidad - Dependencia del operador - Menor eficiencia de transferencia	3
Opción 1	Automático	- Aplicación homogénea y repetible - Mayor eficiencia de transferencia - Reducción de desperdicio y repintado	- Inversión inicial alta - Menor flexibilidad ante piezas complejas - Requiere mantenimiento técnico	4

Tabla 4-16: Matriz morfológica para la selección de la forma de reciclado.

Reciclado de pintura				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	No reciclan	- Proceso en general más simple - Sin inversión adicional	- alto desperdicio de pintura - Mayor generación de residuos - Aumento del costo operativo por kg aplicado	3
Opción 1	Sistema de ciclón	- Alta eficiencia en recuperación de polvo fino - Reducción significativa del desperdicio	- Requiere espacio e inversión inicial - No recupera partículas más pesadas o húmedas	4
Opción 2	Sistemas de filtro mecánico	- Captura más amplia de residuos - Puede complementar al ciclón - Mejora la limpieza del ambiente	- Mayor mantenimiento - Puede saturarse rápidamente - Menor eficiencia que un sistema de ciclón bien calibrado	5

Por último, se plantea una mejora en el aprovechamiento del material a través del reciclado de las partículas de pintura sobrantes. Se llevará a cabo mediante un sistema de recuperación por filtros, que permitirá capturar el excedente de partículas y reintegrarlas al circuito, dirigiéndolas nuevamente hacia el pico de la pistola para su reutilización. Esta mejora no solo contribuirá a la reducción de costos operativos y al aumento de la eficiencia del proceso, sino que también representa un beneficio ambiental al disminuir la cantidad de residuos generados. Véase la Tabla 4-16 anterior el análisis morfológico de este último aspecto.

4.1.4. Sector de curado

Por último, se realizó el análisis del sector de curado, en esta etapa del proceso, las modificaciones necesarias son mínimas en comparación con otros sectores, dado que su funcionamiento ya cumple en gran medida con los requisitos del proceso productivo. Los aspectos a tener en cuenta serán:

- Tipo de horno de curado
- Fuente de alimentación del horno de curado

La decisión más relevante en este caso fue la elección del tipo de horno a utilizar, en esta elección no se consideran las ventajas y desventajas, sino que se busca adaptarse al tipo de transporte seleccionado en las anteriores secciones (transporte a cadena continuo), se consideró que la opción más adecuada sería utilizar un horno tipo túnel continuo con entrada y salidas abiertas. Véase la Tabla 4-17 el análisis morfológico de este aspecto.

Por último, se opta por un horno a gas debido a que este presenta menor costo operativo a largo plazo, además permite llegar a las temperaturas deseadas más rápido y alcanzar temperaturas más altas comparadas con los hornos eléctricos. Véase la Tabla 4-18 el análisis morfológico de este último aspecto.

Tabla 4-17: Matriz morfológica para la elección del tipo de horno para el curado de pintura.

Tipo de horno				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Discontinuo por lotes	- Flexibilidad para distintos tipos y tamaños de piezas - Fácil de operar - Inversión inicial más baja	- Baja productividad - Mayor consumo energético por pieza - Tiempo muerto entre lotes	3
Opción 1	Continuo tipo túnel	- Alta productividad - Curado uniforme y controlado - Ideal para líneas automáticas	- Requiere alimentación continua de piezas - Mayor inversión inicial - Requiere lay out específico	4

Tabla 4-18: Matriz morfológica para la elección del tipo de alimentación del horno.

Alimentación del horno de curado				
Opciones	Descripción	Ventajas	Desventajas	Pond.
Actual	Eléctrico	- Mayor precisión en el control de temperatura - Menor mantenimiento	- Mayor costo operativo - Limitado en potencia para grandes volúmenes	3
Opción 1	A gas	- Menor costo por unidad térmica - Rápido calentamiento - Ideales para grandes producciones	- Mayor mantenimiento - Requiere sistemas de combustión y ventilación - Control térmico menos preciso	5

4.2. Compatibilidad y resumen de análisis morfológico

A lo largo de las distintas matrices morfológicas, se ha evaluado de manera preliminar la compatibilidad entre las distintas alternativas propuestas. Sin embargo, para garantizar la viabilidad del proyecto, es necesario realizar un análisis más detallado de la integración de todas las mejoras implementadas. A continuación, se examinará la compatibilidad de cada una de las decisiones tomadas, asegurando que el sistema funcione de manera coherente y eficiente en su conjunto. Como se ha mencionado anteriormente, el enfoque principal del proyecto es la automatización total del proceso, y a partir de esto, se verificará que cada

una de las mejoras seleccionadas se integra correctamente dentro del flujo productivo, evitando conflictos operativos.

Se comenzó definiendo de manera concluyente que el proceso de transporte de las piezas a lo largo de la línea de producción se realizará íntegramente mediante un sistema de cadena. Esta decisión marca una diferencia con respecto al proceso actual, en el cual se emplea un sistema híbrido de distintos medios de transporte. Actualmente, la etapa de limpieza se lleva a cabo utilizando un puente grúa que desplaza las canastas con las piezas, mientras que la transferencia entre etapas se realiza de manera manual, y solo en la fase de aplicación de pintura emplea un sistema de cadena. Esta combinación de métodos genera inconsistencias en el flujo de producción, lo que limita la eficiencia operativa y afecta la calidad del producto final.

La implementación de un sistema de transporte por cadena a lo largo de todo el proceso trae múltiples beneficios. En primer lugar, permite un movimiento continuo y uniforme de las piezas a través de cada una de las etapas, lo que garantiza una mayor estabilidad en la producción y evita interrupciones que podrían derivar en cuellos de botella. La continuidad en el desplazamiento de las piezas no solo optimiza los tiempos de fabricación, sino que también mejora la coordinación entre los distintos subprocesos, reduciendo tiempos improductivos y mejorando el rendimiento de la línea de producción.

Otro aspecto fundamental es la capacidad de la cadena para proporcionar un control preciso sobre la velocidad de desplazamiento y el tiempo de permanencia en cada una de las etapas del proceso. Esto es especialmente relevante en la aplicación de pintura y en la fase de curado, donde la exposición uniforme influye directamente en la calidad del recubrimiento. Un transporte constante y regulado permite garantizar que todas las piezas sean sometidas a condiciones homogéneas, evitando defectos y mejorando la repetibilidad del proceso.

Además, el sistema de cadena proporciona una mayor adaptabilidad a la línea de producción, ya que puede configurarse para trabajar con piezas de distintos materiales y tamaños sin necesidad de realizar modificaciones estructurales significativas.

Por último, desde el punto de vista de mantenimiento y durabilidad, un sistema de cadena es robusto y requiere menos intervención en comparación con otros sistemas de transporte más complejos.

El sistema de transporte estará compuesto por dos rieles, uno destinado al desplazamiento de la cadena y otro por donde circularán las ruedas vinculadas a los carros que transportan las piezas. Las ruedas de los carros estarán conectadas mediante un mecanismo de enganche que permitirá su vinculación con la cadena en las etapas del proceso donde se requiera transporte continuo y su desvinculación mediante el cambio de dirección de la cadena.

El diseño del proceso se ha planteado con la intención de concentrar la mayor interacción del personal en un único sector, donde se llevarán a cabo la carga y descarga de las piezas. Este enfoque busca minimizar el contacto directo con las piezas en movimiento, reduciendo riesgos operativos y optimizando la organización del espacio de trabajo.

Dado que la etapa de limpieza requiere tiempos de procesamiento significativamente mayores en comparación con el resto de las fases, se ha definido la implementación de dos líneas de cadena diferenciadas. Inicialmente, las piezas serán colgadas en la línea de limpieza, la cual operará a una velocidad menor para garantizar el tiempo de exposición necesario. Posteriormente, las piezas serán transferidas a una segunda cadena de mayor velocidad que las conducirá a través de las etapas restantes del proceso, asegurando así la continuidad y eficiencia del flujo productivo.

En cuanto a la posición de las piezas durante el transporte, se ha decidido que sean trasladadas en orientación horizontal con un ligero ángulo de inclinación. Esta configuración permite reducir el tamaño de los equipos, especialmente en la etapa de limpieza, donde el uso de piletas profundas sería necesario en caso de optar por una posición vertical. En particular, si las piezas se transportaran verticalmente, se requerirían piletas de más de 2 metros de profundidad para sumergir completamente las piezas de mayor longitud. Además, cuando las piezas no estuvieran sumergidas, las cadenas deberían desplazarse a más de 4 metros de altura, lo que complicaría la estructura del sistema y la accesibilidad para mantenimiento.

Respecto a la disposición de los carros en el sistema de transporte, inicialmente se ubicarán de forma transversal a la dirección de avance para luego reorientarse longitudinalmente. Este cambio de orientación permitirá compensar la diferencia de velocidades entre las dos líneas de cadena, asegurando una transición fluida entre la limpieza y las etapas posteriores del proceso.

El agarre de las piezas se realizará mediante pinzas diseñadas para proporcionar estabilidad durante todo el recorrido. Estos ganchos estarán montados sobre carros que permitirán transportar múltiples piezas simultáneamente, optimizando el espacio y mejorando la eficiencia del sistema de transporte.

Para la aplicación de los productos de limpieza, se ha decidido mantener el sistema de inmersión. Esta elección responde a la prioridad de garantizar la máxima calidad en la limpieza de las piezas, aunque implique desafíos adicionales en el diseño del sistema.

Al ser un sistema de transporte continuo basado en cadenas, las piezas están en constante movimiento a lo largo de todo el proceso. Este desplazamiento continuo ofrece beneficios adicionales, como la reducción de la necesidad de mecanismos adicionales para el escurrido de las piezas entre etapas, ya que el propio movimiento favorece la eliminación de residuos líquidos. Asimismo, la agitación natural de los productos de limpieza dentro de las piletas se ve favorecida por este movimiento, contribuyendo a una mayor eficiencia del proceso sin requerir sistemas adicionales de agitación mecánica.

Para la etapa de limpieza, se han definido cuatro piletas principales. Dos de ellas, de mayor longitud, estarán destinadas a los tratamientos de desengrase y eliminación de óxidos, mientras que las otras dos, de menor tamaño, contendrán los enjuagues finales para la eliminación de residuos químicos. La diferencia en dimensiones responde a los tiempos de exposición requeridos en cada fase del proceso y a la necesidad de mantener una velocidad constante en la cadena. Se decidió limitar el número de piletas en función de las restricciones espaciales del área de trabajo, asegurando al mismo tiempo que el sistema definido cumple con los estándares de calidad esperados para la limpieza de las piezas.

Los productos químicos utilizados para la limpieza han sido seleccionados con base en su eficiencia en la eliminación de residuos y su compatibilidad con las piezas a tratar. Se ha priorizado el uso de soluciones biodegradables y de baja toxicidad para minimizar el impacto ambiental y mejorar las condiciones de seguridad en el entorno de trabajo.

El proceso de limpieza concluye con un secado previo a la etapa de pintura. Para este propósito, se ha optado por la instalación de una cámara de secado con aire caliente forzado, ya que esta garantiza la eliminación completa de la humedad en un tiempo

reducido, evitando defectos en la adhesión de la pintura y optimizando la calidad del acabado final.

Como complemento al sistema de limpieza, se ha incorporado un sistema de extracción de gases en las piletas. Esta instalación tiene como objetivo minimizar la acumulación de vapores químicos en el ambiente de trabajo, mejorando las condiciones de seguridad e higiene para los operarios y reduciendo el impacto ambiental de los procesos químicos utilizados.

En la etapa de pintura, se ha decidido mantener el tipo de pintura ya utilizado en el proceso actual, dado que proporciona una alta calidad en el acabado y un control preciso del proceso. Además, este método presenta otras ventajas, como una mejor adhesión y una mayor eficiencia en la cobertura de las piezas. La aplicación se realizará mediante pistolas automáticas diseñadas para generar una carga electrostática en las partículas de pintura, asegurando su correcta distribución y adherencia a la superficie de las piezas. A diferencia del proceso manual previo, ahora la aplicación y el movimiento de las pistolas estarán completamente automatizados, lo que permitirá reducir la variabilidad en la aplicación y mejorar la eficiencia del uso del material.

Una mejora adicional implementada en esta etapa es la recolección y reciclaje de las partículas de pintura sobrantes. Este proceso se llevará a cabo mediante un ciclón que captará el exceso de partículas en suspensión y las redirigirá al sistema para su reutilización, reduciendo los desperdicios.

Finalmente, en la etapa de curado, se ha optado por el uso de un horno a gas con una configuración tipo túnel para la carga continua de piezas, al igual que en el secado posterior a la limpieza. Esta elección se basa en la necesidad de reducir los costos productivos.

5. Desarrollo técnico

A partir del relevamiento realizado, sección 2.1, y el análisis morfológico desarrollado en la sección anterior, se procede al desarrollo técnico de la solución integral. Esta etapa comprende aspectos de diseño, cálculo, selección de equipos y componentes, así como la descripción del funcionamiento de las soluciones propuestas.

5.1. Línea de producción propuesta

En la Figura 2-8 se presentó la distribución actual del proceso productivo y el espacio en el que se desarrolla. En dicha Figura se identifica una zona disponible para ampliar el área de trabajo. Actualmente, esta área está ocupada por estanterías de almacenamiento y una máquina de corte láser, las cuales pueden ser reubicadas sin inconvenientes dentro de la planta. Esta posibilidad se sustenta en la reciente adquisición por parte de la empresa de un galpón aledaño, donde se proyecta relocalizar el equipo de corte láser, centralizando así todas las operaciones de corte de chapa. De este modo, se habilita el uso de la zona mencionada para la ampliación del proceso. En la Figura 5-1 se muestra el espacio disponible para desarrollar la solución integral.

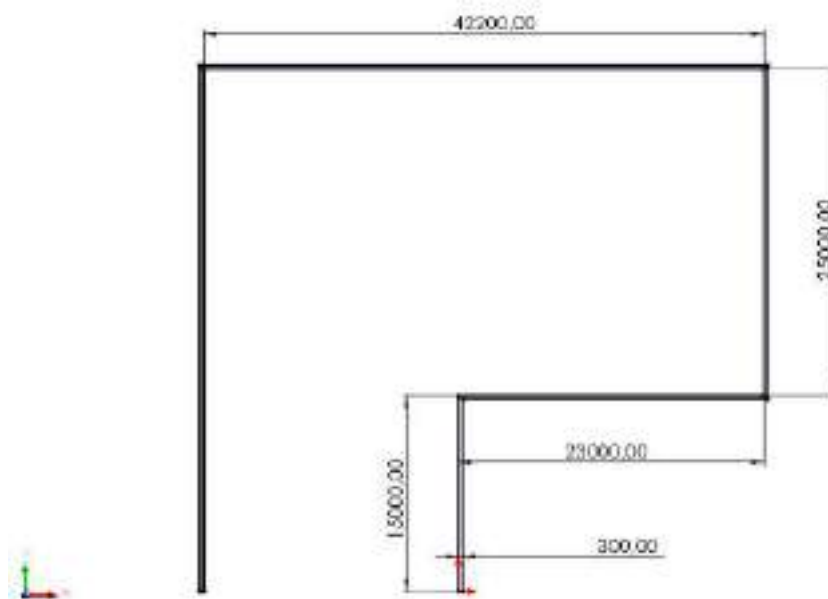


Figura 5-1: Espacio disponible para desarrollar la solución integral del proceso.

Se propone utilizar la totalidad del área disponible, 42 m x 25 m. En la Figura 5-2 se indican los límites del nuevo proceso (en color verde). Además, con el objetivo de lograr un flujo de producción lo más continuo posible, se define un proceso cerrado con flujo de avance antihorario.

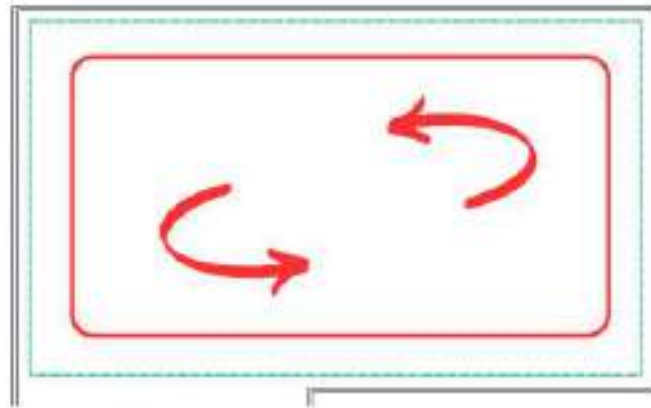


Figura 5-2: Espacio disponible y flujo de distribución.

A partir de esta configuración, se distribuyen las etapas principales dentro del espacio disponible, asegurando una disposición eficiente que minimice tiempos improductivos y facilite la integración de los distintos subprocesos. El flujo del proceso de producción constará de cinco etapas fundamentales; ingreso de perfiles, limpieza, secado, pintura y curado, finalizando con la salida de las piezas terminadas, que comparte sector con el ingreso. La disposición de estas etapas dentro del espacio puede observarse en la Figura 5-3 siguiente.

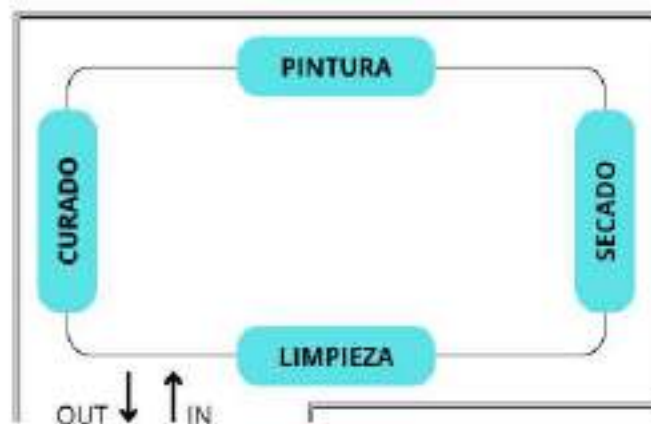


Figura 5-3: Distribución de subetapas del proceso de pintura.

5.2. Selección de equipos

Con el fin de diseñar y definir el lay out del sistema continuo de transporte por cadena, se seleccionarán equipos que puedan adaptarse a las nuevas condiciones de trabajo propuestas. Esta selección permitirá definir el espacio real disponible para cada etapa, en particular la etapa de limpieza, la cual debe ser diseñada para poder adaptarse con las condiciones de trabajo continuo y de inmersión de piezas. Esto presenta un desafío importante, ya que actualmente estas dos formas de trabajo no suelen ser implementadas en conjunto en los sistemas de limpieza en general.

5.2.1. Horno de curado

La principal necesidad en la etapa de curado es garantizar la carga continua de piezas, en contraposición al esquema actual basado en lotes. Por ello, se opta por la instalación de un horno de curado tipo túnel de la marca HICOLO [1], fabricante chino especializado en equipos para recubrimiento por polvo electrostático. Este equipo se ofrece con unas dimensiones ya definidas que luego serán verificadas con el nuevo espacio disponible, y en caso de no verificar se podrá solicitar dimensiones especiales adaptadas a las necesidades de espacio y distribución.



Figura 5-4: Horno de curado tipo túnel de marca HICOLO [2].

Este equipo resulta ideal para líneas de producción en serie. Este cuenta con un sistema de aislamiento térmico que permite el trabajo de personal en las inmediaciones de este. Además, el proveedor expresa que el equipo es apto para piezas de hasta 6 metros de longitud, por lo que los perfiles de 2 metros considerados en este proyecto no presentan inconvenientes. El horno cuenta con cortinas de aire en sus extremos para evitar la transferencia de aire frío y caliente [2].

El cuerpo del horno posee un sistema de conductos de circulación de aire caliente el cual se utiliza para curado, este viene con un controlador automático de temperatura y un dispositivo de visualización, que le confieren una temperatura uniforme con una precisión de control de ± 5 °C. La pared interna del calentador y del conducto de aire están hechas de chapa de acero aluminizado de 1.2 mm de espesor, que le infiere una resistencia a la corrosión, al calor y a la oxidación [2].

La estructura de la cámara de combustión, que se encuentra ubicada en la parte superior del horno, cuenta con paneles de aislamiento de múltiples capas que reducen la pérdida de calor, con un espesor total de capa de 150 mm. La diferencia de temperatura entre la pared exterior de la cámara es de aproximadamente de 10 °C [2].

El sistema de calentamiento emplea gas como fuente de calor, el cual se utiliza en un intercambiador de calor para calentar el aire que circula dentro del túnel. La admisión de aire y el tubo de escape se instalan en el sistema de calentamiento para asegurar la calidad de curado de las piezas de trabajo y para mantener el contenido de gas residual dentro del rango normal según normas. El soplador para circulación de aire caliente es de tipo integrado e incorpora ventiladores centrífugos de alta temperatura. Además, cuenta con un controlador digital de temperatura, una alarma de exceso de temperatura [2].

Dos de los parámetros técnicos más relevantes son:

- Consumo del horno de 25 kcal/hora
- Tamaño: 14000 x 1500 x 1900 mm (L x A x H)

El espacio disponible para ubicar el horno es de 25 metros, es por eso que no habría ningún problema en la instalación del horno, ubicándolo centrado en la zona donde se ubicara la etapa de curado, dejando disponible 5.5 metros para

desarrollar la curva de los rieles guías, y motrices para las cadenas de transporte. Además, se considera que el horno debe estar a 1.5 metros de la pared para tener en cuenta las tareas de mantenimiento en general del personal, estas últimas definiciones pueden verse en la Figura 5-5 siguiente.

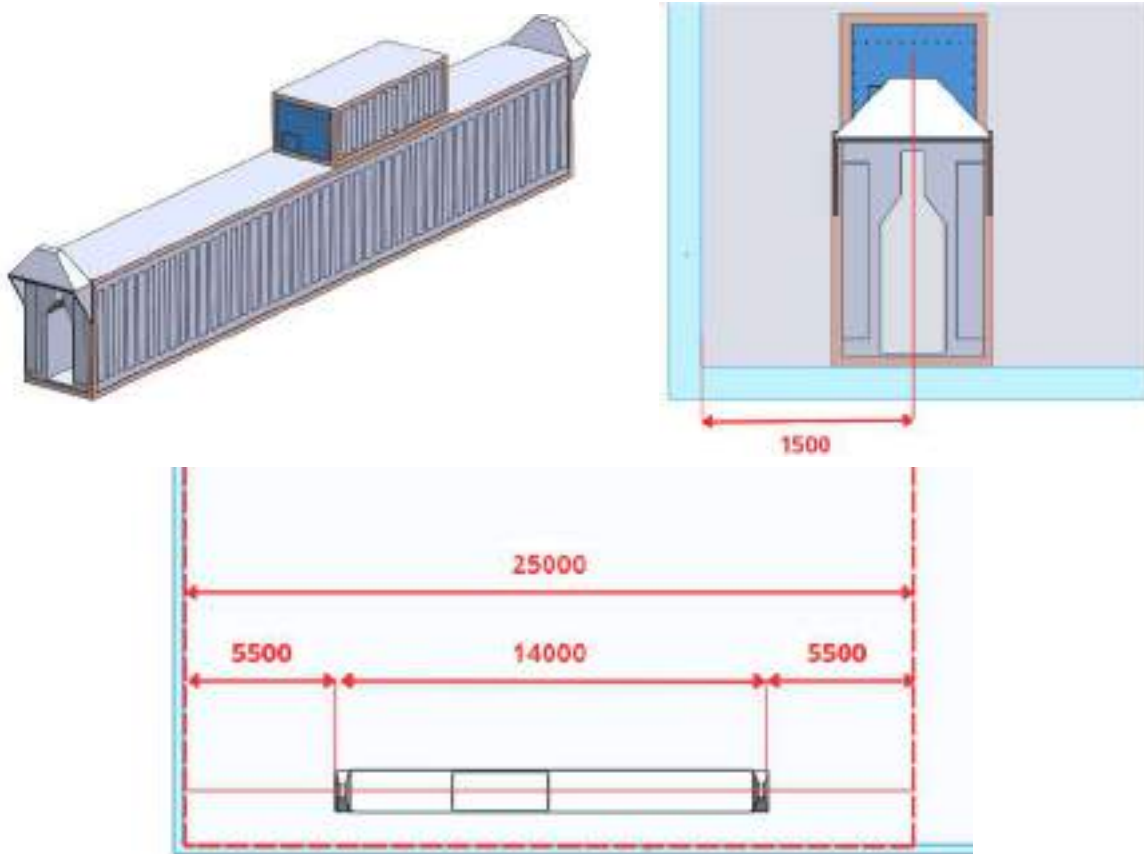


Figura 5-5: Instalación del horno de curado seleccionado.

5.2.2. Cámaras de pintura

La idea principal es cubrir 6 tipos de colores para las bases metálicas, las cuales como se comentó en la sección 2.4 son: blanco semiliso, blanco texturado, blanco semi mate liso, negro texturado, negro liso, y gris texturado. Para eso se decidió seleccionar 6 cámaras individuales ubicadas en serie, para ser utilizadas cuando el color asignado sea demandado.

Las cámaras seleccionas son de la marca HICOLO [1], cuyo modelo es el COLO - S - 0825 [3]. El resumen de las especificaciones técnicas pueden verse en la Figura 5-6 siguiente.



Modelo	COLO-S-0825
Dimensiones de funcionamiento	800 ancho x 4000 profundidad x 2000 altura mm
Dimensiones generales	1200 ancho x 5000 profundidad x 2580 altura mm
Peso	1100 kg
Fuente de alimentación	Eléctrico
Potencia nominal	2*5.5 kW
Voltaje	380V/220V
Frecuencia	50-60Hz
Filtros	Poliéster
Cantidad de filtros	12 pzas (D325*H900 mm)
Filtro de tipo de bloqueo	Fácil de cambiar
Sistema de limpieza de filtros	Neumático

Figura 5-6: Especificaciones técnicas de las cámaras de revestimiento seleccionadas [3].

Cada cabina de recubrimiento cuenta con un sistema de filtros de doble cartucho, que mejoran la eficiencia de recuperación del polvo y reduce costos, estos filtros son de poliéster con porosidad que permiten separar completamente el polvo del flujo de aire para ser recirculado dentro de la cabina [3]. Ver Figura 5-7 los filtros tipo cartucho.



Figura 5-7: Filtros de polvo tipo cartuchos.

Además, las cabinas cuentan con sistema de autolimpieza de los filtros, este inyecta aire por pulsos regularmente que limpia los filtros del polvo acumulado para garantizar el rendimiento de los filtros. En la Figura 5-8 pueden verse los inyectores. Estos pulsos hacen que los polvos acumulados en los filtros se descarguen en la tolva de recuperación debajo de la etapa de filtros [3].



Figura 5-8: Inyectores de aire para limpiar los filtros.

El aire dentro de la cabina es impulsado por un potente ventilador, ver Figura 5-9, el cual arrastra la pintura en polvo que no fue adherida en las piezas hacia los filtros [3].



Figura 5-9: Ventilador para direccionar el polvo a recuperar hacia los filtros.

Toda la pintura recuperada es acumulada en un colector extraíble de polvo que se encuentra ubicado abajo de los filtros, ver Figura 5-10, el cual ayuda a reciclar el polvo de manera más conveniente [3].



Figura 5-10: Colector acumulador de polvo recuperado en los filtros.

Por último, la cabina cuenta con un controlador PLC, ver Figura 5-11, que ofrece más comodidad y precisión para establecer o ajustar los parámetros [3].



Figura 5-11: Controlador PLC para automatizar la operación.

El sistema de aplicación de pintura seleccionando es la torre automática de la misma marca modelo COLO 2200D [4] que resulta compatible con las cabinas seleccionadas anteriormente. Se seleccionan 12 torres para cubrir las 6 cabinas seleccionadas anteriormente. Las especificaciones técnicas pueden verse en la Figura 5-12 siguiente.



El modelo	COLO-2200D
Fuente de alimentación	AC 220V/110V 50-60HZ
La potencia del motor	1,1 kW
La velocidad	0-0.8m/s(0-50m/min).
La aceleración	1 m/s
Max. La capacidad de carga	25 kg.
Controller	Digital
El motor	Ajustables frecuencia
Accidente cerebrovascular	1,5 m/2m / 2,5 m.
Cantidad de carga Las pistolas de pulverización	2-24 PC

Figura 5-12: Especificaciones técnicas de la torre de aplicación de pintura [4].

La torre cuenta con un sistema de aspersión de accionamiento eléctrico por un motor de control a través de PLC, por medio de una pantalla táctil, dando una suave y preciso movimiento, asegurando así el recubrimiento final uniforme. Además, cuenta con una guía lineal que permite instalar hasta 24 pistolas de pulverización [4].

Para la instalación de las cabinas y las torres se considera, que estas tienen 5 metros de largo y que la separación entre ellas es de 70 centímetros, todas ubicadas en serie ocupando un espacio de 33.7 metros. El espacio disponible en la zona a instalar es de 42 metros, por lo que deja 9.3 metros para diseñar las curvas de los rieles guías, y motrices para la cadena de transporte. Esto último puede verse reflejado en la Figura 5-13 siguiente.

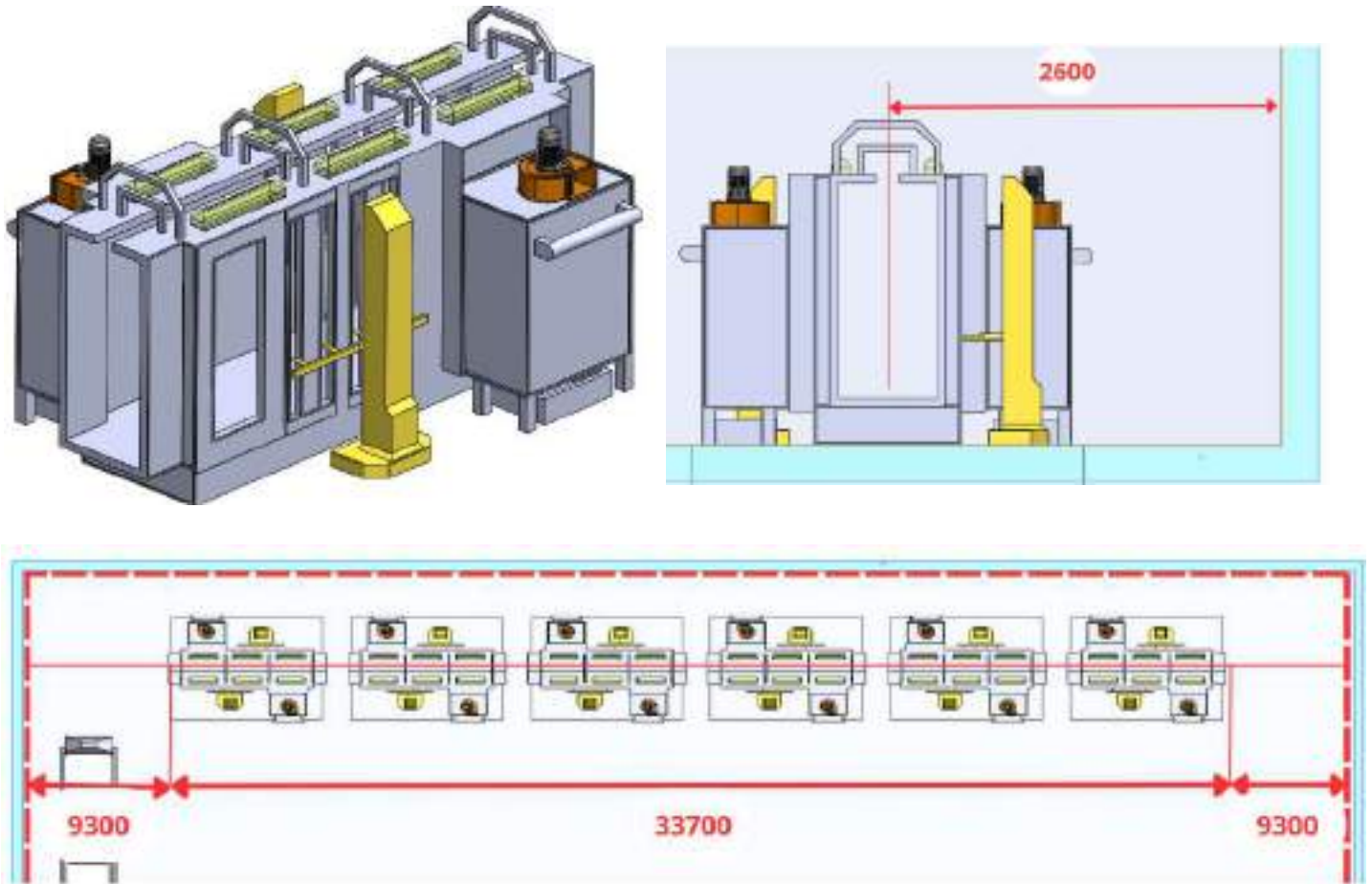


Figura 5-13: Instalación de las cabinas de pintura.

5.2.3. Cámara de secado y escurrido final

Para el secado de las piezas no se selecciona un equipo en particular, en vez de eso lo que se decide es diseñar una cámara de aire similar a la del horno tipo túnel por la cual la cadena de transporte junto con las piezas pasaran a través de esta para ser sometidas a corrientes de aire caliente forzado a través de ventiladores ubicados en la pared lateral de la cámara, que serán alimentados por un intercambiador de calor utilizado para calentar el aire a proyectar sobre las piezas. Del lado contrario a los ventiladores se podrán instalar aspiradores de aire para generar un flujo de aire continuo dentro de la cámara de secado. El diseño básico de esta cámara puede verse en la siguiente Figura 5-14 siguiente.

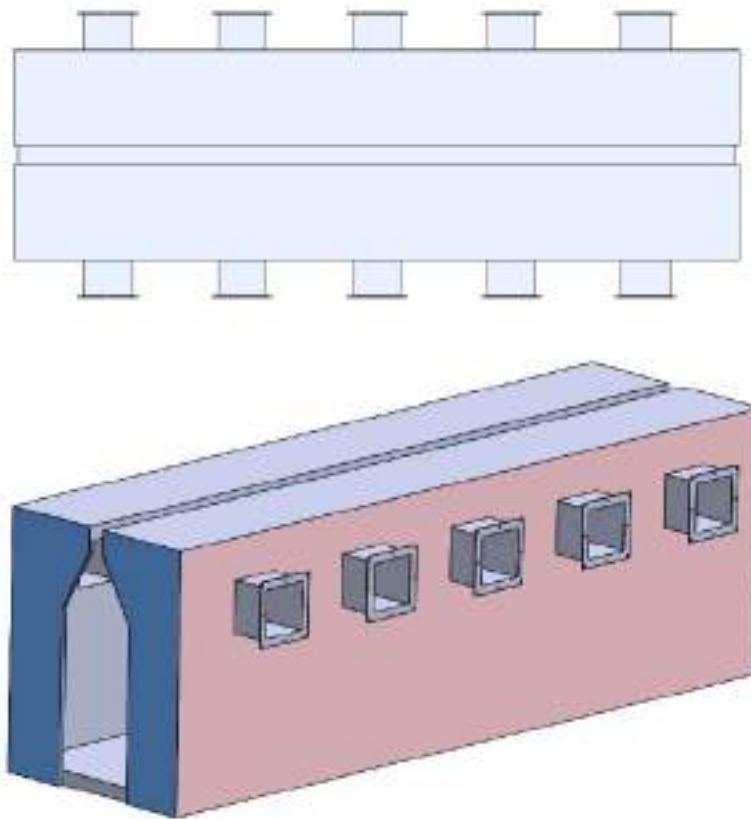


Figura 5-14: Diseño básico de la cámara de secado.

Un aspecto a tener en cuenta en el diseño es el material de las chapas a fabricar, ya que se debe garantizar los trabajos de mantenimiento e inspección del personal en inmediaciones de la cámara. Para esto se considera el uso de chapa aluminizada para evitar tener zonas de calentamiento exterior, además en las entradas y salidas de la

cadena de transporte se deberán instalar, al igual que el horno de curado, cortinas de aire para evitar fugas de aire caliente por esas zonas.

Para la instalación, se considera que la cámara tendrá una longitud total de 8 metros, y teniendo en cuenta que en la zona a instalar se cuenta con 25 metros, esa longitud de la cámara formará parte de los parámetros a ajustar para obtener el resultado final deseado. Además, se considera, al igual que para la instalación del horno, que la distancia mínima a la pared necesaria para tareas de mantenimiento y control es de 2.1 metros, por lo que la disposición final será la que se muestra en la Figura 5-15 siguiente.

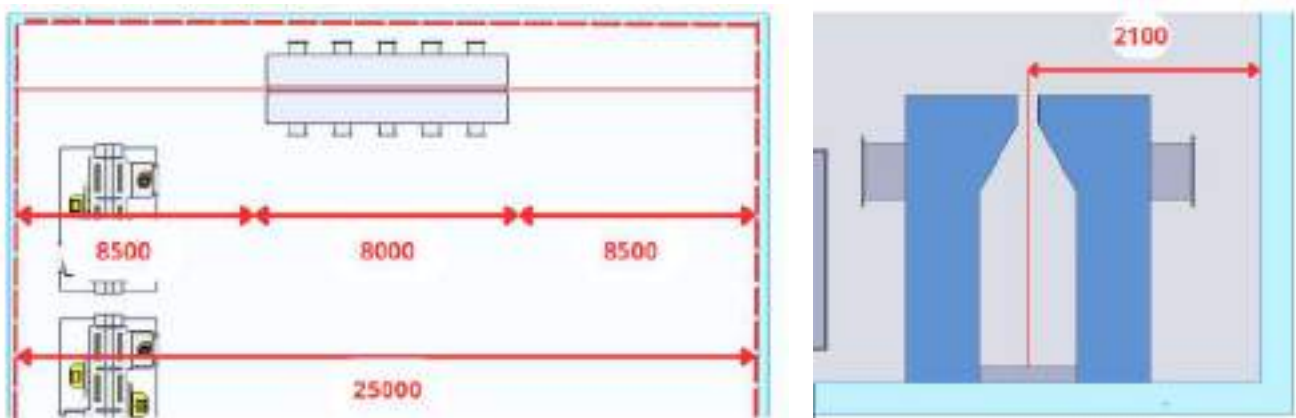


Figura 5-15: Instalación de la cámara de secado.

5.3. Diseño de riel guía

Una vez instalado los equipos necesarios se diseña el riel guía por el cual se desplazaran las piezas, montadas en las perchas de transporte, a través de los equipos descritos anteriormente.

El riel guía completo se arma con perfiles de aluminio extruido, estos perfiles serán tramos cortos de 2 metros y tramos curvos que permiten cambios de dirección, estos tramos serán unidos por medio de bridas abulonadas que estarán soldadas en los extremos de cada tramo. En la Figura 5-16 se muestra la sección de los perfiles para formar el riel guía completo.

Por otro lado, queda definidas las dimensiones del circuito del riel guía, las cuales son: 21400 x 39300 mm. Véase la Figura 5-17 la acotación de este circuito.

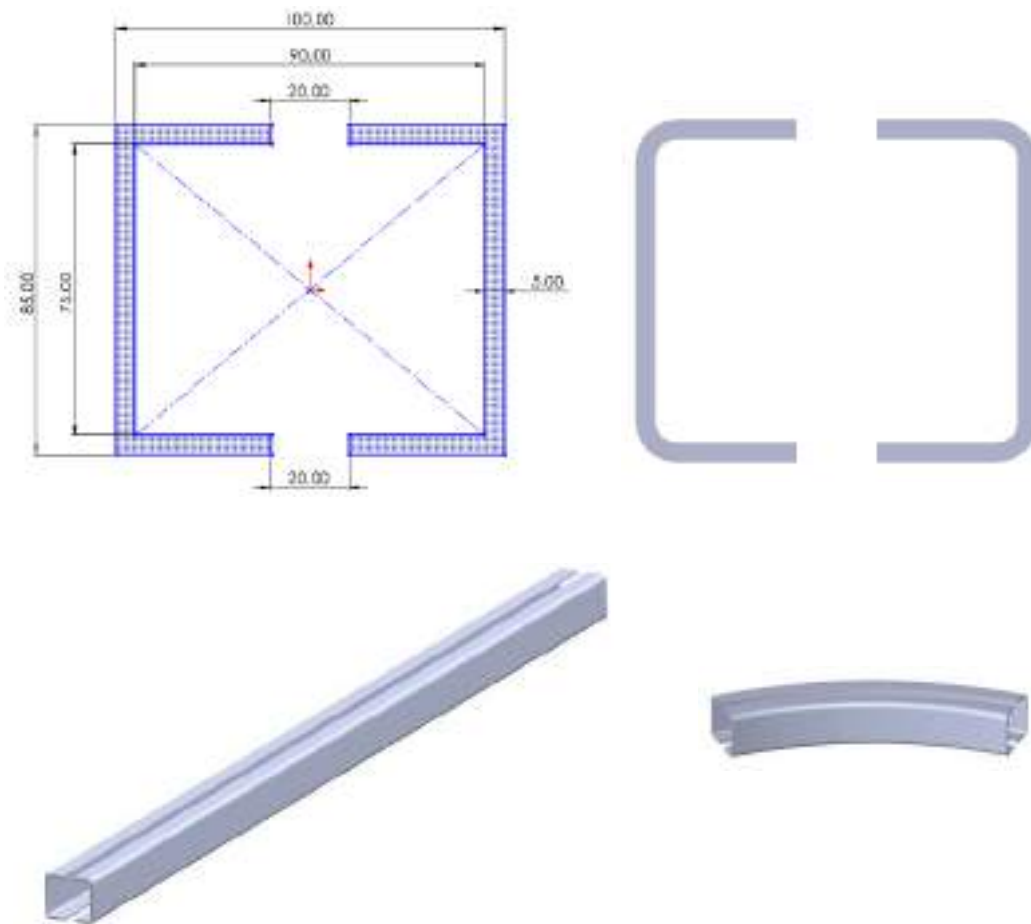


Figura 5-16: Perfiles de riel guía.

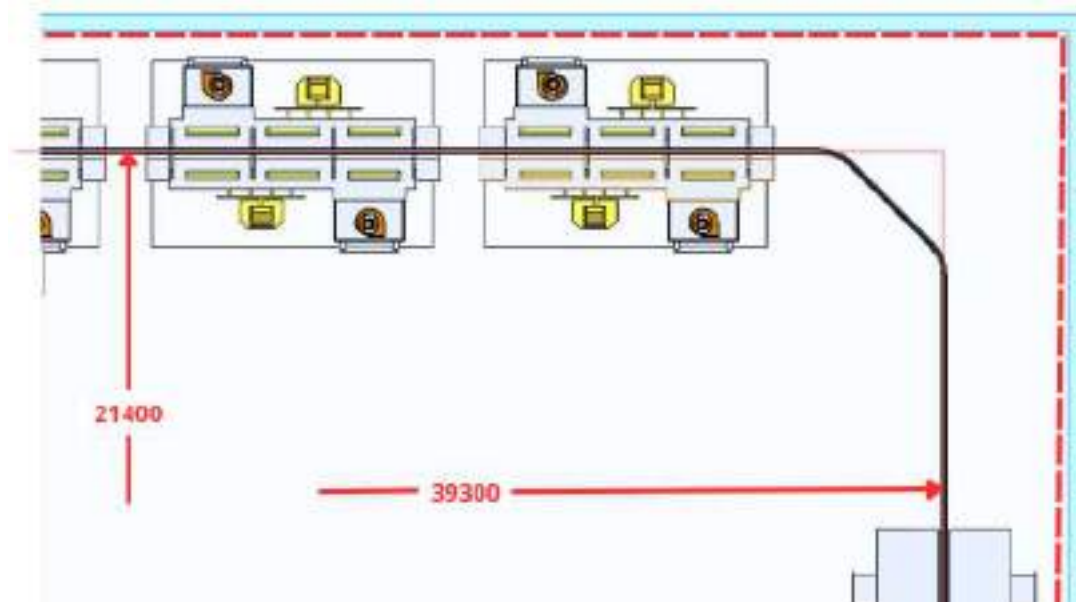


Figura 5-17: Dimensiones del riel guía.

5.3.1. Diseño de carro guía

Para garantizar el movimiento continuo de las piezas sobre el circuito guía, es necesario implementar carros guías, estos deberán tener un mecanismo que permita el acople y desacople controlado con la cadena de transporte, a su vez, debe estar construido para permitir el avance lo más suave posible evitando atascamiento cuando el sistema se encuentre totalmente cargado. Véase la Figura 5-18 siguiente donde se presenta el diseño final de los carros.

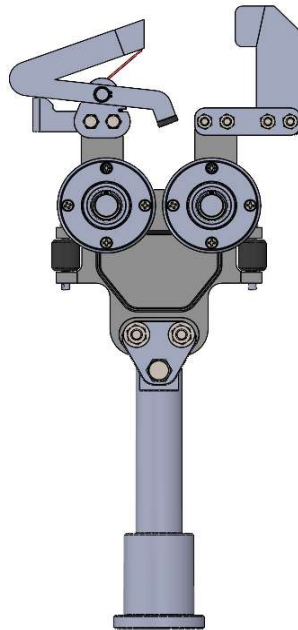


Figura 5-18: Carro guía.

Dentro del diseño del carro se contemplan tres zonas funcionales principales. Una con un mecanismo que permite el acople mecánico de la cadena de transporte y su sistema de empuje, este mecanismo cuenta con un brazo que se encuentra vinculado al cuerpo del carro por medio de un resorte de torsión, además, tendrá incluido discos de goma que permitirán frenar, sobre los rieles, los respectivos carros cuando el mecanismo se encuentre en la etapa de enganche. Otra zona con un brazo rígido respecto al cuerpo que permita empujar de forma directa el carro a través del riel guía, este brazo debe ubicarse a continuación del mecanismo de enganche descrito anteriormente, ver la Figura 5-19 donde se muestra detalles de estas zonas.

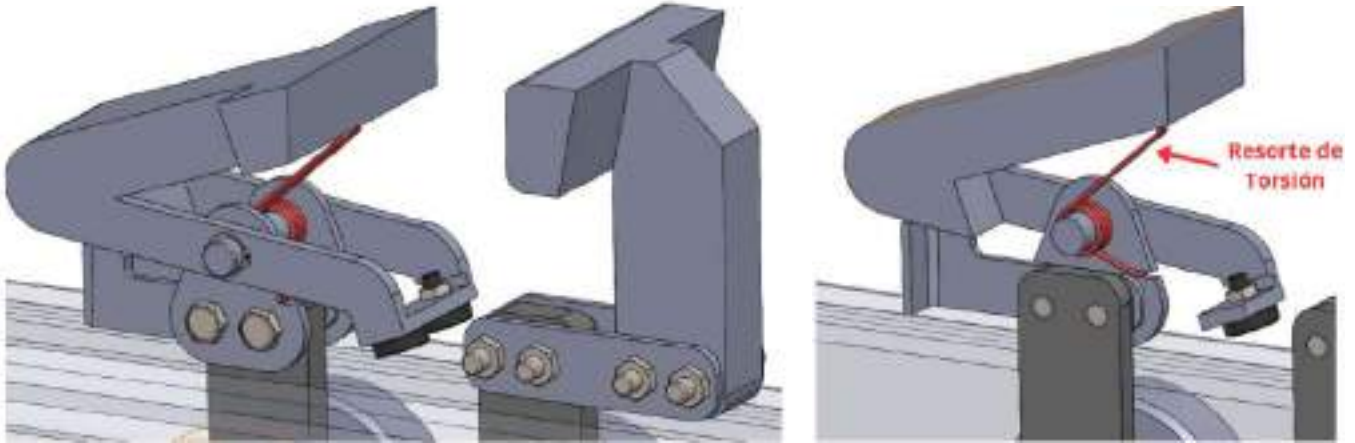


Figura 5-19: Brazo pivotante y brazo de empuje.

Para conocer como son las interacciones entre las piezas durante el enganche se muestra a continuación la secuencia de trabajo, véase la Figura 5-20 siguiente. a) En primer lugar, el mecanismo pivót cuenta con un tope fijo respecto al cuerpo del carro que permite mediante el resorte de torsión mantener en su posición inicial, como también así evitar el desenganche del mecanismo, además este tope fijo permitirá empujar o tirar del carro en el sentido contrario al avance habitual, y esto como veremos más adelante genera que se puede cambiar de nivel en los rieles guías asegurando un correcto funcionamiento. b) Una vez en contacto con la cadena de transporte, el mecanismo activará el resorte, permitiendo un enganche suave, hay que tener en cuenta que la rigidez del resorte deberá ser tal que permita aprovechar la inercia con la que viene la cadena y su brazo de empuje para activar el resorte, ya que si el resorte es demasiado rígido la cadena terminará arrastrando al carro en vez de generar un enganche más seguro, pero no debe ser demasiado bajo, ya que es necesario que mantenga su posición inicial para evitar el desacople. c) Por último, se busca que el brazo pivót permita frenar el carro para garantizar el enganche en todo momento, es por eso que el tope de freno, el cual se da en contacto con discos de goma regulables en altura mediante tuercas, esto irá compensando el desgaste por la fricción que se da en todos los enganches que sufren los carros durante las etapas de trabajo.

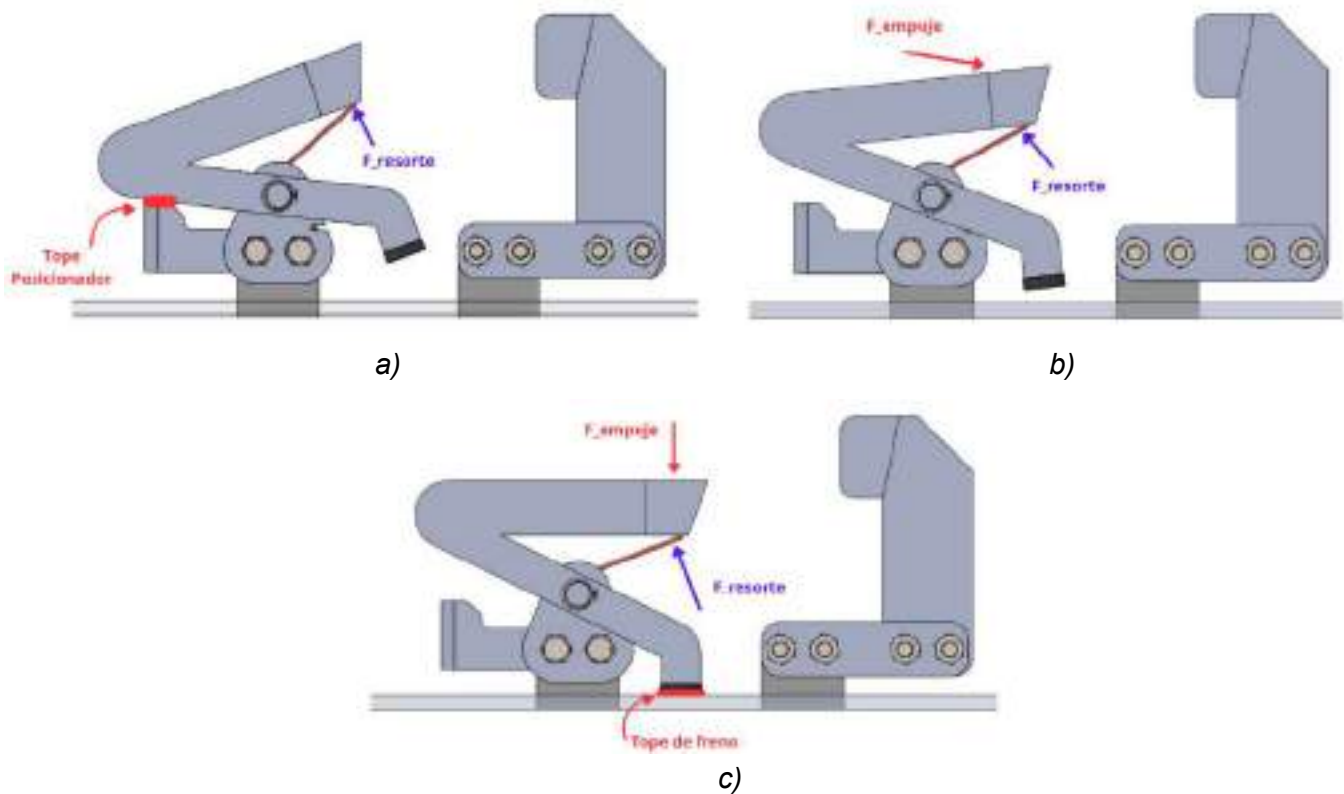


Figura 5-20: Secuencia de enganche del carro guía.

Finalmente, cuando la cadena y su brazo de empuje superan el brazo pivót, este retorna a su posición inicial por medio del resorte, y estos entran en contacto con el brazo fijo del carro, generando el avance controlado del mismo, como puede observarse en la Figura 5-21 siguiente.



Figura 5-21: Carro guía sobre riel.

Recordando que este empuje se puede dar en ambos sentidos, generando direcciones de avance acorde al sentido de empuje, véase la Figura 5-22 siguiente, donde se remarca estas acciones, fundamentales en situaciones donde los carros sufren cambios de nivel, como se verá más adelante.

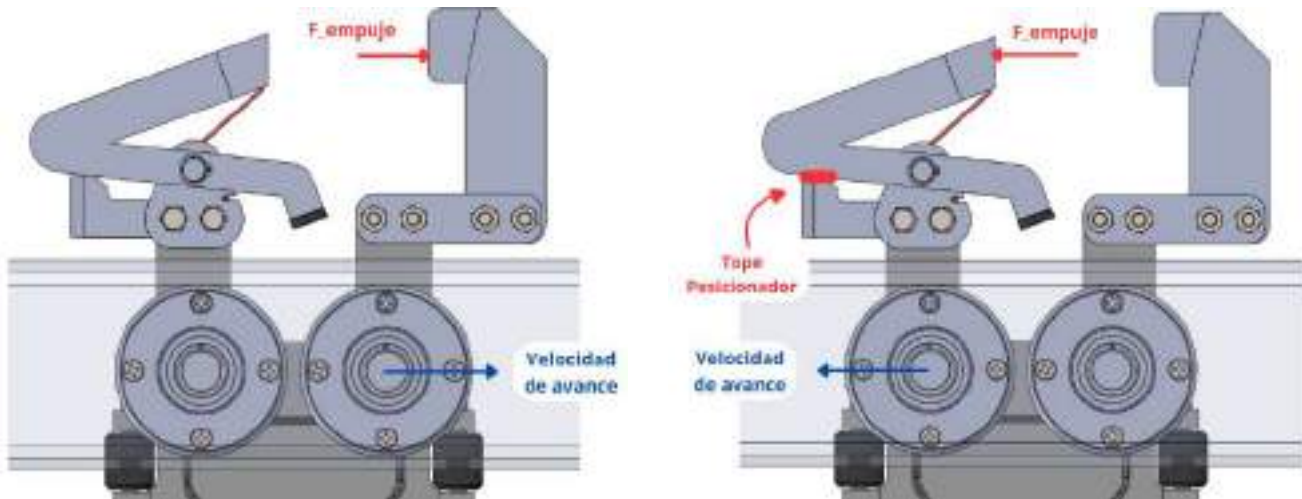


Figura 5-22: Sentido de avance según dirección de la fuerza de empuje.

Por último, existe una última zona a remarcar, la cual es la que entra en contacto directo con el riel guía, generando el avance sobre el mismo, para esto se tiene en cuenta que el carro deberá deslizarse sobre los rieles con la menor fricción posible para lograr menor consumo de potencia, además, deberá considerarse unos guías laterales que permitan afrontar curvas o cambios de dirección dentro del circuito.

Para asegurar un desplazamiento suave, preciso y sin interrupciones, especialmente en los tramos curvos del recorrido, se importan rolos o rodados en el cuerpo de los carros, en la zona de contacto lateral. Estos elementos no solo minimizan la fricción, facilitando el movimiento, sino que también aseguran la correcta alineación y guiado del carro a lo largo de todo el circuito, evitando trabas o desvíos que podrían comprometer la operación. Sobre todo en las zonas donde el carro transita una curva. Véase la Figura 5-23 donde se muestra la posición de estos rolos laterales.

Para el desplazamiento se consideran cuatro ruedas, para dar más estabilidad montada sobre dos ejes con rodamientos. Véase la Figura 5-24, un corte parcial de como deberá ser el montaje de las ruedas de los carros guías.

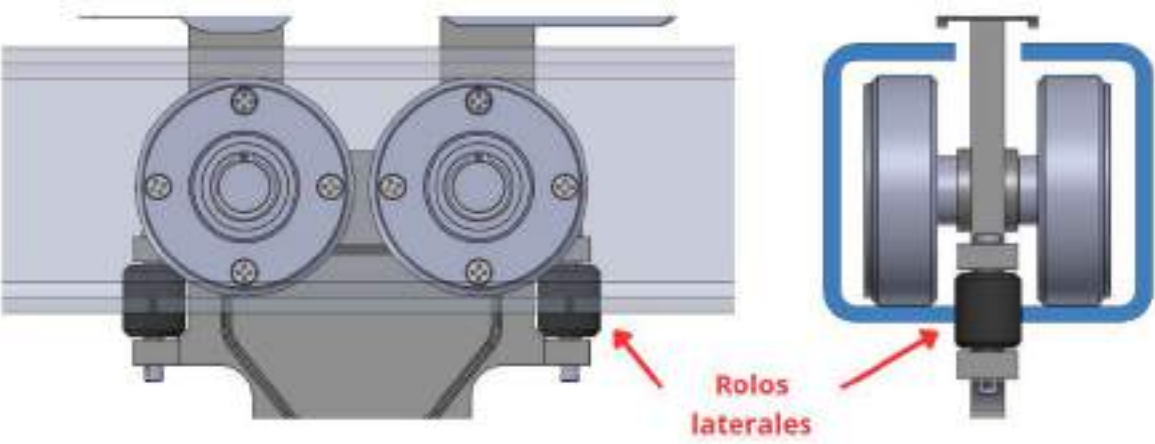


Figura 5-23: Rodados laterales del carro guía.

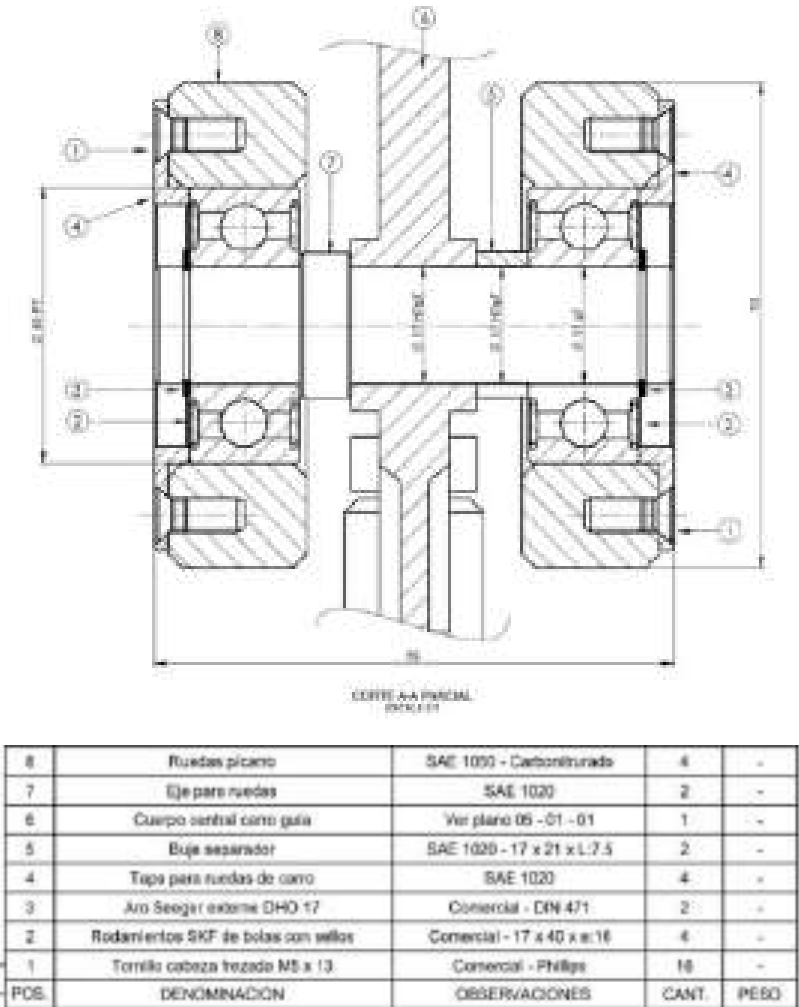


Figura 5-24: Corte parcial del carro guía.

5.4. Selección de cadena de transporte aéreo

Para garantizar un flujo continuo y eficiente de las piezas a lo largo de las distintas etapas del proceso productivo, se selecciona una cadena de transporte robusta y confiable. La elección fue la **cadena de la marca YUH CHERN [5]**, específicamente el **modelo 7 Ton Enclosed Track Conveyor Chains [A]**. Esta cadena cuenta con una capacidad de carga de 70 kg en forma vertical en cada punto de la cadena de transporte, además cuenta con una capacidad de tracción o de ruptura de 7 toneladas, y el paso de la cadena es de 200 mm, estos datos limitarán el diseño de las perchas de transporte. Véase más especificaciones en la Figura 5-25 siguiente.

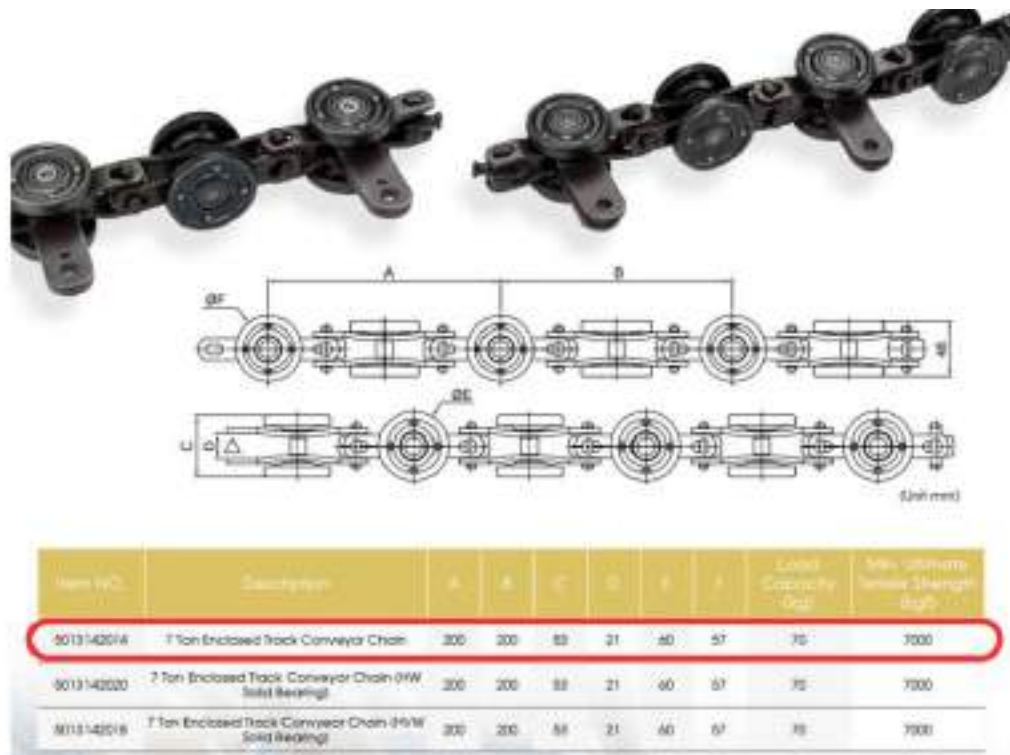


Figura 5-25: Cadena YUH CHERN modelo 7 Ton Enclosed Track Conveyor Chains [A].

5.4.1. Diseño del riel motriz

A partir de las especificaciones dimensionales y mecánicas de la cadena seleccionada, se desarrolla el diseño del riel motriz que guiará su desplazamiento. Este riel está compuesto por tramos de perfiles de aluminio extruido, cuyas características geométricas se ilustran en la Figura 5-26.

El sistema se conforma por tramos rectos de 2 metros de longitud, que permiten recorridos lineales en las etapas de secado, pintura y curado, y tramos curvos, diseñados con radios adecuados para permitir cambios de dirección suaves y evitar esfuerzos adicionales sobre la cadena y las perchas. La unión entre tramos se realiza mediante bridas abulonadas, soldadas en los extremos de cada perfil.

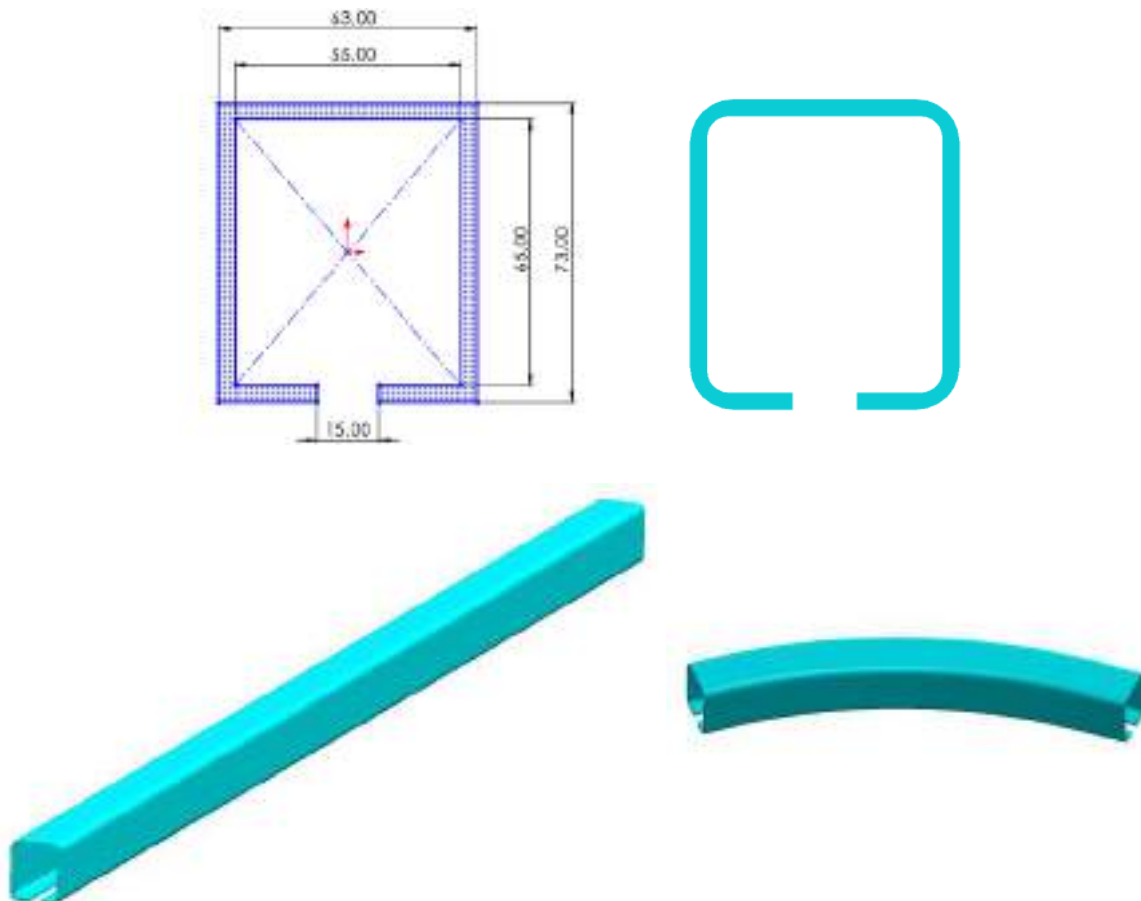


Figura 5-26: Riel motriz.

5.4.2. Diseño del sistema de empuje

El sistema de empuje está conformado por un brazo fabricado en acero y fundición, montado mediante bulones, lo que otorga la robustez necesaria para soportar los esfuerzos de tracción. El montaje final del sistema puede observarse en la Figura 5-27.

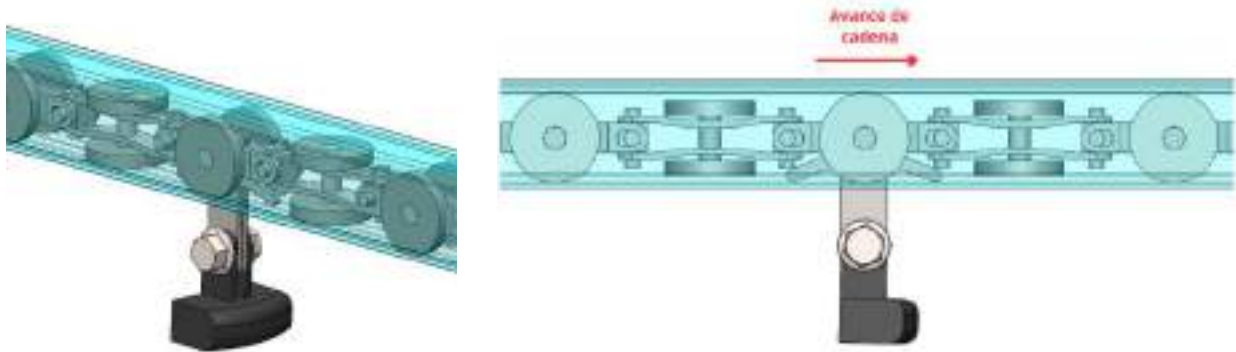


Figura 5-27: Montaje final del sistema de empuje.

El diseño del brazo de empuje se optimiza para facilitar el montaje y desmontaje, permitiendo un acceso rápido en tareas de mantenimiento o sustitución de componentes, minimizar zonas de acumulación de polvo o residuos, favoreciendo la limpieza del sistema y garantizar un contacto firme y seguro con las perchas, evitando deslizamientos indeseados.

Para asegurar la correcta alineación y evitar rotaciones no deseadas durante el desplazamiento, se incorporan dos placas anti-giro para suspender de la cadena de transporte una gran variedad de dispositivos y cargas. Estas placas accesorias se enganchan sobre el eje de la rueda de carga de la cadena de transporte con una acción de tijera, la cual bloquea el giro y permite que estas permanezcan siempre perpendiculares a la cadena. La secuencia de montaje descrita puede observarse detalladamente en la Figura 5-28 siguiente.

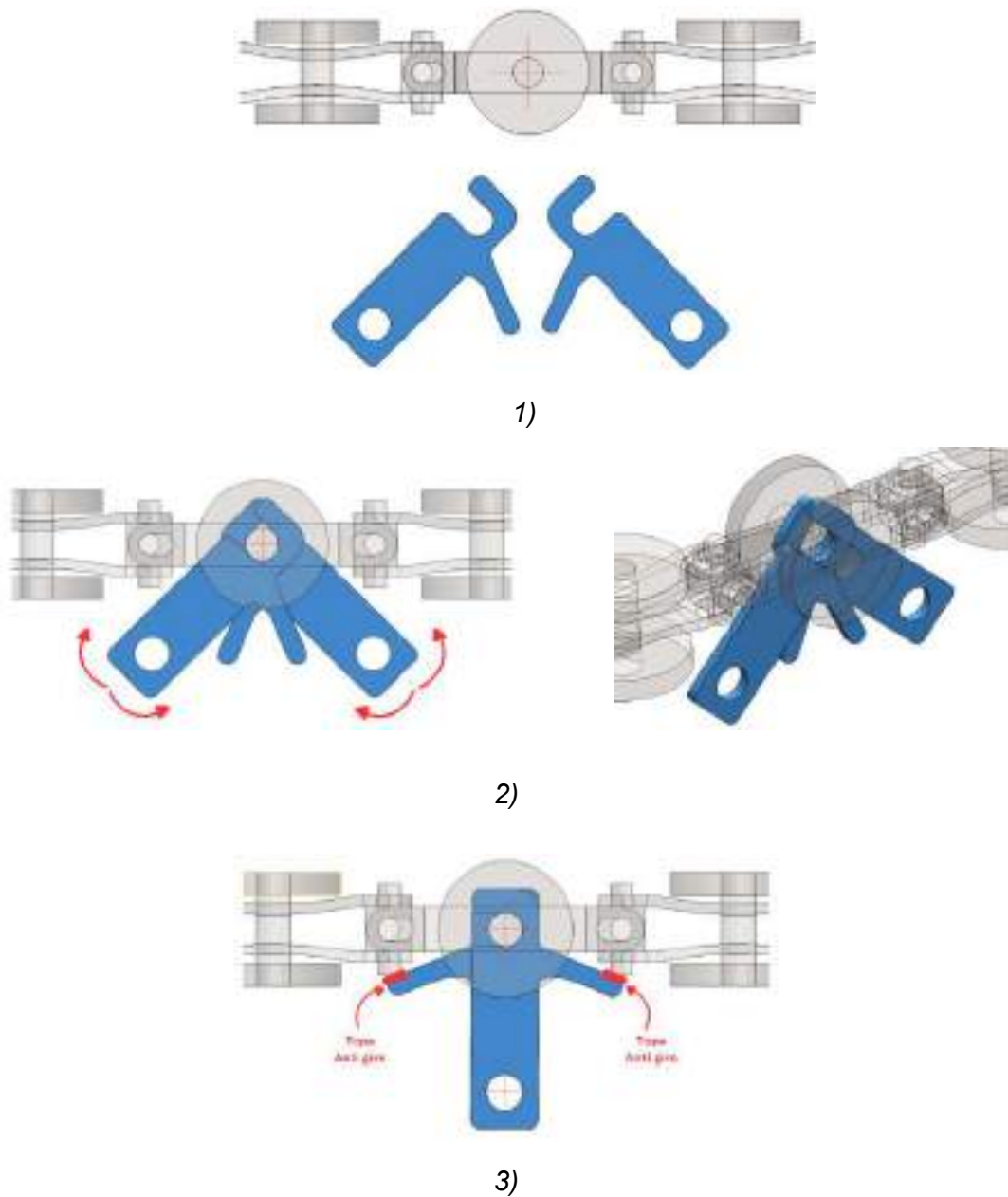


Figura 5-28: Montaje de placas anti-giro.

Estas placas anti-giro se ajustan o bloquean mediante un tornillo y tuerca, el cual evita el desmontaje accidental de las mismas durante el funcionamiento continuo de la línea. Sobre dicho tornillo se monta la pieza de empuje, fabricada en fundición gris, que actúa como elemento de desgaste. Esta pieza, al estar en contacto permanente con los carros guía del sistema de transporte, está diseñada para ser reemplazada fácilmente cuando sufra desgaste excesivo por fricción.

El montaje final del conjunto completo —placas anti-giro, pieza de empuje y brazo— se presenta en la Figura 5-29.

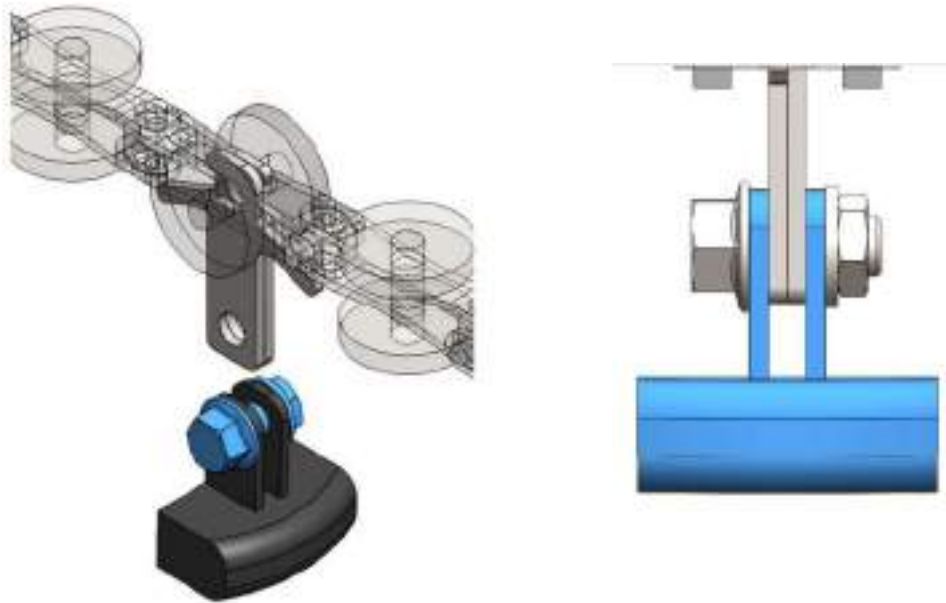


Figura 5-29: Montaje del sistema de empuje.

5.5. Montaje de riel motriz y guía.

Tal como se expuso en las secciones anteriores, los rieles guías y motrices constituyen elementos fundamentales para garantizar el desplazamiento seguro y eficiente del sistema de transporte por cadena. La correcta alineación y fijación estructural de estos rieles es esencial para evitar fallas de funcionamiento, desajustes mecánicos o desgastes prematuros en los componentes móviles.

Ambos tipos de rieles se ensamblarán mediante bridas abulonadas, las cuales se encuentran soldadas en los extremos de cada tramo de perfil. Estas bridas cumplen la doble función de asegurar la continuidad geométrica entre tramos, garantizando una transición suave y sin discontinuidades, y mantener la alineación precisa entre el riel motriz (por donde circula la cadena de tracción) y el riel guía (que estabiliza las perchas y las mantiene en trayectoria).

Como puede observarse en las Figuras 5-30 y 5-31, el montaje exige que ambos rieles se encuentren perfectamente paralelos y alineados, dado que su separación y orientación

relativa condicionan el correcto funcionamiento del brazo de empuje y el sistema de enganche de los carros guía.

Para la ubicación en altura y la fijación del conjunto a la estructura general de soporte de la planta, se emplean placas rectangulares de acero. Estas placas son soldadas a las columnas portantes de la estructura y a su vez abulonadas a las bridas de unión entre tramos de rieles. Véase la Figura 5-32 la disposición de estas placas niveladoras.



Figura 5-30: Montaje de rieles guía y motriz.

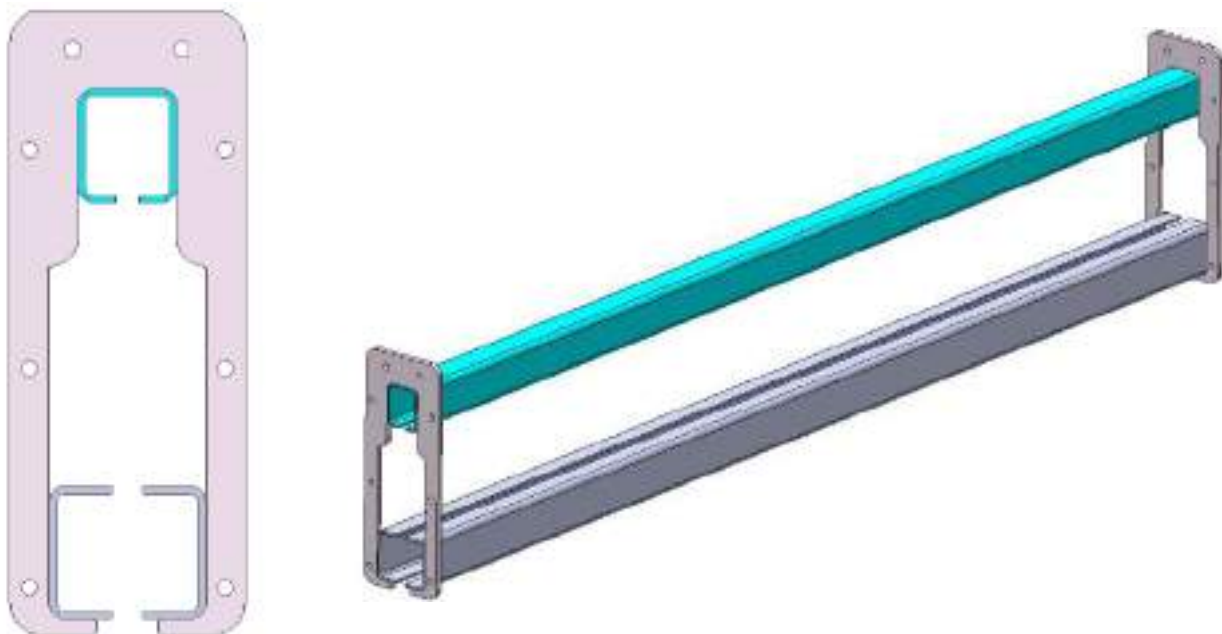


Figura 5-31: Fijación de rieles guía y motriz.

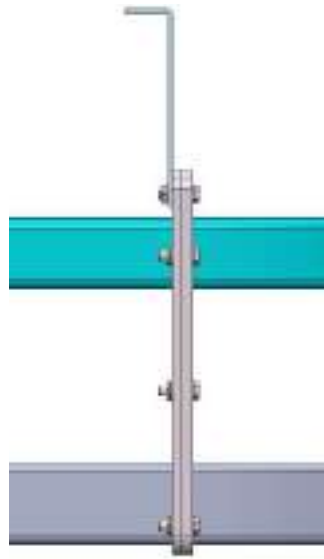


Figura 5-32: Montaje placas de unión de rieles.

Durante el proceso de fabricación y montaje de las bridas, es imprescindible respetar la distancia interna entre ambos rieles, la cual se establece en 180 mm. Esta dimensión es crítica, ya que es la que garantiza que el brazo de empuje active correctamente el sistema de enganche del carro guía. La secuencia de funcionamiento y enganche de este sistema puede verse en la Figura 5-33 siguiente.

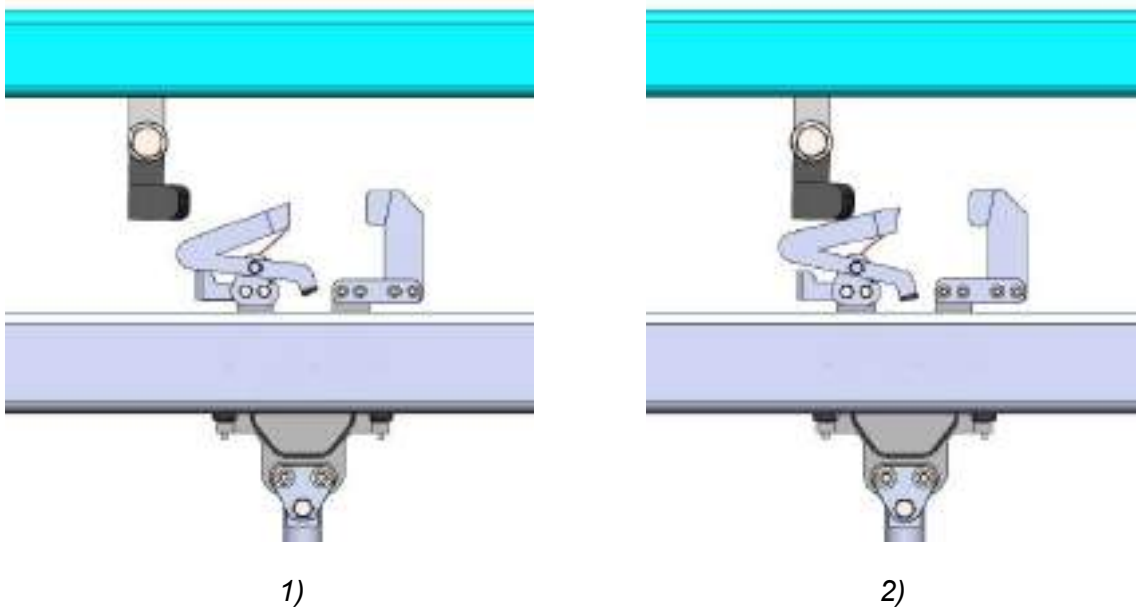


Figura 5-33: Secuencia de enganche

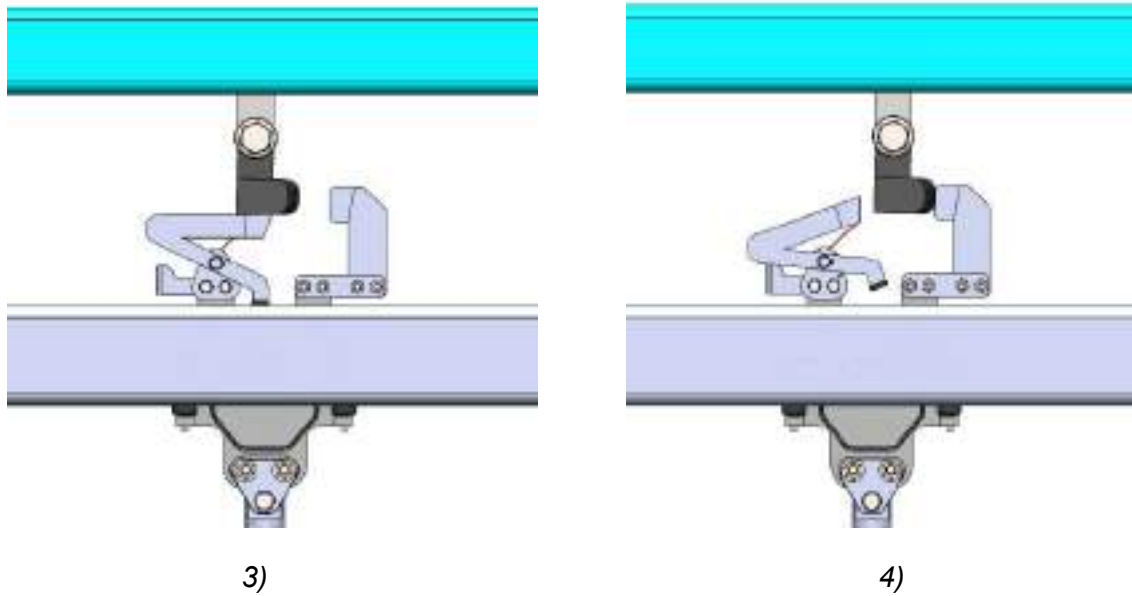


Figura 5-33: Secuencia de enganche (continuación)

5.6. Diseño de la percha de transporte (parte 1)

El diseño de la percha de transporte representa un componente clave dentro del sistema, ya que es el elemento encargado de soportar las piezas a lo largo del recorrido y de transmitir el movimiento proporcionado por la cadena y el sistema de empuje. Para garantizar un avance estable y seguro sobre los rieles guías, es necesario vincular dos carros guía, los cuales se disponen a 2 metros de distancia entre sí, mediante una barra de unión. Esta barra es una pieza de fundición de geometría optimizada, cuya representación se muestra en la Figura 5-34.

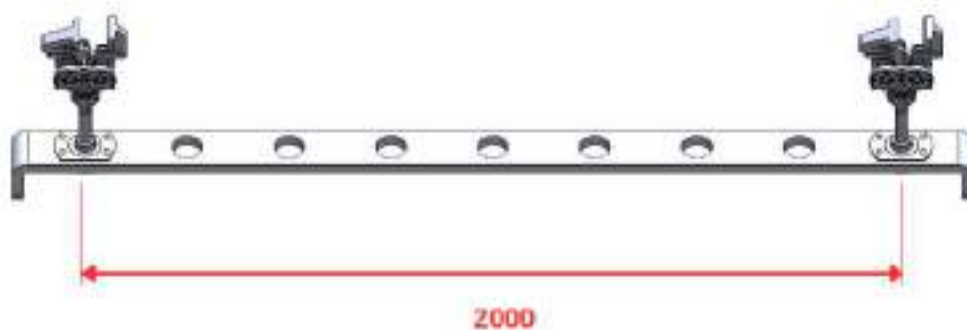


Figura 5-34: Barra de vinculación de carros guía

La disposición de los carros y la barra de unión define las dos formas de avance requeridas en los circuitos de transporte; un avance longitudinal, a lo largo del recorrido principal de la línea, y un avance transversal, necesario en el sector de pintura. Estos desplazamientos se representan en la Figura 5-35.

Estas dos modalidades de desplazamiento se logran mediante la incorporación de dos rodamientos axiales, ubicados en los carros guía. Los rodamientos permiten absorber las cargas radiales y axiales generadas durante el movimiento, reduciendo la fricción y prolongando la vida útil del conjunto. La configuración y montaje de este subconjunto se ilustra en la Figura 5-36.



Figura 5-35: Distintos avances de percha.

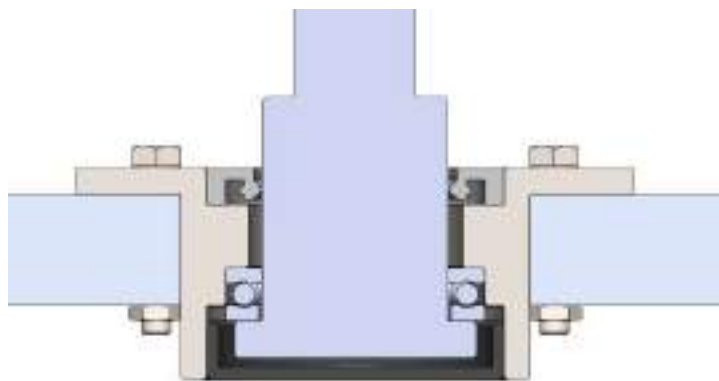


Figura 5-36: Rodamientos axiales en percha.

A partir de esta configuración inicial, se obtiene una estructura base sobre la cual se continuará desarrollando el diseño detallado de la percha. Sin embargo, para avanzar en esta etapa, es necesario definir previamente ciertos aspectos adicionales relacionados con el riel guía, tales como la altura de montaje de las perchas respecto a la línea de producción.

Una vez establecidas estas consideraciones técnicas, se procederá con el diseño completo de la percha de transporte, optimizando tanto la capacidad de carga como la facilidad de montaje y desmontaje de las piezas a procesar.

5.7. Diseño del riel guía (zona de limpieza)

En esta sección se aborda el diseño del riel guía correspondiente a la zona de limpieza del sistema de transporte de perchas. Durante esta etapa, se identifican y analizan dos desafíos principales que condicionan el diseño final del circuito. Uno de estos es la capacidad de la percha para tomar curvas dentro del circuito, permitiendo el cambio de dirección necesario para acceder a las distintas etapas del proceso. Y la otra complejidad es optimizar el espacio disponible, dado que la limpieza de las piezas a pintar se realizará mediante inmersión en cubas. Esto requiere que el avance de las perchas en esta zona sea transversal, es decir, que se produzca un cambio en la orientación de la percha sin modificar el sentido de avance.

Debido a estos desafíos, se han diseñado dos módulos específicos que conforman el núcleo del sistema de transporte en la zona de limpieza; las curvas del riel guía y los sistemas de bifurcación y convergencia.

5.7.1. Diseño final de curvas

En el diseño de la geometría de las curvas se tuvo en cuenta que la percha debe siempre avanzar de forma uniforme, sin generar zonas donde se generen estancamientos que obliguen a utilizar más potencia para lograr el avance. Debido a esto, su definición final surge de realizar simulaciones sistemáticas de movimiento de los carros guías sobre los rieles para lograr un avance lo más suave posible. A continuación, en la Figura 5-37, se muestra el diseño final.

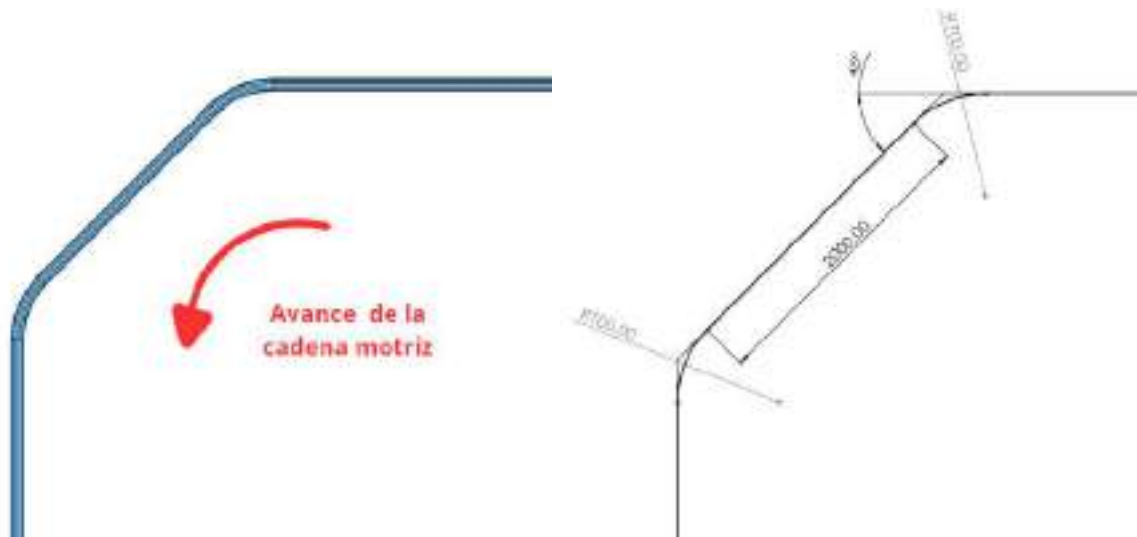


Figura 5-37: Diseño de curva.

Debido al diseño de los carros guas, en esta geometría de curva no se debe usar muchos tramos curvos, ya que estos tramos son los que más generan conflictos a la hora de tomar la curva, es por eso que el uso de rolos laterales permite generar superficies de contacto continuo a la hora de tomar las curvas, pero el cuerpo central del carro debe tener un rebaje en la parte central para impedir que el carro se trabe en el avance. Esta última consideración puede verse en la Figura 5-38.

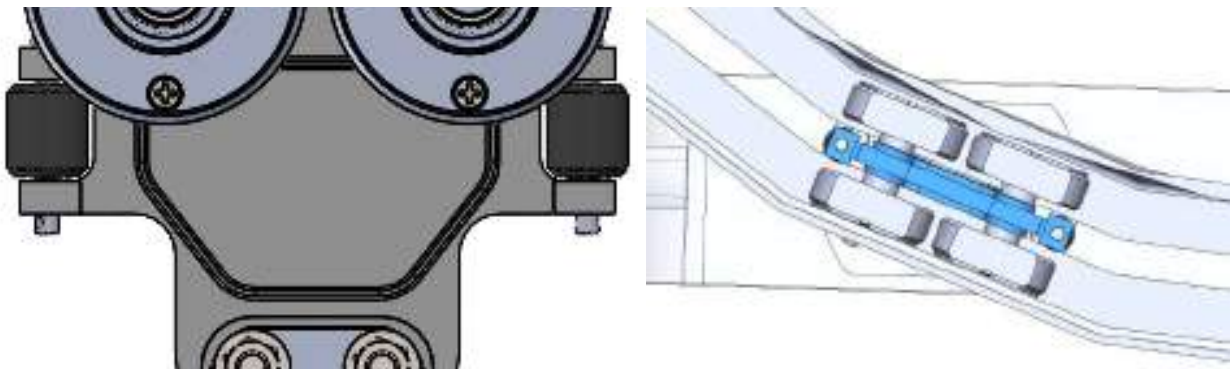


Figura 5-38: Diseño de carro para el agarre de curvas.

Finalmente, la secuencia de avance que debe seguir la percha a lo largo del circuito de curvas se detalla en la Figura 5-39.

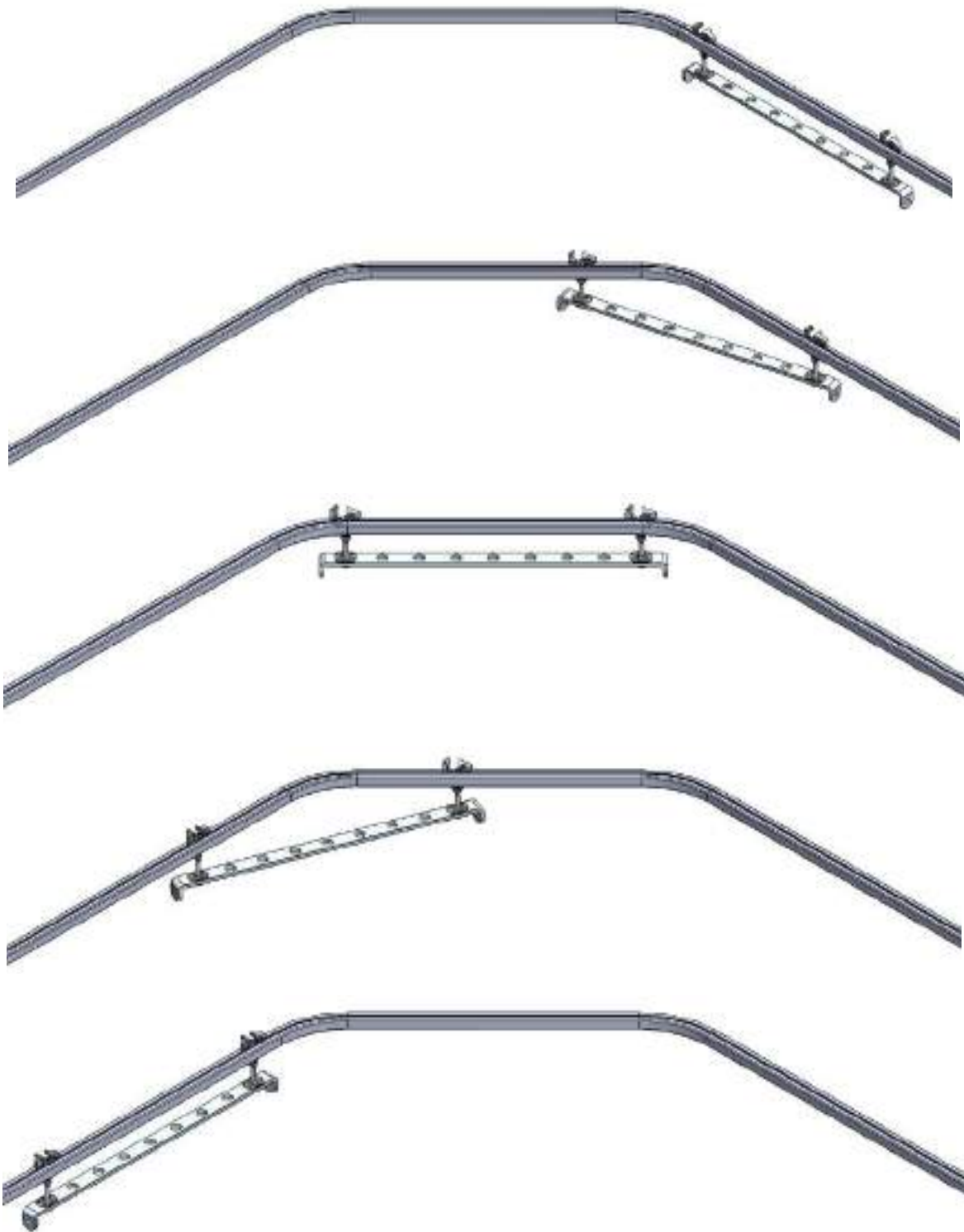


Figura 5-39: Secuencia de avance del carro en curvas.

5.7.2. Sistema de bifurcación y convergencia

Para lograr el cambio de sentido en el circuito, se plantea la incorporación de un módulo de bifurcación específicamente diseñado para garantizar una transición eficiente y continua del movimiento de las perchas a lo largo del sistema. Al igual que la estructura de los rieles guías y motrices previamente definidas, este módulo será construido a partir de tramos de perfil extruido. Estos perfiles se ensamblarán entre sí mediante el uso de bridas abulonadas, las cuales estarán firmemente soldadas en los extremos de cada perfil, asegurando así una conexión robusta y precisa que mantenga la integridad estructural del sistema durante la operación.

El diseño final de este módulo de bifurcación, representado en la Figura 5-40, es el resultado de un proceso de desarrollo que incluyó simulaciones sistemáticas del movimiento de los carros guías a lo largo del circuito. Estas simulaciones permitieron evaluar con detalle las condiciones de operación, optimizando la geometría del módulo para garantizar un cambio de trayectoria lo más suave y continuo posible. De esta forma, se evita la aparición de zonas de resistencia o estancamiento que puedan exigir un aumento de la potencia necesaria para el avance de las perchas, lo que redundaría en un mayor consumo energético y un desgaste prematuro de los componentes.

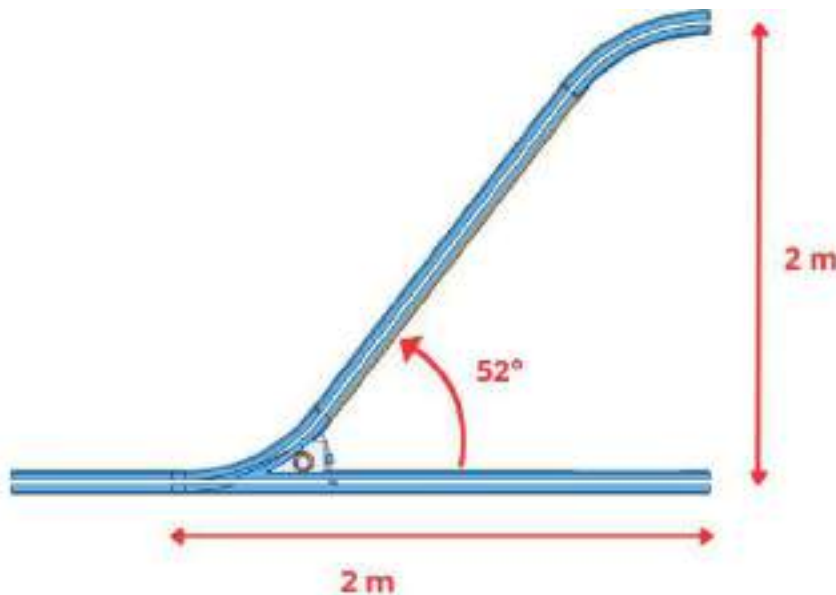


Figura 5-40: Bifurcación de riel.

Dentro de este módulo de bifurcación, se deberá instalar un sistema de direccionamiento cuya función principal será guiar de forma precisa y controlada los carros de las perchas, permitiendo así el cambio de sentido en su avance a lo largo del circuito. Aunque en aplicaciones industriales similares suele ser común la incorporación de controladores electrónicos, en este caso se ha optado por un mecanismo totalmente mecánico. Esta elección responde a la necesidad de simplificar el sistema, minimizar los requerimientos de mantenimiento, reducir la dependencia de sistemas electrónicos complejos y garantizar una mayor robustez y fiabilidad en condiciones de operación exigentes.

El mecanismo diseñado está conformado por una placa móvil, la cual se encuentra montada sobre un eje pivoteado vinculado a la estructura de los rieles guías. Esta placa tiene la capacidad de oscilar entre dos posiciones fijas y definidas. Cada una de estas posiciones libera uno de los dos posibles caminos disponibles dentro del módulo de bifurcación, permitiendo así que los carros de las perchas continúen su avance hacia la trayectoria deseada de manera fluida.

Para garantizar la correcta ubicación y estabilidad de la placa durante el paso de los carros, se han incorporado topes metálicos soldados en ambos extremos del recorrido de la placa. Estos topes actúan como elementos de limitación y aseguramiento, proporcionando un posicionamiento preciso y seguro en cada una de las posiciones operativas. De esta forma, se evita cualquier desplazamiento no deseado o vibración de la placa durante la circulación de las perchas, lo que podría generar desalineaciones o interferencias en el sistema.

El diseño de este mecanismo ha sido cuidadosamente analizado y validado a través de simulaciones de movimiento, de manera similar al proceso utilizado en el desarrollo de las curvas de los rieles guías. Gracias a esto, se ha optimizado tanto la geometría como la cinemática del conjunto, logrando una transición suave, eficiente y de baja resistencia, lo que minimiza el esfuerzo necesario para accionar el sistema durante el cambio de sentido.

La configuración final de este sistema de direccionamiento mecánico, junto con sus componentes y disposición, se muestra en la Figura 5-41.

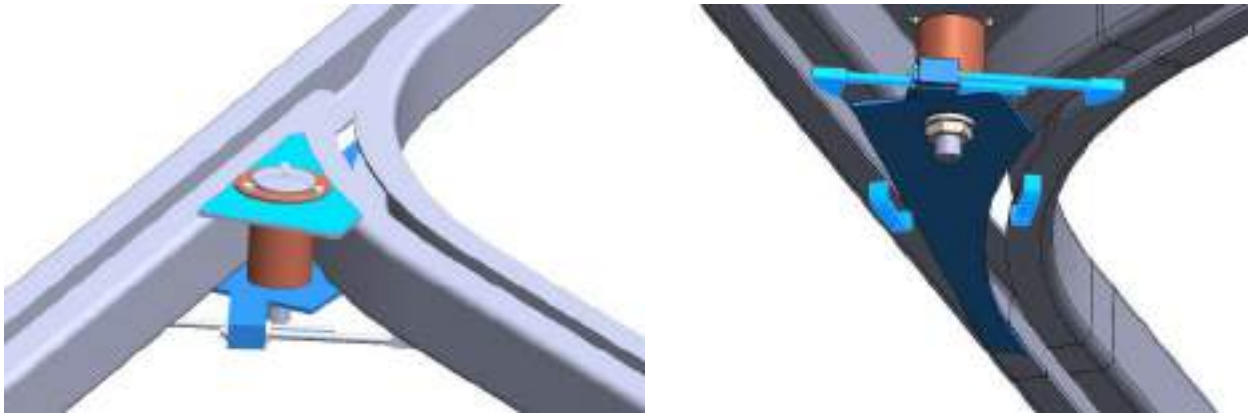


Figura 5-41: Sistema de direccionamiento.

Para completar el funcionamiento del mecanismo, se incorporan barras roscadas regulables que permiten ajustar su activación con el paso de cada carro. Estas barras, ubicadas estratégicamente, aseguran que la placa pivotante cambie de posición de forma alternada y precisa, distribuyendo los carros entre las dos trayectorias posibles de la bifurcación. Su regulación permite adaptar el sistema a distintas condiciones de operación y garantizar un funcionamiento fluido y confiable. Además, las barras incluyen topes de fijación que mantienen estable el ajuste durante el uso prolongado. En la Figura 5-42 se ilustran las posiciones extremas del mecanismo en funcionamiento.

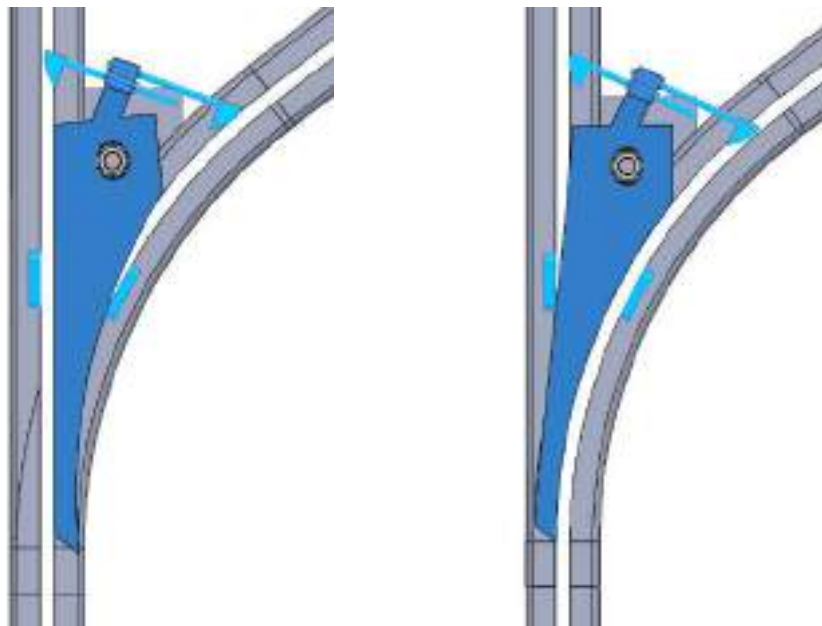


Figura 5-42: Posiciones límite del sistema de direccionamiento.

5.7.3. Zona de carga y descarga

Una vez definido el trazado general del circuito, se establece la zona destinada a la carga y descarga de los perfiles. Esta etapa del proceso es el punto de interacción entre el operario y el sistema de transporte, permitiendo la colocación inicial de los marcos con las piezas a tratar y su posterior retiro una vez completado el recorrido.

En esta sección, las perchas se encuentran desacopladas del sistema motriz de transporte, lo que facilita las tareas manuales sin interferencias mecánicas. Dicha zona estará conformada por un tramo recto del riel guía, ubicado inmediatamente después de la última curva de transición y previo a la bifurcación que da acceso a la zona de limpieza por inmersión.

La longitud mínima de este tramo ha sido determinada considerando la necesidad de alojar, simultáneamente, dos perchas: una en proceso de carga y la otra en proceso de descarga.

Una vez establecido este límite, y teniendo en cuenta que la longitud individual de cada percha es de 2.564 metros, se define como requisito mínimo para esta sección una longitud total de 5.128 metros, lo cual permite alojar dos perchas completas de manera simultánea, garantizando así un flujo operativo continuo entre las tareas de carga y descarga.

Finalmente, se establece la longitud final de esta zona en 5.2 metros. En la Figura 5-43 se muestra este tramo de la línea, con su dimensión correspondiente.

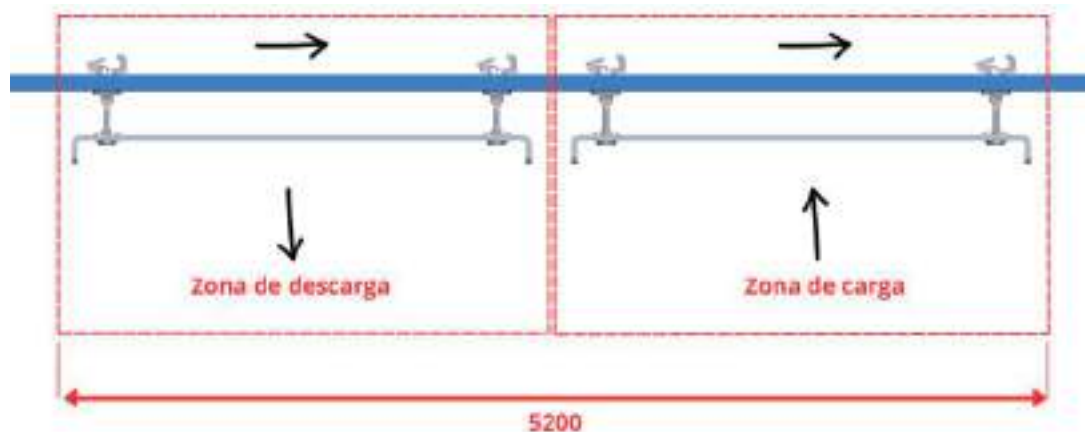


Figura 5-43: Zona de carga/descarga.

5.7.4. Riel guía en la inmersión de piezas

Una vez diseñado los dos módulos anteriores y una vez acoplados al circuito general, podemos terminar y cerrar el diseño final de este riel guía. La última etapa que falta considerar es la limpieza, en la cual se tiene disponible 24 metros lineales para definir esta última etapa. Esta disposición puede verse en la Figura 5-44 siguiente.

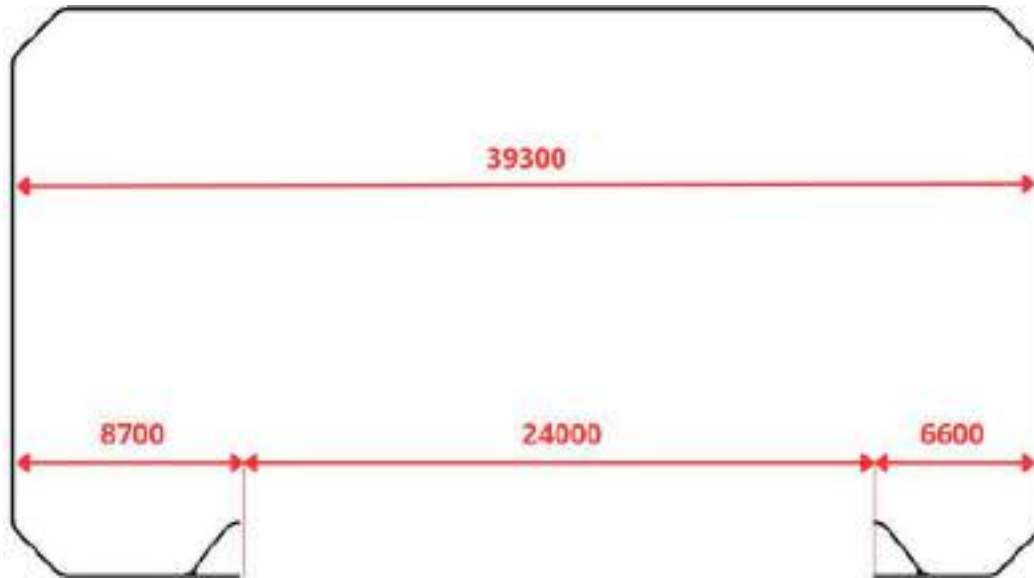


Figura 5-44: Acotación de zonas de trabajo.

Dentro de este espacio disponible se deberá instalar las cubas de limpieza, y debido a que los tiempos de estadía involucrados en las etapas desengrase y fosfatado son mayores que las etapas de enjuague, estas cubas serán de mayor tamaño que las de enjuague.

De forma básica, el diseño incluirá dos rieles que en su trayectoria tendrán varios cambios de nivel para lograr la inmersión de las perchas en las cubas correspondientes. La disposición de estas cubas y los rieles deberá ser como se muestra en la Figura 5-45. Debido a esta disposición, se presenta un nuevo desafío que involucrar la coordinación de ambos carros de cada percha a la hora del avance dentro de la zona de limpieza. Véase la Figura 5-46, donde puede verse los flujos que deben estar coordinados en el avance de los carros en la limpieza.

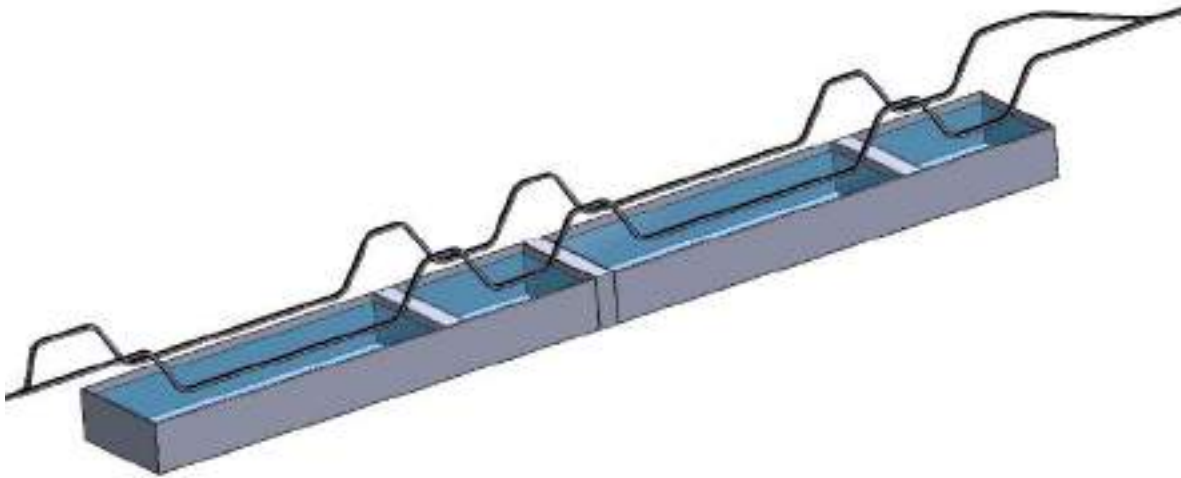


Figura 5-45: Trayectoria de los rieles sobre las cubas.

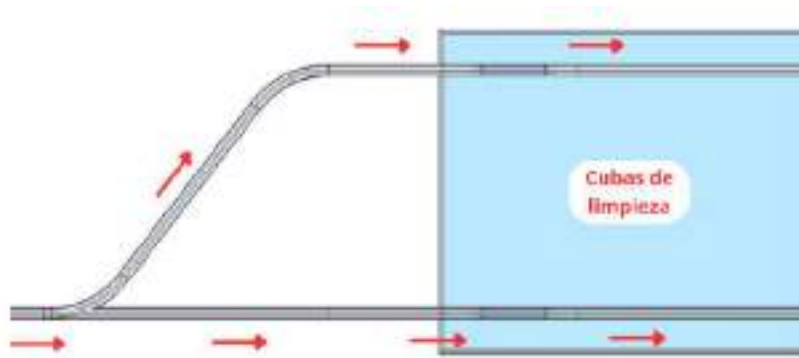


Figura 5-46: Flujo de avance de los carros.

Dentro de estos 24 metros disponibles se deberá instalar las cuatro subetapas de la limpieza, estas son: desengrase, enjuague 1, fosfatado, y enjuague 2. A la hora de repartir el espacio se debe considerar que existen cinco puntos nulos entre cubas, que permiten el escurrido entre cubas para reducir la contaminación entre productos. El primer espacio nulo y el último servirán para poder lograr un enganche y desenganche de los carros en esta etapa. Todos estos espacios nulos serán de 500 mm.

La distribución de espacio resulta como se muestra en la Figura 5-47 siguiente, donde se considera que las cubas más grandes tendrán una longitud de 7.2 metros y las cubas más pequeñas serán del espacio disponible resultante, como se muestra a continuación:

$$L_{Enjuague} = L_{Disponible\ total} - L_{Desengrase} - L_{Fosfatado} - 5 \cdot L_{Espacios\ nulos} \quad (5.1)$$

$$L_{Enjuague} = 24000\ mm - 7200\ mm - 7200\ mm - 5 \cdot 500$$

$$L_{Enjuague} = 3550\ mm$$



Figura 5-47: Distribución de espacio en sector de limpieza.

Dentro de cada pileta se tienen que definir los tramos de caída o subida, el ángulo de trabajo y las zonas de limpieza efectiva de cada cuba, como puede verse en la Figura 5-48 (puede verse el caso de la cuba grande de fosfatado, pero que también es válido para las cubas más chicas).



Figura 5-48: Tramo de riel sobre cuba.

Para eso se considera lo siguiente: cuanto mayor sea el ángulo de caída, mayor será la potencia empleada para trasladar las perchas sobre las cubas de limpieza, a su vez este valor de ángulo depende de la altura de caída o cambio de nivel que tenga el riel, y también de la longitud de caída en sentido horizontal o en la dirección de la longitud de las cubas, véase estas variables en la Figura 5-49, ambas variables no pueden ser modificadas sin generar limitaciones en otras cuestiones de trabajo, estas son:

- Cuando la longitud de caída es mayor, el ángulo de caída será menor, lo cual generará menor consumo de potencia, pero el aumento de esta variable afecta en la longitud efectiva de limpieza de cada cuba, generando que para cumplir con las mismas exigencias de limpieza se tenga que reducir la velocidad de avance, lo cual indirectamente afectará en cuestiones de productividad. Por otro lado, las distancias definidas en ese sentido, se encuentran limitadas por el diseño de los modelos descritos en las secciones 5.7.1 y 5.7.2 anteriores, como así también de los equipos seleccionados en las primeras secciones del presente capítulo. De forma contraria, la disminución de esta longitud genera un aumento del ángulo acompañado con un aumento de la potencia consumida.
- Cuando la altura de caída o cambio de nivel es menor, el ángulo de caída será menor, lo cual generará como el caso anterior un menor consumo de potencia, aun así esta distancia se encuentra fuertemente ligada a la productividad, ya que cuanto mayor sea esta distancia mayor es la cantidad de piezas que se pueden cargar en la percha, por lo tanto, mayor será la productividad final, es por eso que cuando se disminuye no solo se reduce el consumo de potencia, sino que también reduce la productividad de piezas a pintar.

Debido a estos pros y contras de aumentar y reducir las distancias que influyen en el ángulo de caída, se ha decidido utilizar un ángulo teórico de caída de 45° para poder generar unas condiciones de trabajo lo más equilibradas posible.

Al incorporar tramos curvos que permiten generar buena transición de los carros, queda definido un ángulo real de caída y subidas, el cual deberá considerarse en los cálculos de potencia consumida a la hora de transportar las perchas con las piezas a pintar.

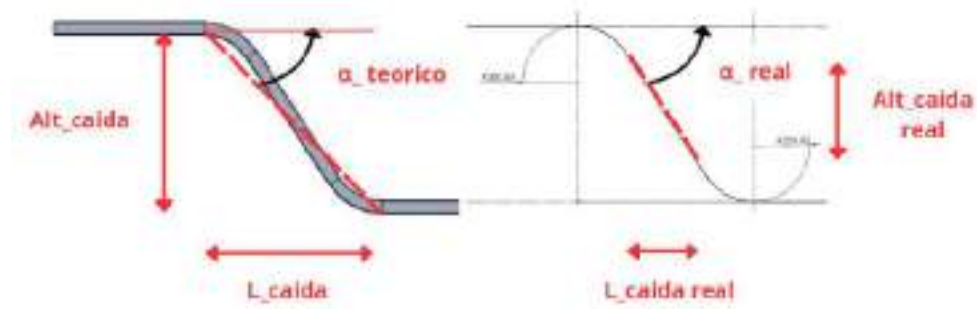


Figura 5-49: Diseño de riel en bajada.

Con base en esto se define los siguientes valores para poder calcular las variables restantes y con esto poder definir la caída en la zona de las cubas.

$$L_{caída} = 1100 \text{ mm}$$

$$\alpha_{teórico} = 45^\circ$$

$$Alt_{caída} = 1100 \text{ mm}$$

Con estos valores el ángulo real y las longitudes efectivas resultan:

$$\alpha_{real} = 56.71^\circ$$

$$L_{Limpieza\ efectiva\ para\ cubas\ grandes} = L_{Fosfatado} - 2 * L_{caída} \quad (5.2)$$

$$L_{Limpieza\ efectiva\ para\ cubas\ grandes} = 7200 \text{ mm} - 2 * 1100 \text{ mm}$$

$$L_{Limpieza\ efectiva\ para\ cubas\ grandes} = 5000 \text{ mm}$$

$$L_{Limpieza\ efectiva\ para\ cubas\ chicas} = L_{Enjuague} - 2 * L_{caída} \quad (5.3)$$

$$L_{Limpieza\ efectiva\ para\ cubas\ chicas} = 3550 \text{ mm} - 2 * 1100 \text{ mm}$$

$$L_{Limpieza\ efectiva\ para\ cubas\ chicas} = 1350 \text{ mm}$$

5.9. Diseño de la percha de transporte (parte 2)

Continuando con el diseño de la percha, y ya definidos algunos parámetros necesarios para poder continuar se resolverá dos cuestiones principales de la percha: por un lado, el sistema de agarre que le permitirá al operario hacer la carga y descarga de las piezas a pintar, por otro lado, se analizará el mecanismo de montaje de estas piezas sobre los carros guías ya definidos con anterioridad, con esto se completaría el diseño final de las perchas de transporte.

5.9.1. Sistema de agarre de piezas

Como se comentó en la sección 2.4 en la identificación de variables, las piezas a pintar y transportar son los perfiles de aluminio extruido que forman parte de las bases metálicas de las luminarias industriales. A continuación se muestra en la Figura 5-50 las bases de luminaria a considerar en este proyecto.



Figura 5-50: Luminaria.

Para avanzar con el diseño se modeló en 3D el perfil a pintar, relevando sus medidas generales como puede verse en la Figura 5-51 siguiente.

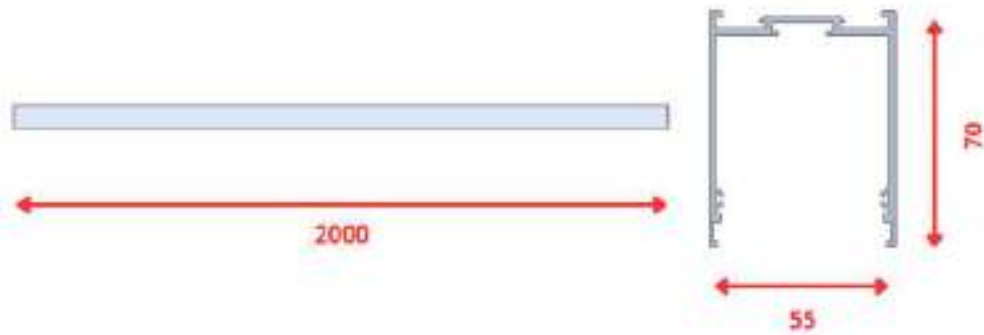


Figura 5-51: Dimensiones del perfil a tratar.

Como se decidió en el análisis morfológico del capítulo 4, el mecanismo de sujeción será una pinza y para esto se debe considerar que en todas las bases de las luminarias existen zonas donde las exigencias, respecto al aspecto como también al espesor de pintura, no son muy altas, ya que como puede verse en la Figura 5-51 anterior existen zonas ocultas o que no están a simple vista luego del montaje. Es por eso que, actualmente, la empresa utiliza esas zonas para generar contactos tanto entre piezas como con los ganchos de transporte en todas las etapas de manipulación y acumulación.

En esta solución se utilizará el mismo criterio descrito anteriormente, considerando que las zonas internas de las bases metálicas pueden quedar con menor calidad de pintura e incluso sin pintar (cabe aclarar que todas las zonas que queden sin pintar serán focos donde se producirá y avanzará la corrosión).

Otro factor a considerar es la presión de las pinzas sobre las piezas, ya que esta no puede ser muy excesiva porque podría deformar el perfil, debido a que este tiene poco espesor y por ende menor resistencia. Es por eso que de forma básica del diseño de la pinza resulta de dos barras que están abullonadas sobre una placa lateral, una de estas deberá estar fija o rígida, y la otra deberá tener un pivote que permita generar ajustar sobre los perfiles, además la pinza contará con un resorte que vincula ambas barras la cual le proporcionará el apriete y sujeción necesaria sobre las piezas.

En la Figura 5-52 puede verse el diseño básico de la pinza, se optó por este tipo de diseño, ya que permite aligerar las tareas de carga y descarga de las perchas, logrando reducir los tiempos de operación manual de los operarios.

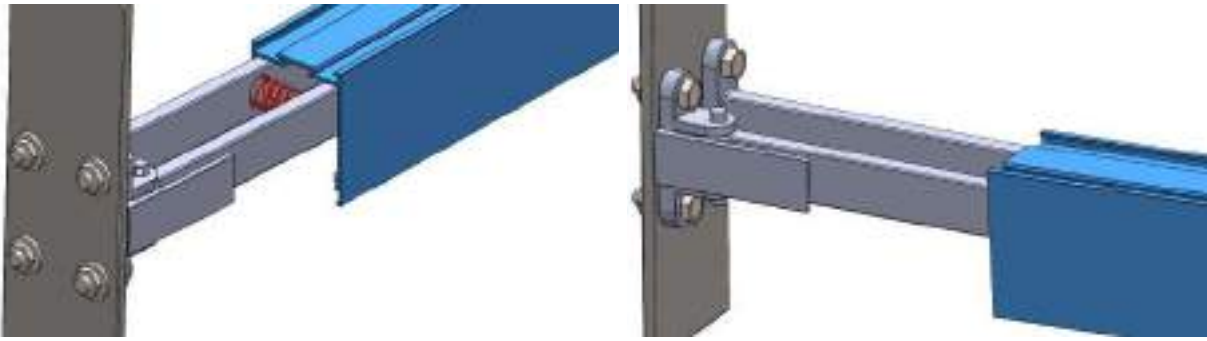


Figura 5-52: Pinza de agarre de perfil.

La presión de la pinza debe ser tal que permita una sujeción firme del perfil, ya que este estará siempre en movimiento y deberá poder resistir la inmersión y avance sobre fluidos, pero también la presión que realice no debe generar esfuerzos por arriba del límite elástico de la aleación de aluminio, ya que esto generará deformaciones que producirán complicaciones a la hora de montar las placas difusoras y las luminarias LED e incluso en el montaje y acople con otras luminarias para formar la tira larga de luminaria. En la Figura 5-53 siguiente puede verse las zonas que están afectadas por la presión.

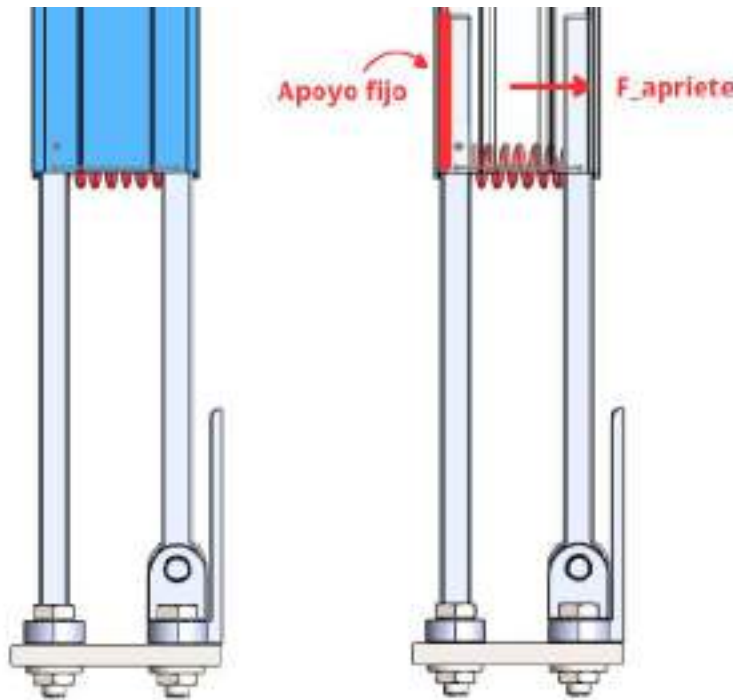


Figura 5-53: Sujeción de perfil.

Para terminar con el agarre de las piezas a pintar, se debe considerar una sujeción que permita el escurrido de las piezas en el momento que los perfiles salen de las cubas de limpiezas, es por eso que ambos extremos deberán estar desalineados para generar una caída de 2° a lo largo de la percha, esto último, se representa en la Figura 5-54 siguiente.



Figura 5-54: Posición de perfil en la percha.

5.9.2. Mecanismo de montaje de piezas y diseño final

Las placas laterales se extienden para poder montar todas las pinzas necesarias, para esto se utiliza un marco rectangular armado con placas soldadas, que contienen las perforaciones necesarias para montar las pinzas, véase la Figura 5-55, el armado de este marco. La ventaja de utilizar este tipo de montaje con bulones, es poder generar versatilidad a la hora de poder montar distintas piezas a pintar, ya que podemos diseñar otros tipos de agarre que permitan sostener de forma firme otro tipo de bases.

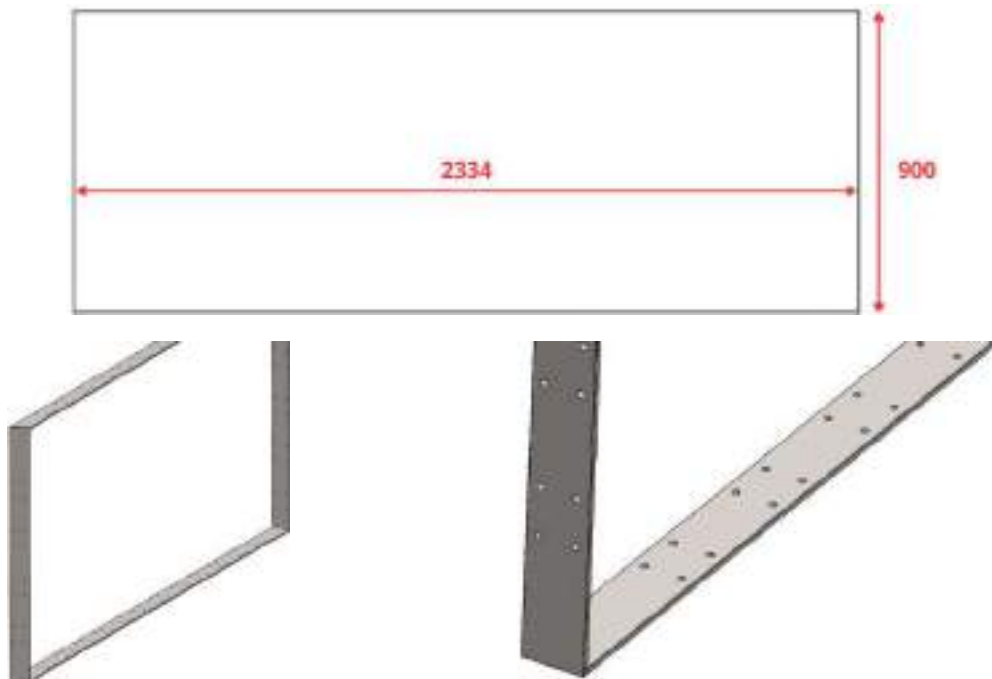


Figura 5-55: Marco de percha.

En la Figura 5-56 siguiente puede verse como quedaran dispuestas todas las pinzas.

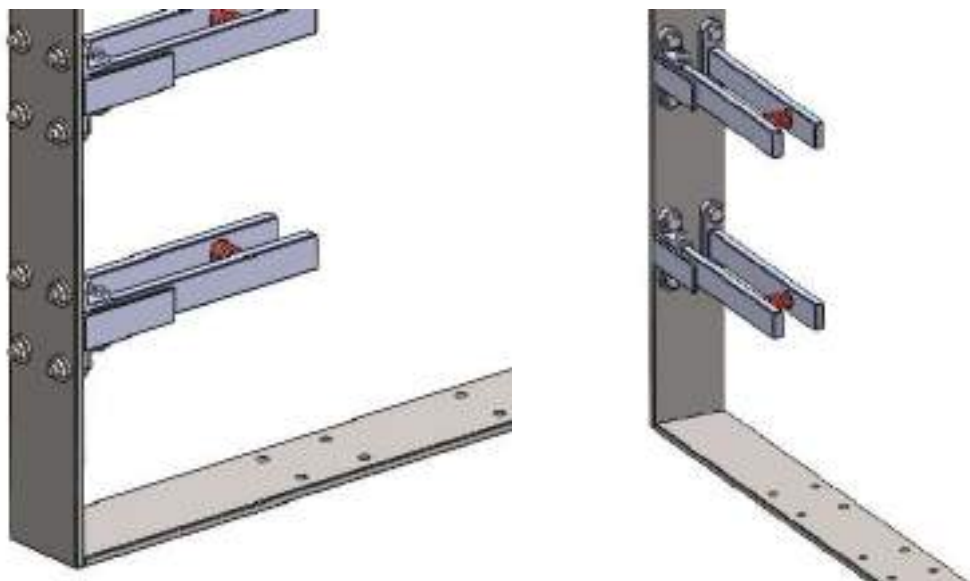


Figura 5-56: Pinzas montadas en marco.

A este marco se le soldaron dos tubos a ambos laterales, como puede observarse en la Figura 5-57 siguiente, que permitirán montarlos sobre los carros guías.

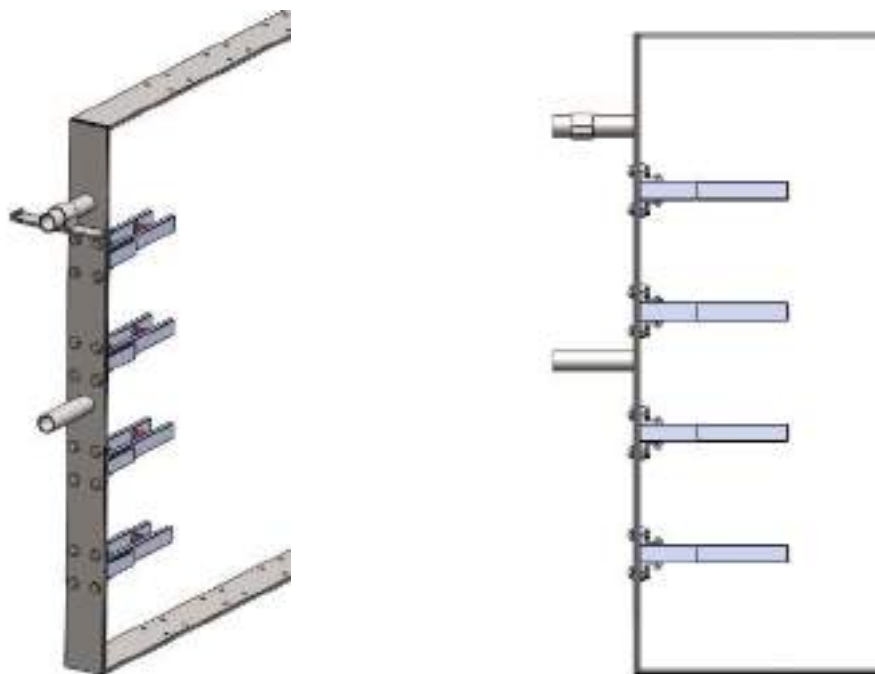


Figura 5-57: Tubos de montaje del marco.

Ahora, para vincular el marco porta piezas con los carros, se debe tener en cuenta que los marcos o las piezas deben mantener en todo momento la posición vertical o perpendicular al piso, sobre todo en los tramos donde la percha cambia de nivel. Es por eso que se utiliza dos placas laterales que tengan cortes tipo gancho para poder enhebrar o apoyar los marcos y perforaciones que permitan montar ejes pivot que logren regular la verticalidad con su propio peso. Véase la Figura 5-58 siguiente, donde se muestra las placas que permiten la vinculación entre los marcos hasta ahora descritos y los carros guías.

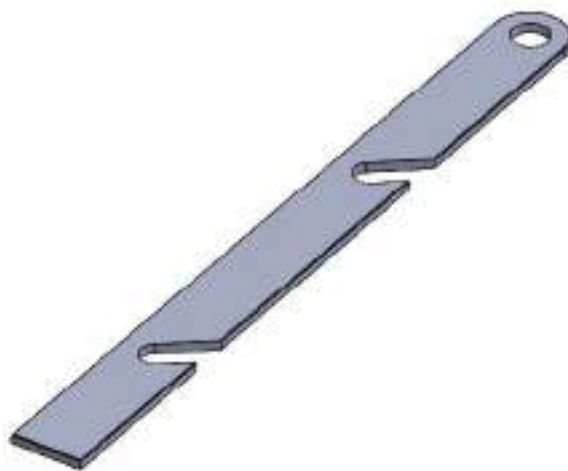


Figura 5-58: Placas de vinculación entre el marco y los carros guía.

El montaje será como se muestra en la Figura 5-59.

Continuando con el montaje, las placas laterales deberán ir sobre los ejes pivot, hay que tener en cuenta que al tratarse de un mecanismo pivot este tiene que asegurar juegos diametrales como laterales para poder garantizar que en todo momento las piezas no pierdan la dirección, aun así cabe aclarar que este tipo de diseño puede generar un poco de inestabilidad cuando se usa grandes velocidades es por eso que este deberá ser tenido en cuenta cuando se definan o se realicen las pruebas finales de las velocidades reales de las perchas y las piezas,

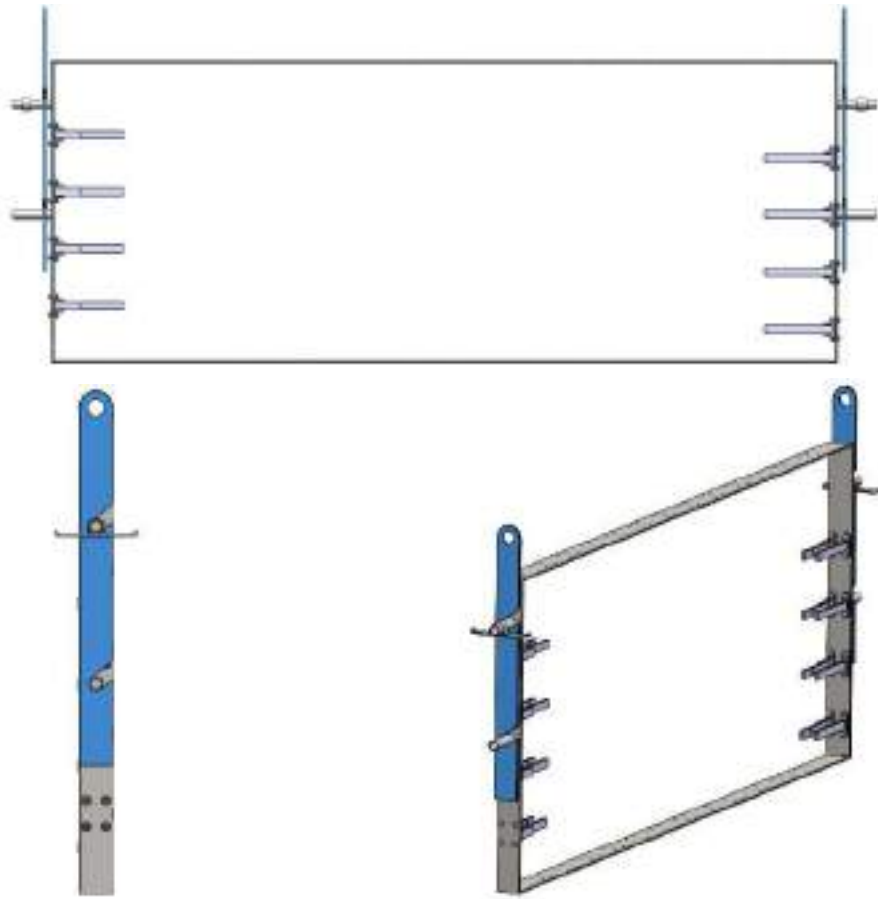


Figura 5-59: Montaje de percha.

Al no encontrarse con fuerzas laterales, se considera el uso de pasadores de seguridad para bloquear el mecanismo, como se muestra en la Figura 5-60 siguiente.

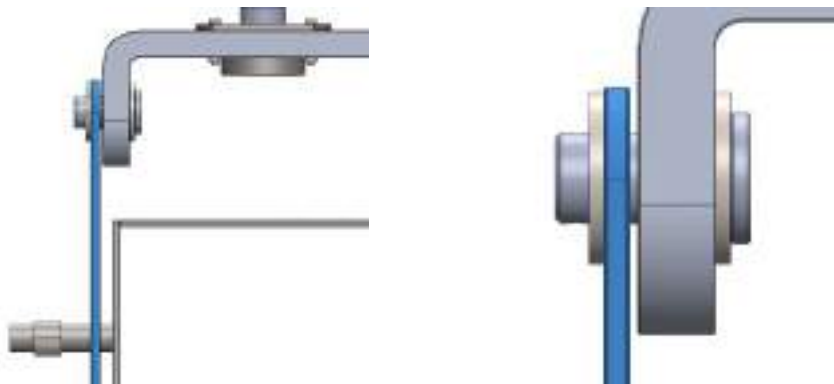


Figura 5-60: Pasadores de seguridad.

El montaje final será como se muestra en la Figura 5-61 siguiente.

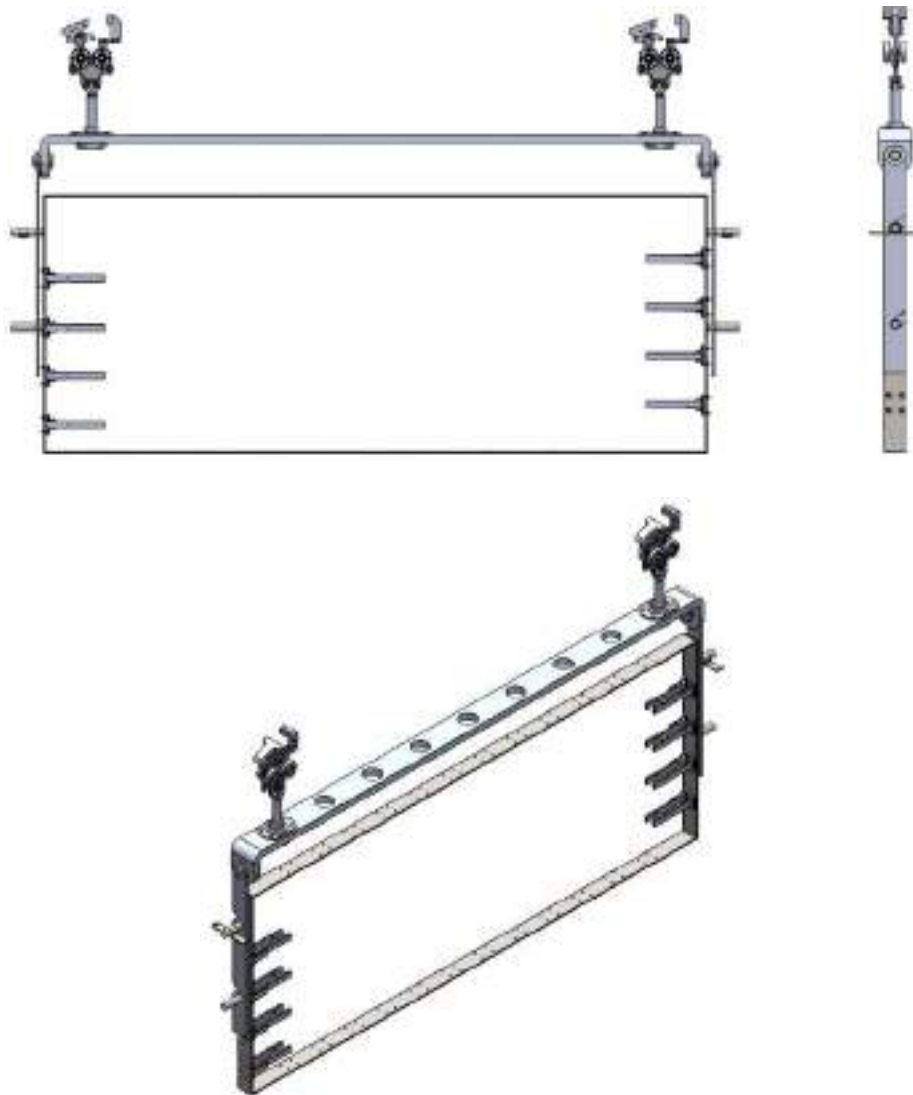


Figura 5-61: Diseño de percha completa.

Para finalizar el diseño de la percha, se muestra a continuación en la Figura 5-62, como debería ser la disposición de esta cuando existen cambios de nivel durante el recorrido.



Figura 5-62: Secuencia de bajada/subida de percha.

Ahora se debe definir la cantidad de piezas a montar sobre la percha ya definida, esta cantidad definirá la longitud de las placas laterales del marco porta pinzas. Para definir este parámetro consideraremos la altura de caída o altura de cambio de nivel, ya que está influye directamente sobre la cantidad de perfiles a montar. Cuanto mayor sea la altura mayor será la cantidad de perfiles, y viceversa, véase la Figura 5-63 donde se refleja esto último. De todas maneras, la altura no es una variable a modificar para lograr una mayor productividad, sino que este valor ya se encuentra definido, como se vio en la sección 5.7.4, donde su valor surgió de limitaciones de espacio como de consumo de potencia.

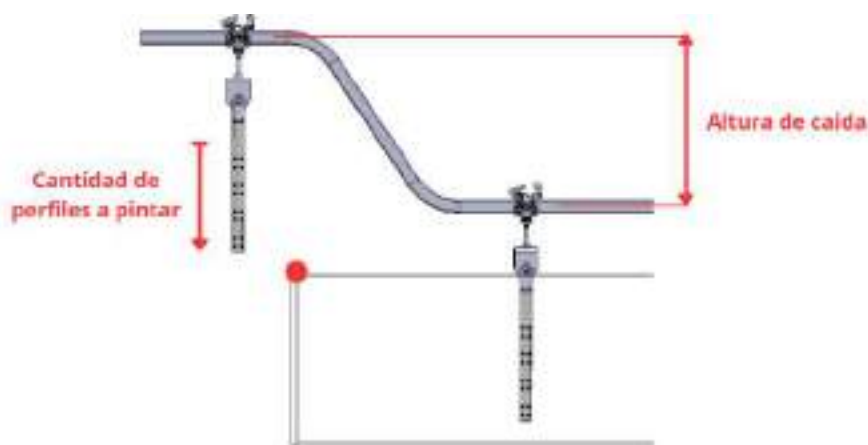


Figura 5-63: Relación entre altura de caída y cantidad de perfiles cargados en la percha.

Para definir la cantidad de perfiles a montar, se debe considerar que la percha tiene dos medidas de diseño importantes, las cuales son:

- Por un lado, R, el cual es una media que se acota desde el nivel del riel guía superior (por donde se transporta la percha) hasta el nivel del líquido dentro de las cubas.
- Por otro lado, H, el cual va desde el nivel del líquido hasta el borde del marco, porta piezas.

El valor H será un valor resultante, el cual se logra después de definir el diseño del carro que se describió en las secciones anteriores, y además, de definir la altura del nivel inferior guía desde el borde de las cubas de limpieza (cota X). Véase la Figura 5-64 siguiente donde se encuentran acotadas las medidas mencionadas.

El valor de R resulto luego del diseño del carro de 380 mm y considerando una instalación que tenga una separación de 400 mm entre el borde de las cubas y el riel motriz (valor X). Con esto el valor disponible para poder montar los perfiles será aquel volar H que cumpla con la relación presentada en la Ecuación (5.4).

$$R + H < \text{Altura de caída} + X \quad (5.4)$$

Ya que esta relación garantiza que las perchas no choquen con el borde de las cubas, es por eso que el valor H lo obtendremos mediante la Ecuación (5.5).

$$H < \text{Altura de caída} + X - R \quad (5.5)$$

$$H < 1100 \text{ mm} + 150 \text{ mm} - 380 \text{ mm} = 870 \text{ mm}$$

$$H < 870 \text{ mm}$$

Se adopta un valor de H de 700 mm, en los cuales se dispondrán los perfiles a pintar.

A partir de los valores previamente definidos, se determina la altura mínima que debe alcanzar el nivel del líquido en las cubas para garantizar un funcionamiento adecuado del sistema. Se considera un margen de seguridad de 200 mm entre el borde inferior de la

percha y el fondo de la cuba, con el fin de evitar que las piezas entren en contacto con la estructura de la cuba durante la inmersión.

$$H_{liquido} = H + 200 \text{ mm} \quad (5.6)$$

$$H_{liquido} = 700 \text{ mm} + 200 \text{ mm}$$

$$H_{liquido} = 1070 \text{ mm}$$

Por último, se obtiene la altura de la cuba a partir de la relación con las variables previamente definidas.

$$H_{Cuba} = H_{liquido} + R - X \quad (5.7)$$

$$H_{Cuba} = 900 \text{ mm} + 380 \text{ mm} - 150 \text{ mm}$$

$$H_{Cuba} = 1130 \text{ mm}$$

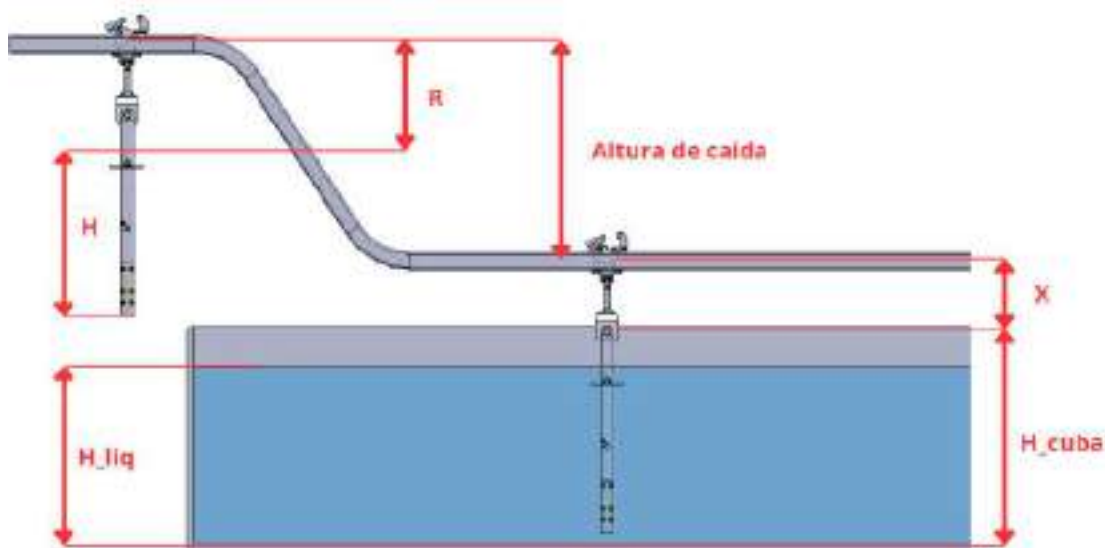


Figura 5-64: Relación entre variables de riel, carro y cuba.

Teniendo las dimensiones, se obtiene el valor máximo de perfiles que podemos colocar en la percha.

Teniendo en cuenta que las piezas se colocarán con una inclinación de 2° sobre la percha, la altura útil H disponible para la inmersión efectiva se ve reducida. Esta reducción se debe a dos factores: por un lado, la separación mínima entre la placa inferior del marco y el borde inferior del perfil, establecida en 20 mm; y, por otro lado, la distancia entre el borde superior del perfil y el nivel del líquido, adoptada en 80 mm para asegurar que el perfil permanezca completamente sumergido a lo largo de todo el recorrido. En la Figura 5-65 se detallan gráficamente las cotas utilizadas.

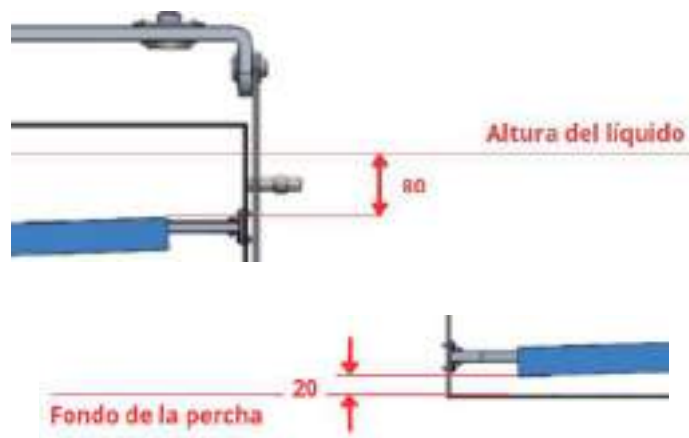


Figura 5-65: Separación entre el marco y los perfiles.

Con estos datos se determina la altura real de inmersión, H_r , cuyo valor resulta ser de 610 mm, tal como se muestra en la Figura 5-66.

A partir de este valor y considerando el ancho de los perfiles (55 mm), la separación entre ellos (100 mm) y la altura nula generada por la disposición inclinada de las piezas, se puede establecer la cantidad máxima de perfiles que pueden colocarse en una misma percha sin comprometer la inmersión total. Estos parámetros se ilustran en la Figura 5-67.

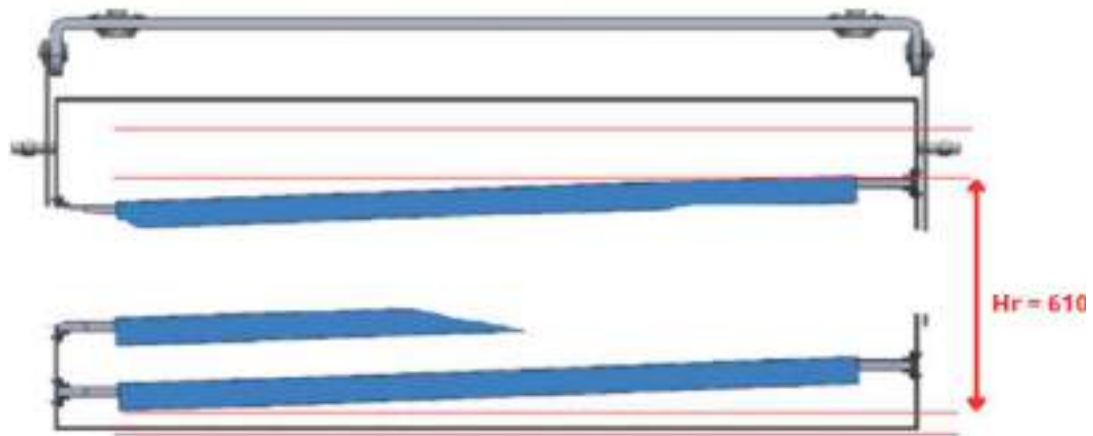


Figura 5-66: Altura de inmersión.

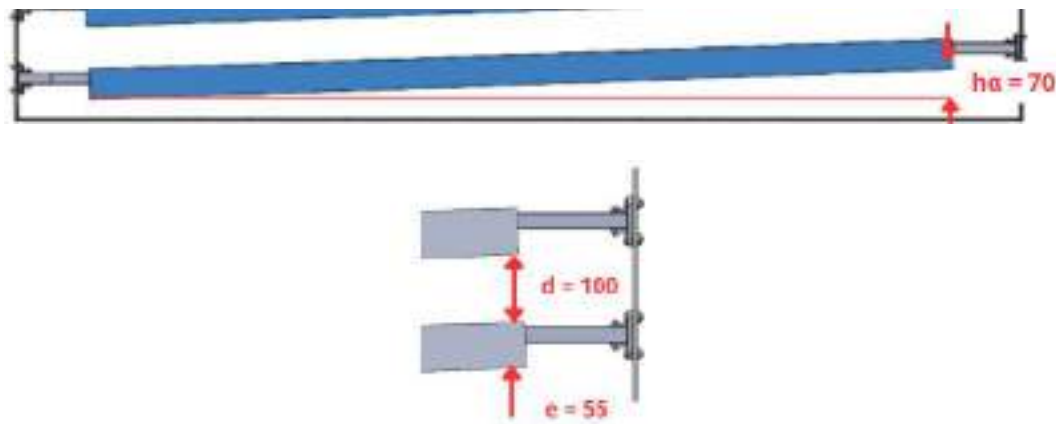


Figura 5-67: Espesor de perfil y distancia entre perfiles.

Entonces, la cantidad de perfiles a montar se obtiene mediante la Ecuación (5.9).

$$Hr = h_{\alpha} + n \cdot e + (n - 1) \cdot d \quad (5.8)$$

$$n = \frac{Hr - h_{\alpha} + d}{e + d} \quad (5.9)$$

$$n = \frac{610 \text{ mm} - 70 \text{ mm} + 100 \text{ mm}}{55 \text{ mm} + 100 \text{ mm}}$$

$$n = 4.13$$

De esta manera, se adoptan 4 perfiles por carro como configuración definitiva.

En la imagen siguiente, Figura 5-68, se muestran las variables consideradas, junto con sus respectivos valores finales utilizados, para determinar esta disposición.



Figura 5-68: Cota de percha y cuba.

Con esto se da por finalizado el diseño del mecanismo de montaje de piezas y el diseño final de la percha, el cual puede observarse en su conjunto en la Figura 5-69.

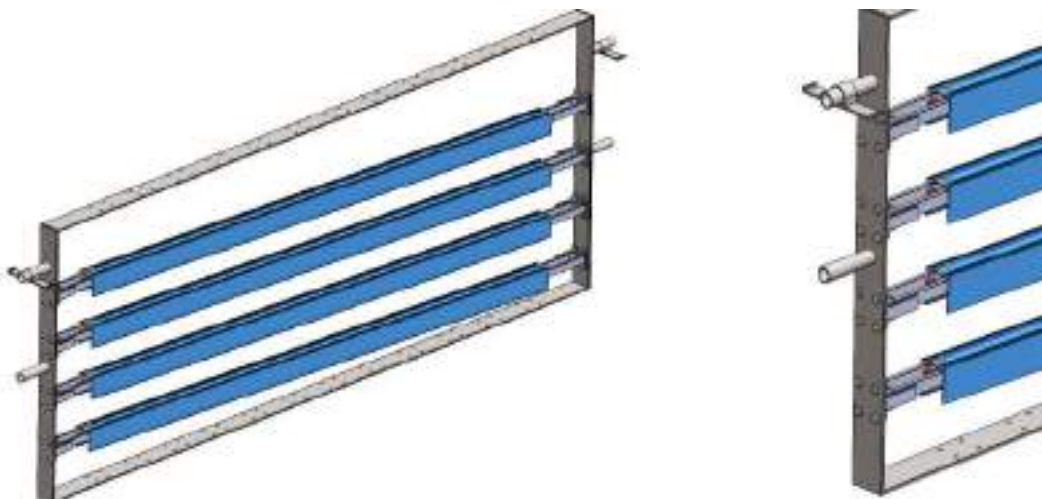


Figura 5-69: Montaje de piezas y diseño final de percha.



Figura 5-69: Montaje de piezas y diseño final de percha (continuación).

5.10. Instalación de los rieles guía y motriz

Una vez diseñada y calculada la percha se puede definir las alturas finales del sistema guía y motriz que permiten un correcto funcionamiento e instalación de todo el conjunto. Para esta instalación se definen 3 valores importantes a respetar que son: las alturas del riel guía, del riel motriz y de las placas de nivelación de altura, estas últimas son las que permiten el diseño de la estructura base que va a sostener todo el conjunto. Todas estas alturas quedarán definidas a partir del nivel del piso, en el cual estarán apoyadas las cubas de limpieza. A continuación, en la Figura 5-70 puede verse los valores acotados.

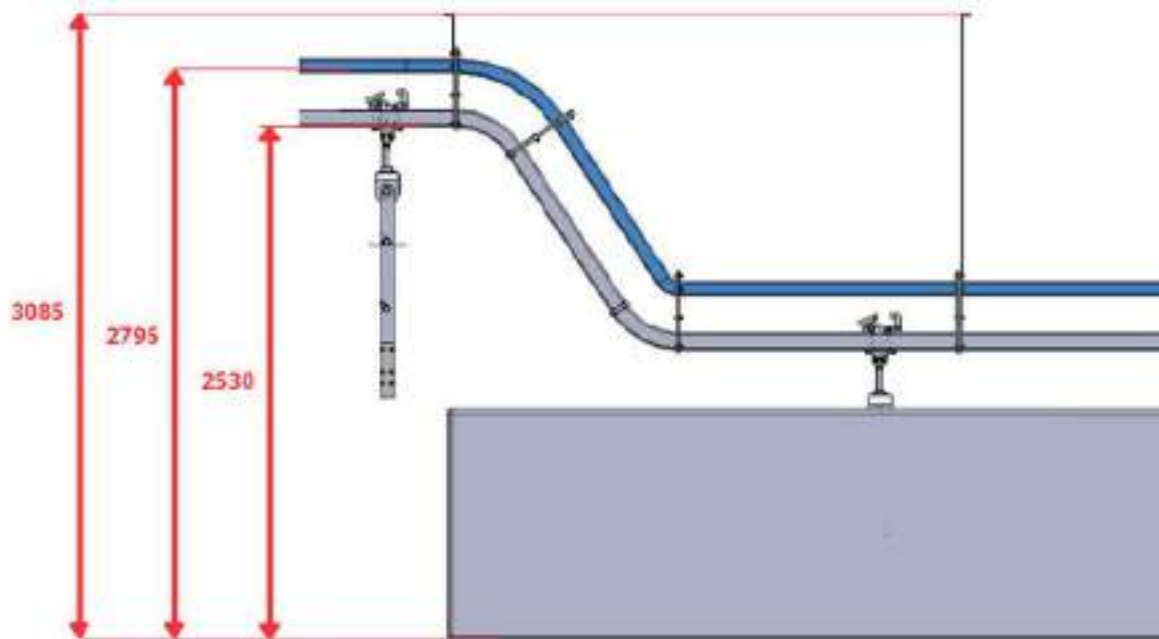


Figura 5-70: Instalación de riel.

Esta definición en alturas de los circuitos generará que los equipos seleccionados deban ser adaptados en altura para poder trabajar de forma correcta, es por eso que a continuación se determina la altura de las bases que deberán incorporarse a cada equipo anteriormente seleccionado.

5.10.1. Bases de nivelación

En primer lugar, tenemos al horno de curado tipo túnel seleccionado, el cual deberá usar una base tipo estructura debido a su gran porte o peso, que deberá ser calculada y diseñada para poder sostenerlo correctamente durante el trabajo continuó. Luego de realizar modificaciones en el diseño ya presentado, se determina que para lograr un correcto trabajo el horno deberá elevarse 950 mm. Véase la Figura 5-71 siguiente en la cual se muestra como debería ser la disposición final de este equipo.

Cabe remarcar que esta elevación de casi un metro puede beneficiar en cuestiones de seguridad, ya que la radiación de calor en el exterior no será tan directa hacia los operarios que realicen tareas de inspección o mantenimiento alrededor del equipo.

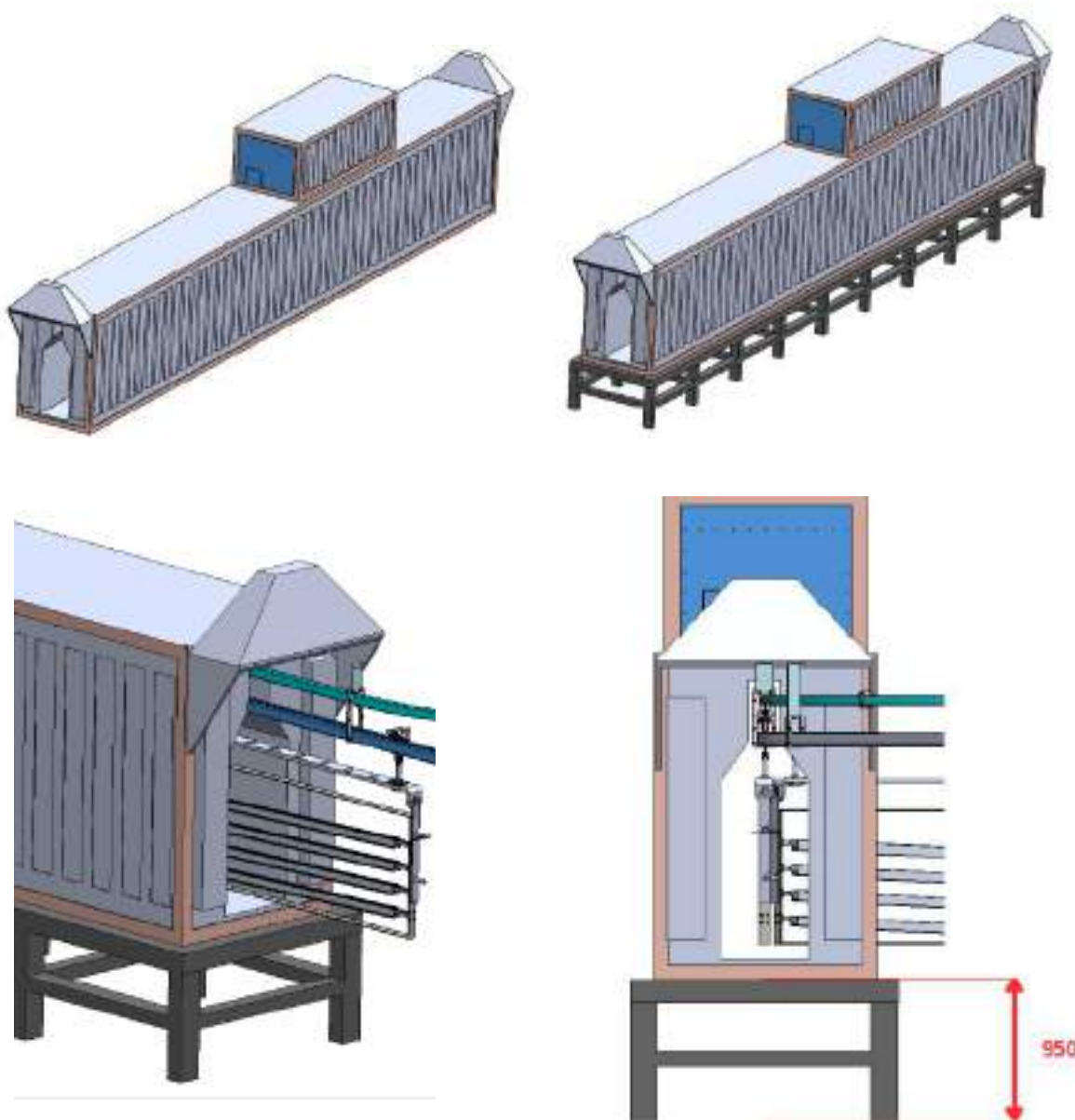


Figura 5-71: Base de nivelación de horno de curado.

En segundo lugar, se tiene las cabinas de pintura, las cuales deben ser adaptadas en altura de tal forma que las placas de nivelación del circuito queden dispuestas por fuera de las cámaras, ya que se buscará que la instalación del conjunto se encuentra independizado de las cámaras en cuestión, esto para facilitar el mantenimiento. Realizando modificaciones en el modelo presentado anteriormente, se define que las bases que se usarán, deben generar una elevación de 550 mm, véase la Figura 5-72 siguiente en la cual se muestra la disposición e instalación final del equipo.

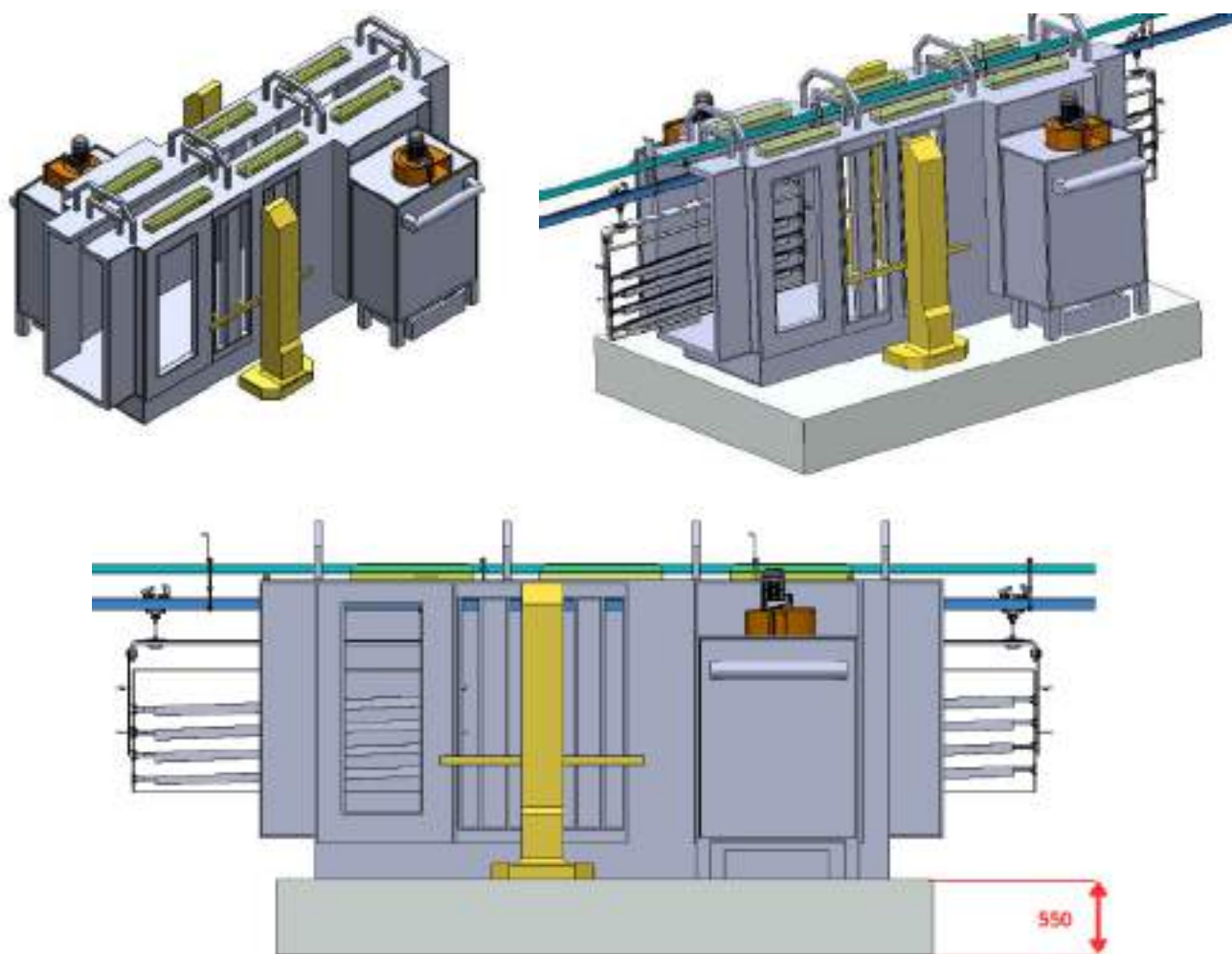


Figura 5-72: Base de nivelación de cabinas de pintura.

Por último, se tiene la cabina de secado y escurrido final, la cual al tratarse de un diseño propio y no de una selección de equipo, se construirá considerando la altura que se adapte con la instalación del circuito. La altura máxima de la cabina deberá ser de 2700 mm para garantizar, al igual que las cabinas de pintura, independizar de las placas de nivelación que se vincula con la estructura con el equipo. Véase la Figura 5-73 siguiente la acotación que debe considerarse para un correcto funcionamiento.

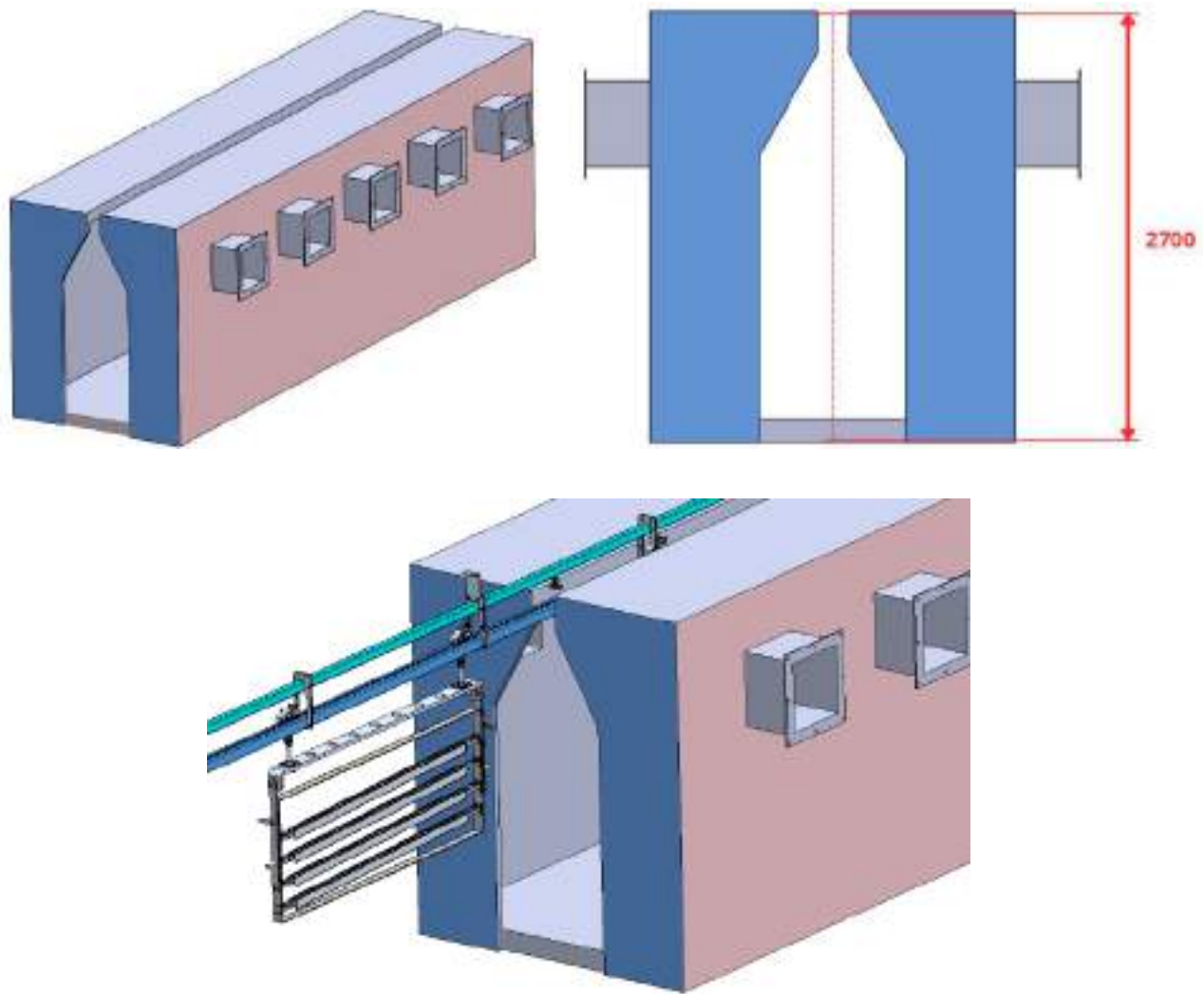


Figura 5-73: Altura de cabina de secado.

5.11. Diseño del riel motriz (zona de limpieza)

Tal como se mencionó anteriormente, el riel motriz debe acompañar al riel guía a lo largo de todo el circuito para garantizar el correcto funcionamiento del sistema de traslado, permitiendo así el movimiento de los carros y la transmisión del empuje, como se mostró en la Sección 5.5. Sin embargo, existen zonas específicas del recorrido donde el circuito guía debe funcionar de forma independiente del sistema motriz central.

Este desacople ocurre en la zona de carga y descarga, donde el empuje lo realiza directamente el operario. Asimismo, hay tramos del circuito donde se requiere operar a

velocidades distintas respecto del circuito principal. Este es el caso de la zona de limpieza, en la cual el avance debe ser más lento debido a los tiempos de exposición requeridos por los tratamientos químicos. Un mayor tiempo de inmersión, debido a las bajas velocidades, permite reducir las dimensiones de las cubas de limpieza, optimizando el espacio.

De esta manera, se identifican tres zonas de trabajo diferenciadas que operan a distintas velocidades y con trayectorias particulares: primero la zona de carga y descarga, donde se opera de manera manual y no tienen un avance continuo, luego la zona de limpieza, la cual tiene una dirección de avance transversal a menor velocidad y, por último, el circuito central donde la dirección de avance es longitudinal, a través de los equipos restantes, a mayor velocidad, esto se puede observar en la Figura 5-74. En la fase transversal, el empuje se realiza sobre ambos carros de la percha, mientras que en la fase longitudinal el avance se da por medio de un solo carro, donde. Esto último, se puede observar en la Figura 5-75.

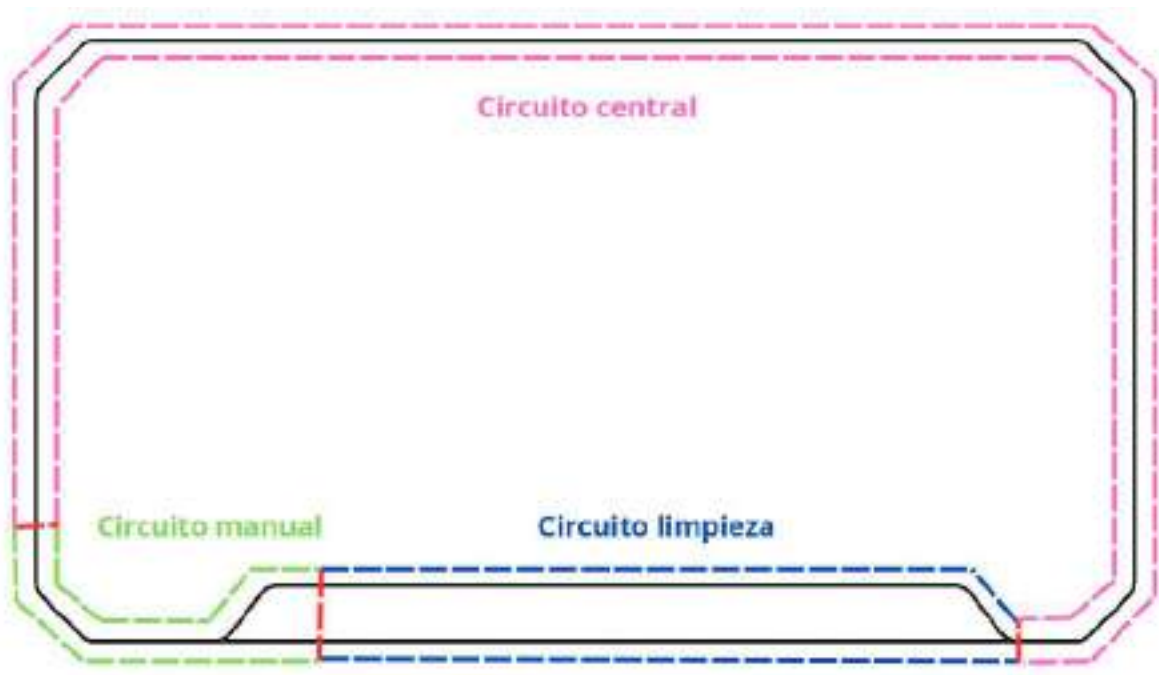


Figura 5-74: Identificación de zonas y circuitos.

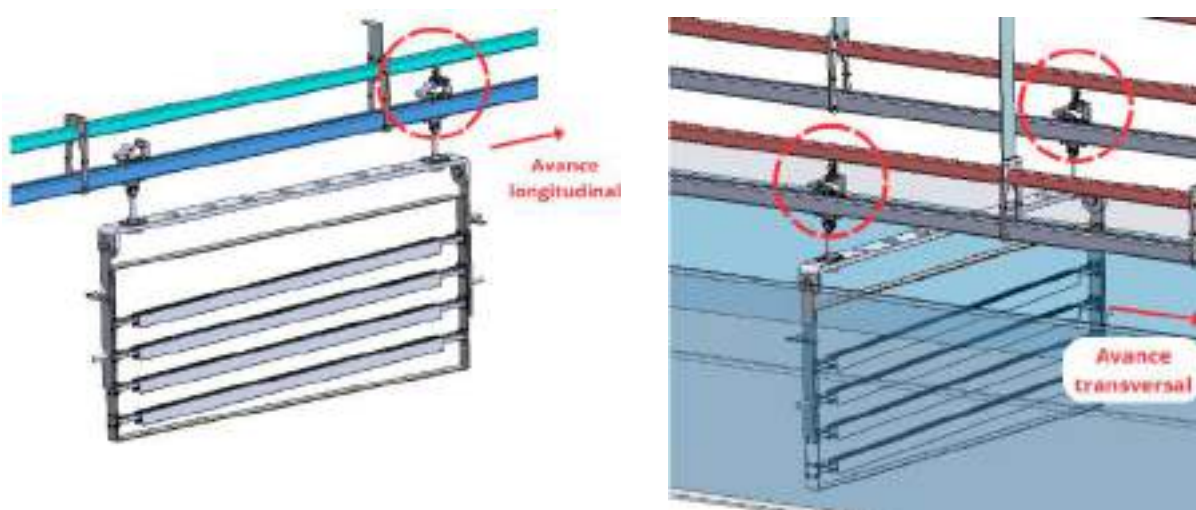


Figura 5-75: Sistema de empuje en avance transversal y longitudinal.

A continuación se presenta el recorrido que realiza la percha de traslado de perfiles en la etapa de limpieza, el cual definirá el diseño final de los rieles motrices en esta zona.

Una vez que se completa la carga de perfiles, el operario traslada manualmente el conjunto percha hacia el punto de acople con el sistema motriz de limpieza, el cual se puede observar en la Figura 5-76. En la zona de carga/descarga, los carros se encuentran sobre el mismo riel. Es el operario quien reposiciona la percha para que cada carro se ubique en un riel distinto, situación que permite el posterior enganche con el sistema motriz de limpieza en el punto de acople. Esta transición se realiza a través del módulo de bifurcación desarrollado para esta función, descrito en la Sección 5.7.2.



Figura 5-76: Zona de acople del carro al sistema motriz.

Una vez posicionados correctamente, y con ambos carros de la percha sobre sus respectivos rieles, los sistemas de empuje accionados por cadena se deberá acoplar simultáneamente a los dos carros, generando un avance transversal coordinado de toda la percha, a diferencia del acople simple de un solo carro en el avance longitudinal, como se ilustró en la Figura 5-75. Durante este desplazamiento, al llegar a las piletas de limpieza, los rieles descienden para permitir la inmersión de los perfiles, conforme a lo explicado en la Sección 5.9.2.

Durante la bajada, los carros permanecen enganchados al sistema de empuje gracias al diseño particular del carro, donde el brazo trasero actúa como traba que retiene el empuje en desnivel, logrando que en ningún momento del cambio de nivel el sistema se desenganche, véase la Figura 5-77.

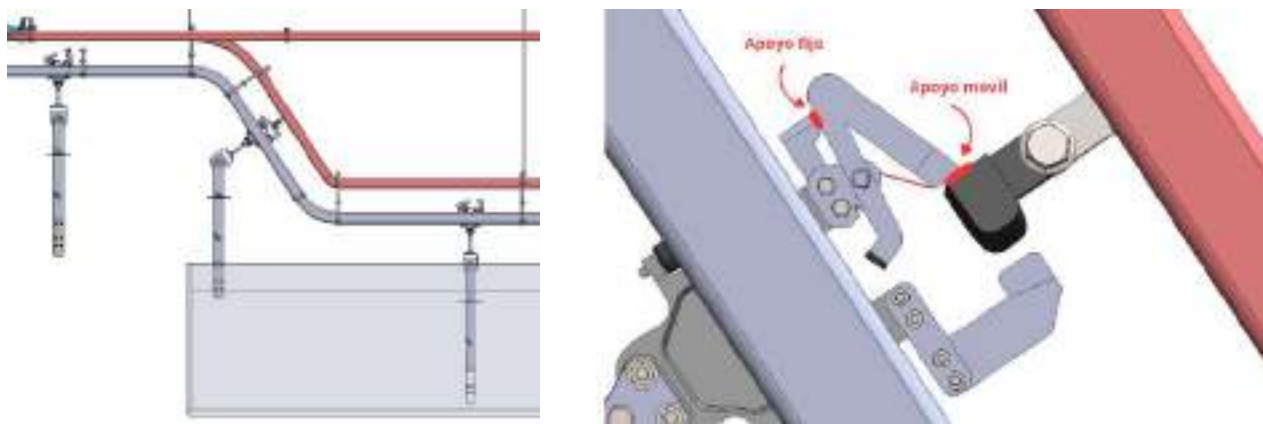


Figura 5-77: Empuje en desnivel.

Tras atravesar las distintas cubas, se deberá producir el desacople del sistema de arrastre, esto se realiza mediante una derivación/desviación lateral de los rieles motrices, momento en el cual solo uno de los carros se vuelve a vincular con el circuito principal, el otro se libera y comenzará a trabajar de forma libre, esto se ilustra en la Figura 5-78 y Figura 5-79 siguientes. Desde este punto en adelante, el avance se realiza en dirección longitudinal, siendo la percha arrastrada únicamente por un carro. Esta transición representa el cambio de una fase transversal a una fase longitudinal de avance. Para terminar el circuito motriz de limpieza se deberá cerrar el circuito por medio de esta derivación/desviación lateral, generando tramos de retorno sin carga.

Esta transición de desenganche y reenganche es posible gracias a esa desalineación lateral entre el riel motriz y el riel guía, ya que el mecanismo de enganche del carro se encuentra abierto en sus laterales y la barra de empuje cuenta con una superficie de contacto reducido que facilita el deslizamiento hacia un lado cuando es necesario el desacople, luego de esto el carro queda por unos segundos frenado esperando la llegada de la barra de empuje que se encuentra montada sobre el riel motriz general, generando el enganche habitual descrito en las secciones anteriores. Véase la Figura 5-80.

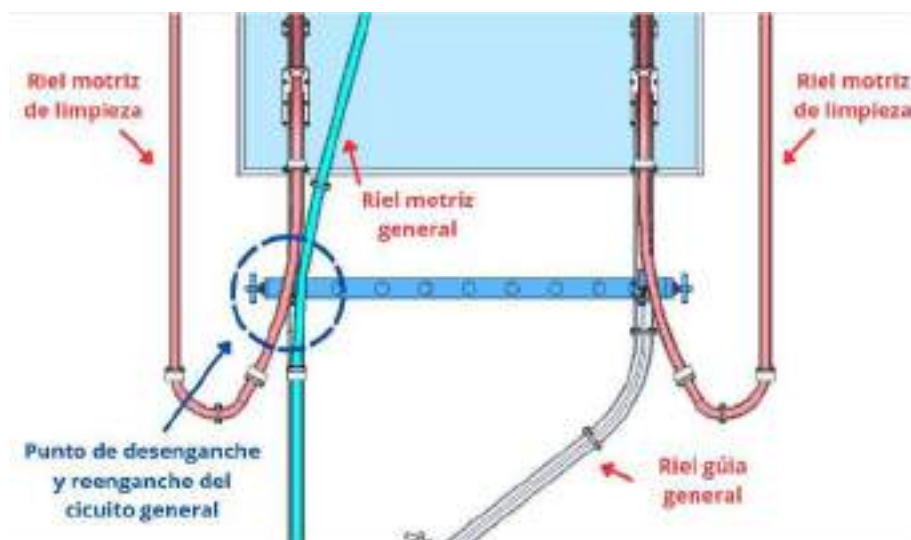


Figura 5-78: Desenganche de circuito de limpieza y enganche al circuito central.

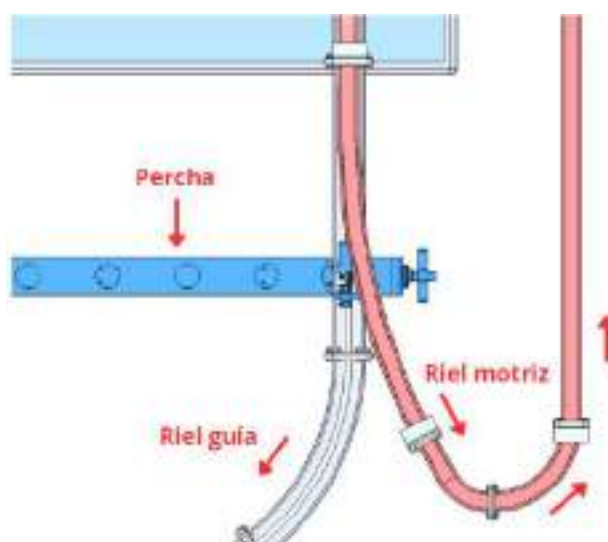


Figura 5-79: Desviación del riel motriz y liberación del carro.

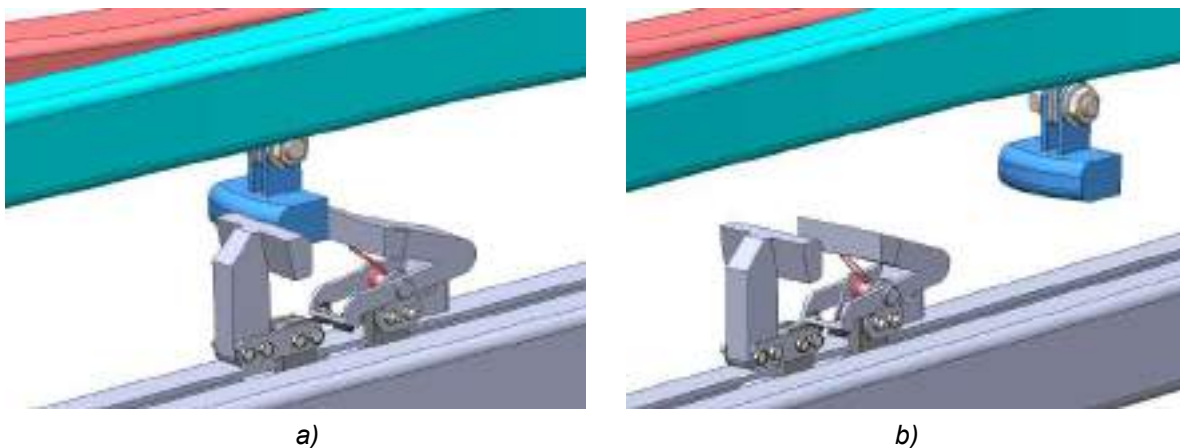


Figura 5-80: a) Desenganche lateral y b) reenganche de sistema de empuje.

Véase la Figura 5-81 donde se muestra el circuito final de los rieles motrices en la zona de limpieza.

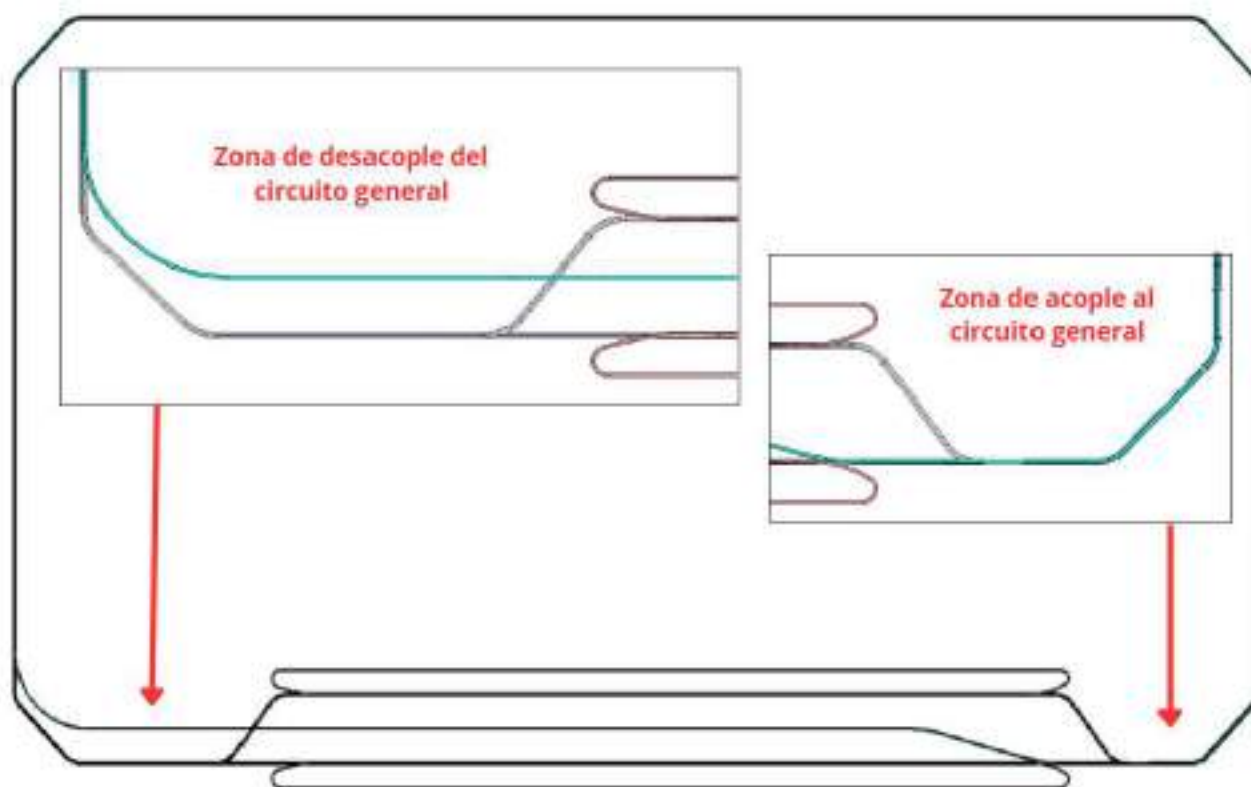


Figura 5-81: Zona de acople/desacople del circuito principal.

5.12. Tiempos y velocidades

Hasta el momento, se han definido las longitudes efectivas de las etapas de limpieza, lo que determina las dimensiones útiles de las cubas correspondientes. Estas longitudes se establecieron en función del espacio disponible dentro del galpón de trabajo.

Para calcular la velocidad de avance de las perchas en la zona de limpieza, es necesario definir primero el tiempo de fosfatado, ya que esta etapa resulta ser la más crítica del proceso y sus tiempos deben respetarse. Según las recomendaciones de proveedores de productos químicos, como la empresa Tecnifos [6], los tiempos de exposición para fosfatantes a base de zinc son de entre 5 y 10 minutos [7, pág. 4].

Una vez definido el tiempo de fosfatado y conocidas las longitudes de todas las etapas, se puede determinar la velocidad de avance dentro de la zona de limpieza. A partir de esa velocidad, es posible calcular los tiempos de exposición para las demás etapas (desengrase y enjuague). Para maximizar la capacidad de producción, se utilizará en el cálculo el tiempo mínimo de fosfatado (5 minutos), ya que este exige la mayor velocidad de trabajo.

$$Velocidad\ 1 = \frac{Longitud\ de\ fosfatado}{Tiempo\ de\ fosfatado} \quad (5.10)$$

$$Velocidad\ 1 = \frac{5\ m}{5\ min}$$

$$Velocidad\ 1 = 1\ m/min$$

Con esta velocidad, los tiempos de exposición para las etapas restantes quedan definidos de la siguiente forma:

$$Tiempo\ de\ desengrase = \frac{Distancia\ de\ desengrase}{Velocidad\ 1} \quad (5.11)$$

$$Tiempo\ de\ desengrase = \frac{5\ m}{1\ m/min}$$

$$Tiempo\ de\ desengrase = 5\ min$$

$$Tiempo\ de\ enjuague = \frac{Distancia\ de\ enjuague}{Velocidad\ 1} \quad (5.12)$$

$$Tiempo\ de\ enjuague = \frac{1.35\ m}{1\ m/min}$$

$$Tiempo\ de\ enjuague = 1.35\ min$$

Con estos últimos valores quedan definidos los parámetros de trabajo de todas las cubas, véase la Tabla 5-1 siguiente el resumen de todos los valores calculados anteriormente.

Tabla 5-1: Resumen de resultados de los parámetros de limpieza.

	Longitud total [m]	Longitud de caída [m]	Longitud efectiva [m]	Tiempo de exposición [min]
Desengrase	7.2	1.1	5	5
Enjuague 1	3.55	1.1	1.35	1.35
Fosfatado	7.2	1.1	5	5
Enjuague 2	3.55	1.1	1.35	1.35

A continuación se define la distancia entre carros en la zona de limpieza, correspondiente al tramo en el que el avance de las perchas es transversal. Esta distancia queda determinada en 1,2 metros, valor que surge en función de la condicionante del paso de cadena de transporte, el cual es 0,2 metros, ya que el mecanismo de enganche del sistema de empuje (desarrollado en la Sección 5.4.2) impone que dicha distancia sea múltiplo del paso de cadena para garantizar un acoplamiento y tracción adecuados del sistema motriz. Por lo tanto, se adopta la distancia de 1,2 m como valor compatible con este criterio, la cual se puede observar en la Figura 5-82.

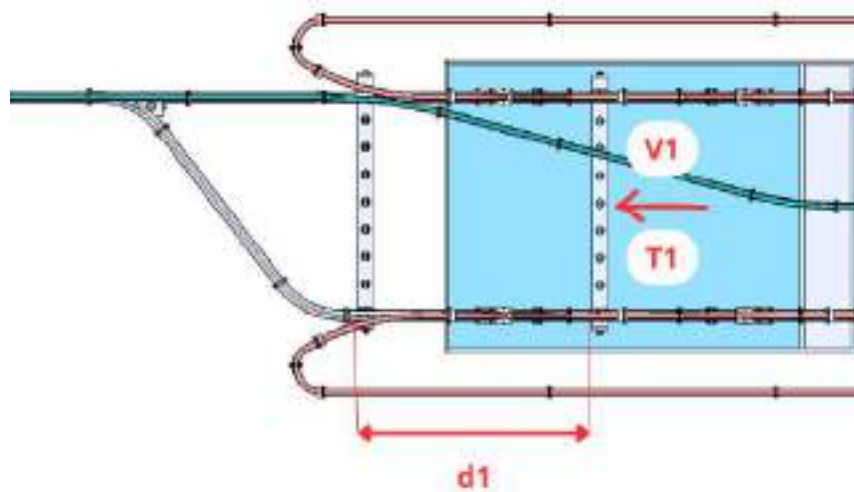


Figura 5-82: Distancia entre carros en circuito de limpieza.

Una vez establecida la distancia entre carros en el circuito de limpieza, cuyo valor se definió en 1,2 metros, y conocida la velocidad de avance transversal ya fijada para este sector ($v_1 = 1 \text{ m/min}$), es posible determinar el tiempo que transcurre entre el paso de dos perchas consecutivas. Este tiempo representa el intervalo entre la salida de una percha del sistema de limpieza y la llegada de la siguiente. Su cálculo se realiza a través de la siguiente expresión:

$$T1 = \frac{d1}{v1} \quad (5.13)$$

$$T1 = \frac{1.2 \text{ m}}{1 \text{ m/min}}$$

$$T1 = 1.2 \text{ min}$$

Este resultado indica que, en condiciones nominales, una percha abandona el circuito de limpieza cada 1.2 minutos. Este dato es de vital importancia para la sincronización del sistema, ya que el transporte de las perchas no es continuo, sino secuenciado, y cualquier desfase podría generar colisiones o atascos.

Para lograr una coordinación efectiva entre los dos circuitos motrices, es indispensable que el tiempo que tarda el circuito general en recoger una percha desde el punto de transferencia (es decir, T_2) sea igual al tiempo calculado para el circuito de limpieza ($T_1=1.2$

min). Este principio de sincronización se ilustra en la Figura 5-83 a), donde se observa que, en el instante en que una percha termina su paso por la línea de limpieza, el circuito general debe tomarla y continuar su transporte. De no cumplirse esta condición, existe el riesgo de que la siguiente percha que egresa de la línea colisione con la anterior, aún detenida en el módulo de transferencia.

Además del riesgo de colisión directa, deben considerarse ciertas limitaciones geométricas y cinemáticas en la zona de transición, las cuales se representan en las Figuras 5-83 b) y 5-83 c). En particular, en la Figura 5-83 b), se señala que una percha arrastrada por el circuito general debe haber retirado al menos uno de sus carros del módulo de convergencia antes de que una nueva percha sea colocada por el circuito de limpieza en el punto de desacople/reacople. Esta condición es esencial para evitar superposiciones físicas entre perchas en el momento del cambio de sentido. Además, en la Figura 5-83 c) muestra que la nueva percha que avanza en dirección al horno no debe ingresar al módulo de convergencia si la percha anterior aún no ha retirado ambos carros completamente de dicho módulo. De lo contrario, se produciría una interferencia mecánica entre los extremos de ambas perchas, comprometiendo el flujo continuo del sistema y aumentando el riesgo de daños estructurales.

Como consecuencia de estas restricciones, la velocidad del circuito general (v_2) se convierte en una variable crítica a definir, ya que de ella depende el cumplimiento de las condiciones de coordinación mencionadas. Esta velocidad debe permitir que cada percha se retire con la rapidez suficiente para liberar el módulo de convergencia antes de la llegada de la siguiente.

Para determinar un valor adecuado de v_2 , se realizaron simulaciones dinámicas utilizando el módulo Motion de SolidWorks, lo que permitió modelar el comportamiento real del sistema, incluyendo las aceleraciones, geometría de los carros y ángulos de cambio de dirección. Tras varios ensayos y análisis de interferencias, se identificó que una velocidad de 2.2 m/min en el circuito general garantiza una transición fluida, respetando los tiempos de paso y evitando colisiones, incluso ante pequeñas tolerancias dimensionales o ligeros retrasos operativos.

Este valor será utilizado en los siguientes apartados para continuar con el dimensionamiento del sistema y el cálculo de la capacidad de producción, distancias

mínimas entre perchas y tiempos de exposición en las etapas posteriores al proceso de limpieza.

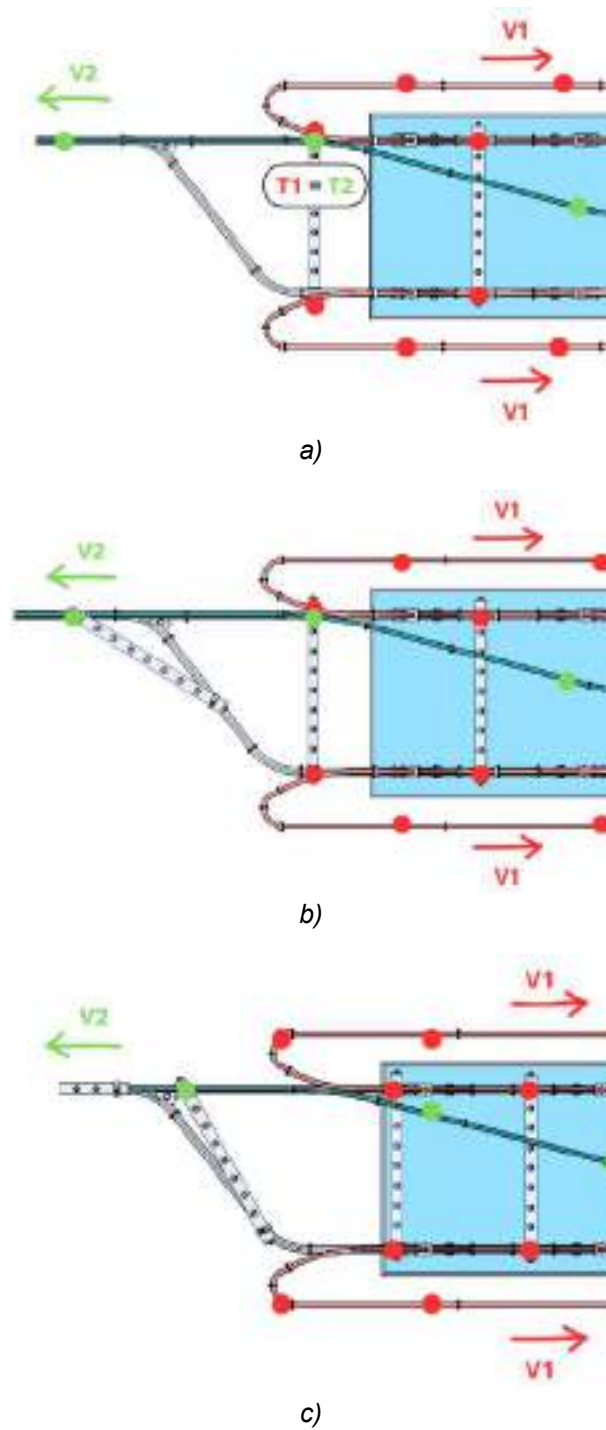


Figura 5-83: Secuencia de desacople de circuito de limpieza, acople al circuito principal.

Una vez definidos tanto el tiempo de paso T_2 como la velocidad de avance v_2 en el circuito 2, es posible determinar la distancia teórica entre perchas correspondiente a este segundo tramo del sistema. Esta distancia representa el espacio longitudinal requerido entre perchas sucesivas para mantener una operación continua y libre de interferencias, y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$d_2 = v_2 \cdot t_2 \quad (5.14)$$

$$d_2 = 2.2 \frac{m}{min} \cdot 1.2 min$$

$$d_2 = 2.64 m$$

Este valor representa la separación ideal, en condiciones teóricas, que debería existir entre dos perchas consecutivas dentro del tramo del circuito general posterior al módulo de transferencia. No obstante, al igual que en la zona de limpieza, esta distancia debe ser ajustada a un múltiplo del paso de cadena, que en este caso corresponde a 200 mm. Esta restricción técnica obedece a las características constructivas del sistema transportador, ya que las perchas están fijadas a los eslabones de una cadena de paso constante, lo que impide ubicar las perchas en posiciones arbitrarias.

En base a este criterio de discretización, se adopta el valor estandarizado más cercano compatible, que es: $d_2 = 2.6 m$. Este valor garantiza una correcta sincronización con el sistema motriz y asegura que las perchas sean posicionadas en puntos estructuralmente viables sobre la cadena transportadora.

Adicionalmente, es importante verificar que esta distancia seleccionada cumpla con las condiciones geométricas mínimas de seguridad. En particular, la distancia entre perchas debe ser mayor que el largo total de cada percha, considerando los elementos sobresalientes (como ganchos o extremos de perfiles), para evitar colisiones o interferencias entre perchas consecutivas en tránsito. En este diseño, el largo máximo de una percha, medido entre sus puntos más sobresalientes, es de 2.4 m.

Por lo tanto, la distancia adoptada de 2.6 m cumple adecuadamente con esta condición de seguridad, ya que proporciona un margen libre de 0.2 m entre perchas consecutivas,

suficiente para absorber posibles tolerancias mecánicas, movimientos pendulares o pequeños desfases en la operación.

Esta disposición se encuentra ilustrada en la Figura 5-84, donde se presenta una acotación detallada de la distancia d_2 .

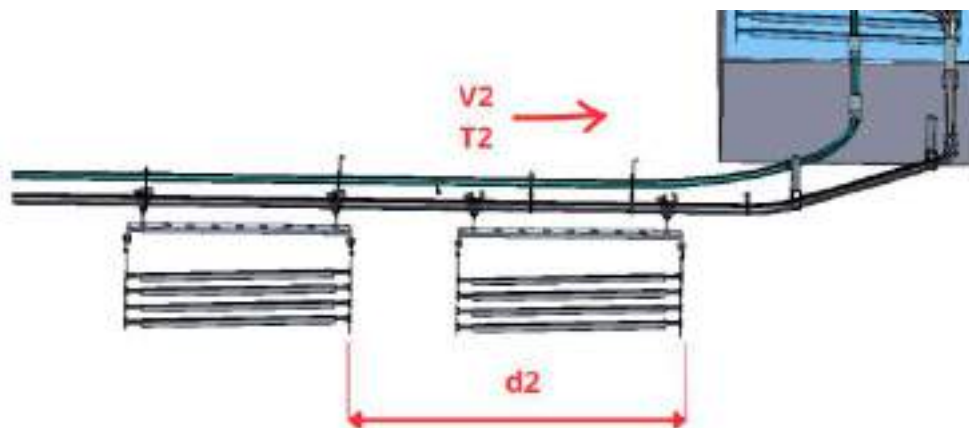


Figura 5-84: Distancia entre carros en el circuito principal.

Con los datos establecidos anteriormente, se calcula la productividad máxima teórica del sistema, asumiendo que este opera a cadena completamente llena y en condiciones ideales de funcionamiento continuo. Para este análisis, se toma como punto de referencia el sector de descarga, ubicado al final del circuito general, ya que allí se concreta la entrega final de los perfiles transportados.

Dado que el tiempo de paso entre perchas a lo largo del circuito general ha sido definido como $T_2 = 1,2$ minutos por percha, es posible estimar la cantidad máxima de perchas que pueden ser descargadas por hora, aplicando la Ecuación (5.15).

$$Q_{perchas} = \frac{1 \text{ percha}}{T_2} \quad (5.15)$$

$$Q_{perchas} = \frac{1 \text{ percha}}{1.2 \text{ min}} = \frac{1 \text{ percha}}{0.02 \text{ h}}$$

$$0.02 \text{ -----} \rightarrow 1$$

$$1 \text{ -----} \rightarrow x = 50$$

$$\therefore Q_{perchas} = 50 \text{ perchas/h}$$

Esto implica que, en una hora de funcionamiento ininterrumpido, el sistema es capaz de procesar hasta 50 perchas por hora. Teniendo en cuenta que cada percha ha sido diseñada para transportar 4 perfiles en simultáneo, se puede determinar la productividad horaria en términos de piezas mediante la Ecuación (5.16).

$$Q_{piezas} = n \cdot Q_{perchas} \quad (5.16)$$

$$Q_{piezas} = 4 \frac{\text{piezas}}{\text{percha}} \cdot 50 \frac{\text{perchas}}{\text{h}}$$

$$Q_{piezas} = 200 \text{ piezas/h}$$

Este valor representa la capacidad máxima del sistema operando a cadena completa y continua. La productividad real que se requiere actualmente, de acuerdo con la demanda establecida en la Sección 3.1, es de 90 perfiles por hora. Frente a esta necesidad, el sistema diseñado demuestra una capacidad que supera ampliamente dicha exigencia, alcanzando una productividad de 200 perfiles por hora, lo que equivale a más del 100% de lo requerido.

Esta diferencia otorga una ventaja importante, ya que permite no solo anticiparse a un eventual incremento de la demanda en el futuro, sino también adoptar diferentes estrategias operativas según las necesidades del momento. Por ejemplo, se podría optar por producir a capacidad plena durante media jornada y detener la operación el resto del día, o bien alternar días de producción y descanso, acumulando stock en los momentos de menor requerimiento. Esta flexibilidad operativa permite una mejor planificación de los recursos humanos y energéticos, adaptándose a distintos escenarios productivos sin comprometer el rendimiento general de la instalación.

5.12.1. Verificación de tiempo de curado

Una vez determinada la velocidad de avance del circuito general ($v_z = 2,2 \text{ m/min}$), es posible realizar una verificación técnica del horno de curado seleccionado, con el objetivo

de confirmar si su longitud efectiva es suficiente para garantizar el tratamiento térmico necesario para el correcto curado de los perfiles transportados.

El horno de curado disponible presenta una longitud útil de 14 metros, dentro de la cual las piezas se encuentran sometidas a una atmósfera térmica constante. Esta sección corresponde al tramo en el que se espera que los perfiles alcanzan y mantienen la temperatura requerida para la polimerización adecuada del recubrimiento aplicado.

Para evaluar si esta longitud es adecuada, se recurre a las recomendaciones proporcionadas por fabricantes especializados en recubrimientos termoendurecibles. En este caso, se toma como referencia la empresa Ital-Coatings [8], utilizando en nuestro caso formulaciones base poliéster. Según las fichas técnicas de Ital-Coatings [9, pág. 1], los recubrimientos de poliéster en polvo requieren un tiempo de exposición mínimo de 10 minutos a una temperatura constante de 200 °C para lograr un curado completo y homogéneo.

A partir de esta especificación y considerando la velocidad de trabajo previamente definida, se calcula la longitud teórica necesaria que debería tener el horno para cumplir con dicho requerimiento térmico mediante la Ecuación (5.17).

$$\text{Longitud efectiva de horno} = v_2 \cdot \text{Tiempo de curado} \quad (5.17)$$

$$\text{Longitud efectiva de horno} = 2.2 \frac{m}{min} \cdot 10 \text{ min}$$

$$\text{Longitud efectiva de horno} = 22 \text{ m}$$

Este resultado indica que, bajo las condiciones actuales de velocidad de transporte, el horno debería contar con una longitud efectiva de 22 metros para cumplir con el tiempo mínimo de curado recomendado. Sin embargo, esto presenta una incompatibilidad directa con el diseño planteado del sistema, ya que el horno disponible solo ofrece 14 metros útiles, y no es viable extender esta longitud debido a limitaciones físicas del espacio disponible en planta.

Por otro lado, reducir la velocidad del circuito general tampoco es factible, ya que este valor fue determinado en función de dos restricciones críticas; la coordinación cinemática

con el circuito de limpieza, el cual también se ve condicionado por el espacio físico y la necesidad de evitar interferencias entre perchas y la definición de la distancia entre perchas ($d_2 = 2,6 \text{ m}$) en el tramo general, que debe ser mayor que la longitud total de la percha ($2,4 \text{ m}$) para evitar colisiones entre cargas consecutivas.

Frente a esta situación, se plantea una alternativa técnica viable: recalcular el tiempo real de exposición térmica que las piezas efectivamente reciben al atravesar el horno a la velocidad v_2 , y a partir de allí, ajustar la temperatura de trabajo del horno de forma que se logre un curado adecuado dentro del tiempo disponible.

Este enfoque es técnicamente posible debido a que el horno seleccionado, según lo detallado en la Sección 5.2.1, cuenta con un sistema automatizado de control térmico mediante PLC, lo cual permite modificar la temperatura interna de operación con precisión, sin alterar la velocidad del transportador.

Se calcula entonces el tiempo real de permanencia de los perfiles dentro del horno mediante la Ecuación (5.18).

$$\text{Tiempo de curado real} = \frac{\text{Longitud de curado real}}{v_2} \quad (5.18)$$

$$\text{Tiempo de curado real} = \frac{14 \text{ m}}{2.2 \text{ m/min}}$$

$$\text{Tiempo de curado real} = 6.36 \text{ min}$$

5.13. Carga y descarga de piezas

La zona de carga y descarga constituye el único sector del circuito en el que interviene personal operativo de forma directa y continua. Esta área representa un punto clave dentro del sistema, ya que vincula el proceso automatizado con la interacción manual necesaria para la entrada y salida de perfiles.

En total, se asignan cuatro operarios a esta sección, distribuidos en dos equipos de trabajo diferenciados; dos operarios destinados a las tareas de descarga de perfiles una vez

finalizado el proceso de pintado y curado y dos operarios encargados de la carga de los perfiles que aún deben ser procesados.

- Descarga: El proceso de descarga comienza en la zona de desacople, situada al final del circuito general, inmediatamente después de la salida del horno de curado. En este punto, una percha con perfiles ya pintados se encuentra lista para ser retirada del sistema motriz. Uno de los operarios utiliza un gancho diseñado para arrastrar manualmente la percha desde la línea automatizada hasta la zona de descarga, donde se posiciona en una estación de trabajo. Una vez ubicada correctamente, ambos operarios trabajan de forma sincronizada para desmontar el marco porta piezas que contiene los perfiles curados. El marco desmontado se coloca sobre un sistema de rodillos de transporte, que permite su desplazamiento hacia la siguiente etapa del proceso (por ejemplo, inspección o embalaje). Mientras uno de los operarios lleva la percha vacía hacia el extremo de la línea de descarga para prepararla para una nueva carga, el otro vuelve a buscar la próxima percha proveniente del horno, repitiendo así el ciclo de trabajo.
- Carga: La zona de carga se encuentra en el extremo opuesto del circuito, en el punto de inicio del sistema automatizado. En este sector, también trabajan dos operarios en conjunto. Uno de ellos se encarga de cargar manualmente los perfiles vírgenes (sin pintar) en un marco porta piezas. Una vez cargado, este marco es trasladado mediante el mismo sistema de rodillos hacia el área de acople. Luego, ambos operarios cuelgan el marco cargado sobre la percha vacía, asegurando una correcta fijación. El segundo operario utiliza el gancho para arrastrar la percha con el marco ya montado hasta el punto de acople con el sistema motriz del circuito de limpieza. En ese punto, la percha queda dispuesta para iniciar automáticamente su recorrido por el circuito, comenzando por la etapa de pretratamiento.

En la Figura 5-85 se muestran claramente las zonas y flujos de trabajo correspondientes a cada uno de los cuatro operarios, así como los puntos clave de acople y desacople mencionados anteriormente.

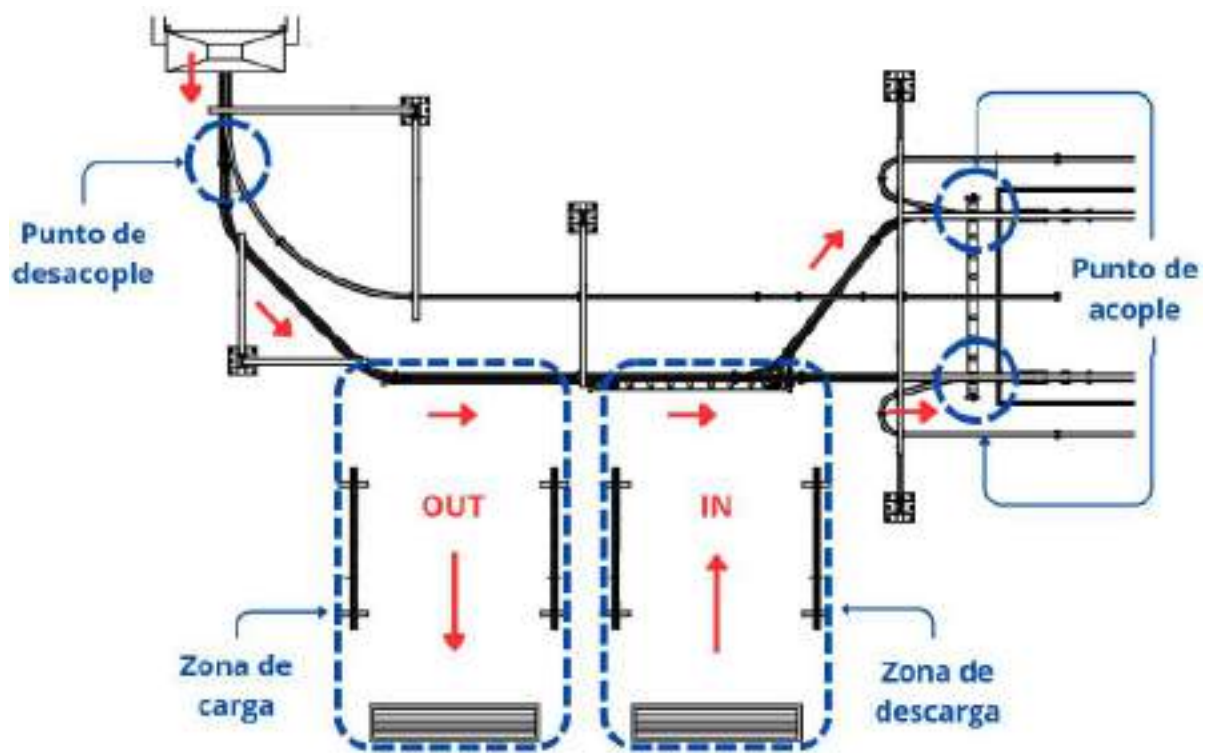


Figura 5-85: Flujos y zonas de trabajo en carga y descarga de piezas.

En la Figura 5-86 siguiente puede verse los pasos que deberían seguir los operarios en cada una de las zonas reservadas para estas tareas, desde la carga de piezas, traslado de marcos sobre los rolos de desplazamiento, hasta el acople de los marcos sobre la percha dentro del circuito y viceversa.

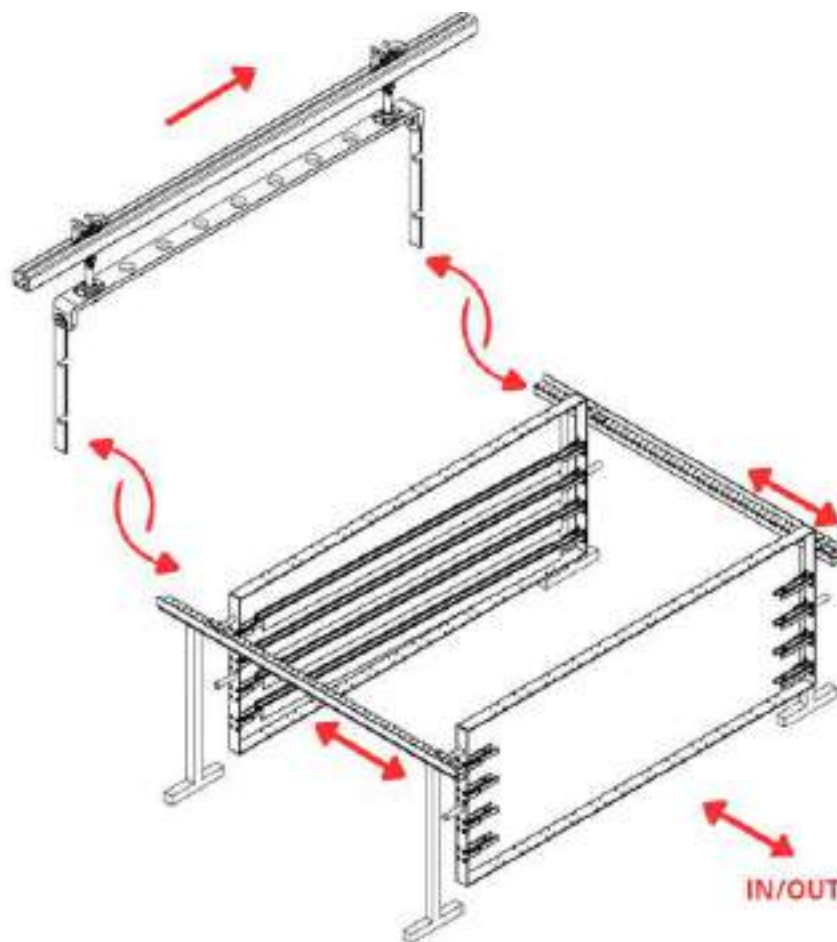


Figura 5-86: Flujo y secuencia de trabajo de acople y desacople de marcos porta piezas.

Se recuerda que la carga y descarga se facilita debido a que se emplea el sistema de pinzas presentado previamente en la Sección 5.9.1. Este sistema permite un enganche y desenganche rápido y seguro, además de asegurar una manipulación fácil de las piezas.

5.14. Sistema motriz

El sistema motriz tiene como función principal proporcionar la energía mecánica necesaria para impulsar las cadenas de transporte de los distintos circuitos que conforman la instalación. Para ello, se han previsto tres módulos motrices distribuidos, cuya función es garantizar el desplazamiento continuo y coordinado de las perchas a lo largo de todo el recorrido.

De estos tres módulos, dos estarán destinados a los circuitos de limpieza, los cuales, como se ha desarrollado en la sección anterior, deben operar de manera sincronizada para asegurar una correcta transferencia de las perchas entre ambos ramales. Por tal motivo, ambos módulos serán idénticos en diseño y funcionamiento, lo que no solo simplifica su mantenimiento y operación, sino que también asegura una coordinación precisa en la marcha de las cadenas asociadas.

El tercer módulo motriz estará destinado a la impulsión del circuito general, el cual presenta condiciones de operación distintas debido a su mayor longitud, su mayor número de perchas en circulación y, por ende, a requerimientos diferentes en términos de potencia y velocidad. Este módulo ha sido dimensionado en función de las cargas involucradas, el perfil operativo del sistema y las características específicas del tramo principal del circuito.

La ubicación de cada uno de los módulos motrices ha sido determinada en función de la disposición general de la planta y de los requerimientos técnicos de transmisión. En la Figura 5-87 se ilustran los puntos donde se localizan estos módulos.

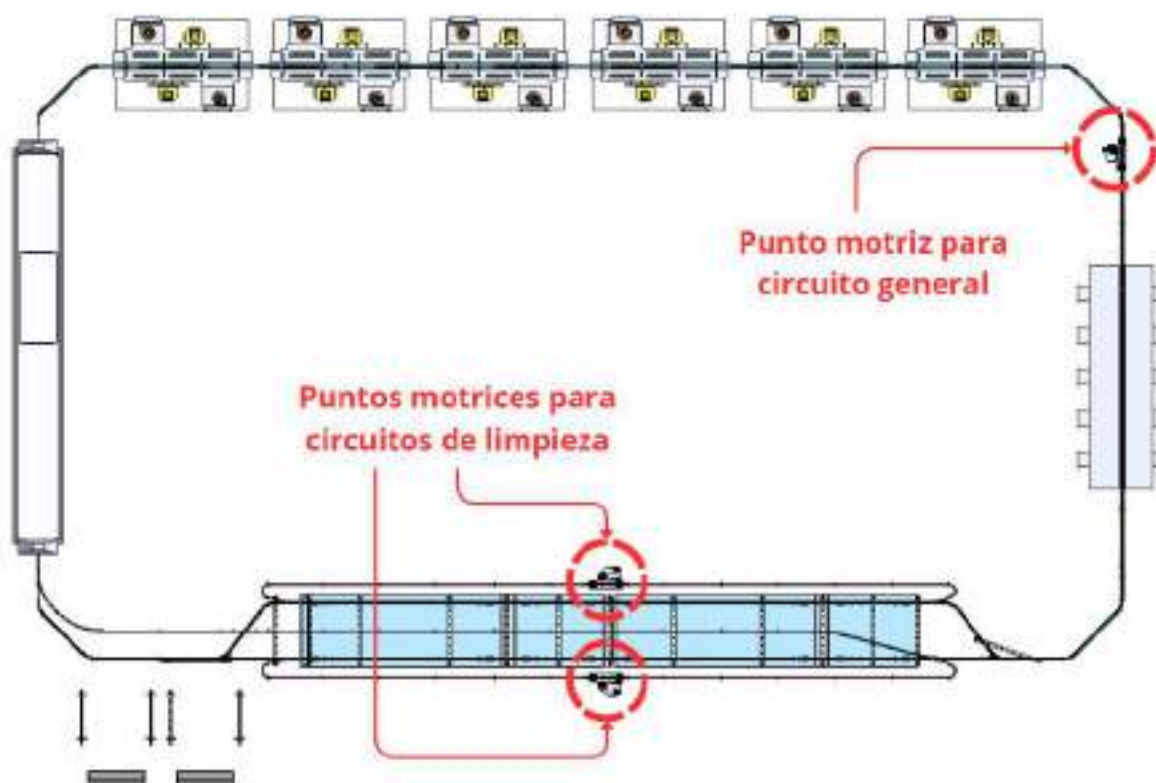


Figura 5-87: Ubicación de los tres módulos motrices de los circuitos de limpieza.

Cada módulo motriz se compone de un conjunto mecánico robusto que incluye el motor eléctrico o motorreductor, seleccionado según la demanda de par y velocidad de cada tramo, las etapas de reducción, que están conformadas por sistemas de correas y reductores, diseñados para adecuar la velocidad de salida y multiplicar el torque, y, por último, el sistema de acoplamiento con la cadena de transporte, a través de una cadena motriz y sus elementos complementarios, permitiendo una transmisión directa y eficiente del movimiento.

En la Figura 5-88 se presenta un ejemplo representativo de uno de los módulos motrices correspondientes a los circuitos de limpieza, donde puede observarse con mayor detalle el sistema de acople entre la cadena motriz y la cadena de transporte. Esta vinculación es clave para garantizar la tracción continua de las perchas y evitar deslizamientos o interrupciones en el avance.

En conjunto, el diseño y distribución del sistema motriz responde a criterios de eficiencia energética, confiabilidad operativa y facilidad de mantenimiento, asegurando un funcionamiento estable de toda la instalación automatizada.

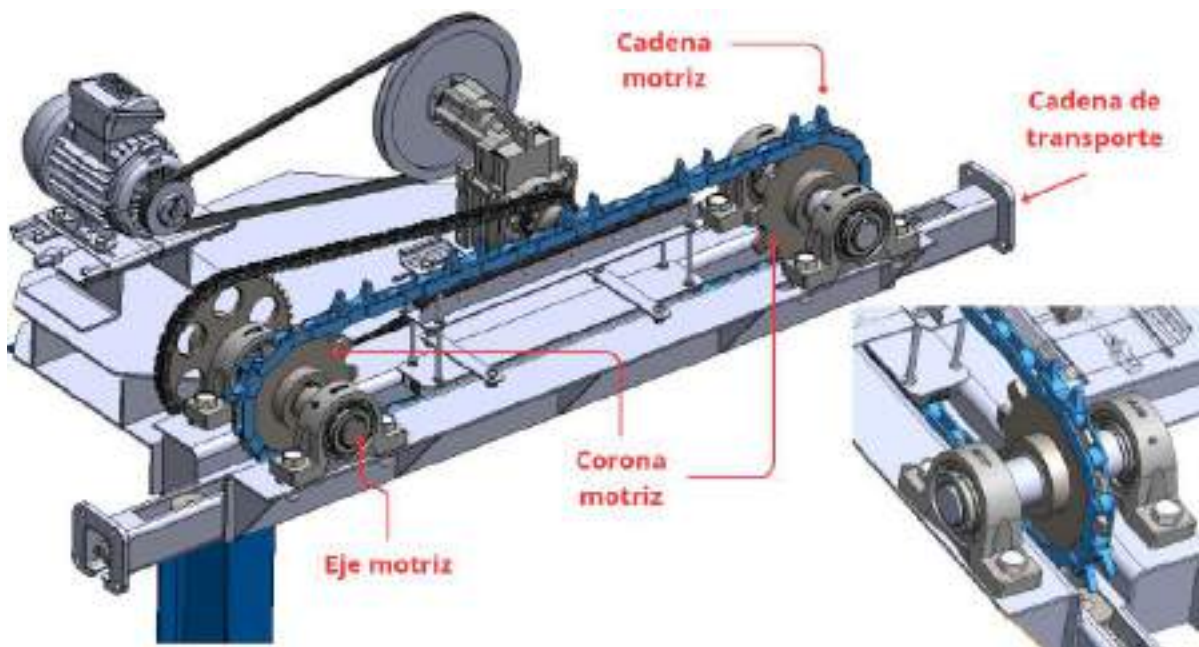


Figura 5-88: Módulo motriz de circuito de limpieza para impulsar la cadena de transporte

5.14.1. Selección de cadena motriz

Para el accionamiento del sistema de transporte, se ha seleccionado una cadena de rodillos simple de alta resistencia, de la marca KASIN [10], específicamente diseñada para aplicaciones de transporte aéreo cerrado con cargas pesadas. Se optó por el modelo especial para cadenas de transporte de hasta 7 toneladas [11], el cual cumple con los requerimientos técnicos de robustez y compatibilidad mecánica exigidos por el diseño del sistema.

Esta cadena presenta varias características que la hacen adecuada para la aplicación propuesta:

- Resistencia a la tracción de 320 kN (equivalente a 32 toneladas), lo que garantiza un margen de seguridad elevado frente a las solicitaciones del sistema.
- Tratamiento superficial por granallado, que mejora su resistencia al desgaste y a la fatiga, extendiendo así su vida útil incluso en entornos exigentes.
- Paso de 50,8 mm (2 pulgadas), estándar en cadenas de rodillos de uso industrial pesado.
- Peso específico de 9,2 kg por metro, lo cual es relevante para el cálculo de carga motriz y esfuerzos dinámicos en la línea.

Una ventaja adicional de este modelo es su compatibilidad con accesorios tipo “pinza”, los cuales pueden ser montados sobre los eslabones de la cadena de rodillos para formar puntos de empuje a intervalos configurables, permitiendo así definir diferentes pasos de transmisión como múltiplos del paso básico de la cadena.

En este caso, se ha configurado un paso de empuje de 203,2 mm, es decir, cuatro veces el paso de la cadena de rodillos ($4 \times 50,8$ mm). Esta elección responde a la necesidad de sincronizar el impulso de la cadena motriz con el sistema de transporte principal, cuya cadena de transporte tiene un paso de 200 mm.

A pesar de esta ligera diferencia entre pasos (203,2 mm frente a 200 mm), el sistema presenta una tolerancia aceptable de acople, gracias al diseño mecánico de los pernos de empuje y a la disposición del sistema de acoplamiento, que permite una transmisión del

movimiento confiable y sin interferencias. Este acoplamiento se realiza directamente sobre los pernos pivote de las ruedas guía de la cadena de transporte, asegurando un empuje directo.

En la Figura 5-89a, se muestra la cadena de rodillos seleccionada, junto con los accesorios de empuje. En la Figura 5-89b, se observa el esquema de acoplamiento entre la cadena motriz y la cadena de transporte, evidenciando cómo se transfiere el movimiento a través del contacto entre los eslabones de empuje y los puntos pivote de la cadena transportadora.

Esta configuración proporciona una solución técnica robusta, estandarizada y fácilmente mantenible, además de asegurar un desempeño adecuado frente a las exigencias de carga, ritmo de producción y condiciones de operación de la planta.



a)



b)

Figura 5-89: Cadena de rodillos con complementos para cadena de transporte aéreo cerrado de 7 toneladas [11].

Sabiendo que el paso de la cadena de transporte es de 200 mm, y el de los ganchos de empuje resultó de 203.2 mm, se puede decir que el acople puede garantizarse de forma aceptable entre ambas cadenas, generando así un correcto funcionamiento del sistema.

5.14.2. Configuración de la corona motriz y tensora

Para la transmisión de potencia al sistema de transporte se ha diseñado una corona motriz que será montada de forma directa sobre el eje motriz principal. Esta corona será de

fabricación propia, permitiendo así una adaptación precisa a los requerimientos técnicos y geométricos del sistema, y garantizando compatibilidad con los elementos seleccionados previamente.

Los parámetros adoptados para el diseño responden tanto a las especificaciones de la cadena motriz elegida como a criterios de ingeniería mecánica aplicables al funcionamiento eficiente y seguro del sistema. A continuación, se detallan los principales valores de diseño considerados:

- Paso de cadena (P): 50.8 mm (2"), correspondiente al paso estándar de la cadena seleccionada en la sección anterior.
- Número de dientes (N): 12. Si bien la bibliografía técnica especializada recomienda utilizar un número superior a 17 dientes, en este caso se justifica el uso de 12 dientes debido a que la velocidad angular de trabajo se mantiene por debajo de las 100 rpm, lo cual permite operar de forma segura sin comprometer el rendimiento ni la durabilidad del sistema [12, Cap. 7].

Con estos parámetros, se procede al cálculo del diámetro primitivo (D_p) de la corona motriz. El cálculo se realiza aplicando la Ecuación (5.19).

$$D_p = \frac{P}{\sin(180/N)} \quad (5.19)$$

$$D_p = \frac{50.8 \text{ mm}}{\sin(180/12)}$$

$$D_p = 196.26 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el diámetro primitivo de la corona motriz diseñada será de aproximadamente 196.26 mm. Este valor será fundamental para los cálculos posteriores relacionados con la velocidad de rotación, la transmisión del torque y el dimensionamiento del eje.

En cuanto al lado tensor del sistema, se empleará una corona idéntica a la motriz, manteniendo así la misma configuración geométrica. Esta decisión responde al hecho de que no se requiere una reducción ni modificación en la relación de transmisión, permitiendo simplificar el diseño y reducir los costos de fabricación y mantenimiento.

En la Figura 5-90 se presenta el diseño final de la corona motriz, donde se especifican dimensiones de interés, como el ancho del cubo. Este cubo garantiza la rigidez y alineación adecuada de la corona durante el funcionamiento.

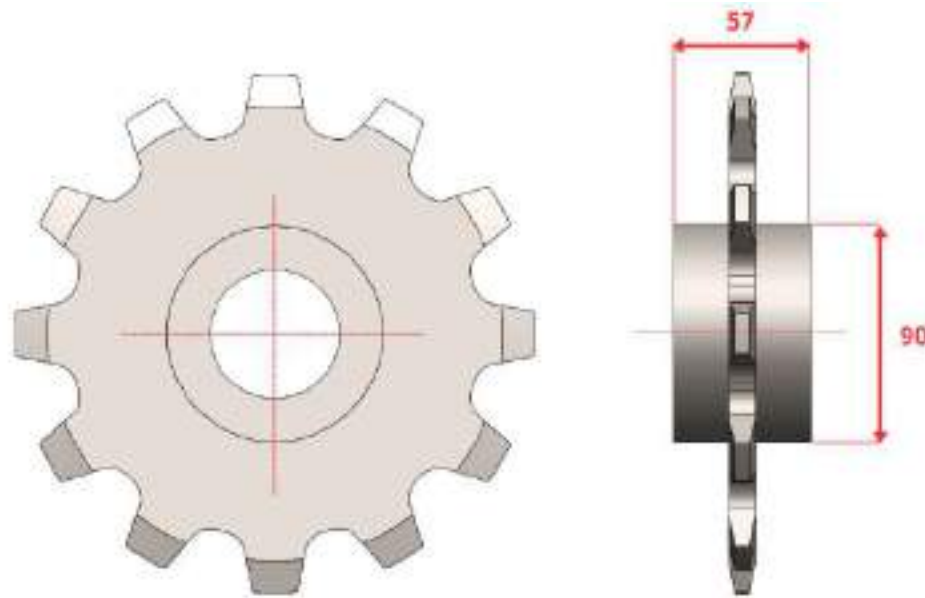


Figura 5-90: Corona motriz.

El diámetro interior del cubo, así como el chavetero, serán mecanizados una vez definidos con precisión el diámetro del eje sobre el cual se montarán ambas coronas (motriz y tensora), y seleccionada la chaqueta de protección correspondiente. Esta secuencia asegura un ajuste preciso entre los componentes y una transmisión eficiente y segura de la potencia mecánica.

5.14.3. Cálculo de distancia entre centros y longitud final

Los cálculos realizados para el diseño del sistema de transmisión por cadena se basan en los procedimientos propuestos por Robert Mott en Diseño de elementos de máquinas [12], específicamente en el Capítulo 7, que aborda el diseño de transmisiones por bandas y cadenas.

Con el fin de asegurar una correcta transmisión del movimiento y una tracción eficiente sobre la cadena de transporte, se definió una distancia entre ejes (centros) de 1000 mm entre la corona motriz y la corona tensora. Este valor no solo responde a consideraciones

geométricas del lay out general, si no que también busca garantizar una zona de contacto suficiente entre ambas cadenas (motriz y transportadora), permitiendo un mínimo de cinco pinzas de empuje simultáneamente acopladas, lo que contribuye a mejorar la tracción, evitar deslizamientos y distribuir mejor las cargas de trabajo.

Para alcanzar esta configuración, se adoptó una distancia equivalente a 20 pasos de cadena, teniendo en cuenta que el paso de la cadena seleccionada es de 50.8 mm (2"), como se estableció previamente. Por lo tanto, la distancia entre centros real (C) resulta de la Ecuación (5.20).

$$C = 20 \cdot Paso \quad (5.20)$$

$$C = 20 \cdot 50.8 \text{ mm}$$

$$C = 1016 \text{ mm}$$

Conociendo el número de dientes de las coronas y la distancia entre centros, la longitud de cadena resulta de la ecuación (5.21) siguiente:

$$L = 2 \cdot C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 \cdot \Pi^2 \cdot C} \quad (5.21)$$

$$L = 2 \cdot 20 + \frac{12+12}{2} + \frac{(12-12)^2}{4 \cdot \Pi^2 \cdot 20}$$

$$L = 52 \text{ pasos de cadena}$$

Esto define la longitud total de la cadena motriz a utilizar en este tramo del sistema en 52 pasos de cadena, la cual equivale a 2641.6 mm, ya que cada paso corresponde a 50.8 mm.

Con esta configuración, es posible instalar un total de 13 pinzas de empuje, distribuidas cada 4 pasos de cadena (equivalente a 203.2 mm de separación entre pinzas). Esta disposición asegura que siempre haya, como mínimo, cinco pinzas empujando

simultáneamente, la cadena de transporte, garantizando así la continuidad del movimiento y la estabilidad de los marcos o perchas transportadas.

La disposición geométrica, así como el desarrollo longitudinal de la cadena, puede observarse en la Figura 5-91, donde se detalla la relación entre el número de pasos, la distancia entre ejes y la ubicación de las pinzas de empuje.



Figura 5-91: Distancia entre ejes y longitud de cadena.

5.14.4. Sistema tensor

Para garantizar el funcionamiento eficiente, seguro y continuo del sistema de transmisión por cadena, resulta indispensable incorporar un sistema tensor que actúe sobre la cadena motriz. Este dispositivo cumple múltiples funciones dentro del conjunto motriz; permite mantener una tensión constante sobre la cadena, mejora el contacto entre los ganchos de empuje de la cadena motriz y los pernos de la cadena de transporte, y contribuye a sostener adecuadamente el ramal flojo, minimizando vibraciones y desviaciones.

Además, el sistema tensor asegura un adecuado engranaje entre los eslabones de la cadena y los dientes de la corona motriz, evitando fenómenos indeseados como el salto de dientes o el desgaste prematuro por desalineación. De esta manera, se mejora significativamente la transmisión de potencia, favoreciendo la durabilidad y el rendimiento del sistema en condiciones reales de trabajo. El diseño detallado del conjunto tensor puede observarse en la Figura 5-92.

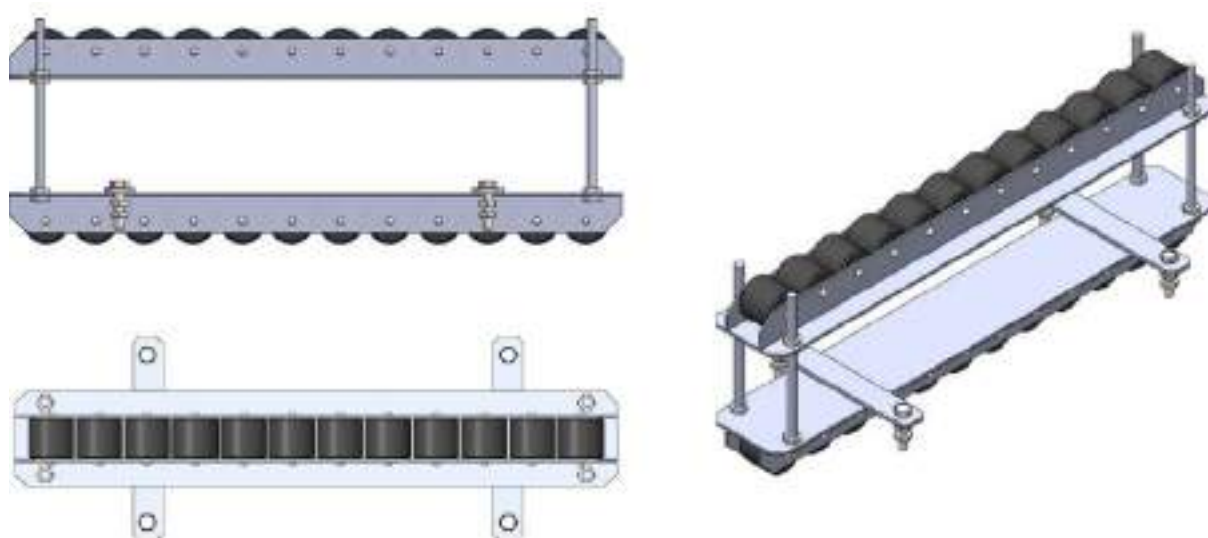


Figura 5-92: Conjunto tensor.

El mecanismo tensor está diseñado con dos niveles de regulación que permiten adaptar su funcionamiento a distintas condiciones operativas o ajustes necesarios por mantenimiento. En primer lugar, el sistema cuenta con dos tornillos de fijación dispuestos en cada lateral, que permiten sujetar las placas móviles del conjunto tensor a una base soporte fija. La regulación de estas placas se realiza a través de tuercas dobles ubicadas a ambos lados de cada tornillo, que permiten modificar la presión ejercida por los rolos sobre los eslabones de la cadena de transporte, mejorando así la tracción y la alineación del sistema. En segundo lugar, el diseño contempla una regulación vertical mediante cuatro varillas roscadas posicionadas en la parte superior del conjunto. Estas varillas permiten ajustar la altura del módulo tensor, ejerciendo más o menos presión sobre el ramal de retorno de la cadena motriz, lo que ayuda a absorber holguras y a compensar el alargamiento progresivo de la cadena por fatiga. Estos elementos de ajuste puede visualizarse en la Figura 5-93.

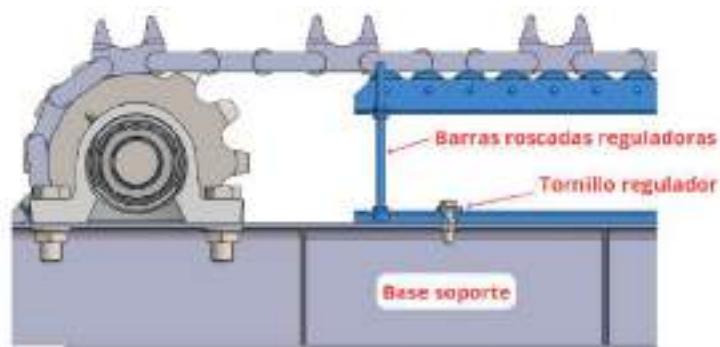


Figura 5-93: Regulación del sistema tensor

Para lograr un contacto adecuado entre las cadenas, se emplean rolos de poliuretano de alta resistencia al desgaste, los cuales están montados sobre pernos remachados a lo largo de una estructura metálica de soporte. Esta estructura está formada por chapas porta rolos diseñadas específicamente para mantener la alineación y la distancia óptima entre puntos de contacto. Este subsistema puede observarse en detalle en la Figura 5-94.

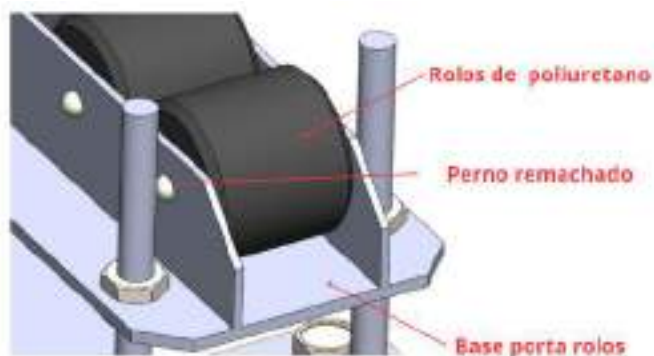


Figura 5-94: Sistema rolos de apoyo.

Finalmente, el montaje completo del sistema tensor, en su ubicación definitiva dentro del conjunto motriz, se muestra en la Figura 5-95. En esta vista general se aprecia cómo el tensor está posicionado entre las dos coronas (motriz y tensora), cubriendo la mayor superficie posible del tramo de contacto entre cadenas, con el objetivo de maximizar la eficacia del empuje, estabilizar la cadena de transporte y asegurar la continuidad del movimiento durante todo el ciclo de operación.

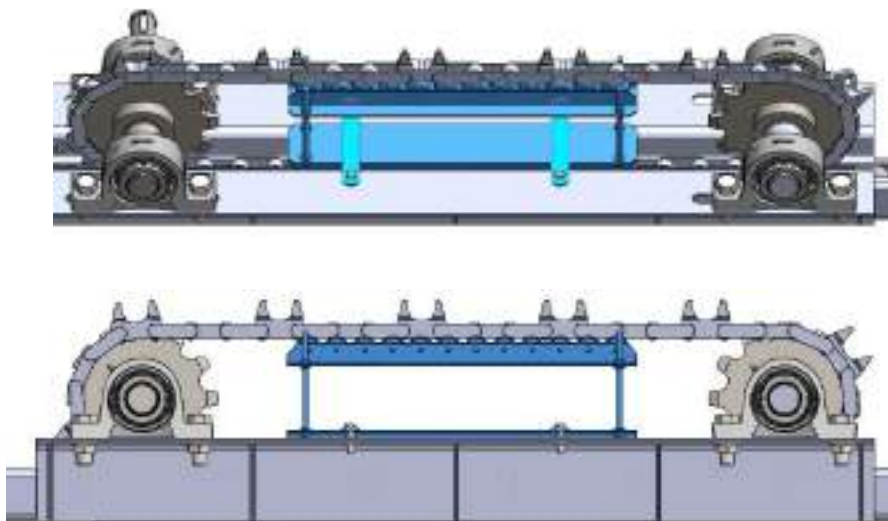


Figura 5-95: Montaje del sistema tensor

5.15. Sistema impulsor del circuito de limpieza

En esta sección se procederá al análisis y dimensionamiento del sistema impulsor correspondiente al circuito de limpieza. Para ello, se calcularán las fuerzas que deben ser vencidas durante el funcionamiento del transporte aéreo, con el objetivo de determinar la potencia requerida en el eje motriz que garantice una operación eficiente, segura y continua del sistema.

A efectos de realizar una estimación representativa del escenario más exigente, se considerará que todos los tramos del circuito de limpieza operan a "cadena llena". Esto implica que cada conjunto de empuje dispuesto a lo largo de la cadena motriz activa se encuentra vinculado a una percha que transporta perfiles. De este modo, se obtiene el consumo máximo de energía requerido por la instalación, permitiendo diseñar un sistema con suficiente capacidad para afrontar las condiciones más críticas de carga.

Las principales fuerzas que deberán ser superadas por el sistema impulsor comprenden, en primer lugar, las resistencias de rodadura generadas por el desplazamiento de las perchas y cadenas a lo largo de los rieles guía y motrices. Esta resistencia a la rodadura es una consecuencia directa del peso propio del conjunto (compuesto por la percha, las piezas, los ganchos y la cadena de transporte) y de las imperfecciones inherentes a los elementos de rodadura y guiado.

En este estudio se adoptan algunas simplificaciones que, si bien reducen la complejidad de los cálculos, no comprometen la validez general del análisis. Por un lado, se desprecia la resistencia aerodinámica que podrían ofrecer los perfiles al atravesar el horno de curado, dado que su magnitud es relativamente pequeña en comparación con las demás fuerzas involucradas. Asimismo, se omiten los efectos de resistencia al avance generados por los fluidos en las etapas de inmersión dentro de las cubas de limpieza, como así también las fuerzas de flotación que actúan sobre las perchas sumergidas. Estas últimas disminuyen momentáneamente el peso efectivo del conjunto, lo que en rigor reduce las fuerzas de fricción, pero se decide no contemplarlas a fin de mantener un criterio de diseño conservador.

Una vez determinada la fuerza total a vencer, se calculará la potencia mecánica necesaria en el eje motriz del sistema, lo cual permitirá dimensionar adecuadamente los componentes de transmisión, como reductores, motores y elementos de acoplamiento. A partir de la fuerza y la velocidad de avance de la cadena, se obtendrá el torque que deberá entregarse en el eje, así como la velocidad angular correspondiente, ambas variables fundamentales para la selección del conjunto motriz.

En la Figura 5-96 se presenta un esquema representativo del sistema impulsor del circuito de limpieza, en el cual se indican las variables en juego, las direcciones de movimiento y la interacción entre los distintos componentes del conjunto.

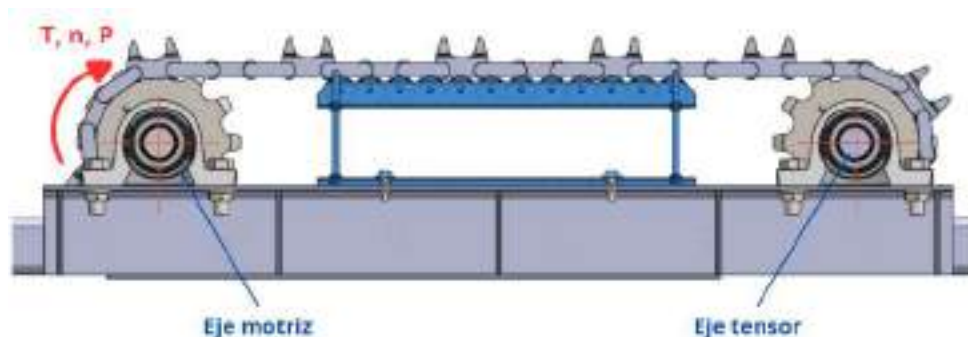


Figura 5-96: Sistema impulsor.

A continuación, se desarrollarán en detalle los cálculos correspondientes a cada una de las variables descritas, comenzando por la determinación de la fuerza total de tracción, Velocidad angular, potencia y culminando con el diseño final del sistema motriz.

5.15.1. Cálculo de fuerza de empuje

En esta sección se desarrolla el análisis de los esfuerzos mecánicos que intervienen durante el funcionamiento del sistema de transporte en la etapa de limpieza, específicamente bajo condiciones de operación a "cadena llena", es decir, con todos los ganchos activos transportando carga en los tramos correspondientes.

El sistema de transporte instalado en la zona de limpieza está compuesto por dos circuitos cerrados de cadena que operan de manera sincronizada. Cada circuito posee una longitud total de 59 metros, y puede dividirse en dos tramos funcionalmente diferenciados:

- Zona de carga: corresponde al sector del circuito en el cual los ganchos instalados sobre la cadena están efectivamente vinculados a una carga, ejerciendo tracción sobre las perchas que contienen el material a procesar. Esta sección representa el tramo activo del circuito y presenta una longitud de 30 metros. En esta zona se concentran la mayoría de los esfuerzos que deberá resistir el sistema motriz, ya que es aquí donde el peso transportado se transfiere directamente al mecanismo impulsor mediante la cadena.
- Zona de retorno: constituye el tramo restante del circuito, donde los ganchos se desplazan sin carga, es decir, no ejercen tracción sobre ninguna percha. Su función es permitir el cierre del circuito y el reposicionamiento de los ganchos para un nuevo ciclo operativo. La longitud de este tramo es de 29 metros, resultante de la diferencia entre la longitud total del circuito y la longitud de carga ($59\text{ m} - 30\text{ m} = 29\text{ metros}$).

La Figura 5-97 a continuación representa esquemáticamente la disposición y diferenciación de ambas zonas dentro del circuito.

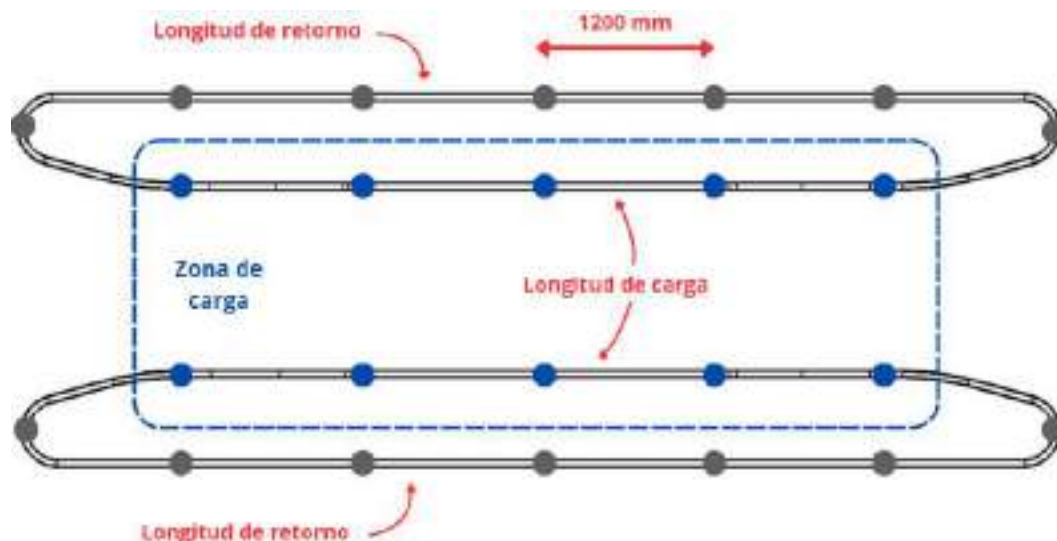


Figura 5-97: Zona de carga y retorno del sistema de transporte.

También es importante recordar que la distancia entre ganchos instalados sobre la cadena de transporte es de 1,2 metros, lo que establece de forma directa la cantidad total de ganchos que debe incluirse a lo largo del circuito. Esta separación constante entre ganchos constituye un parámetro clave del diseño, ya que influye tanto en la capacidad de carga total como en la distribución de los esfuerzos a lo largo del recorrido.

A partir de este valor de separación, es posible determinar cuántos ganchos estarán presentes en cada tramo del circuito (zona de carga y zona de retorno), utilizando las siguientes expresiones matemáticas:

$$L_{Tramo} = Cantidad \cdot Longitud \quad (5.22)$$

$$N^{\circ} de ganchos = \frac{L_{Tramo}}{1.2 m} \quad (5.23)$$

Durante la etapa de diseño del circuito se estableció una configuración diferenciada entre ambas zonas. La zona de retorno se diseñó como un recorrido donde todos sus tramos se encuentran en un mismo nivel de altura, lo que minimiza la resistencia por gravedad y facilita el retorno de los ganchos sin carga.

En cambio, la zona de carga presenta una mayor complejidad geométrica, ya que fue diseñada para conectar distintos niveles mediante un sistema de rampas y tramos rectos, permitiendo así que las perchas accedan a distintos sectores del proceso de limpieza. Esta configuración incorpora cambios de nivel, que imponen pendientes pronunciadas y generan variaciones significativas en los esfuerzos que deben ser vencidos por el sistema motriz.

De forma esquemática se muestra en la Figura 5-56 la configuración del tramo de carga, donde se distingue, por un lado, 5 tramos cortos horizontales de 600 mm en el nivel superior, 4 tramos horizontales en el nivel inferior, 2 de ellos de 5000 mm y los restantes de 1350 mm, por último se tiene 8 tramos con pendiente, 4 de ellos para la bajada de las cargas y 4 para la subida, estos cuentan con una longitud aproximada de 1800 mm con una inclinación de 56.71° respecto a la horizontal.

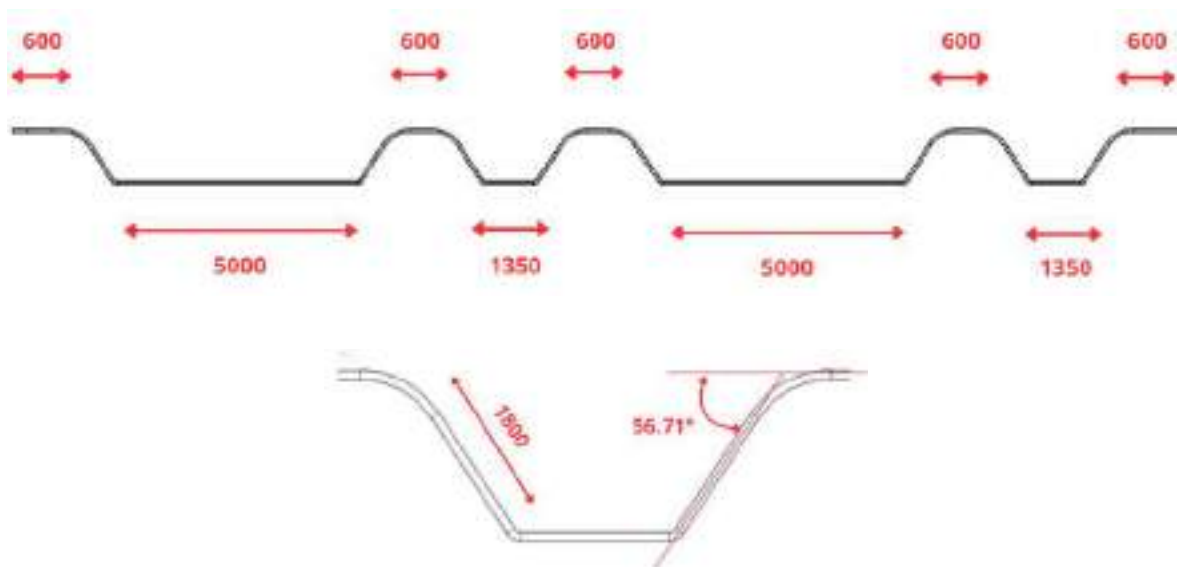


Figura 5-98: Configuración de riel en zona de carga.

Aplicando la Ecuación 5.23, que permite calcular la cantidad de ganchos en función de la longitud de cada tramo y la distancia entre ellos, se obtiene la cantidad de ganchos activos en cada sector del circuito de limpieza. Los resultados de este cálculo se resumen en la Tabla 5-2, en la cual se muestra tanto la distribución longitudinal del sistema como la cantidad estimada de ganchos en servicio en cada tramo:

Tabla 5-2: Distribución de ganchos.

Tramo	Cantidad [-]	Longitud [m]	Total [m]	Ganchos [-]
Limpieza	1	59	59	49
Retorno	1	29	29	$\approx 24.1 \approx 24$
Carga	1	30	30	25

En particular, se observa que la zona de carga alberga aproximadamente 25 ganchos activos, los cuales se encuentran distribuidos a lo largo de una secuencia de tramos con características geométricas distintas. Esta distribución detallada se presenta en la siguiente tabla, considerando los distintos sectores en los que se divide el recorrido.

Tabla 5-3: Tramos de cadena en sector de limpieza.

Tramo	Cantidad [-]	Longitud [m]	Total [m]	Ganchos [-]
Subida (56.71°)	4	1.8	7.2	$\approx 6.00 \approx 6$
Bajada (56.71°)	4	1.8	7.2	$\approx 6.00 \approx 6$
Rectos superiores	5	0.6	3	$\approx 2.53 \approx 3$
Rectos inf. cortos	2	1.35	2.7	$\approx 2.27 \approx 2$
Rectos inf. largos	2	5	10	$\approx 8.33 \approx 8$
Total			30	25

Una vez definida la cantidad de ganchos presentes en cada tramo, es posible proceder con el cálculo del peso de los componentes en juego, lo cual es necesario para determinar las resistencias a la rodadura a lo largo del circuito. Para ello, se consideran tres tipos de elementos principales:

- Cadena de transporte: De acuerdo con la información proporcionada por el fabricante, su peso específico es de 5.2 kg por metro lineal. Por tanto, el peso total de la cadena en un tramo determinado se obtiene aplicando la ecuación siguiente.

$$W_{Cadena} = 5.2 \frac{kg}{m} \cdot L_{Tramo} \quad (5.24)$$

- Ganchos de empuje: el peso del conjunto formado por los componentes que realizan el empuje directo sobre los carros de las perchas es de 3.1 kg, y para obtener el peso total deberá multiplicarse por la cantidad de ganchos disponibles en cada tramo en cuestión, resolviendo la Ecuación (5.25). Tanto el peso de la cadena como el de los ganchos al estar trabajando sobre el riel motriz, su componente peso normal a la superficie de contacto actúa sobre este riel, generando resistencia a la rodadura sobre esa superficie. Véase la Figura 5-99 siguiente las componentes de cada componente.

$$W_{\text{Ganchos}} = 3.1 \text{ kg} \cdot N^{\circ} \text{ de ganchos} \quad (5.25)$$



Figura 5-99: Distribución de carga en gancho de empuje.

- Perchas con carga: el peso de la percha, que se compone del peso de los dos carros guías, el marco porta pieza y las piezas/perfiles de aluminio a pintar, es de 102.4 kg. La percha, al estar vinculada a los dos circuitos por cada carro guía, genera que el peso actuante en cada riel guía sea la mitad (51.2 kg), este último será el peso que genera resistencia a la rodadura a la hora de transportar la percha, será el peso de la carga. Para determinar el peso total en cada tramo es necesario multiplicarlo por la cantidad de ganchos activos que se encuentren en el tramo en cuestión, como se expresa en la Ecuación (5.26). Véase la Figura 5-100 la dirección de los componentes de peso.

$$W_{\text{Percha}} = 51.2 \text{ kg} \cdot N^{\circ} \text{ de ganchos} \quad (5.26)$$

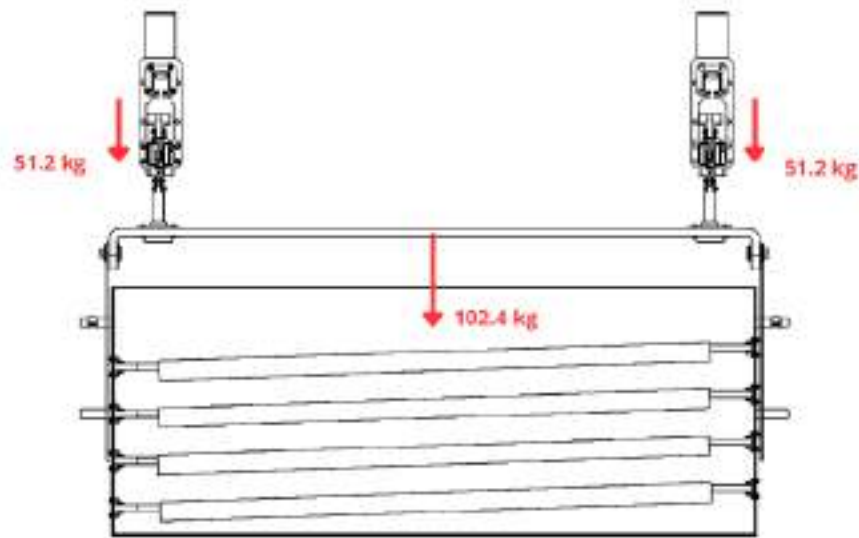


Figura 5-100: Distribución de carga en perchas de carga.

La distribución de pesos en cada tramo resulta de aplicar las Ecuaciones (5.24), (5.25) y (5.26) según corresponda.

Tramo de retorno

- Peso de cadena

$$W_{Cadena, Retorno} = 5.2 \frac{kg}{m} \cdot 29 m = 150.8 kg$$

- Peso de ganchos

$$W_{Ganchos, Retorno} = 3.1 kg \cdot 24 = 74.4 kg$$

- Peso total

$$W_{total, Retorno} = 150.8 kg + 74.4 kg = 225.2 kg$$

Tramo de carga

- Peso de cadena

$$W_{Cadena, Carga} = 5.2 \frac{kg}{m} \cdot 30 m = 156 kg$$

➤ Peso de ganchos

$$W_{Ganchos, Carga} = 3.1 \text{ kg} \cdot 25 = 77.5 \text{ kg}$$

➤ Peso de carga

$$W_{Percha, Carga} = 51.2 \text{ kg} \cdot 25 = 1280 \text{ kg}$$

➤ Peso total

$$W_{Total, Carga} = 156 \text{ kg} + 77.5 \text{ kg} + 1280 \text{ kg} = 1513.5 \text{ kg}$$

Durante el recorrido de los tramos inclinados del circuito de transporte (las secciones de subida y bajada del sector de carga), el peso de los distintos componentes del sistema genera esfuerzos adicionales que deben ser tenidos en cuenta para una correcta estimación de la fuerza de tracción total que deberá ejercer el sistema motriz.

En estos tramos, el peso total de los cuerpos en movimiento (compuesto por la cadena, los ganchos de empuje y las perchas con carga) deja de actuar exclusivamente en dirección vertical. Debido a la inclinación del plano de movimiento con respecto a la horizontal, el vector peso se descompone en dos componentes:

- Componente perpendicular a la superficie de contacto: Esta fuerza es la que actúa en dirección normal al plano inclinado, y es responsable de generar la reacción normal sobre el riel o guía. Dicha reacción, a su vez, es la que da origen a la resistencia a la rodadura, ya que esta última es proporcional a la fuerza normal.
- Componente paralela al plano inclinado: Esta fuerza actúa en la misma dirección del desplazamiento a lo largo del plano inclinado, y su efecto varía según el sentido del movimiento:
 - En los tramos de subida, esta componente tiene sentido opuesto al avance del sistema, es decir, resiste el movimiento ascendente. Por lo tanto, el sistema motriz debe generar una fuerza adicional para vencer esta componente de peso que actúa como carga gravitacional negativa.
 - En los tramos de bajada, esta componente se orienta a favor del desplazamiento, de modo que la gravedad colabora en el movimiento del

sistema. En estos casos, el esfuerzo se reduce a mantener la velocidad controlada, evitando aceleraciones no deseadas que podrían producir inestabilidad en la carga o fallos en el control de movimiento.

Esta situación se ilustra en la Figura 5-101, donde se muestran las componentes del peso involucradas en estos tramos. Dichas componentes pueden calcularse a partir de las Ecuaciones (5.56) y (5.57).

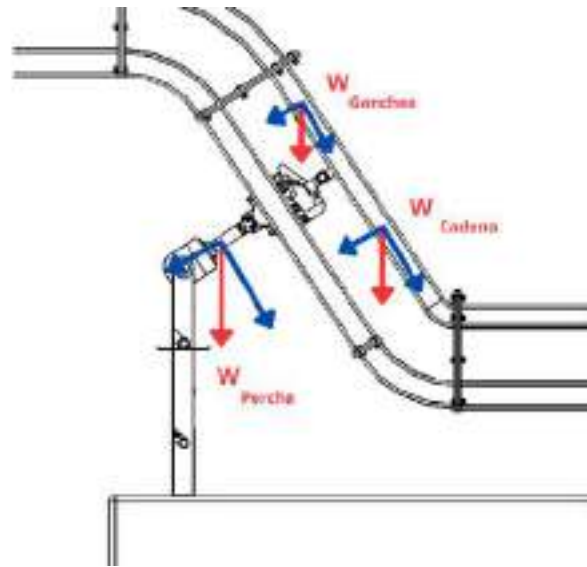


Figura 5-101: Componente de peso en caída.

$$W_{\perp} = W \cdot \cos (56.71^{\circ}) \quad (5.27)$$

$$W_{//} = W \cdot \sin (56.71^{\circ}) \quad (5.28)$$

Dado que el sistema de transporte implementado en la zona de limpieza está conformado por un circuito cerrado y simétrico, toma relevancia el análisis de los esfuerzos inducidos por la pendiente. La configuración geométrica del circuito contempla la existencia de ocho tramos inclinados, distribuidos en cuatro tramos de subida y cuatro tramos de bajada, todos ellos con igual longitud e idéntico ángulo de inclinación ($56,71^{\circ}$). Esta disposición permite establecer un marco de simetría estructural y funcional que facilita la evaluación global del comportamiento dinámico del sistema.

Bajo estas condiciones, y asumiendo una distribución homogénea de la carga entre los diferentes tramos inclinados —es decir, considerando que el número de perchas activas que se encuentran ascendiendo es igual al número de perchas que simultáneamente se encuentran descendiendo—, se genera una compensación parcial de los esfuerzos.

Como se explicó anteriormente, durante los tramos de subida, la componente paralela del peso de cada carga actúa en oposición al sentido del movimiento, representando una resistencia adicional que debe ser superada por el sistema motriz. En contraposición, en los tramos de bajada, esa misma componente actúa a favor del movimiento, contribuyendo al desplazamiento de las cargas por acción de la gravedad. Esta contribución gravitacional reduce el esfuerzo requerido por el motor, ya que parte de la energía necesaria para impulsar las cargas es aportada por el propio peso de las mismas.

En consecuencia, el efecto neto de estas fuerzas en un circuito cerrado y simétrico como el considerado, donde las condiciones de pendiente se repiten de forma igualitaria en ambos sentidos, tiende a anularse si el flujo de cargas se distribuye de forma balanceada. Por ejemplo, si se cuenta con cinco perchas en tramos de subida y otras cinco en tramos de bajada (tal como se refleja en la Tabla 5-3), se considera que la energía potencial ganada en los ascensos es compensada por la energía potencial cedida en los descensos. Esta situación genera una condición de equilibrio dinámico parcial, donde no existe una fuerza neta resultante debida a la inclinación del circuito.

Bajo este escenario, el sistema motriz no necesita generar potencia adicional para vencer un gradiente gravitacional global, sino que su función se restringe a vencer las resistencias mecánicas propias del sistema, entre las cuales la resistencia a la rodadura es la más significativa.

Para el cálculo de estas resistencias por rodadura, resulta indispensable establecer un parámetro representativo del comportamiento dinámico del sistema en contacto con la superficie de rodadura. En lugar de emplear el coeficiente de rodadura tradicional (usualmente expresado en unidades de milímetros o centímetros de desplazamiento por unidad de peso), se adopta el coeficiente de rodadura equivalente adimensional, denotado como μ_{eq} .

Este coeficiente adimensional permite expresar de forma directa y simplificada la fuerza de resistencia al rodamiento asociada a una masa dada. Su valor es representativo del conjunto de variables que influyen en el fenómeno, incluyendo el material de las ruedas, el estado y rugosidad de los rieles de apoyo, entre otros factores. Dado que estas variables no siempre pueden ser cuantificadas con precisión en condiciones de operación real, el uso de un coeficiente equivalente resulta práctico y eficaz.

La relación fundamental que permite estimar la fuerza de rodadura Fr , en función del peso total aplicado W , se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$Fr = \mu_{eq} \cdot W \quad (5.29)$$

Este coeficiente representa, de forma simplificada, la pérdida de energía mecánica por fricción que se produce en el contacto entre las ruedas de los elementos móviles y la superficie de rodadura. Si bien se trata de un valor adimensional, su magnitud puede variar significativamente en función de una gran cantidad de factores físicos, geométricos y operativos, los cuales determinan su valor efectivo en una aplicación real.

Entre las principales variables que influyen en el valor del coeficiente de rodadura, pueden destacarse las siguientes:

- Material de las ruedas: la capacidad de deformación del material del que están construidas las ruedas es uno de los factores que más inciden en el valor del coeficiente. Ruedas de materiales más blandos (como plásticos o gomas) tienden a deformarse más al contacto con el riel, incrementando así la resistencia al rodamiento.
- Material de la superficie de contacto: la fricción entre rueda y riel depende también del material del riel o pista de rodadura. Superficies metálicas limpias y bien lubricadas presentan menores resistencias que superficies oxidadas, sucias o de materiales porosos o deformables.
- Calidad superficial: una superficie de rodadura rugosa, rayada o dañada genera picos de contacto que aumentan el rozamiento. Del mismo modo, imperfecciones

en las ruedas (como deformaciones o desgaste irregular) incrementan el coeficiente efectivo.

- Diámetro de las ruedas: desde el punto de vista geométrico, ruedas de menor diámetro presentan mayor resistencia al rodamiento debido a que la fuerza de contacto se distribuye sobre un menor radio de apoyo, incrementando la deformación local. Por esta razón, cuando se trabaja con ruedas pequeñas, se espera un mayor coeficiente de rodadura.
- Tipo de vinculación entre rueda y eje: en sistemas donde las ruedas giran montadas sobre bujes fijos, las pérdidas por fricción son mayores en comparación con configuraciones que emplean rodamientos de bolas o rodillos, los cuales reducen significativamente el esfuerzo necesario para el giro.
- Condiciones de lubricación: la presencia de lubricante, su tipo, viscosidad y nivel de contaminación tienen una incidencia directa sobre la fricción interna. Una lubricación deficiente o ausente puede elevar de forma drástica el coeficiente de rodadura, especialmente en sistemas que operan a baja velocidad.
- Carga aplicada: a medida que aumenta la carga que soportan las ruedas, también aumenta su deformación, tanto en la superficie de contacto como en los elementos estructurales del carro o percha. Esta mayor deformación genera una zona de contacto más amplia y una mayor área de disipación de energía, incrementando así la resistencia al rodamiento.

Considerando la cantidad y complejidad de variables involucradas, así como la imposibilidad de caracterizar con precisión todas las condiciones reales de operación (como el estado de limpieza de las pistas, el desgaste de los componentes, las holguras entre ejes y ruedas, la presencia de partículas abrasivas, entre otros), se opta por adoptar un valor conservador para el coeficiente de rodadura equivalente, fijado en $\mu_{eq} = 0.5$.

Este valor, si bien se ubica en el rango superior de los coeficientes típicos de fricción para sistemas de rodadura, resulta apropiado como medida precautoria para asegurar un dimensionamiento robusto del sistema motriz. Se encuentra además dentro del rango usual de coeficientes de fricción por deslizamiento seco para superficies metálicas en

contacto, lo que garantiza un margen de seguridad suficiente frente a eventuales escenarios de falla o sobrecarga.

A este enfoque conservador se suman factores adicionales que justifican el uso de un coeficiente elevado:

- Presencia de curvas cerradas en el trazado del circuito, que generan esfuerzos laterales y aumentan la fricción en los apoyos.
- Deformación progresiva de los rieles a causa del uso prolongado, que genera ondulaciones y puntos de contacto irregulares.
- Mecanismos de freno incorporados en las perchas, que se activan automáticamente en ciertas posiciones del circuito y pueden generar una resistencia adicional significativa. En estos casos, el sistema motriz debe vencer no solo la rodadura, sino también la fuerza de resorte de los frenos, lo que implica picos de esfuerzo localizados.

En conjunto, todas estas consideraciones refuerzan la decisión de trabajar con un valor elevado del coeficiente de rodadura equivalente, al menos hasta tanto no se disponga de ensayos empíricos que permitan caracterizar con mayor precisión las condiciones reales de funcionamiento del sistema.

Por último, antes de proceder con el cálculo de las resistencias, es necesario aclarar una hipótesis simplificadora adoptada en este análisis: se asume que la distribución de la carga sobre las ruedas es uniforme. Esto implica que el peso de cada componente móvil —ya sea un gancho, un carro guía o una percha— se distribuye equitativamente entre todos sus puntos de apoyo. Por ejemplo, una percha sostenida por dos carros con cuatro ruedas cada uno, reparte su peso en ocho ruedas; de igual manera, la cadena de transporte, al estar soportada por un número elevado de ruedas, distribuye su carga de forma homogénea Véase la Figura 5-102 el apoyo de las ruedas sobre los rieles para cada caso.

Bajo esta suposición, la fuerza total de rodadura puede calcularse como la suma de las resistencias individuales al movimiento de cada rueda, o bien, de forma más práctica y simplificada, como una fracción del peso total aplicado sobre el sistema, tal como se expresa en la Ecuación (5.29). Esta metodología permite realizar una estimación razonable del esfuerzo requerido por el sistema motriz, sin necesidad de contabilizar de forma

individualizada la cantidad total de ruedas implicadas, lo que sería poco operativo en un análisis preliminar de diseño.

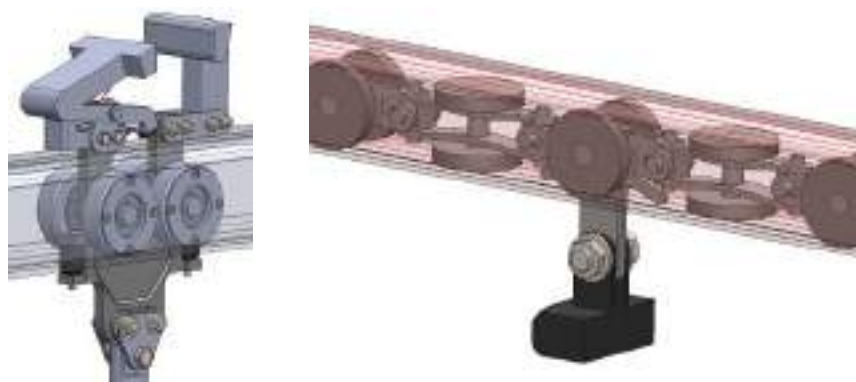


Figura 5-102: Formas de apoyo de la cadena y los carros sobre los rieles.

Una vez definidas las condiciones operativas del sistema, los pesos involucrados en cada tramo y el coeficiente de rodadura equivalente adoptado, se procede al cálculo de la fuerza total de rodadura que debe vencer el sistema motriz durante el funcionamiento del circuito de transporte en la zona de limpieza.

Tramos inclinados

En primer lugar, se analiza la contribución a la fuerza de rodadura de los tramos inclinados. Estos tramos, según el diseño del sistema, están conformados por ocho segmentos inclinados de aproximadamente 1,8 metros de longitud cada uno, cuatro en ascenso y cuatro en descenso, con una inclinación de $56,71^\circ$ respecto a la horizontal.

De acuerdo a lo indicado en la Tabla 5-3, 12 de los 25 ganchos activos se encuentran distribuidos a lo largo de estos tramos inclinados. Dado que cada gancho representa una porción del peso total transportado en la zona de carga, se puede considerar que estos tramos soportan una fracción proporcional de la carga total.

Por lo tanto, el peso total involucrado en los tramos inclinados se obtiene a partir de la siguiente relación:

$$W_{Incli, Carga} = \frac{12}{25} \cdot W_{Total, Carga} \quad (5.30)$$

$$W_{Incli, Carga} = \frac{12}{25} \cdot 1513.5 \text{ kg}$$

$$W_{Incli, Carga} = 726.48 \text{ kg}$$

Este valor representa la masa efectiva que se encuentra desplazándose en sectores donde la pendiente introduce una componente adicional al esfuerzo de tracción.

Dado que las superficies inclinadas generan una reacción normal reducida respecto a la que se presenta en un plano horizontal (por acción del ángulo de inclinación), la fuerza de rodadura en estas condiciones se calcula considerando únicamente la componente perpendicular del peso respecto a la superficie de contacto. Esta se obtiene aplicando el coseno del ángulo de inclinación, de acuerdo a la Ecuación (5.27), en conjunto con la Ecuación (5.29) que define la fuerza de rodadura como:

$$Fr_{incli} = \mu_{eq} \cdot \cos(56.71) \cdot W_{Incli, Carga}$$

$$Fr_{incli} = 0.5 \cdot \cos(56.71) \cdot 726.48 \text{ kg}$$

$$Fr_{incli} = 199.37 \text{ kgf}$$

Tramos horizontales

En segundo lugar, se consideran los tramos horizontales, que incluyen tanto el tramo de retorno (donde los ganchos no transportan carga útil) como el resto de los tramos de carga que no presentan inclinación. Es decir, se analiza el peso distribuido en los sectores que se desarrollan a nivel.

La masa total correspondiente a estos tramos horizontales se calcula como:

$$W_{horiz} = W_{Total, Retorno} + (W_{Total, Carga} - W_{Incli, Carga}) \quad (5.31)$$

$$W_{horiz} = 225.2 \text{ kg} + (1513.5 \text{ kg} - 726.48 \text{ kg})$$

$$W_{horiz} = 1012.22 \text{ kg}$$

Al tratarse de superficies planas, no se requiere descomposición angular del peso. Por lo tanto, la fuerza de rodadura en los tramos horizontales se calcula directamente con la Ecuación (5.29):

$$Fr_{Horiz} = \mu_{eq} \cdot W_{Horiz}$$

$$Fr_{Horiz} = 0.5 \cdot 1012.22 \text{ kg}$$

$$Fr_{Horiz} = 540.33.11 \text{ kgf}$$

Fuerza de rodadura total

La fuerza total de rodadura que debe vencer el sistema motriz se obtiene sumando las contribuciones de ambos tipos de tramos:

$$Fr_{Total} = Fr_{Incli} + Fr_{Horiz} \quad (5.32)$$

$$Fr_{Total} = 199.37 \text{ kgf} + 540.33 \text{ kgf}$$

$$Fr_{Total} = 739.70 \text{ kgf} = 7249.06 \text{ N}$$

Este valor representa la fuerza de tracción neta que la cadena de transporte debe soportar para mantener el movimiento continuo del circuito bajo condiciones de carga plena. En consecuencia, constituye la fuerza de empuje máxima que deberá ser aplicada por el sistema motriz en su punto de acople con la cadena.

Dada la importancia de este valor en el diseño del conjunto de accionamiento, se utilizará en la verificación estructural y funcional de la cadena de transporte seleccionada, la cual se desarrolla en detalle en la Sección 5.4, donde se analizan los esfuerzos máximos admisibles y se establece el correspondiente coeficiente de seguridad.

Verificación de la rotura de las cadenas motriz y de transporte seleccionadas

Una vez determinada la fuerza de empuje máxima que debe transmitir el sistema motriz a la cadena de transporte para asegurar el funcionamiento del circuito de limpieza bajo condiciones de carga completa, es necesario realizar una verificación de resistencia a la tracción para garantizar la integridad estructural del conjunto de transmisión.

Conforme al desarrollo efectuado en el apartado anterior, la fuerza de tracción máxima que debe soportar la cadena de transporte es de 739,7 kgf para el circuito de limpieza.

En la Sección 5.4 se estableció que la cadena de transporte seleccionada para el circuito posee una resistencia a la tracción garantizada por el fabricante de 7000 kgf, equivalente a 68.66 kN. Esta capacidad corresponde a la fuerza de rotura máxima, es decir, el límite a partir del cual se produciría la falla estructural del eslabón más débil bajo carga estática.

Para evaluar la suficiencia estructural de la cadena, se procede al cálculo del coeficiente de seguridad (C.S.), definido como el cociente entre la carga máxima admisible y la carga máxima de trabajo esperada:

$$C.S. = \frac{\text{Fuerza de rotura máxima}}{\text{Fuerza de empuje máxima}} \quad (5.33)$$

$$C.S. = \frac{7000 \text{ kgf}}{739.7 \text{ kgf}}$$

$$C.S. = 9.46$$

Este resultado indica que la cadena de transporte está operando con un coeficiente de seguridad significativamente elevado, lo cual proporciona un margen de seguridad amplio ante cualquier condición de sobrecarga, impacto o desviación de los supuestos de cálculo.

Desde un punto de vista normativo, este valor es altamente satisfactorio. La norma ANSI/ASME B30.30 [13], aplicable a sistemas de izaje y manipulación de cargas suspendidas, establece que los coeficientes de seguridad mínimos deben ser de 4:1 para condiciones dinámicas o de movimiento, y recomienda valores de hasta 10:1 en aplicaciones críticas, como las asociadas al transporte elevado o de piezas pesadas con riesgo de caída.

Dado que el sistema de transporte diseñado es aéreo y manipula perfiles de aluminio de gran tamaño y masa, la seguridad estructural adquiere un rol central. En caso de una eventual falla de la cadena, el riesgo de caída de las perchas es comparable al de una grúa o polipasto, por lo que trabajar con un coeficiente de seguridad cercano a 10:1, como el obtenido, resulta no solo apropiado, sino recomendable.

Además, es importante destacar que el cálculo de la fuerza de empuje se basa en hipótesis conservadoras y no contempla otros factores como los incrementos transitorios de carga por aceleraciones o frenadas bruscas, desalineaciones temporales del sistema, presencia de residuos en los rieles o activación imprevista de frenos en las perchas. Por ello, mantener un coeficiente elevado como el obtenido permite absorber estas incertidumbres sin comprometer la seguridad del sistema.

En cuanto a la cadena motriz, cuya función es transmitir el torque desde el motor al sistema de arrastre, se ha seleccionado un componente de alta capacidad estructural, con una resistencia a la tracción de 320 kN, equivalentes a 32.6 toneladas-fuerza. Esta elección se realizó no solo por su resistencia, sino también por su compatibilidad geométrica y funcional con la cadena de transporte, de modo que ambas compartan el mismo paso, sistema de empuje y accesorios.

Debido a que la carga de trabajo esperada (739,7 kgf) representa solo una pequeña fracción ($\approx 2,3\%$) de la capacidad máxima de esta cadena motriz, no se considera necesario realizar una verificación adicional, ya que se encuentra sobredimensionada en forma significativa.

Este sobredimensionamiento, si bien podría parecer excesivo, es intencional y estratégico, ya que asegura total compatibilidad mecánica con los componentes del sistema de transporte, permite absorber esfuerzos dinámicos, arranques y frenadas sin riesgo de fatiga, reduce la frecuencia de mantenimiento y extiende la vida útil del sistema y elimina la necesidad de diseño personalizado de acoples intermedios o eslabones especiales.

En consecuencia, tanto la cadena de transporte como la cadena motriz cumplen holgadamente con los requisitos de resistencia mecánica y aseguran un funcionamiento seguro, robusto y confiable, incluso bajo condiciones severas de carga o ambientes industriales exigentes.

5.15.2. Cálculo de la velocidad angular, torque y potencia necesaria

En esta sección se procederá al desarrollo de los cálculos que permiten determinar las variables fundamentales para la selección del motor de mando del sistema motriz del circuito de limpieza. Estas variables son la velocidad angular necesaria en el eje motriz, el torque requerido para vencer las fuerzas de tracción calculadas previamente, y la potencia mecánica a ser entregada por el conjunto motriz. Además, se establecerán factores de seguridad que garanticen un margen operativo adecuado para condiciones de carga variables y eventuales situaciones de exigencia máxima.

Cálculo de la velocidad angular necesaria

Como punto de partida, se tomará la velocidad lineal (v_1) de la cadena de transporte calculada en la Sección 5.12 como 1 m/min, y el diámetro primitivo de la corona motriz, calculado en la sección 5.14.2, el cual tiene un valor de 0.196 m. A partir de estos datos, se obtiene la velocidad angular del eje motriz, que será la misma velocidad a la que debe girar la corona motriz para mantener la velocidad lineal deseada de la cadena de transporte. La relación entre velocidad lineal y velocidad angular se expresa mediante la Ecuación (5.34), y, a partir de esta, se obtiene las revoluciones por minuto mediante la Ecuación (5.35).

$$\omega_1 = \frac{v_1}{D_p/2} \quad (5.34)$$

$$\omega_1 = \frac{1 \text{ m/min}}{0.196 \text{ m} / 2}$$

$$\omega_1 = 10.20 \text{ min}^{-1}$$

$$n_1 = \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} \quad (2.35)$$

$$n_1 = \frac{10.20 \text{ min}^{-1}}{2 \cdot \pi}$$

$$n_1 = 1.62 \text{ rpm}$$

Cálculo del torque necesario

Conociendo la fuerza de empuje sobre la cadena calculada en la Sección 5.15.1. La cual resulta de 739.7 kgf (7254 N), siendo esta la que actúa sobre los dientes en la zona del diámetro primitivo de la corona, el cual es de 196.26 mm calculado en la Sección 5.14.2, entonces el torque resulta de la Ecuación (5.36).

$$T1 = F_{empuje} \cdot \frac{D_p}{2} \quad (5.36)$$

$$T1 = 7254 \text{ N} \cdot \frac{0.196 \text{ m}}{2}$$

$$T1 = 710.90 \text{ Nm}$$

Cálculo de la potencia necesaria

Una vez obtenidos el torque y la velocidad angular del eje motriz, se puede determinar la potencia mecánica necesaria para garantizar el funcionamiento del sistema. La potencia se calcula mediante la Ecuación (5.37).

$$P1 = \frac{T1 \cdot \omega_1}{60000} \quad (5.37)$$

$$P1 = \frac{710.9 \text{ Nm} \cdot 10.20 \text{ min}^{-1}}{60000}$$

$$P1 = 0.121 \text{ kW}$$

A efectos de garantizar la robustez del sistema, se adopta un coeficiente de seguridad del 40%, que permitirá afrontar tanto el arranque bajo carga plena como posibles incrementos en el peso de las perchas (por ejemplo, al transportar estructuras metálicas más pesadas como los marcos tipo base). Por otro lado, al no considerar las resistencias de los fluidos a través de los cuales las perchas avanzan, este aumento permite sobreestimar el consumo de potencia para poder equiparar esa falta de consideración.

Entonces, la potencia máxima considerada será la obtenida mediante la Ecuación (5.38).

$$P1_{maxima} = 1.4 \cdot P1 \quad (5.38)$$

$$P1_{maxima} = 1.4 \cdot 0.121 \text{ kW}$$

$$P1_{maxima} = 0.169 \text{ kW}$$

A su vez, esta consideración también generará un valor de torque máximo que necesitaría el sistema.

$$T1_{maximo} = 1.4 \cdot T1 \quad (5.39)$$

$$T1_{máximo} = 1.4 \cdot 710.9 \text{ Nm}$$

$$T1_{maximo} = 995.30 \text{ Nm}$$

Estos valores finales representan las condiciones máximas de funcionamiento que deberá soportar el conjunto motriz en el circuito de limpieza. A partir de ellos, se procederá en la siguiente sección a seleccionar el motor adecuado que satisfaga estos requerimientos.

5.15.3. Selección de motor de mando

En esta sección se procederá a la selección del motor eléctrico destinado a impulsar el sistema de transporte del circuito de limpieza. Para ello, se tomarán como base los resultados obtenidos en los cálculos desarrollados en las secciones anteriores, en particular las variables fundamentales de potencia, velocidad de trabajo y torque máximo requerido. Asimismo, se establecerá la relación de transmisión necesaria para adecuar la velocidad nominal del motor a la velocidad angular exigida por el eje de salida.

Los parámetros de entrada definidos en secciones previas y que determinan los requisitos para el motor eléctrico son los siguientes:

- Potencia máxima necesaria: 0.169 kW
- Velocidad de la carga: 1.62 rpm

➤ Torque máximo requerido: 995.3 Nm

Se opta por utilizar motores asíncronos trifásicos de la línea W22 de la marca WEG [B]. En particular, se seleccionará un motor con carcasa IE2, en cumplimiento con la norma IEC 60034-30, correspondiente a motores de alta eficiencia energética, cuyos rendimientos típicos oscilan entre el 80 % y el 88 %, esto se traduce en una reducción del consumo energético y, por lo tanto, los costos operativos a largo plazo.

Cabe destacar que la potencia requerida por la carga no debe confundirse con la potencia nominal del motor, ya que la primera representa la potencia efectiva útil en el eje de salida, mientras que la segunda debe ser mayor para compensar las pérdidas propias del sistema. Por tal motivo, es necesario ajustar la potencia requerida considerando la eficiencia del motor, esta se logra mediante la Ecuación (5.40).

$$P_{motor} = \frac{P1_{maxima}}{\eta} \quad (5.40)$$

$$P_{motor} = \frac{0.169 \text{ kW}}{0.8}$$

$$P_{motor} = 0.211 \text{ kW}$$

A partir del valor de potencia corregido, se selecciona un motor de carcasa número 80, correspondiente al modelo de 0.25 kW de la línea W22 [B]. Este motor opera a 50 Hz, posee 4 polos y una velocidad nominal de 1410 rpm, adecuada para aplicaciones que requieren gran reducción de velocidad.

Esta selección se observa en la Figura 5-103 siguiente.

W22 - High Efficiency - 50 Hz

Exceeds IE2 ⁽¹⁾ - EFF1 ⁽²⁾

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor frenado In (A)	Par con rotor frenado Tb/Tn	Par máximo Tbr/Tn	Momento de inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor frenado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	380 V							
kW	HP							RPM	% de la potencia nominal			Corriente nominal In (A)							
									Rendimiento				Factor de potencia						
				50	75	100	50	75	100										
N/Poles - 1500 rpm - 50 Hz																			
Carcasa opcional																			
0.25	0.33	80	1.65	5.3	2.0	2.5	0.0015	31	68	3.0	44	1410	71.0	74.0	73.2	0.85	0.77	0.84	3.810
0.37	0.5	80	2.49	5.7	2.2	2.7	0.0018	23	51	3.5	44	1410	74.1	75.5	74.8	0.85	0.77	0.84	3.895
0.75	1	90S	5.09	5.9	2.2	2.6	0.0038	19	42	13.5	48	1415	79.1	78.9	78.9	0.84	0.79	0.83	1.34
1.1	1.5	90L	7.35	6.5	1.9	2.6	0.0049	14	31	18.8	48	1432	81.9	81.8	81.5	0.87	0.78	0.83	3.47
1.5	2	100L	10.1	6.8	2.8	3.0	0.0067	20	44	26.0	53	1405	82.9	82.9	82.3	0.88	0.77	0.83	3.34
2.2	3	112M	14.6	6.3	1.9	2.6	0.0117	23	31	38.0	56	1448	85.0	84.8	84.1	0.87	0.78	0.83	4.79
4	5.5	132S	26.3	7.2	1.9	3.0	0.0341	14	31	56.0	58	1458	87.5	87.1	86.6	0.72	0.83	0.86	8.12
5.5	7.5	132M	36.0	7.3	1.9	3.0	0.0418	10	22	63.0	56	1455	88.8	88.0	87.4	0.74	0.84	0.88	10.9
7.5	10	132S	49.3	7.2	2.0	3.0	0.0528	8	18	72.0	56	1458	89.0	88.7	88.7	0.75	0.83	0.87	14.8
7.5	10	160M	48.9	6.5	2.1	2.7	0.0652	15	33	50.0	61	1488	88.5	88.1	88.6	0.89	0.89	0.85	15.1
9.2	12.5	132M	60.4	7.7	2.2	3.2	0.0604	7	19	75.0	56	1458	89.0	88.4	88.5	0.75	0.83	0.88	17.9
11	15	160L	71.5	6.4	2.3	2.8	0.1094	10	22	135	61	1485	89.5	88.2	88.8	0.89	0.79	0.85	21.9

Figura 5-103: Características del motor eléctrico seleccionado [B].

Las características mecánicas de este motor se obtienen a partir del catálogo. En la Figura 5-98. Se observa que las dimensiones máximas del motor son: 219 mm de altura (considerando la caja de bordes en la parte superior), 159 mm de ancho y 276 mm de longitud (desde la punta del eje hasta el extremo final de la carcasa), con un peso de 9 kg. Cuanta con una base para abullonar el motor, con una distancia entre agujeros de 125 mm a lo ancho y 100 mm a lo largo. Por último, las características del extremo saliente del eje son: 40 mm de longitud y diámetro 19 mm (j6), y la chaveta deberá ser de 28 x 6 x 6 mm. Estas dimensiones se muestran en la Figura 5-104, extraída del catálogo técnico del fabricante.

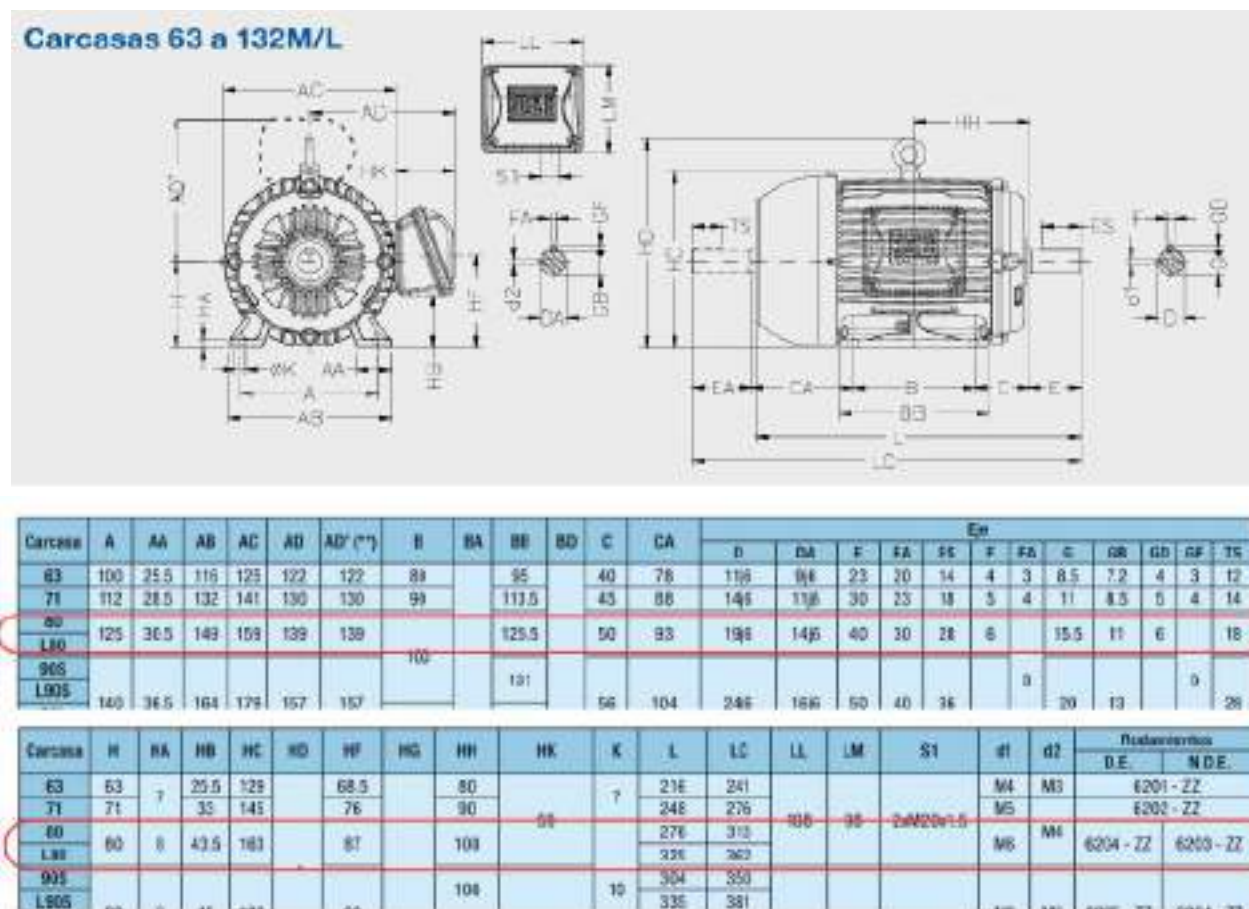


Figura 5-104: Datos técnicos del motor seleccionado [B]

Finalmente, una vez seleccionada la velocidad nominal del motor y conociendo la velocidad requerida en el eje de salida, se calcula la relación de transmisión total necesaria para el diseño del sistema reductor a través de la Ecuación (5.41). Esta relación permitirá reducir la alta velocidad del motor a la baja velocidad necesaria para el accionamiento del sistema de transporte:

$$\text{reducción} = i = \frac{n_m}{n_1} \quad (5.41)$$

$$\text{reducción} = i = \frac{1410 \text{ rpm}}{1.62 \text{ rpm}}$$

$$\text{reducción} = i = 870.4$$

Este valor indica que será necesario incorporar un sistema de reducción múltiple, ya que una única etapa de reducción difícilmente podrá proporcionar una relación tan elevada sin comprometer la eficiencia o el tamaño del conjunto. Esta relación se podrá alcanzar mediante una combinación de un reductor principal y sistemas adicionales de poleas y correas.

5.15.4. Diseño de reducciones

En esta sección se desarrolla el diseño del sistema de reducciones necesario para alcanzar las condiciones de funcionamiento requeridas por el sistema motriz, conforme a los parámetros de torque y velocidad establecidos en las secciones anteriores. El objetivo es lograr, a partir de un motor eléctrico con velocidad estándar industrial, una salida de baja velocidad angular y alto torque, que se adapte al régimen de trabajo del sistema de transporte aéreo.

Como se determinó en la Sección 5.15.3, la reducción total necesaria para que el eje motriz opere a la velocidad requerida (aproximadamente 1.62 rpm) es de $i = 870.4$. No obstante, para facilitar la selección de componentes normalizados y disponibles en el mercado, se adopta una relación de transmisión total de $i = 900$. Esta leve diferencia del 3,4 % respecto al valor teórico representa un margen aceptable dentro de los límites de diseño, y no compromete el funcionamiento general del sistema.

Dado que una relación de transmisión de esta magnitud no puede lograrse mediante una única etapa, se recurre a una configuración de tres etapas de reducción. Esta estrategia permite distribuir mejor los esfuerzos, mejorar el rendimiento mecánico del sistema y facilitar el mantenimiento mediante el uso de componentes estándar.

Las tres etapas de reducción seleccionadas son:

- Primera etapa: reducción por correas trapezoidales, con relación de transmisión de 3:1. Esta etapa opera a altas velocidades (entrada del motor de 1410 rpm), por lo que el uso de correas es adecuado gracias a su capacidad de absorber vibraciones, su bajo costo y facilidad de mantenimiento.

- Segunda etapa: reducción mediante reductor industrial de engranajes con relación de transmisión de 100:1. Esta constituye la etapa principal de reducción y está diseñada para soportar el mayor esfuerzo de torque.
- Tercera etapa: reducción por cadena de rodillos, con relación de 3:1, ubicada en la salida del sistema, donde las velocidades son bajas y el torque es elevado. Esta etapa permite una transmisión directa hacia la corona motriz vinculada al eje de carga.

La combinación de estas tres etapas proporciona una relación total de reducción igual al producto de estas, como se observa en la Ecuación (5.42).

$$i_{total} = \prod_j^n i_j \quad (5.42)$$

$$i_{total} = 3 \cdot 100 \cdot 3$$

$$i_{total} = 900$$

La distribución final de las tres etapas de reducción desde el motor de mando y el eje motriz de carga, con sus respectivos valores, se puede observar en esquema presentado en la Figura 5-105.

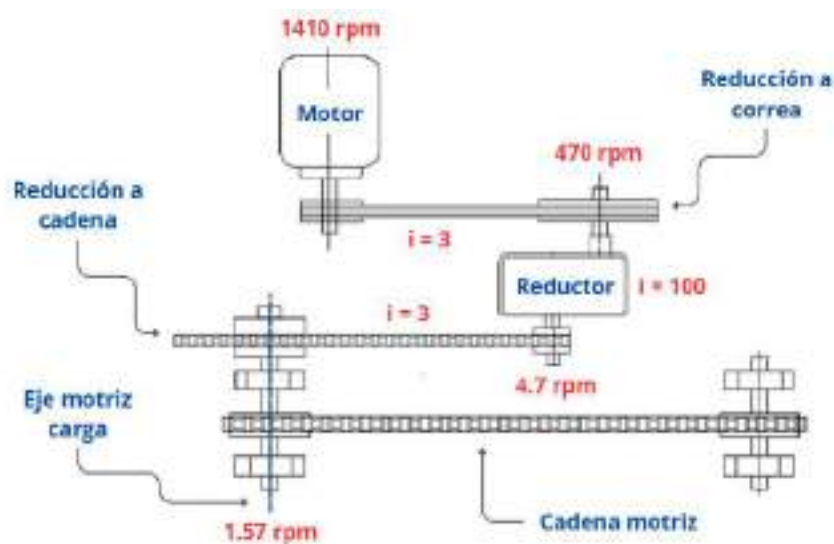


Figura 5-105: Esquema de transmisión planteado.

Con este nuevo índice de reducción adoptado se deberá verificar los nuevos valores de torque y velocidad angular a la salida o en la carga.

Verificación del torque nominal

A continuación, se realiza una verificación del torque transmitido a lo largo de las tres etapas, a partir del torque nominal del motor seleccionado (Sección 5.15.3). En la Ecuación (5.43), (5.44) y (5.45) se presentan las verificaciones del torque transmitido en la primera (correa), segunda (reductor) y tercera (cadena) etapa respectivamente.

$$T_3 = T_m \cdot 3 \quad (5.43)$$

$$T_3 = 1.68 \text{ Nm} \cdot 3$$

$$T_3 = 5.04 \text{ Nm}$$

$$T_2 = T_3 \cdot 100 \quad (5.44)$$

$$T_2 = 5.04 \text{ Nm} \cdot 100$$

$$T_2 = 504 \text{ Nm}$$

$$T_1 = T_2 \cdot 3 \quad (5.45)$$

$$T_1 = 504 \text{ Nm} \cdot 3$$

$$T_1 = 1512 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el torque final disponible en el eje de salida es de 1512 Nm, valor que supera el torque máximo requerido de 995.3 Nm calculado en la Sección 5.15.2. Este sobredimensionamiento es ventajoso, ya que otorga robustez al sistema, mejora la confiabilidad y proporciona un margen operativo útil ante eventuales aumentos de carga. Por ejemplo, permitirá utilizar piezas de mayor masa, como estructuras metálicas tipo marco fabricadas en acero.

Se procede también a verificar que la velocidad angular resultante se mantenga dentro del rango funcional previsto. A continuación verificamos la velocidad de salida de cada etapa en las Ecuaciones (5.46), (5.47) y (5.48).

$$n_3 = \frac{n_m}{3} \quad (5.46)$$

$$n_3 = \frac{1410 \text{ rpm}}{3}$$

$$n_3 = 470 \text{ rpm}$$

$$n_2 = \frac{n_3}{100} \quad (5.47)$$

$$n_2 = \frac{470 \text{ rpm}}{100}$$

$$n_2 = 4.7 \text{ rpm}$$

$$n_1 = \frac{n_2}{3} \quad (5.48)$$

$$n_1 = \frac{4.7 \text{ rpm}}{3}$$

$$n_1 = 1.57 \text{ rpm}$$

La velocidad final real será de 1.57 rpm, la cual resulta menor a la velocidad calculada en la sección anterior, sin embargo, al trabajar con la nueva velocidad se estará infiriendo un error o variación de tan solo 3%, lo que no influirá en gran medida al correcto funcionamiento del sistema, ya que las variaciones en las tensiones de cadenas o correas, las fricciones o pérdidas de los sistemas de reducción pueden generar diferencias similares o mayores.

Reducción por reductor

La presente sección describe el proceso de selección del reductor correspondiente a la segunda etapa del sistema de transmisión, cuya función es disminuir considerablemente la

velocidad angular proveniente de la etapa anterior (transmisión por correas) y aumentar proporcionalmente, el torque, permitiendo una transmisión eficiente de potencia hacia la etapa final (cadena de baja velocidad).

La selección del reductor se realiza en función de los siguientes parámetros operativos, previamente determinados:

- Potencia máxima necesaria: 0.169 kW
- Índice de reducción necesaria: 100

Se seleccionará un reductor de la marca VARVEL de la línea RN para reductores de ejes paralelos [C].

Para el cálculo de la potencia requerida para la selección del reductor se seguirán las recomendaciones del catálogo en cuestiones de rendimiento y de factores de servicio. El rendimiento global de este tipo de reductor es de 0.94 para reductores con tres trenes de reducción [C], y el factor de servicio que más se adapta al trabajo de los transportadores de cadena aéreos es de 1.3 en donde se considera un trabajo continuo de 16 horas y una cantidad de arranques promedio de 6 [C, ver Figura 5-106 las condiciones del factor de servicio.

Facteur de Service - Fator de Serviço - Factor de Servicio SF					
Type de Charge - Tipo de Carga				Démarrages / Hora Paragens / Hora Arranques / Hora	
heures horas	uniforme SF ₁	variable variable SF ₁	avec à-coups com choques con choques SF ₂	nombre número	SF ₂
8	0.8	1.1	1.4	6	1.0
16	1.0	1.3	1.5	600	1.2
24	1.2	1.4	1.6	1200	1.3

$$SF = SF_1 \times SF_2$$

Figura 5-106: Factor de servicio para el reducto seleccionado.

De esta manera, la potencia requerida para seleccionar el reductor se obtiene mediante la Ecuación (5.49).

$$P_{reductor} = \frac{P1_{maxima} \cdot F.S}{\eta} \quad (5.49)$$

$$P_{reductor} = \frac{0.169 \text{ kW} \cdot 1.3}{0.94}$$

$$P_{reductor} = 0.23 \text{ kW}$$

Redondeando, se selecciona un reductor con una potencia nominal de 0.25 kW, valor inmediatamente superior dentro del catálogo del fabricante. Este modelo proporciona una relación de reducción teórica de 100:1, con una relación real de 96.36:1, que compensa favorablemente la ligera diferencia de velocidad detectada en la sección anterior. El modelo elegido corresponde a la carcasa MRN 13, sin motor, con eje de entrada libre y eje de salida sin mecanizar, lo que permite adaptar un eje de salida a medida según las necesidades del sistema. Las características completas del reductor pueden observarse en la Figura 5-107.

MRN - 1400 rpm											
P _n [kW]	L ₁	L ₂	N ₂ [rpm]	N ₁ [rpm]	FS	Type - Tipo	F ₂ [N]	MRN [kg]	FRN [kg]	J _m × 10 ⁻⁴	J ₁ × 10 ⁻⁴
0.25	63.0	67.1	20.9	109.38	> 3.0	MRN 32	9030	19.6	13.8	5.00	1.6180
		68.13	21.2	107.61	> 3.0	MRN 43	10110	43.3	37.5	5.00	4.0833
		71.0	18.6	113.67	2.7	MRN 23	5100	15.5	9.7	5.00	0.9772
			19.8	111.54	> 3.0	MRN 33	5500	19.8	14.0	5.00	1.1714
			19.8	113.89	> 3.0	MRN 43	12640	43.3	37.5	5.00	4.0520
	80.0	79.1	17.7	128.57	1.4	MRN 13	4000	11.6	5.8	5.00	0.2451
		79.01	17.7	125.00	1.1	MRN 23	7190	15.5	9.7	5.00	0.9220
		80.62	17.4	129.50	2.0	MRN 33	10880	19.8	14.0	5.00	1.0679
		82.52	17	131.58	> 3.0	MRN 43	10510	43.3	37.5	5.00	3.7956
	90.0	88.14	15.9	140.91	2.2	MRN 23	5200	15.5	9.7	5.00	0.9736
		94.22	14.9	151.04	> 3.0	MRN 33	5500	19.8	14.0	5.00	1.1594
		89.6	15.6	143.26	> 3.0	MRN 43	13850	43.3	37.5	5.00	4.0262
			14.5	155.17	1.2	MRN 13	4000	11.6	5.8	5.00	0.2437
	100.0	101.07	13.9	160.71	1.1	MRN 23	7190	15.5	9.7	5.00	0.9220
		103.34	13.5	166.67	2.0	MRN 33	10730	19.8	14.0	5.00	1.0614
		106.48	13.1	168.33	> 3.0	MRN 43	10930	43.3	37.5	5.00	3.7770

Figura 5-107: Características del reductor seleccionado.

El reductor seleccionado posee un peso total de 5.8 kg, y sus dimensiones máximas externas son 210 mm de alto, 190 mm de largo y 140 mm de ancho, como puede observarse en la Figura 5-102. Esto lo hace fácilmente integrable al conjunto del módulo motriz sin comprometer el espacio disponible.

El eje de entrada del reductor, que recibirá la potencia desde la etapa de correas, posee un diámetro de 16 mm, tolerancia h6, y una longitud útil de 40 mm, lo cual debe ser tenido en cuenta para el diseño de la polea correspondiente y el acople entre ambos elementos.

En cuanto al sistema de montaje, el reductor se fija mediante una base rectangular con perforaciones de 100 x 75 mm, en las cuales se deberán utilizar pernos de rosca métrica M10, conforme a las especificaciones del fabricante.

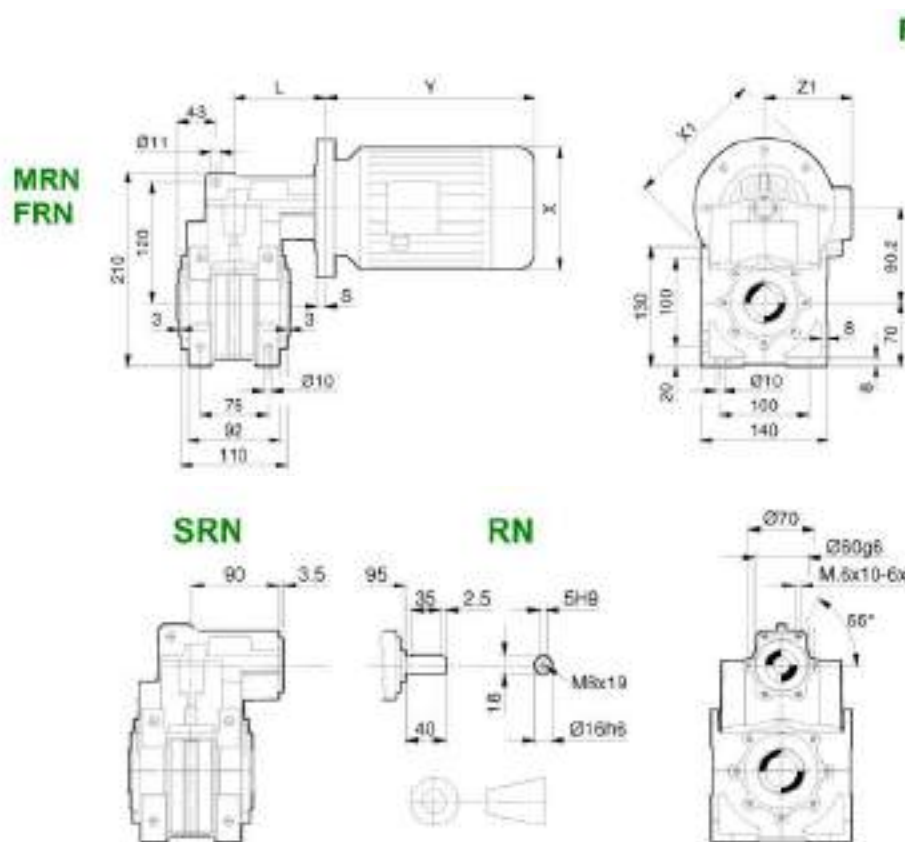


Figura 5-108: Medidas generales del reductor MRN12-13.

El catálogo del reductor VARVEL ofrece distintas alternativas de eje de salida con dimensiones normalizadas. Se selecciona el modelo AC25, que cuenta con un eje hueco de salida de 25 mm de diámetro, lo cual permite montar un eje sólido a medida que se acoplará a la etapa siguiente (reducción por cadena). Este modelo, junto con sus características geométricas principales, se presenta en la Figura 5-103.

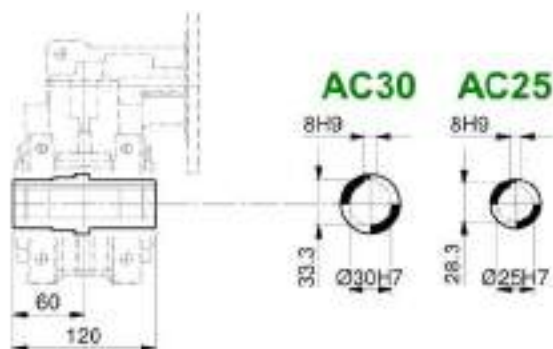


Figura 5-109: Medidas generales del eje de salida

Para garantizar una transmisión segura y libre de deslizamientos, el acoplamiento entre el eje hueco del reductor y el eje sólido debe realizarse conforme a los lineamientos establecidos por el fabricante. Estas especificaciones incluyen las longitudes mínimas de contacto, el uso de chaveteros normalizados, y la eventual inclusión de elementos de fijación (tornillos prisioneros o anillos de retención), que se presentan en la Figura 5-110.

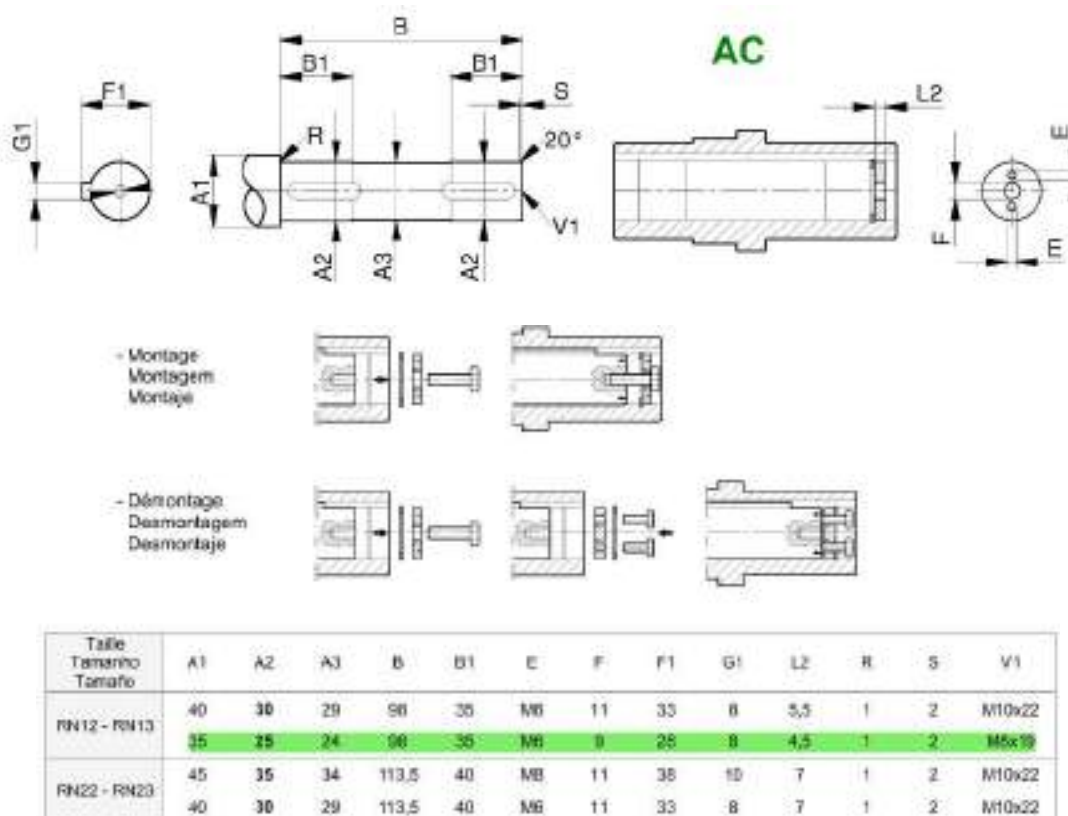


Figura 5-110: Medidas generales del eje de salida.

Reducción por correas

En esta sección se desarrolla el diseño detallado de la primera etapa de reducción del sistema de transmisión, la cual se realiza mediante una transmisión por correas trapezoidales. Su función principal es reducir la velocidad angular del motor eléctrico a un valor compatible con el reductor de engranajes seleccionado en la etapa posterior.

Los datos que definen las condiciones de diseño para esta etapa de reducción son los siguientes:

- Relación de reducción: el objetivo es lograr una relación de 3:1
- Potencia nominal de entrada: la potencia nominal del motor es de 0.25 kW
- Velocidad de entrada: la velocidad nominal del motor es de 1410 rpm
- Velocidad de salida: la velocidad de entrada al reductor es de 470 rpm
- Eje de salida del motor: 19 mm de diámetro x 40 mm de largo
- Eje de entrada del reductor: 16 mm de diámetro x 40 mm de largo

Se seleccionarán poleas de la marca INTERMEC [D], más precisamente los modelos de poleas en V que construyen de fundición gris. Según el fabricante, para la selección de las poleas se deberá encontrar la potencia de diseño a partir de la potencia de entrada, usando un factor de servicio acorde a las condiciones de trabajo.

Con el objetivo de dimensionar correctamente la transmisión por correas trapezoidales, el primer paso consiste en el cálculo de la potencia de diseño (P_d). Este parámetro no se corresponde directamente con la potencia nominal entregada por el motor, sino que resulta de su multiplicación por un factor de servicio (F.S.), el cual tiene como finalidad incorporar al diseño las condiciones reales de operación del sistema.

El factor de servicio es un coeficiente correctivo que contempla distintos aspectos, tales como la naturaleza de la carga (constante o variable), el tiempo diario de funcionamiento (ocasional, intermitente o continuo), el tipo de máquina impulsada y la severidad de arranques y paradas. En este caso particular, el sistema será destinado al transporte liviano en régimen continuo, sin grandes fluctuaciones de carga ni variaciones abruptas de

Figura 5-112, donde se indican las secciones adecuadas en función de potencia y velocidad.

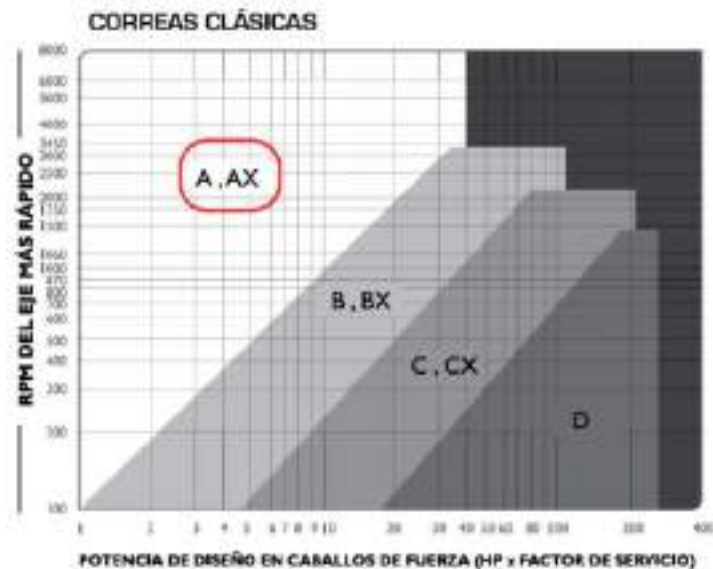


Figura 5-112: Correa en función de la potencia y velocidad.

Para determinar el diámetro exterior de la polea motriz, se ingresan los valores de velocidad (1410 rpm) y potencia (0.30 kW) en la tabla correspondiente, Figura 5-113. La opción más inmediata y sobrada para esta capacidad de trabajo es una polea de 85 mm de diámetro exterior.

A TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)

RPM del Fuerza Diámetro	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)								
	85	90	100	105	110	115	120	125	130
80	0.11	0.13	0.16	0.17	0.18	0.20	0.21	0.23	0.24
90	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
100	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
110	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
120	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
130	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
140	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
150	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
160	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
170	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
180	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
190	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
200	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
220	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
240	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
260	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
280	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
300	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
320	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
340	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
360	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
380	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
400	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01

Figura 5-113: Capacidad de transmisión según el diámetro y la velocidad.

Una vez definido el diámetro de la polea motriz ($D_1 = 85 \text{ mm}$), se calcula el diámetro ideal de la polea conducida para alcanzar la relación de reducción teórica deseada de 3:1. Para ello se emplea la Ecuación (5.51) siguiente.

$$D_2 = 3 \cdot D_1 \quad (5.51)$$

$$D_2 = 3 \cdot 85 \text{ mm}$$

$$D_2 = 255 \text{ mm}$$

Sin embargo, al verificar la disponibilidad comercial, se observa que no existe una polea estándar de exactamente 255 mm de diámetro. La opción más próxima disponible es de 250 mm, lo cual introduce una ligera desviación en la relación de transmisión. Se decide entonces utilizar la polea modelo PQ 1A 250, fabricada también por INTERMEC. De este modo, los modelos seleccionados para el diseño final son: INTERMEC PQ 1A 85 (polea de entrada motriz) e INTERMEC PQ 1A 250 (polea de salida conducida). Ambas poleas son de fundición gris, cuentan con un solo canal para correas tipo A y presentan un ancho útil de 19 mm, lo cual será considerado posteriormente en el diseño del sistema de alineación y montaje. La Figura 5-114 ilustra las características geométricas y constructivas de los modelos seleccionados.

Modelo T1

Modelo T3

1 CANAL Ancho (F) = 19.3 mm									
Diámetro Exterior (D) mm	Diámetro Interior (d) mm	Referencia Polea	Mat. Superf.	Radio mínimo en superficie exterior (R) mm	Longitud del brazo en mm (L)	Diámetro del brazo en mm (H)	Modelo	Peso en kg (W)	Peso en lb (Lb)
22	55	PQ 1A25	JA	25.4	1	27	T1	0.7	1.5
23	60	PQ 1A30	JA	25.4	1	27	T1	0.8	1.8
24	65	PQ 1A35	JA	25.4	1	27	T1	0.9	2.0
25	67	PQ 1A37	JA	25.4	1	27	T1	0.9	2.0
26	70	PQ 1A40	JA	25.4	1	27	T1	0.9	2.0
30	75	PQ 1A45	JA	25.4	1	27	T1	1.0	2.2
33	80	PQ 1A50	JA	25.4	1	27	T1	1.0	2.2
35	85	PQ 1A55	JA	25.4	1	27	T1	1.1	2.4
38	90	PQ 1A60	SH	34.5	1	35	T1	1.3	2.9
41	95	PQ 1A65	SH	34.5	1	35	T1	1.4	3.1
43	100	PQ 1A70	SH	34.5	1	35	T1	1.5	3.3
45	105	PQ 1A75	SH	34.5	1	35	T1	1.6	3.5
47	110	PQ 1A80	SH	34.5	1	35	T1	1.7	3.7
49	115	PQ 1A85	SH	34.5	1	35	T1	1.8	4.0
51	120	PQ 1A90	SH	34.5	1	35	T1	1.9	4.2
53	125	PQ 1A95	SH	34.5	1	35	T1	2.0	4.4
55	130	PQ 1A100	SH	34.5	1	35	T1	2.1	4.6
57	135	PQ 1A105	SH	34.5	1	35	T1	2.2	4.8
59	140	PQ 1A110	SH	34.5	1	35	T1	2.3	5.1
61	145	PQ 1A115	SH	34.5	1	35	T1	2.4	5.3
63	150	PQ 1A120	SH	34.5	1	35	T1	2.5	5.5
65	155	PQ 1A125	SH	34.5	1	35	T1	2.6	5.7
67	160	PQ 1A130	SH	34.5	1	35	T1	2.7	6.0
69	165	PQ 1A135	SH	34.5	1	35	T1	2.8	6.2
71	170	PQ 1A140	SH	34.5	1	35	T1	2.9	6.4
73	175	PQ 1A145	SH	34.5	1	35	T1	3.0	6.7
75	180	PQ 1A150	SH	34.5	1	35	T1	3.1	6.9
77	185	PQ 1A155	SH	34.5	1	35	T1	3.2	7.1
79	190	PQ 1A160	SH	34.5	1	35	T1	3.3	7.3
81	195	PQ 1A165	SH	34.5	1	35	T1	3.4	7.5
83	200	PQ 1A170	SH	34.5	1	35	T1	3.5	7.7
85	205	PQ 1A175	SH	34.5	1	35	T1	3.6	7.9
87	210	PQ 1A180	SH	34.5	1	35	T1	3.7	8.2
89	215	PQ 1A185	SH	34.5	1	35	T1	3.8	8.4
91	220	PQ 1A190	SH	34.5	1	35	T1	3.9	8.6
93	225	PQ 1A195	SH	34.5	1	35	T1	4.0	8.8
95	230	PQ 1A200	SH	34.5	1	35	T1	4.1	9.0
97	235	PQ 1A205	SH	34.5	1	35	T1	4.2	9.3
99	240	PQ 1A210	SH	34.5	1	35	T1	4.3	9.5
101	245	PQ 1A215	SH	34.5	1	35	T1	4.4	9.7
103	250	PQ 1A220	SH	34.5	1	35	T1	4.5	9.9
105	255	PQ 1A225	SH	34.5	1	35	T1	4.6	10.1
107	260	PQ 1A230	SH	34.5	1	35	T1	4.7	10.4
109	265	PQ 1A235	SH	34.5	1	35	T1	4.8	10.6
111	270	PQ 1A240	SH	34.5	1	35	T1	4.9	10.8
113	275	PQ 1A245	SH	34.5	1	35	T1	5.0	11.0

Figura 5-114: Características de poleas.

Al adoptar este nuevo diámetro de salida, se debe calcular la relación de reducción real, que, si bien difiere levemente del valor teórico, se mantiene dentro de márgenes aceptables. Aplicando la Ecuación (5.52), se obtiene:

$$I_{red\ real} = \frac{D_2}{D_1} \quad (5.52)$$

$$I_{red\ real} = \frac{250mm}{85mm}$$

$$I_{red\ real} = 2.94$$

Este valor representa una variación del orden del 2% con respecto a la relación ideal ($i=3$). Dicha diferencia es considerada tolerable, ya que no compromete el rendimiento del reductor ni afecta de manera significativa el desempeño global del sistema. Además, evita recurrir a poleas de fabricación especial o soluciones de mayor costo.

Para garantizar un montaje firme, seguro y fácilmente desmontable de las poleas seleccionadas sobre los ejes del motor y del reductor, se opta por el uso de bujes cónicos partidos del tipo QD (Quick Detachable). Este tipo de buje presenta algunas ventajas frente a otros sistemas de fijación: mejora la capacidad de transmisión de par, permite un centrado preciso, reduce el riesgo de deslizamiento y facilita tanto el montaje inicial como su posterior desmontaje para tareas de mantenimiento.

A continuación, se detallan los modelos seleccionados y su compatibilidad con los ejes disponibles:

- Para la polea motriz (acoplada al motor): se utiliza el buje modelo QD JA, diseñado para montarse en ejes de hasta 24.4 mm de diámetro. Dado que el eje de salida del motor tiene un diámetro nominal de 19 mm, este buje se adapta perfectamente sin necesidad de modificaciones. El ancho del buje es de 27 mm, inferior a la longitud del eje (40 mm), por lo que su montaje resulta completamente viable. La fijación del buje a la polea se realiza mediante tres tornillos N.º 10 x 1", que al ser ajustados desde el frente generan la expansión radial del buje y su fijación firme sobre el eje.

- Para la polea conducida (acoplada al reductor): se selecciona el buje modelo QD SDS, apto para ejes de hasta 42.9 mm de diámetro. En este caso, el eje de entrada del reductor tiene un diámetro de 16 mm, por lo que también se encuentra dentro del rango aceptado. Este buje presenta un ancho total de 34.9 mm, igualmente inferior a los 40 mm de longitud del eje, lo cual permite su correcto posicionamiento. La fijación se efectúa con tres tornillos de $\frac{1}{4}" \times 1 \frac{3}{8}"$, aplicados igualmente desde el frente.

Ambos modelos de bujes presentan una configuración de montaje del tipo “reverso”, la cual permite que los tornillos se encuentren accesibles desde el lado frontal del equipo, facilitando así el ajuste durante el montaje y las intervenciones de mantenimiento sin necesidad de desmontar el conjunto por completo. Las características dimensionales generales de estos bujes pueden observarse en la Figura 5-115, mientras que el detalle del montaje reverso se encuentra ilustrado en la Figura 5-116.



Ref. Buje	Ingreso máximo permisible con cuñero estándar		A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	L (mm)	Tornillos requeridos	
	(mm)	(in)						cantidad	tamaño
JA	25.4	1	9.5	24.5	50.8	17.3	27.0	3	No 10 x 1
SH	34.9	1-3/8	11.1	42.5	88.3	22.2	33.3	3	1/4 x 1-3/8
SDS	42.9	1-11/16	12.7	55.5	81.0	22.2	34.9	3	1/4 x 1-3/8
DD	42.9	1-11/16	12.7	55.5	81.0	22.2	46.0	3	1/4 x 1-7/8
SK	54.0	2-1/8	14.3	71.4	96.4	34.9	49.2	3	5/16 x 2
CF	57.1	2-1/8	14.3	76.2	112.0	38.1	52.4	3	3/8 x 2
E	73.0	2-7/8	18.0	87.4	139.4	47.8	66.7	3	1/2 x 2-3/4
F	84.1	3-5/16	20.6	112.7	169.3	71.4	92.1	3	9/16 x 3-3/8
J	95.2	3-3/4	25.4	130.8	184.1	88.3	114.0	3	5/8 x 4-1/2
M	130.0	4-3/4	31.7	165.1	229.0	129.7	171.4	4	3/4 x 5-3/4
N	127.0	5	38.1	177.8	254.0	158.3	208.4	4	7/8 x 6-1/2
P	150.0	5-15/16	44.4	209.5	299.4	183.7	238.1	4	1 x 6-3/2
W	193.5	7-1/2	50.8	266.1	365.0	229.1	299.0	4	1-1/8 x 11-1/2

Figura 5-115: Dimensiones de los Bujes QD.

Montaje reverso

Con el flanche y los tornillo de apriete hacia el frente.

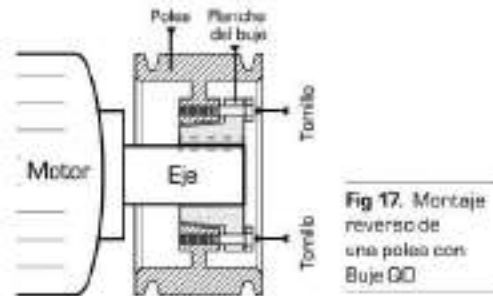


Figura 5-116: Montaje de buje QD.

Una vez definidos los bujes y las poleas, se establece la vinculación mecánica entre los ejes y los bujes mediante el uso de chavetas normalizadas, cuya función es transmitir el par sin permitir giros relativos entre eje y cubo. Para este diseño, se seleccionan chavetas de caras paralelas tipo A y B, conforme a la norma DIN 6885, fabricadas por la empresa OPAC [E], de disponibilidad comercial.

El procedimiento de selección se basa en el diámetro del eje y en la longitud útil disponible en el cubo del buje, lo que permite adoptar chavetas estandarizadas con tolerancias definidas, garantizando un montaje eficiente, sin juego axial ni deformaciones por interferencia. A continuación, se describen las chavetas adoptadas:

- Eje motor: el ancho del cubo del buje es de 27 mm, por lo que la longitud de la chaveta comercial más próxima es de 28 mm. Para diámetro de eje 19 mm tenemos disponible dos medidas de chaveta, de estas se adopta la B 6 x 6 x 28 DIN 6885. La especificación dicta que el eje deberá tener un chavetero de 6 -0.012/- 0.042 de ancho con asiento fijo x 3.5 +0/+0.2 de profundidad con juego en el lomo. El cubo deberá tener un ancho de 6 +0.015/-0.015 con asiento ligero x 2.2 +0/-0.1 con apriete en el lomo.
- Eje reductor: el ancho del cubo del buje es de 34.9 mm, por lo que la longitud de la chaveta comercial más próxima es de 36 mm. Para diámetro de eje 16 mm tenemos disponible dos medidas de chaveta, de estas se adopta la A 5 x 5 x 36 DIN 6885. La especificación dicta que el eje deberá tener un chavetero de 5

-0.012/- 0.042 de ancho con asiento fijo x 2.9 +0/+0.1 de profundidad con juego en el lomo. El cubo deberá tener un ancho de 5 +0.015/-0.015 con asiento ligero x 1.69 +0/-0.1 con apriete en el lomo.

Sección de la angosta de ajuste (acero para chavetas DIN 8888)			Anchura a		2	3	4	5	6	8		
Altura h			2	3	4	5	6	7	8	9		
Para diámetro del eje d1 (3)			6	8	10	12	17	22	30			
Chavetero del eje	Anchura a (4)	asiento tipo PQ	Máxima	1,991	2,991	3,958	4,958	5,958	7,985			
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949				
	asiento ligero NS	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000				
		Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964				
Chavetero del cubo	Profundidad (15)	con juego en el lomo o con apriete		1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1
		dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2		
	Anchura a (4)	asiento tipo PQ	Máxima	1,991	2,991	3,958	4,958	5,958	7,985			
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949				
	asiento ligero NS	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018				
		Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982				
	Profundidad (25)	con juego en el lomo o con apriete		0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9
		dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1		
Redondeo del fondo del chavetero r			0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4			
dif. adm.			-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2			

A
extremos redondos
sin tornillo de retención

B
extremos rectos
sin tornillo de retención

Figura 5-117: Ajuste de chaveteros.

Una vez completado el montaje de las poleas sobre los ejes del motor y del reductor, se procede a la selección adecuada de la correa de transmisión. Además, en esta etapa se define la distancia entre ejes (centros) entre las dos poleas, lo cual permitirá calcular la longitud nominal de la correa requerida para la transmisión.

Para este diseño se opta por emplear una correa clásica tipo A de la marca DUNLOP [F], compatible con las poleas ya seleccionadas (modelos PQ 1A 85 y PQ 1A 250), que corresponden también a la sección A clásica, comúnmente utilizada en aplicaciones de baja potencia y alta velocidad. Esta elección garantiza la compatibilidad geométrica entre los canales de las poleas y la sección transversal de la correa.

Con el objetivo de calcular la longitud nominal de la correa, se adopta la recomendación del autor Mott [12] en su capítulo 7, dedicado al diseño de transmisiones por bandas en V. Según dicha referencia, para garantizar un funcionamiento adecuado del sistema, la distancia entre ejes (C) debe encontrarse dentro del siguiente rango recomendado, expresado en la Ecuación (5.53).

$$D2 \leq C \leq 3 \cdot (D1 + D2) \quad (5.53)$$

$$250 \text{ mm} \leq C \leq 3 \cdot (85 \text{ mm} + 250 \text{ mm})$$

$$250 \text{ mm} \leq C \leq 1005 \text{ mm}$$

Dentro de este intervalo, se adopta un valor intermedio teórico de 500 mm para la distancia entre centros. Esta elección permite un buen compromiso entre compacidad del sistema y facilidad de montaje.

Utilizando la Ecuación (5.54), recomendada por Mott para transmisiones por correas trapezoidales, obtenemos la longitud de correa.

$$L = 2 \cdot C + 1.57 \cdot (D2 + D1) + \frac{(D2 - D1)^2}{4 \cdot C} \quad (5.54)$$

$$L = 2 \cdot 500 \text{ mm} + 1.57 \cdot (250 \text{ mm} + 85 \text{ mm}) + \frac{(250 \text{ mm} - 85 \text{ mm})^2}{4 \cdot 500 \text{ mm}}$$

$$L = 1539.56 \text{ mm}$$

Esta es la longitud nominal teórica que debería tener la correa para un montaje ideal con 500 mm de distancia entre ejes.

Dado que las correas disponibles en el mercado se comercializan en longitudes estandarizadas, se selecciona el modelo más próximo a la longitud calculada. En este caso, se opta por la correa DUNLOP tipo A N.º 60, cuya longitud real es de 1556 mm. Ver la Figura 5-118, donde se detallan las longitudes disponibles de correas estandarizadas.

Tabla N° 6

Longitud primitiva nominal

Correa (n)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-
42	1082	1106	1108	-	-
43	1117	1134	1140	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-
45	1168	1186	1184	1217	-
46	1193	1199	1204	1242	-
47	1219	1232	1237	1267	-
48	1244	1262	1268	1293	-
49	1270	1280	1288	1318	-
50	1295	1306	1318	1344	-
51	1320	1330	1328	1357	-
52	1340	1354	1367	1394	-
53	1371	1381	1392	1429	-
54	1397	1405	1410	1442	-
55	1422	1429	1443	1460	-
56	1447	1459	1460	1497	-
57	1473	1492	1491	1527	-
58	1498	1507	1512	1550	-
59	1524	1532	1541	1576	-
60	1540	1556	1556	1598	-
61	-	1584	1601	1623	-
62	-	1606	1626	1648	-

Figura 5-118: Dimensiones de correas.

Una vez seleccionada la correa comercial, se recalcula la distancia real entre centros (C) que permita trabajar con esta longitud, utilizando la Ecuación (5.55).

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 \cdot (D2 - D1)^2}}{16} \quad (5.55)$$

Donde:

$$B = 4 \cdot L - 6.28 \cdot (D2 + D1) \quad (5.56)$$

$$B = 4 \cdot 1556 \text{ mm} - 6.28 \cdot (250 \text{ mm} + 85 \text{ mm})$$

$$B = 4120.2 \text{ mm}$$

Resulta entonces:

$$C = \frac{4120.2 \text{ mm} + \sqrt{(4120.2 \text{ mm})^2 - 32 \cdot (250 \text{ mm} - 85 \text{ mm})^2}}{16}$$

$$C = \frac{4120.2 \text{ mm} + 4013.08 \text{ mm}}{16}$$

$$C = 508.3 \text{ mm}$$

Este valor representa la distancia real entre ejes del montaje final, compatible con la correa comercial seleccionada.

Una vez establecida la distancia real entre ejes, se calcula los ángulos de contacto que forma la correa con cada una de las poleas. Estos ángulos son fundamentales para asegurar una correcta transmisión de potencia sin deslizamientos.

Para la polea menor (motriz) y la polea mayor (conducidas), se utilizan las Ecuaciones (5.57) y (5.58) respectivamente.

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{D2 - D1}{2 \cdot C} \right] \quad (5.57)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{250 \text{ mm} - 85 \text{ mm}}{2 \cdot 508.33 \text{ mm}} \right]$$

$$\alpha_1 = 161^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{D2 - D1}{2 \cdot C} \right] \quad (5.58)$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{250 \text{ mm} - 85 \text{ mm}}{2 \cdot 508.33 \text{ mm}} \right]$$

$$\alpha_2 = 199^\circ$$

Según esto, se recomienda que el ángulo de contacto en la polea menor debe sea mayor que 120° , es por eso que trabajar con una distancia entre centros de 503.3 mm que genera un ángulo de 161° permite trabajar sin problemas, siguiendo esa recomendación.

Es necesario realizar una verificación de la cantidad de correas a utilizar en reducción, debido a que estas deberán garantizar la transmisión de potencia necesaria. Esta verificación estará influenciada por los ángulos de contacto y la longitud de la correa, ya que estas variables influyen en la capacidad de transmitir potencia de las correas. Para esto es necesario encontrar los factores de corrección para la longitud nominal y para el ángulo de contacto seleccionados anteriormente, en la Figura 5-119 siguiente podemos encontrar las tablas con los valores recomendados por el fabricante para estos dos factores.

TABLA N° 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA

Tabla N° 4		Sección de la correa				
Longitud correa	C	A	B	II	III	D
16	0.98	-	-	-	-	-
24	0.93	-	-	-	-	-
28	0.94	0.91	-	-	-	-
32	0.99	0.94	-	-	-	-
36	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60		0.98	0.92	0.82	-	-
66	-	1.00	0.96	0.85	-	-
75	-	1.00	0.97	0.87	-	-

Figura 5-119: Factor de corrección en función de la longitud de la correa.

TABLA N° 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO

Tabla N° 5		Factor de corrección	
Ángulo contacto en la polea menor	Factor de corrección	Factor de corrección	
180°	1.00	0.75	
175°	0.99	0.76	
170°	0.98	0.77	
167°	0.97	0.78	
164°	0.96	0.79	
160°	0.95	0.80	
157°	0.94	0.81	
154°	0.93	0.81	

Figura 5-120: Factor de corrección en función del arco de contacto.

Según los valores obtenidos en los catálogos técnicos, para un largo de correa N.º 60 del tipo A, el coeficiente de corrección por longitud resulta ser 0,98. Asimismo, para un ángulo de contacto en la polea menor de 160° en correas acanaladas, el coeficiente de corrección correspondiente es de 0,95.

Con estos factores de corrección establecidos, es posible proceder al cálculo de la cantidad de correas necesarias para la transmisión. Este valor se obtiene a partir de la Ecuación (5.59) siguiente.

$$n_{\text{correas}} = \frac{\text{Potencia de diseño}}{\text{Capacidad por correa}} \quad (5.59)$$

La potencia de diseño se obtiene en función de la potencia motriz entregada por el motor y del factor de servicio, el cual contempla las condiciones reales de operación a las que estará sometido el sistema. La potencia del motor se considera como un dato de entrada, mientras que el factor de servicio se selecciona a partir de las recomendaciones del fabricante, según se muestra en la Figura 5-121.

TABLA N° 3 - COEFICIENTE DE CORRECCION DE LA POTENCIA

Tabla N° 3 - Coeficiente de corrección de la potencia		Módulo de potencia nominal, 400 V, 50 Hz, 3 fás, trifásico, 3000 rpm en vacío y 2800 rpm en carga. Máximo tiempo de servicio, 100% por todo el año y potencia nominal. Máximo tiempo de servicio, 100% por todo el año y potencia nominal. Máximo tiempo de servicio, 100% por todo el año y potencia nominal. Máximo tiempo de servicio, 100% por todo el año y potencia nominal.				
Tipo de máquina o equipo	Tipo de servicio	Tipo de servicio				
		Servicio ligero hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 15 horas diarias	Servicio ligero hasta 7 horas diarias	Servicio continuo más de 15 horas diarias
Agitador para líquidos y semisólidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Transportadores (livianos).	Sistema de transporte liviano	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
		1.1	1.2	1.1	1.2	1.3

Figura 5-121: Coeficiente de corrección de la potencia.

Para este caso particular, dado que se trata de un sistema de transporte liviano con régimen de trabajo normal, se adopta un factor de servicio de 1.1. En consecuencia, la potencia de diseño se determina mediante la siguiente fórmula, Ecuación (5.60).

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{motor}} \cdot F.S. \quad (5.60)$$

$$P_{\text{diseño}} = 0.25 \text{ kW} \cdot 1.1$$

$$P_{\text{diseño}} = 0.275 \text{ kW}$$

Por otro lado, la capacidad base por correa también se obtiene a partir de catálogo, y depende de parámetros como la velocidad de operación y el diámetro de la polea menor.

Para este caso, el valor catalogado correspondiente es de 1,3 HP, equivalente a 0,99 kW, según puede observarse en la tabla de la Figura 5-122.

Es importante destacar que dicha capacidad base fue determinada considerando un ángulo de contacto de 180° en la polea menor. Por lo tanto, para obtener la capacidad real de transmisión por correa en el presente diseño, debe corregirse este valor base aplicando los factores anteriormente obtenidos para la longitud de la correa y el ángulo de contacto. Esto permitirá estimar de forma precisa la capacidad efectiva de cada correa y, en consecuencia, la cantidad total de correas necesarias para cumplir con la potencia de diseño establecida.

Tabla N° 2 - Sección A													
N° R.P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)												
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)												
	55	71	75	81	85	91	95	102	107	112	117	123	127
1160	0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26
1750	0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10
3450	0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52
200	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.51
400	0.26	0.32	0.38	0.43	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93
600	0.35	0.43	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31
800	0.43	0.53	0.64	0.75	0.85	0.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67
1000	0.49	0.62	0.75	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00
1200	0.55	0.71	0.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89	2.04	2.18	2.32
1400	0.61	0.78	0.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14	2.30	2.46	2.62
1600	0.65	0.85	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37	2.55	2.73	2.90

Figura 5-122: Prestación en función del diámetro y velocidad.

La capacidad efectiva de transmisión por correa se obtiene aplicando los factores de corrección por longitud y por ángulo de contacto a la potencia base especificada en el catálogo. Esta relación se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Capacidad por correa} = \text{Potencia base} \cdot FCl \cdot FC\alpha \quad (5.61)$$

$$\text{Capacidad por correa} = 0.99 \text{ kW} \cdot 0.98 \cdot 0.95$$

$$\text{Capacidad por correa} = 0.92 \text{ kW}$$

Retomando ahora la Ecuación (5.59), correspondiente al cálculo del número de correas necesarias, se obtiene de la siguiente manera.

$$n_{\text{correas}} = \frac{0.275 \text{ kW}}{0.92 \text{ kW}}$$

$$n_{\text{correas}} = 0.3$$

El resultado indica que se necesitaría una fracción de correa para transmitir la potencia requerida, lo cual implica que con una sola correa es suficiente para cumplir con las exigencias del sistema. Por lo tanto, se adopta un número total de correas igual a 1, valor coherente con la cantidad de canales seleccionada previamente en las poleas, tal como se definió al comienzo de esta sección.

A fin de asegurar el correcto funcionamiento del sistema de transmisión, se realiza una verificación adicional en relación con la velocidad tangencial de la correa. Esta velocidad debe cumplir con las recomendaciones del fabricante, quien establece un límite máximo de 30 m/s para garantizar un desempeño adecuado sin comprometer la integridad del sistema ni la vida útil de la correa.

La velocidad tangencial se determina a partir de la siguiente expresión:

$$V_t = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (5.62)$$

$$V_t = \frac{\pi \cdot 85 \text{ mm} \cdot 1410 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000}$$

$$V_t = 6.28 \text{ m/s}$$

Dado que el valor obtenido es considerablemente inferior al máximo permitido (30 m/s), se concluye que la velocidad tangencial cumple con los requisitos técnicos del fabricante, validando así el diseño adoptado para esta etapa de la transmisión.

En la Figura 5-123 puede observarse la instalación final del sistema de reducción por correas.

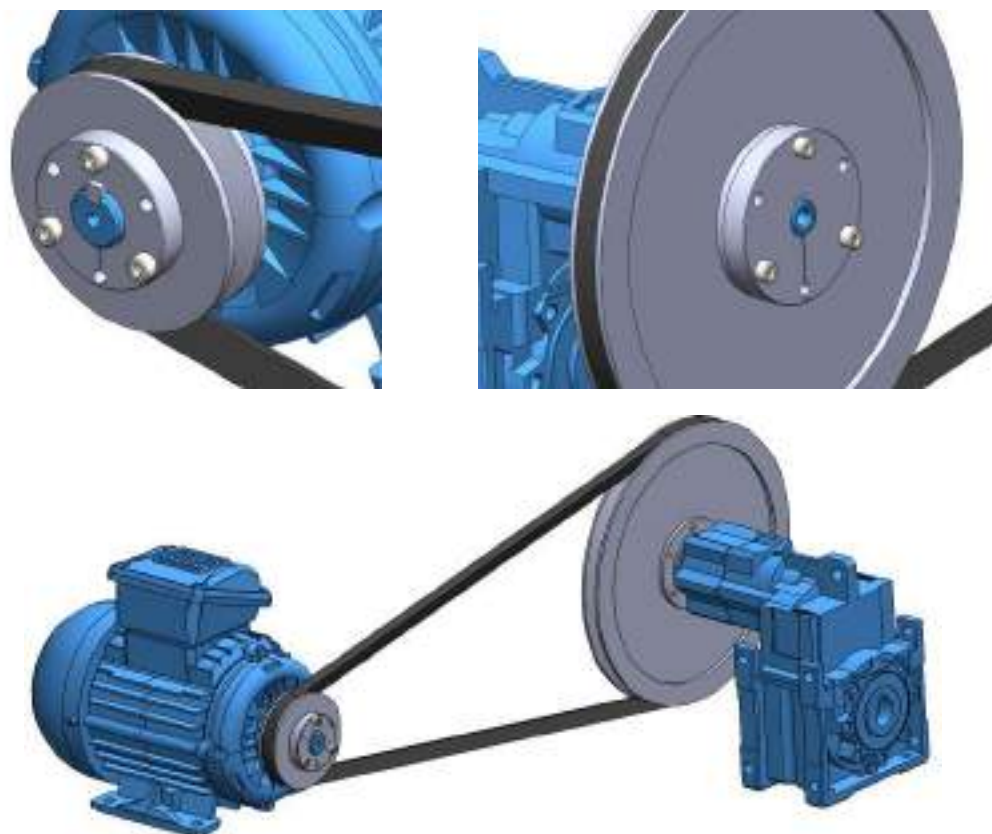


Figura 5-123: Instalación de la reducción por correas.

Finalmente, se define la tolerancia de montaje para los diámetros del cubo de las poleas y de los ejes. Considerando el uso de chavetas y bujes cónicos como método de fijación y posicionamiento, se seleccionan ajustes adecuados que aseguren una correcta instalación sin interferencias excesivas ni holguras inadecuadas. Para la polea motriz (polea chica) se adopta un ajuste F7/j6 con un diámetro de 19 mm para el eje de entrada, mientras que para la polea conducida (polea grande) se selecciona un ajuste H7/h6 con un diámetro de 16 mm para el eje de salida. Estas combinaciones son compatibles con los requerimientos de transmisión de potencia y alineación de componentes.

Reducción por cadenas

En esta sección se desarrolla el diseño de la última etapa de reducción de velocidad del sistema, la cual se realizará mediante una transmisión por cadenas. Su función principal es adaptar la velocidad angular de salida del reductor a la requerida por el eje motriz final. Para esto, se abordarán aspectos fundamentales para su definición, tales como la selección de componentes comerciales, la verificación de capacidad de carga, y el cumplimiento de los parámetros de diseño definidos previamente.

El propósito de esta transmisión es reducir aún más la velocidad que entrega el reductor, de modo tal que se logre una relación de reducción total de 3:1 entre el eje de entrada (salida del reductor) y el eje motriz final. La elección de una transmisión por cadenas responde a criterios de robustez mecánica, confiabilidad operativa y facilidad de montaje y mantenimiento.

Para comenzar, se consideran los siguientes parámetros de entrada y requisitos del diseño.

- Relación de reducción: el objetivo es lograr una relación de 3:1
- Potencia nominal de entrada: la potencia nominal del reductor es de 0.25 kW
- Velocidad de entrada: la velocidad nominal de salida del reductor es de 4.7 rpm
- Velocidad de salida: la velocidad del eje motriz es de 1.57 rpm

En primer lugar, se procede a la selección del piñón de entrada, es decir, la rueda dentada de menor diámetro y cantidad de dientes. Para ello, se recurre al catálogo técnico de la firma INTERMEC [G], específicamente al apartado correspondiente a piñones y cadenas para transmisión de potencia mecánica. La selección del piñón y de la rueda conducida (corona) se basa en el cumplimiento de dos criterios principales, que el conjunto pueda transmitir la potencia de diseño y que sea apto para operar a la velocidad de rotación de entrada especificada.

La potencia de diseño será la potencia de entrada (del reductor) multiplicado por el factor de servicio que más se adapte a las condiciones de trabajo de la reducción a cadena. La potencia es un dato (0.25 kW) y el factor de servicio lo obtenemos a partir de la tabla que

se muestra en la Figura 5-124 siguiente, los cuales son valores recomendados por el fabricante.

Factores para calcular el índice compensatorio de seguridad			
Tipo de carga	Clase de la fuente de potencia		
	Motor de corriente alterna, motor con controlador electrónico	Motor eléctrico o similar	Motor de combustible interno con embrague o caja mecánica
Uniforme	1.0	1.0	1.2
Fluctuante	1.2	1.3	1.4
Muy fluctuante	1.4	1.5	1.7

Figura 5-124: Factor de seguridad según el tipo de carga y la fuente de potencia.

El valor de compensación de potencia para este caso resulta en 1, considerado unas condiciones de carga uniforme, por lo que la potencia de diseño será la misma de la entrada.

Por medio de las tablas de capacidad para pasos de cadena 1" (tablas que cuentan con valores de potencia acorde a los valores necesarios) podemos obtener las características del piñón que permitirán transmitir la potencia de diseño a 4.7 rpm de entrada. Los datos de las tablas se extienden hasta 10 rpm, por lo que es necesario extrapolar los valores de la tabla para obtener el número de dientes necesarios que cumpla con la potencia. Ver la Figura 5-125, la tabla de las capacidades para piñones simples.

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTÁNDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 80 PASO 1"

Número de dientes piñón conductor	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800
9	0.34	0.78	1.45	2.71	3.90	5.05	7.28	9.43	11.5	13.6	15.8	17.8	19.9	21.9	23.9	25.9	27.9	29.9	31.9
10	0.38	0.87	1.63	3.03	4.37	5.69	8.16	10.6	12.9	15.2	17.5	19.7	21.9	24.1	26.3	28.5	30.7	32.9	35.1
11	0.42	0.97	1.80	3.38	4.84	6.28	8.84	11.7	14.5	17.3	20.1	22.9	25.7	28.5	31.3	34.1	36.9	39.7	42.5
12	0.47	1.06	1.99	3.69	5.32	6.89	9.59	12.9	15.7	18.5	21.3	24.1	26.9	29.7	32.5	35.3	38.1	40.9	43.7
13	0.51	1.16	2.16	4.03	5.80	7.52	10.8	14.0	17.1	20.2	23.2	26.2	29.1	32.1	35.1	38.1	41.1	44.1	47.1
14	0.55	1.25	2.34	4.36	6.29	8.14	11.7	15.2	18.6	21.9	25.1	28.4	31.5	34.7	37.9	41.1	44.3	47.5	50.7
15	0.59	1.35	2.52	4.70	6.77	8.77	12.6	16.4	20.0	23.6	27.1	30.6	34.0	37.5	40.9	44.3	47.7	51.1	54.5
16	0.63	1.45	2.70	5.04	7.26	9.41	13.5	17.6	21.5	25.3	29.0	32.8	36.4	40.1	43.7	47.3	50.9	54.5	58.1
17	0.68	1.55	2.88	5.38	7.75	10.0	14.5	18.7	22.9	27.0	31.0	35.0	38.9	42.7	46.5	50.3	54.1	57.9	61.7
18	0.72	1.64	3.07	5.72	8.26	10.7	15.4	19.8	24.4	28.7	33.0	37.2	41.4	45.5	49.7	53.9	58.1	62.3	66.5
19	0.76	1.74	3.26	6.07	8.74	11.3	16.3	21.1	25.9	30.6	35.3	39.9	44.4	48.9	53.4	57.9	62.3	66.8	71.3

Figura 5-125: Capacidad de los piñones.

La extrapolación se realizará en los intervalos que va desde 9 a 14 dientes, y desde 10 a 800 rpm. En la Figura 5-126 se presenta la gráfica de capacidades para estos intervalos, puede verse que estas representan a rectas, por lo que la extrapolación requiere el valor de la pendiente de cada recta para encontrar los valores de capacidad para 4.7 rpm.

A partir de los valores presentados en la Figura 5-125, se obtiene la pendiente de la recta para las distintas curvas de potencia en función de las RPM, a partir de la Ecuación 5.63. Conociendo las pendientes, la extrapolación se realiza tomando una dupla aleatoria de potencia y rpm conocidas para el número de dientes correspondientes, y la dupla que contiene las 4.7 rpm y la potencia incógnita, esto se representa en la Ecuación 5.64. Los valores de pendiente calculados y las potencias correspondientes a 4.7 rpm para los distintos números de dientes (variando de 9 a 14) se presentan en la Figura 5-126.

$$M = \frac{RPM_2 - RPM_1}{P_2 - P_1} \quad (5.63)$$

$$P_1 = P_2 - M \cdot (RPM_2 - RPM_1) \quad (5.64)$$

$$P_{RPM=4.7} = P_{RPM=10} - M \cdot (10 - 4.7)$$

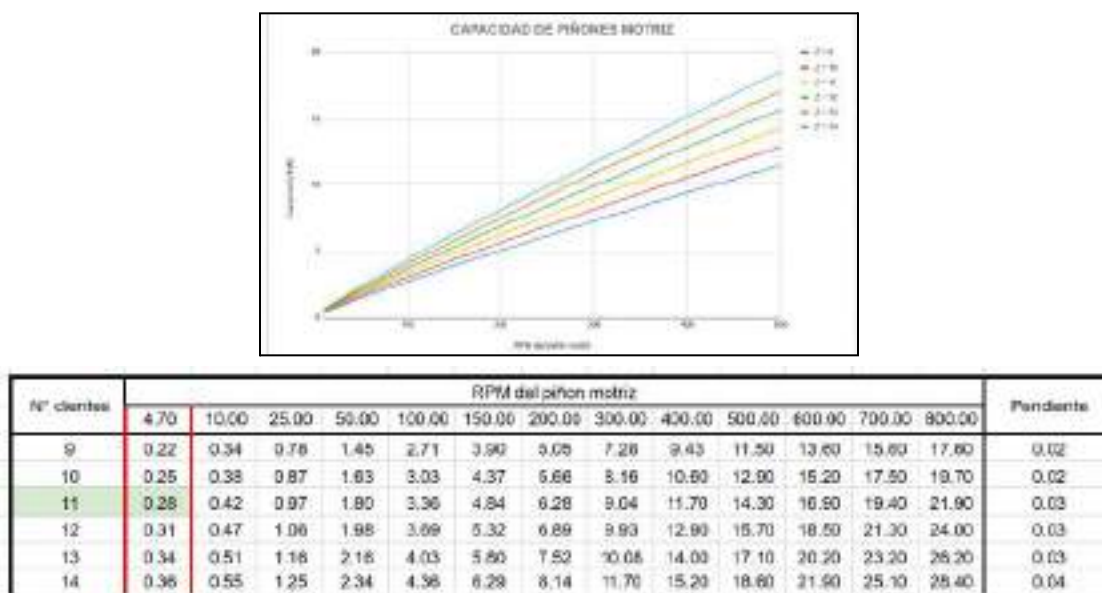


Figura 5-126: Curvas de potencia.

A partir del análisis realizado, como se muestra en la Figura 5-120, se concluye que el número óptimo de dientes para el piñón motriz es 11. Este valor permite transmitir de forma segura la potencia de diseño de 0,25 kW a una velocidad angular de 4,7 rpm, cumpliendo con los requisitos mecánicos y con los márgenes de seguridad establecidos.

Conociendo el paso de la cadena, previamente definido como 1 pulgada (25,4 mm), y el número de dientes del piñón, es posible determinar la designación comercial del componente. En este caso, se selecciona un modelo de clase B, correspondiente a piñones de acero con masa sólida, según el catálogo de la firma INTERMEC [G]. La denominación estándar del componente es 80B11R, donde:

- 80 indica el paso de la cadena (correspondiente al estándar ASA 80).
- B refiere a la clase del piñón (con masa de acero sólida).
- 11 es el número de dientes.
- R especifica el tipo de perforación, que será adaptada según el diámetro del eje.

La selección de este modelo se detalla en la Figura 5-127, donde se incluyen las dimensiones principales y las características constructivas del piñón.

Ref.	D	SENCILLOS			Ref.	DOBLES			Ref.	TRIPLES		
		Dm	L	d		Dm	L	d		Dm	L	d
80B8 R	85,1	57	41	25,40	80B8B R	57	70	25,40	80B8B	57	92	25,40
80B10 R	92,1	65	41	25,40	80B10B R	65	70	25,40	80B10B	65	92	25,40
80B11 R	101,8	72	41	25,40	80B11B R	65	70	25,40	80B11B	65	92	25,40
80B12 R	110,0	80	41	25,40	80B12B R	72	63	25,40	80B12B	72	92	25,40
80B13	118,4	76	38	25,40	80B13B	80	63	25,40	80B13B	80	98	25,40
80B14	126,5	82	38	25,40	80B14B	88	63	25,40	80B14B	88	98	25,40
80B15	134,6	87	38	25,40	80B15B	96	63	25,40	80B15B	96	98	25,40
80B16	143,0	102	38	25,40	80B16B	102	70	25,40	80B16B	102	98	25,40

Figura 5-127: Características de piñones.

A partir de la geometría básica del piñón, se calcula su diámetro primitivo utilizando la ecuación correspondiente.

$$Dp_1 = \frac{Paso}{\sin (180 / N1)} \quad (5.65)$$

$$Dp_1 = \frac{25.4 \text{ mm}}{\sin (180 / 11)}$$

$$Dp_1 = 90.16 \text{ mm}$$

Es importante destacar que el fabricante establece un límite para el diámetro máximo del eje que puede ser alojado dentro del cubo del piñón. Según sus especificaciones, no debe superarse un diámetro de 2" (50,8 mm) para evitar comprometer la resistencia estructural de la masa del piñón. Esta restricción se verifica aplicando la siguiente ecuación empírica proporcionada por el fabricante:

$$d_{max} = \frac{Dm}{1.43} \quad (5.66)$$

$$d_{max} = \frac{2.83''}{1.43}$$

$$d_{max} = 1.98'' \simeq 2''$$

Este valor confirma que no se debe diseñar el eje con un diámetro superior a 2", limitación que se considera durante el diseño del eje de salida del reductor, donde se montará el piñón.

Una vez definido el piñón motriz, se calcula y selecciona la corona que será montada sobre el eje motriz de la carga. Iniciando con el cálculo de la cantidad de dientes y el diámetro primitivo a partir de la relación de transmisión deseada según las Ecuaciones (5.67) y (5.68), correspondientes a las fórmulas de obtención del diámetro primitivo y la relación de transmisión.

$$Dp_2 = i \cdot Dp_1 \quad (5.67)$$

$$Dp_2 = 3 \cdot 90.16 \text{ mm}$$

$$Dp_2 = 270.48 \text{ mm}$$

$$N_2 = i \cdot N_1 \quad (5.68)$$

$$N_2 = 3 \cdot 11$$

$$N_2 = 33$$

Con estos valores se consulta nuevamente el catálogo de INTERMEC y se selecciona el modelo 80B33, correspondiente a una corona de 33 dientes, con paso de 1", clase B, de acero y con características compatibles con la cadena ASA 80.

La elección de esta corona se detalla en la Figura 5-128 siguiente.

PIÑONES 1" [80]

TABLA DE DIMENSIONES DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 1" (25.40 mm)
para Cadena ANSI No. 80 Tipo B Sencillos, Dobles y Triples

Ref.	D	SENCILLOS			Ref.	DOBLES			Ref.	TRIPLES		
		Dm	L	d		Dm	L	d		Dm	L	d
80B8H	85.1	57	41	25.40	80-2B8H	57	70	25.40	80-3B8	57	82	25.40
80B10H	93.5	65	41	25.40	80-2B10H	65	70	25.40	80-3B10	65	82	25.40
80B11	265.0	118	51	31.75	80-2B11	148	78	31.75	80-3B11	148	108	31.75
80B12	273.1	118	51	31.75	80-2B12	148	78	31.75	80-3B12	148	108	31.75
80B13	281.2	118	51	31.75	80-2B13	148	78	31.75	80-3B13	148	108	31.75
80B14	289.3	118	51	31.75	80-2B14	148	78	31.75	80-3B14	148	108	31.75
80B15	297.4	118	51	31.75	80-2B15	148	78	31.75	80-3B15	148	108	31.75

Figura 5-128: Dimensiones de piñones.

Una vez seleccionada la corona (modelo 80B33), es necesario verificar las condiciones de montaje, en particular el diámetro máximo admisible del eje motriz sobre el cual se instalará dicha corona. Esta verificación es fundamental para garantizar que el cubo de la rueda pueda alojar el eje sin comprometer su integridad.

El fabricante establece una relación empírica que limita el diámetro del eje en función del diámetro exterior de la masa de la rueda dentada, a fin de preservar una proporción mínima de espesor en el material del cubo. Esta relación se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$d_{max} = \frac{Dm}{1.43} \quad (5.69)$$

$$d_{max} = \frac{4.64''}{1.43}$$

$$d_{max} = 3.25'' \simeq 3''$$

A fin de respetar esta limitación y conservar un margen de seguridad, se adopta un diámetro de eje no mayor a 3".

Una vez seleccionados el piñón y la corona a utilizar en la reducción, se puede seleccionar la cadena que deberá ir montada sobre estas. Utilizando el paso ya encontrado en las etapas anteriores y realizando una comparación de la tensión que sufrirá la cadena con la capacidad de ruptura de esta.

La fuerza de tensión sufrida por la cadena queda determinada por la relación entre el torque máximo calculado en la carga y el radio de la corona, resultando en la Ecuación (5.70).

$$F_{tensión} = \frac{2 \cdot T1_{máximo}}{Dp_2} \quad (5.70)$$

$$F_{tensión} = \frac{2 \cdot 995.3 \text{ Nm}}{0.27 \text{ m}}$$

$$F_{tensión} = 7372.6 \text{ N}$$

Este valor representa la fuerza de tracción máxima que la cadena deberá resistir bajo condiciones de operación exigentes, por lo que la cadena seleccionada deberá tener una capacidad de carga superior a este esfuerzo.

Para cumplir con estos requerimientos, se selecciona una cadena de rodillos de paso estándar, modelo ASA 80, de la empresa CRUCE COR [H], ampliamente utilizada en aplicaciones industriales de transmisión de potencia. Esta cadena cuenta con una alta capacidad de resistencia mecánica, adecuada para el tipo de carga que se espera en el sistema.

En la Figura 5-129 se presentan las características técnicas del modelo seleccionado.

Tabla de Medidas Cadenas a Rodillos ■ Ver ilustración en Pág. siguiente

Referen. ANSI	Paso de Cadena	Distancia Entre Placas	Diámetro Rodillo	Diámetro Perno	Altura de Placa	Paso Transversal	Longitud de Perno	Sección de Válvula	Carga de Rodillo	Peso Aproxim.
	g. mm	h. mm, mm	d1 mm, mm	d2 mm, mm	g. mm, mm	e mm	a1 mm, mm	A, mm ²	mm, lb	kg/m
Cadenas a Rodillos Simples										
25	6.35	3.18	3.30	2.90	5.80		8.60	0.11	2500	0.14
35	9.53	4.76	5.08	3.59	8.10		12.00	0.27	9000	0.33
40	12.70	7.62	7.62	5.08	11.80		18.30	0.44	14500	0.62
41	12.70	8.40	7.77	5.58	9.80		14.40	0.32	6800	0.38
50	15.87	9.40	10.16	5.08	15.00		22.25	0.70	22200	1.01
60	19.05	12.57	11.91	5.94	18.00		27.40	1.06	21800	1.48
80	25.40	15.75	15.88	7.92	24.00		36.80	1.79	58700	2.60
100	31.75	18.90	19.05	9.35	30.00		43.80	2.83	88300	3.78
120	38.10	25.32	22.25	11.80	36.00		54.20	3.94	127000	5.30
140	44.45	31.72	25.40	12.70	42.00		58.50	4.72	171400	7.20
160	50.80	38.15	28.58	14.27	48.00		68.40	6.50	225800	10.30
200	63.50	47.63	31.98	17.84	60.00		84.20	10.90	351800	16.80
240	76.20	47.35	47.63	23.80	72.50		106.40	16.07	510300	25.00

Figura 5-129: Características de cadenas.

Una vez seleccionada la cadena, es necesario proceder al cálculo de la distancia entre centros (C) entre el eje del piñón y el eje de la corona, así como la correspondiente longitud de la cadena en su valor estándar más próximo. Para ello, se adoptan los procedimientos y criterios de diseño expuestos en el capítulo 7 del libro de Mott [12], el cual ha sido referencia principal a lo largo del proyecto para el diseño de transmisiones por cadenas y bandas.

Se recomienda que la distancia entre centros entre los ejes (C) de la corona y el piñón sea 30 a 50 pasos de cadena, con un arreglo donde la línea central que conecta los ejes sea horizontal. Se adopta trabajar con 30 veces el paso de la cadena, entonces la longitud de la cadena se obtendrá mediante la Ecuación (5.71).

$$L = 2 \cdot C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot C} \quad (5.71)$$

$$L = 2 \cdot 30 + \frac{33+11}{2} + \frac{(33-11)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 30}$$

$$L = 82.41 \text{ pasos de cadena} \approx 82 \text{ pasos de cadenas} = 2082.8 \text{ mm}$$

La cantidad total de pasos de cadena será 82, debido a que se recomienda que se trabaja con un número par de pasos, resultado una longitud de cadena de 2082.8 mm. La corrección de la distancia entre centros producto de esta longitud de cadena resulta:

$$C = \frac{1}{4} \cdot \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[\frac{L}{1} - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8 \cdot (N_2 - N_1)^2}{4 \cdot \Pi^2}} \right] \quad (5.72)$$

$$C = \frac{1}{4} \cdot \left[82 - \frac{33 + 11}{2} + \sqrt{\left[\frac{82}{1} - \frac{33 + 11}{2} \right]^2 - \frac{8 \cdot (33 - 11)^2}{4 \cdot \Pi^2}} \right]$$

$$C = 29.79 \text{ pasos de cadena} = 756.77 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la distancia entre ejes a respetar en la instalación será de 756.77 mm.

Otro parámetro fundamental a verificar en una transmisión por cadenas es el ángulo de contacto que forma la cadena con los piñones. Se recomienda que dicho ángulo no sea inferior a 120° para asegurar una correcta envolvente y una adecuada distribución del esfuerzo a lo largo de varios dientes.

Este ángulo de contacto para el piñón y la corona puede calcularse utilizando las Ecuaciones (5.73) y (5.74), respectivamente.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \cdot \text{sen}^{-1} \left[\frac{Dp_2 - Dp_1}{2 \cdot C} \right] \quad (5.73)$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \cdot \text{sen}^{-1} \left[\frac{270.48 \text{ mm} - 90.16 \text{ mm}}{2 \cdot 756.77 \text{ mm}} \right]$$

$$\theta_1 = 166.32^\circ$$

$$\theta_1 = 180^\circ + 2 \cdot \text{sen}^{-1} \left[\frac{Dp_2 - Dp_1}{2 \cdot C} \right] \quad (5.74)$$

$$\theta_1 = 180^\circ + 2 \cdot \text{sen}^{-1} \left[\frac{270.48 \text{ mm} - 90.16 \text{ mm}}{2 \cdot 756.77 \text{ mm}} \right]$$

$$\theta_2 = 193.68^\circ$$

Con esto quedan obtenidos los ángulos de contacto del piñón ($\theta_1 = 166^\circ$) y la corona ($\theta_2 = 194^\circ$). Vemos que ambos valores se encuentran dentro de la recomendación.

Para completar la etapa de diseño de la transmisión por cadenas, es imprescindible definir el modo de montaje tanto del piñón como de la corona, así como establecer las tolerancias necesarias que aseguren la fijación requerida para un montaje correcto.

El primer punto a considerar es la vinculación entre el piñón de 11 dientes y el eje de salida del reductor. Esta fijación será mediante una chaveta a lo largo de la masa y, además, para asegurar su fijación se emplea un anillo de retención en la punta que impide el desmontaje axial. Este reductor presenta una salida hueca, la cual ofrece ciertas condiciones geométricas ya estandarizadas, aunque no define completamente la punta del eje sobre la cual se montará el piñón. Las dimensiones generales de dicha salida hueca fueron presentadas anteriormente en la Figura 5-104 y se reproducen parcialmente en la Figura 5-124.

Dado que el diseño del extremo del eje queda a criterio del proyectista, se adopta como configuración una punta de eje saliente de 25 mm de diámetro, valor que se encuentra por debajo del límite de 2" que puede admitir la masa del piñón según la recomendación del fabricante. Además, se considera una longitud útil de 51 mm, medida desde la cara de apoyo, que resulta suficiente para alojar completamente la masa del piñón (con un ancho de 41 mm) y disponer de espacio adicional para mecanizar una ranura circumferencial para anillo de retención, evitando así desplazamientos axiales del componente durante la operación. Esta disposición final puede observarse en la Figura 5-131.

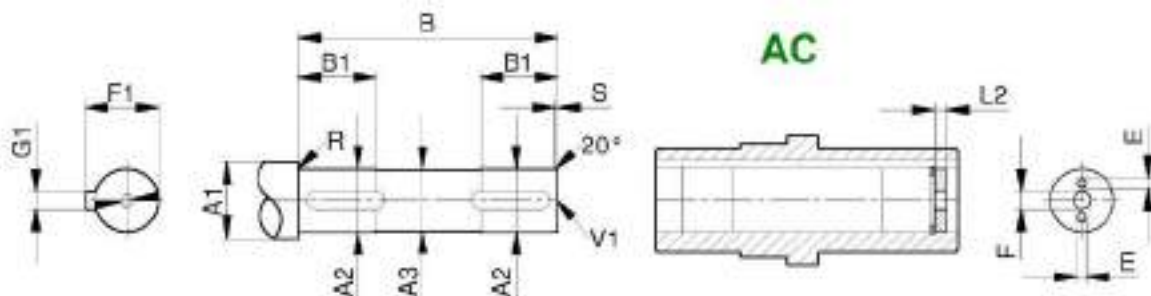


Figura 5-130: Medidas generales del eje de salida.

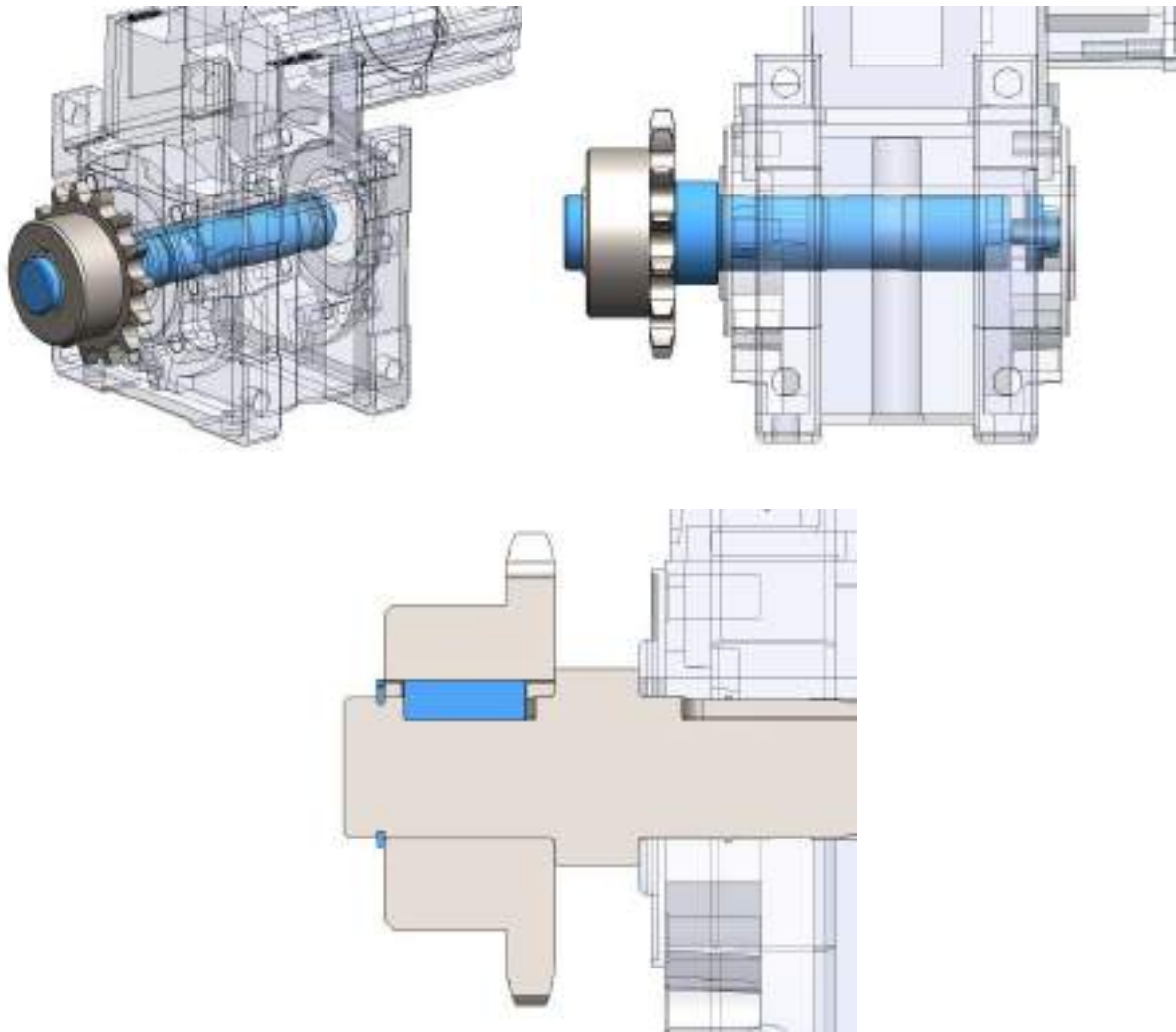


Figura 5-131: Disposición del eje de salida.

La fijación entre el piñón y el eje se realiza mediante el uso de una chaveta paralela, la cual asegura la transmisión de par sin deslizamientos relativos entre el eje y el componente. La elección de la chaveta se define a partir del diámetro del eje y considerando la longitud máxima no debe superar los 41 mm (ancho de masa del piñón). En este caso, se selecciona una chaveta normalizada de la marca OPAC [E], modelo A 8 x 7 x 36 DIN 6885, que cumple con los requisitos geométricos del montaje y ofrece compatibilidad con el sistema de fijación planteado. La selección puede verse en la Figura 5-132.

Las tolerancias y las características de esta selección se listan a continuación:

➤ Chavetero en el eje:

- Largo: 8 mm, con tolerancia de $-0.015 / -0.051$ mm
- Profundidad: 4.1 mm, con tolerancia de $+0 / +0.2$ mm
- Tipo de asiento: fijo, con juego en el lomo.

➤ Chavetero en el cubo del piñón:

- Ancho: 8 mm, con tolerancia de $+0.018 / -0.018$ mm
- Profundidad: 2.9 mm, con tolerancia de $+0 / -0.1$ mm
- Tipo de asiento: ligero, con apriete en el lomo.

Sección de la limpieza de ajuste (acero para chavetas DIN 6885)		Anchura h	2	3	4	5	6	8	10				
Altura H		2	3	4	5	6	8	10	12				
Paso diámetro del eje	d1 (3)	más de	6	8	10	12	17	22	30				
		hasta	3	10	12	17	22	30	38				
Chavetero de eje	Anchura b (4)	asiento fijo H9	Máxima	1,991	2,591	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985			
			Mínima	1,966	2,566	3,968	4,968	5,968	7,949	9,969			
		asiento ligero H8	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000			
			Mínima	1,975	2,575	3,970	4,97	5,97	7,964	9,964			
	Profundidad (15)	con juego en el lomo o apriete	1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,1	4,1	3,7	4,7	
		of. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2			
Chavetero del cubo	Anchura b (4)	asiento fijo H9	Máxima	1,991	2,591	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985			
			Mínima	1,966	2,566	3,968	4,968	5,968	7,949	9,949			
		asiento ligero H8	Máxima	2,612	3,012	4,015	5,015	6,015	8,016	10,018			
			Mínima	1,987	2,587	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982			
	Profundidad (25)	con juego en el lomo	0,9	1,3	1,8	1,1	2,1	1,8	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3
		of. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	
		con apriete	0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	14,5	2,5	1,9	2,9
		of. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	
Redondeo del fondo del chavetero	r	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5		
	of. adm.	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2		

A
extremos redondos
sin tornillo de retención

B
extremos rectos
sin tornillo de retención

Figura 5-132: Dimensiones de chaveteros.

Asimismo, para el ajuste general entre el diámetro exterior del eje y el diámetro interior del cubo del piñón, se adopta un ajuste leve del tipo H7/g6, considerado adecuado para montajes que requieren alineación precisa y transmisión de carga sin juego axial significativo, pero sin necesidad de interferencias que dificulten el montaje o el desmontaje en futuras tareas de mantenimiento.

Respecto al montaje de la corona, es importante destacar que este componente será montado sobre el eje motriz, el cual aún no ha sido definido, dado que su diseño será

desarrollado en la sección siguiente. No obstante, pueden establecerse algunas condiciones preliminares para asegurar la viabilidad del montaje, como la limitante del diámetro del eje en la zona donde se montará la corona no deberá exceder las 3 pulgadas, valor límite derivado del diámetro de masa del componente y validado previamente mediante el análisis con la ecuación 5.58. Una vez definido el extremo del eje motriz, se verificará la compatibilidad geométrica entre este y el cubo de la corona. Además, se seleccionarán los elementos de fijación apropiados según las necesidades del diseño.

La intención es garantizar un ensamble firme y confiable, que resista adecuadamente el par transmitido y las cargas del sistema, sin comprometer la alineación ni la integridad de los componentes.

5.15.5. Dimensionamiento del eje motriz

El dimensionamiento del eje motriz se desarrolla a continuación basándose en los lineamientos establecidos por Robert Mott “Diseño de Elementos de Máquinas” [12], particularmente en el Capítulo 12, el cual aborda el análisis y diseño de ejes sometidos a cargas combinadas, incorporando los efectos de flexión y torsión. En esta instancia, se aplica dicha metodología con el objetivo de obtener un eje correctamente dimensionado, que garantice una operación segura, confiable y duradera en las condiciones reales de trabajo del sistema.

El eje en estudio constituye un elemento estructural clave dentro del subsistema de transmisión del circuito de limpieza, ya que es el responsable de recibir el torque de salida proveniente del reductor mecánico y transferirlo a la corona motriz, que a su vez acciona la cadena de transporte encargada de desplazar las perchas con perfiles metálicos a lo largo de la etapa de pretratamiento. Dado el carácter esencial de su función, es imprescindible que el diseño del eje contemple adecuadamente tanto los esfuerzos generados por las fuerzas transmitidas, como las reacciones generadas por los apoyos y por el montaje de los distintos componentes.

Sobre el eje motriz se montan dos rodamientos que actúan como puntos de apoyo, permitiendo su rotación libre y asegurando su correcta alineación en el conjunto mecánico. Además, en el eje, entre estos dos rodamientos, se encuentra montada la corona motriz, cuyo diseño se detalló previamente en la Sección 5.4, y, en el extremo opuesto del eje, se

instala una corona secundaria, correspondiente al engranaje de salida de la última etapa de reducción del reductor, cuya función es transmitir el par motriz desde el sistema reductor hacia el eje.

La disposición general de estos elementos montados sobre el eje se ilustra en la Figura 5-133, donde se representa de manera esquemática la distribución longitudinal de los componentes, identificándose las posiciones relativas de los rodamientos, las coronas y los tramos libres del eje. Esta configuración define los puntos críticos para el análisis de esfuerzos.

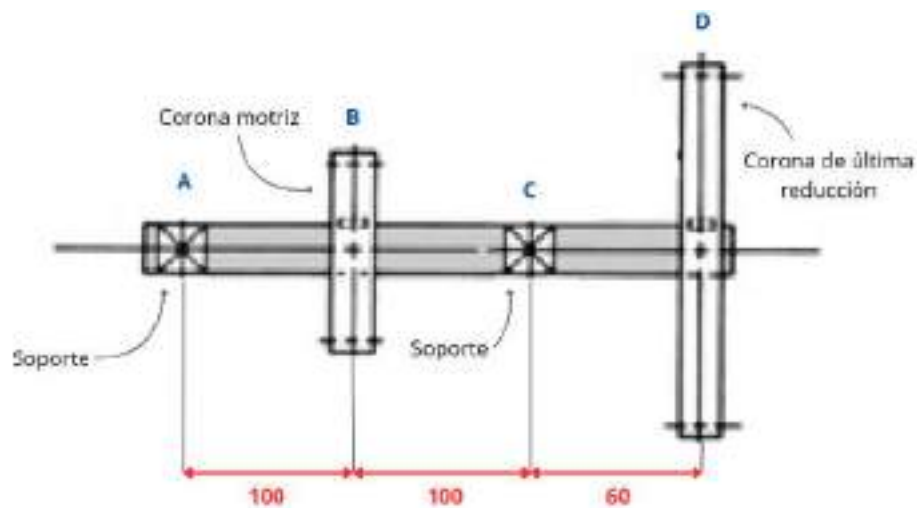


Figura 5-133: Distribución esquemática de los elementos montados sobre el eje motriz.

Un aspecto relevante del análisis es la inclinación de la fuerza de tracción que transmite la corona secundaria, ya que esta se encuentra acoplada a un piñón. La fuerza generada en este punto no actúa de manera radial, sino que presenta una determinada inclinación angular, la cual está directamente relacionada con el ángulo de presión de la cadena. Esta condición obliga a descomponer la fuerza aplicada en sus componentes horizontal y vertical, generando una combinación de esfuerzos en dos planos ortogonales.

Como resultado de esta descomposición vectorial, el eje queda sometido simultáneamente a momentos flectores en los planos XZ y YZ, además de un torque resultante de la transmisión de potencia. Este estado de cargas combinadas genera un escenario típico de trabajo bajo sollicitación multiaxial, que debe ser considerado cuidadosamente en el diseño.

En la Figura 5-134 se presenta el diagrama de fuerzas aplicadas sobre los puntos de acción directa, denominados B y D, los cuales corresponden a los centros de aplicación de las coronas. A partir de este esquema, se desarrolló el diagrama general de cargas actuantes sobre el eje (ver Figura 5-135), el cual incorpora no solo las cargas externas, sino también las reacciones en los apoyos generadas por el equilibrio estático del sistema. Este diagrama es esencial para el trazado posterior de los diagramas de momento flector y fuerza cortante en ambos planos.

El paso siguiente en el análisis consiste en determinar el ángulo de acción de la fuerza transmitida por la corona, el cual se obtiene a partir del ángulo de contacto de la cadena, considerando que en este caso es de 194° (valor obtenido en la sección 5.15.4). Este ángulo es fundamental para calcular con precisión las proyecciones de la fuerza tangencial, necesarias para establecer los valores de carga en los planos horizontal y vertical. Con estas componentes, se calcula los momentos flectores máximos en cada sección del eje, así como el momento torsor aplicado.

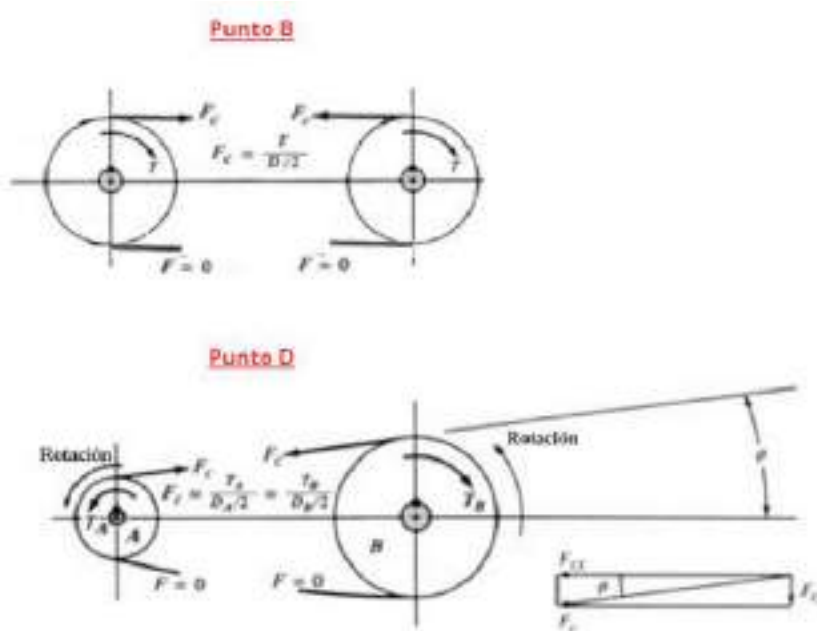


Figura 5-134: Esquema de fuerzas en transmisión.

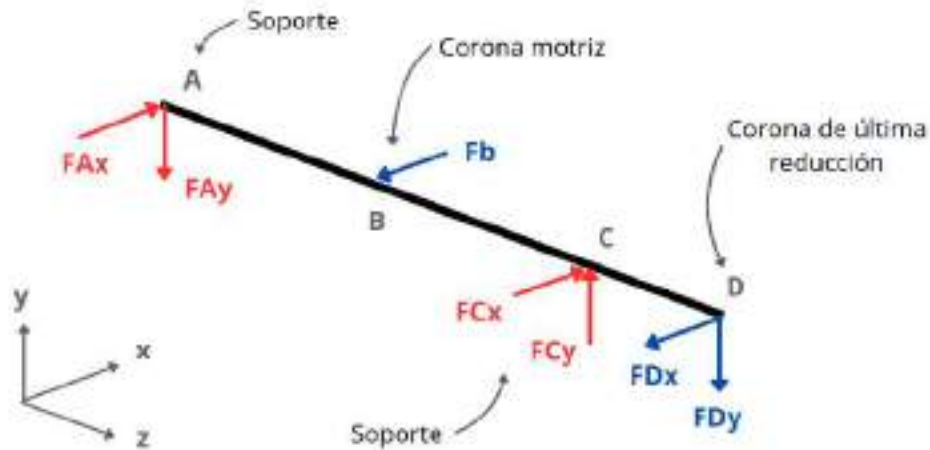


Figura 5-135: Diagrama de cargas sobre el eje.

Con el objetivo de obtener los esfuerzos internos en el eje motriz, es indispensable conocer la dirección exacta en la que actúa la fuerza de tracción generada por la cadena de reducción, la cual es transmitida a través de la corona montada en el extremo del eje. Esta fuerza, como ya se ha mencionado, no actúa perpendicular al eje, sino con una cierta inclinación determinada por las condiciones geométricas del sistema, particularmente por el ángulo de contacto de la cadena sobre la corona.

Con base en los datos obtenidos durante el diseño de la reducción por cadena, se conoce que el ángulo de envolvimiento de la cadena sobre la corona receptora es de 194° . A partir de este valor, se deduce que la fuerza de tracción actúa a lo largo de la línea media del ángulo de contacto, es decir, en una dirección que forma un ángulo intermedio con respecto a la horizontal.

Este ángulo de acción se puede calcular mediante la Ecuación (5.75).

$$\phi = \frac{\theta_2 - 180^\circ}{2} \quad (5.75)$$

$$\phi = \frac{194^\circ - 180^\circ}{2}$$

$$\phi = 7^\circ$$

Este ángulo representa la inclinación con la que la fuerza de tracción actúa respecto al eje longitudinal del sistema (eje X). Conociendo este valor, se descompone la fuerza en sus componentes ortogonales, necesarias para el análisis de cargas y elaboración de los diagramas de momento flector y cortante.

La fuerza de tracción de la cadena de reducción ha sido previamente calculada y es igual a 7372.6 N. Las componentes de esta fuerza sobre los planos XZ (componente horizontal) y YZ (componente vertical) se obtienen aplicando funciones trigonométricas elementales, como se presentan en las Ecuaciones (5.75) y (5.76).

$$FD_x = FD \cdot \cos (\phi) \quad (5.75)$$

$$FD_x = 7372.6 \text{ N} \cdot \cos (7^\circ)$$

$$FD_x = 7317.6 \text{ N}$$

$$FD_y = FD \cdot \sin (\phi) \quad (5.76)$$

$$FD_y = 7372.6 \text{ N} \cdot \sin (7^\circ)$$

$$FD_y = 898.5 \text{ N}$$

Ambas componentes generan efectos combinados sobre el eje: FD_x contribuye principalmente al momento torsor, mientras que FD_y produce esfuerzos de flexión en el plano vertical, lo cual es particularmente crítico para la verificación a fatiga.

Adicionalmente, se recuerda que la fuerza de tracción en la cadena motriz (F_b), encargada de accionar la corona central que arrastra la cadena de transporte, es igual a 7254 N.

Con todos estos datos disponibles se puede proceder al cálculo de las reacciones en los apoyos ubicados a ambos extremos del eje. Estas reacciones serán determinadas mediante el equilibrio estático de momentos y fuerzas en ambos planos (XZ e YZ), lo que permitirá obtener los diagramas de esfuerzos internos a lo largo del eje. Dichos diagramas constituyen la base para el posterior análisis de tensiones combinadas y la verificación por fatiga del eje motriz.

Reacciones y diagramas sobre plano XZ

En esta sección se desarrolla el análisis de equilibrio estático aplicado al plano horizontal XZ, el cual contempla las fuerzas radiales actuantes sobre el eje motriz. Este plano es fundamental para determinar los esfuerzos de corte y momento flector generados por las cargas tangenciales transmitidas a través de los engranajes acoplados. La resolución de este sistema permitirá definir con precisión las sollicitaciones internas a las que se ve sometido el eje y servirá como base para su posterior verificación estructural.

La Figura 5-136 presenta el diagrama de cuerpo libre correspondiente al eje en el plano XZ, en el cual se esquematizan las cargas aplicadas, las distancias relativas entre componentes y las reacciones generadas en los puntos de apoyo A y C, correspondientes a los rodamientos. A partir de este esquema, resultan las Ecuaciones (5.77), (5.78) y (5.79).

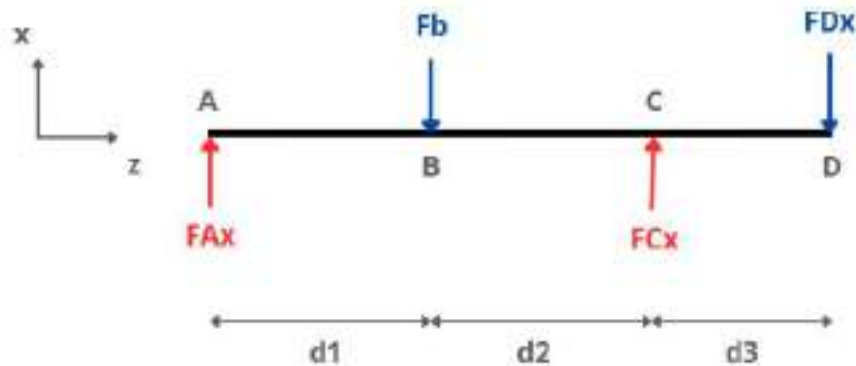


Figura 5-136: Diagrama de cuerpo libre del eje en plano XZ.

$$\Sigma M_A = -Fb \cdot d_1 + FC_x \cdot (d_1 + d_2) - FD_x \cdot (d_1 + d_2 + d_3) = 0 \quad (5.77)$$

$$\Sigma M_C = -FA_x \cdot (d_1 + d_2) + Fb \cdot d_2 - FD_x \cdot d_3 = 0 \quad (5.78)$$

$$\Sigma F_x = RA_x - FB_x + FC_x - FD_x = 0 \quad (5.79)$$

Del sistema anterior de ecuaciones (5.77) y (5.78), se obtienen las expresiones para las reacciones en los apoyos A y C:

$$FC_x = \frac{Fb \cdot d_1 + FD_x \cdot (d_1 + d_2 + d_3)}{d_1 + d_2} \quad (5.80)$$

$$FC_x = \frac{7254 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} + 7317.6 \text{ N} \cdot (100 \text{ mm} + 100 \text{ mm} + 60 \text{ mm})}{100 \text{ mm} + 100 \text{ mm}}$$

$$FC_x = 13139.88 \text{ N}$$

$$FA_x = \frac{Fb \cdot d_2 - FD_x \cdot d_3}{d_1 + d_2} \quad (5.81)$$

$$FA_x = \frac{7254 \cdot 100 \text{ mm} - 7317.6 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm}}{100 \text{ mm} + 100 \text{ mm}}$$

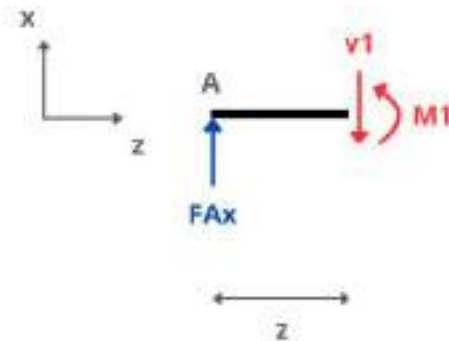
$$FA_x = 1431.72 \text{ N}$$

Una vez determinadas las reacciones, se puede verificar la validez de los resultados mediante la Ecuación (5.79) de equilibrio.

$$\Sigma F_x = 1431.72 \text{ N} - 7254 \text{ N} + 13139.88 \text{ N} - 7317.6 \text{ N} = 0 \quad \checkmark$$

Una vez determinadas las reacciones, se construye los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector a lo largo del eje, considerando tres tramos definidos entre las posiciones de carga y apoyo:

Tramo 1 ($0 \leq x \leq d_1$)



$$\Sigma F_x = FA_x - v_1 = 0 \quad (5.82)$$

$$\Sigma M_1 = M_1 - FA_x \cdot z = 0 \quad (5.83)$$

Del sistema de ecuaciones (5.82) y (5.83) anteriores se obtiene los esfuerzos internos de corte y momento flector para el tramo considerado.

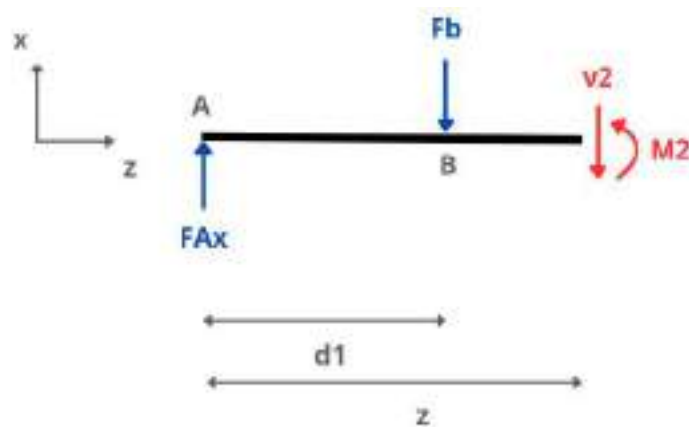
$$v_1 = FA_x \quad (5.84)$$

$$v_1 = 1431.72 \text{ N}$$

$$M_1 = FA_x \cdot z \quad (5.85)$$

$$M_1 = 1431.72 \text{ N} \cdot z$$

Tramo 2 ($d_1 \leq x \leq d_1 + d_2$)



$$\Sigma F_x = FA_x - Fb - v_2 = 0 \quad (5.86)$$

$$\Sigma M_2 = M_2 - FA_x \cdot z + Fb \cdot (z - d_1) = 0 \quad (5.87)$$

Del sistema de ecuaciones (5.86) y (5.87) anteriores se obtiene los esfuerzos internos de corte y momento flector para el tramo considerado.

$$v_2 = FA_x - Fb \quad (5.88)$$

$$v_2 = 1431.72 \text{ N} - 7254 \text{ N}$$

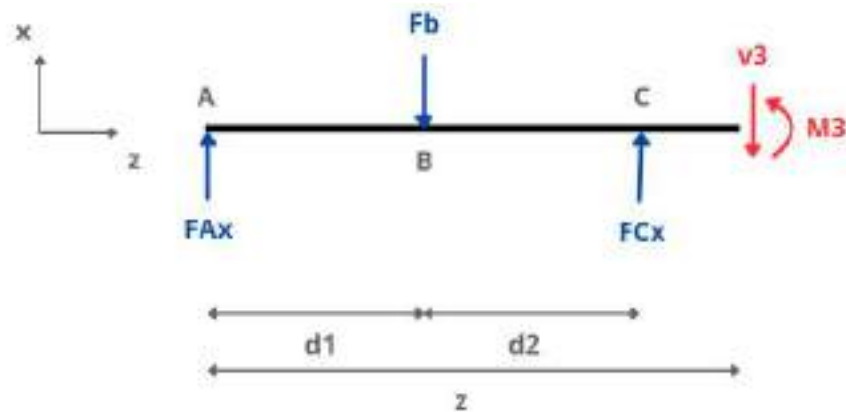
$$v_2 = -5822.28 \text{ N}$$

$$M_2 = FA_x \cdot z - Fb \cdot (z - d_1) \quad (5.89)$$

$$M_2 = 1431.72 \text{ N} \cdot z - 7254 \text{ N} \cdot (z - 0.1 \text{ m})$$

$$M_2 = -5822.28 \text{ N} \cdot z + 725.4 \text{ Nm}$$

Tramo 3 ($d_1 + d_2 \leq x \leq d_1 + d_2 + d_3$)



$$\Sigma F_x = FA_x - Fb + FCx - v_3 = 0 \quad (5.90)$$

$$\Sigma M_3 = M_3 - FA_x \cdot z + Fb \cdot (z - d_1) - FCx \cdot (z - (d_1 + d_2)) = 0 \quad (5.91)$$

Del sistema de ecuaciones (5.90) y (5.91) anteriores se obtiene los esfuerzos internos de corte y momento flector para el tramo considerado.

$$v_3 = FA_x - Fb + FC_x \quad (5.92)$$

$$v_3 = 1431.72 \text{ N} - 7254 \text{ N} + 13139.88 \text{ N}$$

$$v_3 = 7317.6 \text{ N}$$

$$M_3 = FA_x \cdot z - Fb \cdot (z - d_1) + FC_x \cdot (z - (d_1 + d_2)) \quad (5.93)$$

$$M_3 = 1431.72 \text{ N} \cdot z - 7254 \text{ N} \cdot (z - 0.1 \text{ m}) + 13139.88 \text{ N} \cdot (z - 0.2 \text{ m})$$

$$M_3 = 7317.6 \text{ N} \cdot z - 1902.57 \text{ Nm}$$

La Figura 5-137 presenta los diagramas resultantes de esfuerzo cortante y momento flector sobre el plano XZ, reflejando los efectos de las cargas aplicadas en cada tramo y permitiendo identificar los puntos de máxima sollicitación.

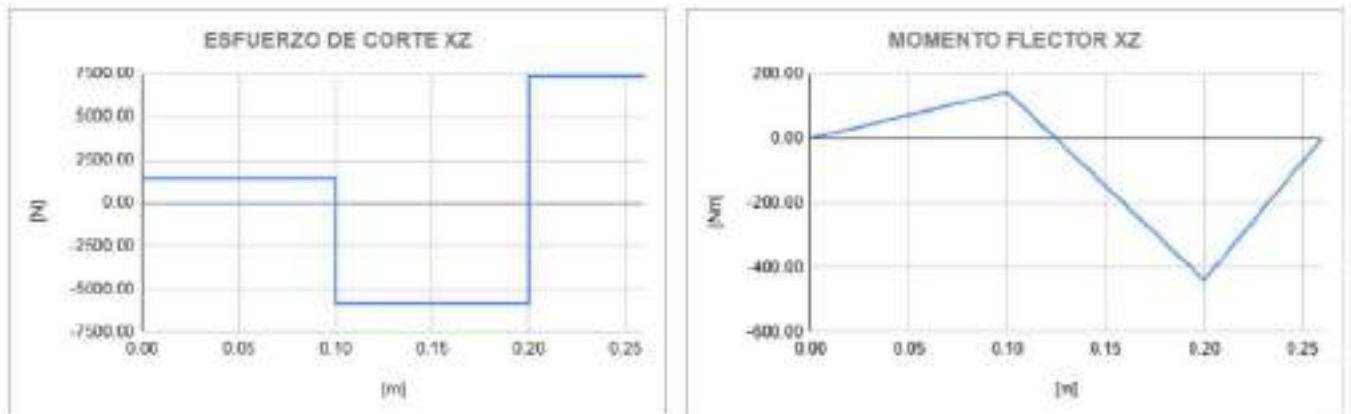


Figura 5-137: Esfuerzos en plano XZ.

Reacciones y diagramas sobre plano YZ

En esta sección se desarrolla el análisis de equilibrio estático correspondiente al plano vertical YZ, con el objetivo de determinar las sollicitaciones generadas por las componentes verticales de las fuerzas radiales actuantes sobre el eje motriz. Estas fuerzas, al igual que las consideradas en el plano XZ, son producto del acoplamiento de la corona secundaria

con la etapa final del sistema de reducción, y deben analizarse en conjunto con las reacciones inducidas en los apoyos (rodamientos).

La Figura 5-138 presenta el esquema de cuerpo libre del eje en el plano YZ, donde se representa la distribución de cargas y las distancias geométricas relevantes, considerando los mismos puntos de aplicación de fuerzas que en el análisis anterior.

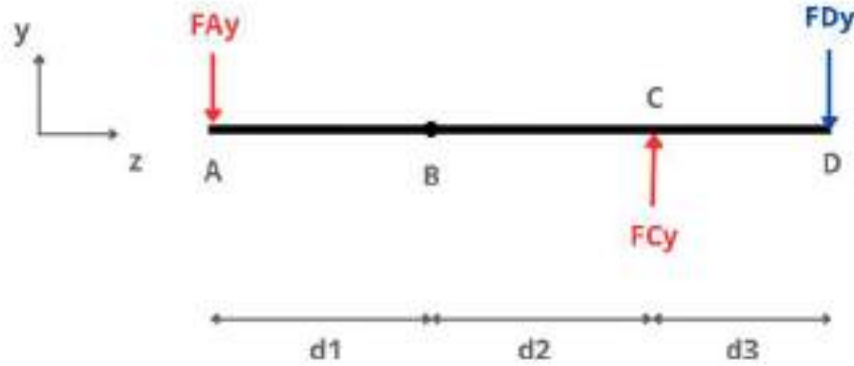


Figura 5-138: Diagrama de cuerpo libre del eje en plano YZ.

A partir del equilibrio estático del sistema, se plantean las siguientes ecuaciones fundamentales.

$$\Sigma M_A = FC_y \cdot (d_1 + d_2) - FD_y \cdot (d_1 + d_2 + d_3) = 0 \quad (5.94)$$

$$\Sigma M_C = FA_y \cdot (d_1 + d_2) - FD_y \cdot d_3 = 0 \quad (5.95)$$

$$\Sigma F_y = -FA_y + FC_y - FD_y = 0 \quad (5.96)$$

De Ecuaciones (5.94) y (5.95) se deducen las reacciones verticales en los apoyos:

$$FC_y = \frac{FD_y \cdot (d_1 + d_2 + d_3)}{d_1 + d_2} \quad (5.97)$$

$$FC_y = \frac{898.5 \text{ N} \cdot (100 \text{ mm} + 100 \text{ mm} + 60 \text{ mm})}{100 \text{ mm} + 100 \text{ mm}}$$

$$FC_y = 1168.05 \text{ N}$$

$$FA_y = \frac{FD_y \cdot d_3}{d_1 + d_2} \quad (5.98)$$

$$FA_y = \frac{898.5 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm}}{100 \text{ mm} + 100 \text{ mm}}$$

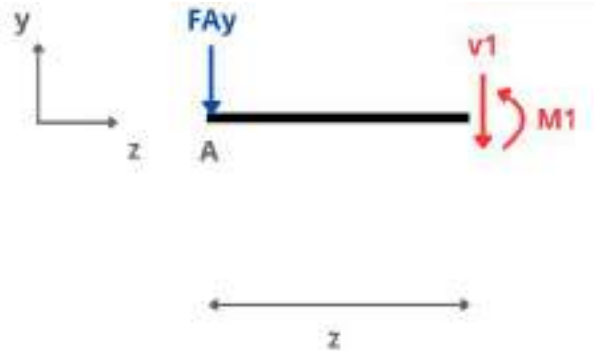
$$FA_y = 269.55 \text{ N}$$

Como verificación final del sistema, se comprueba el equilibrio de fuerzas verticales mediante la Ecuación (5.96).

$$\Sigma F_y = -269.55 \text{ N} + 1168.05 \text{ N} - 898.5 \text{ N} = 0 \quad \checkmark$$

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos, se desarrolla los diagramas de esfuerzos internos en el plano YZ, para los distintos tramos del eje.

Tramo 1 ($0 \leq x \leq d_1 + d_1$)



$$\Sigma F_y = -FA_y - v_1 = 0 \quad (5.99)$$

$$\Sigma M_1 = M_1 + FA_y \cdot z = 0 \quad (5.100)$$

Resolviendo las ecuaciones (5.99) y (5.100) se obtiene los esfuerzos internos de corte y momento flector para el tramo considerado.

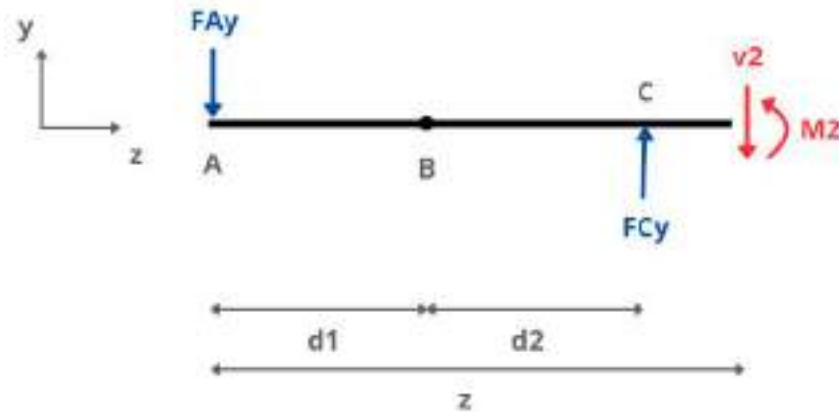
$$v_1 = FA_y \quad (5.101)$$

$$v_1 = 269.55 \text{ N}$$

$$M_1 = -FA_y \cdot z \quad (5.102)$$

$$M_1 = -269.55 \text{ N} \cdot z$$

Tramo 2 ($d_1 + d_2 \leq x \leq d_1 + d_1 + d_3$)



$$\Sigma F_y = -FA_y + FC_y - v_2 = 0 \quad (5.103)$$

$$\Sigma M_2 = M_2 + FA_y \cdot z - FC_y \cdot (z - (d_1 + d_2)) = 0 \quad (5.104)$$

Resolviendo las ecuaciones (5.103) y (5.104) se obtiene los esfuerzos internos de corte y momento flector para el tramo considerado.

$$v_2 = FC_y - FA_y \quad (5.105)$$

$$v_2 = 1168.05 \text{ N} - 269.55 \text{ N}$$

$$v_2 = 898.5 \text{ N}$$

$$M_2 = -FA_y \cdot z + FC_y \cdot (z - (d_1 + d_2)) \quad (5.106)$$

$$M_2 = -269.55 \text{ N} \cdot z + 1168.05 \text{ N} \cdot (z - (0.1 \text{ m} + 0.1 \text{ m}))$$

$$M_2 = 898.5 \text{ N} \cdot z - 233.61 \text{ Nm}$$

Los resultados obtenidos se representan gráficamente en la Figura 5-139, en la cual se observan los diagramas de esfuerzos internos para el plano YZ. Estas curvas permiten identificar los máximos valores de corte y momento flector vertical, fundamentales para el dimensionamiento final del eje.

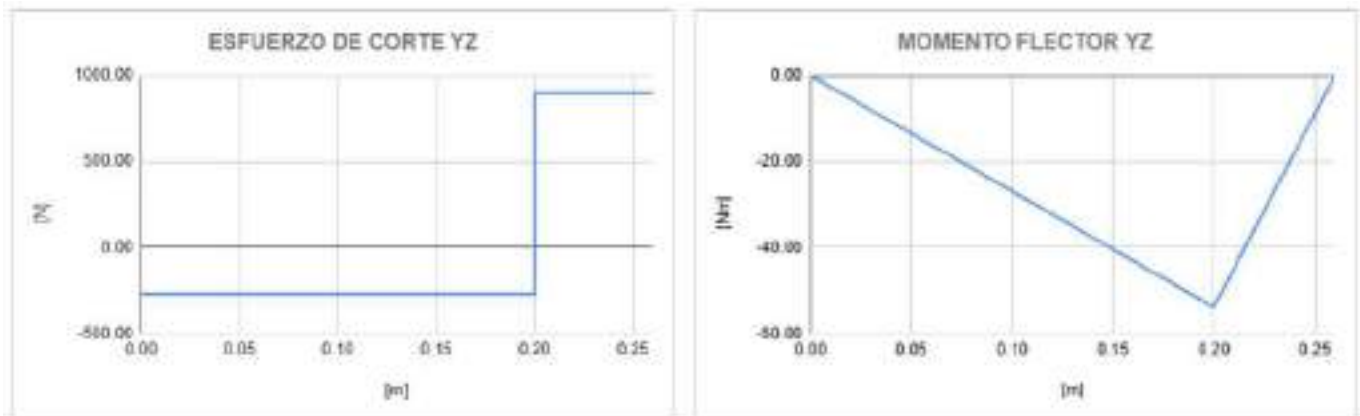


Figura 5-139: Esfuerzos en plano XZ.

Finalmente, al contar con los valores de esfuerzo cortante y momento flector en ambos planos (XZ e YZ), se procede al cálculo de los resultantes equivalentes, necesarios para la aplicación de los criterios de diseño a fatiga, tal como se expresa en las ecuaciones (5.107) y (5.108) siguientes.

$$V = \sqrt{V_{xz}^2 + V_{yz}^2} \quad (5.107)$$

$$M = \sqrt{M_{xz}^2 + M_{yz}^2} \quad (5.108)$$

Estos valores resultantes, representados en la Figura 5-140, serán utilizados en las secciones posteriores para determinar el diámetro requerido.

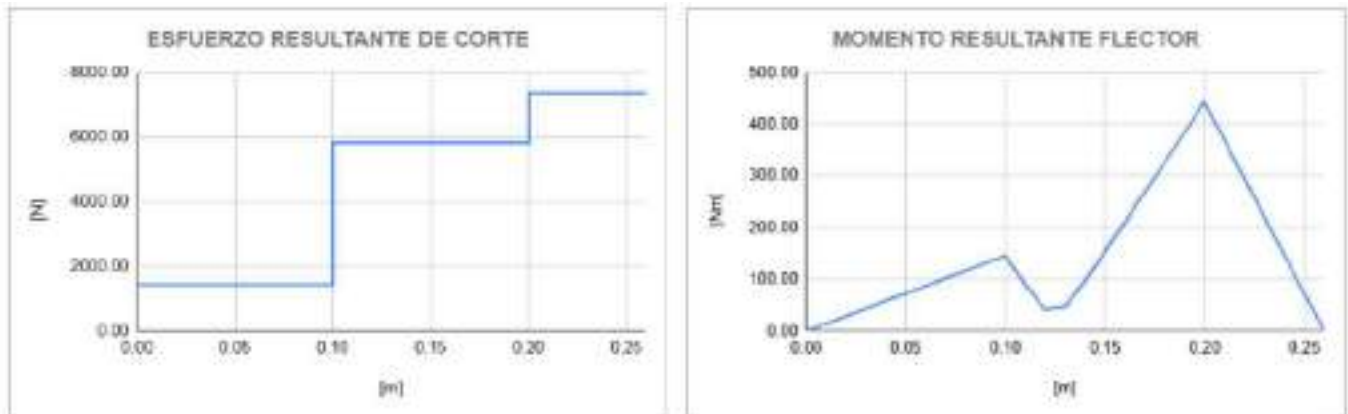


Figura 5-140: Momento resultante.

Dimensionamiento del eje

A continuación se describe en detalle el montaje de los cuatro elementos principales sobre el eje motriz, considerando tanto los aspectos geométricos como los de sujeción mecánica necesarios para garantizar un funcionamiento seguro y confiable del conjunto. Estos elementos incluyen dos rodamientos de soporte y dos coronas dentadas, dispuestas en posiciones específicas a lo largo del eje.

Para el caso de los rodamientos, se prevé la inclusión de resaltes mecanizados sobre el eje, los cuales actúan como superficies de apoyo que impiden el desplazamiento axial. Estos escalones permiten fijar la posición axial de cada rodamiento, asegurando su correcta alineación con los soportes de la estructura y su capacidad de absorber las reacciones radiales generadas por las fuerzas transmitidas.

En cuanto a las coronas dentadas, se establece su vinculación con el eje a través de chavetas rectangulares, las cuales se alojan en canales mecanizados tanto en el cubo de las coronas como en el eje. Este tipo de unión asegura la transmisión efectiva del par sin deslizamientos relativos entre las piezas. Para garantizar la correcta posición axial de las coronas y evitar movimientos durante la operación, se utilizan anillos de retención colocados en ambos extremos de los cubos de las coronas.

En la Figura 5-141 puede observarse el croquis esquemático del eje, donde se representa la geometría general con sus diferentes escalonamientos y los cuatro diámetros principales correspondientes a los alojamientos de los elementos mencionados. Además, en esta figura se incorpora la distribución del par torsor a lo largo del eje, determinado en el análisis desarrollado en la Sección 5.15.2. Se destaca que el valor máximo de torque, equivalente a 995.3 Nm, se localiza en el tramo comprendido entre los puntos B, C y D, correspondiente al sector del eje en el que se transmiten simultáneamente los esfuerzos desde la reducción final hasta la corona motriz. Este tramo es, por lo tanto, el más exigido desde el punto de vista estructural, y debe ser considerado como crítico para el dimensionamiento.

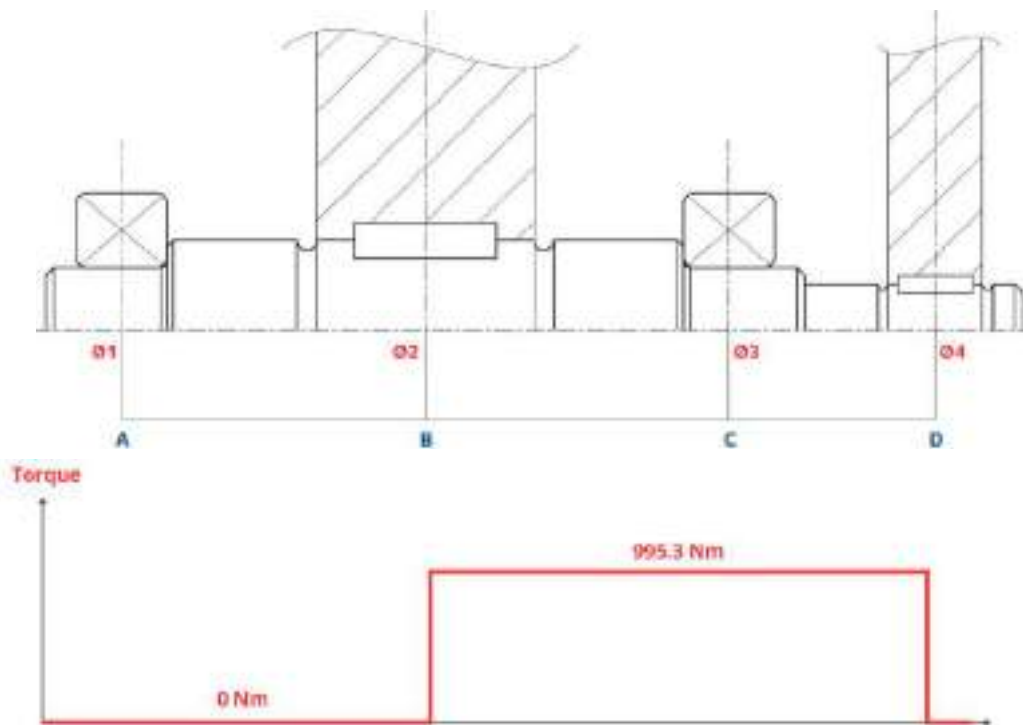


Figura 5-141: Torque a lo largo del eje.

A continuación se presenta la Tabla 5-4, en la cual se resumen los valores máximos de esfuerzos internos obtenidos en los puntos representativos del eje (A, B, C y D), incluyendo momentos flectores, fuerzas cortantes y torque. Estos valores constituyen la base para el dimensionamiento final de los diámetros en cada sección del eje.

Tabla 5-4: Resumen de valores de esfuerzos internos.

	Esfuerzo Cortante [N]		Momento flector [Nm]		Momento torsor [Nm]	
	Izquierda	Derecha	Izquierda	Derecha	Izquierda	Derecha
Punto A	0	1456.86	0		0	
Punto B	1456.86	5828.53	145.69		0	995.30
Punto C	5828.53	7372.53	442.36		995.30	
Punto D	7372.53	0	0		995.30	0

El eje propuesto presenta distintas geometrías funcionales, tales como chaveteros y ranuras, que actúan como zonas críticas de concentración de tensiones. Estos detalles constructivos incrementan localmente los esfuerzos actuantes, por lo cual deben ser contemplados con precisión en la fase de diseño para garantizar un funcionamiento seguro y confiable.

Dado que el análisis detallado de concentraciones de tensiones mediante elementos finitos o ensayos no fue parte del alcance de este proyecto, se recurre a valores de factores de concentración de tensiones (K) reportados en la bibliografía especializada. En particular, se adoptan los valores sugeridos en el Capítulo 12 del libro Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott [12], utilizado como referencia en el diseño mecánico. A continuación, se resumen los valores de K empleados en función del tipo de discontinuidad geométrica:

- Chavetero: el concentrador de tensiones es $K = 2$
- Chaflanes en cambios de diámetro: el concentrador de tensiones es $K = 2.5$
- Ranuras para anillos de retención: el concentrador de tensiones es $K = 3$ (considerar que el diámetro que se obtiene con este concentrador de tensión es

para el diámetro interno de la ranura, debido a esto se debe aplicar un factor de 1.06 para aumentar un 6% el diámetro final)

Una decisión clave en el diseño del eje es la elección del material con el que será fabricado, ya que este componente presenta múltiples escalonamientos y diámetros que requieren operaciones de mecanizado de precisión. Además, durante su funcionamiento estará sometido a un régimen de solicitaciones exigente, que combina un par torsor continuo con flexión invertida y repetida, propias del trabajo cíclico. Por lo tanto, el material seleccionado debe ofrecer una resistencia mecánica moderadamente alta, buena resistencia a la fatiga y adecuada maquinabilidad.

Para cumplir con estas exigencias, resulta apropiado emplear aceros aleados de medio contenido de carbono, laminados en frío y templados. A su vez, para facilitar el mecanizado, se prefiere un acero con contenido de azufre moderadamente alto. Basándose en estas condiciones, se selecciona el acero ANSI 1144, una aleación que satisface tanto los requisitos mecánicos como las propiedades de manufactura. Este material presenta una composición típica de 0,48 % de carbono y 0,24 a 0,33 % de azufre. Las propiedades mecánicas consideradas para los cálculos son:

$$\text{➤ } \sigma_{rot} = 813.58 \text{ MPa}$$

$$\text{➤ } \sigma_{elas} = 572.26 \text{ MPa}$$

Para el cálculo de los diámetros mínimos aceptables del eje en cada punto de interés se usará el modelo de cálculo para ejes sometidos a flexión y a torsión, ver Ecuación (5.109). Y en los casos donde no existan estos esfuerzos o sean predominantes los esfuerzos de corte, se usará el modelo de cálculo que se refleja la ecuación (5.110) siguiente.

$$D \geq \left[\frac{32 \cdot N}{\Pi} \cdot \sqrt{\left[\frac{K \cdot M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \cdot \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (5.109)$$

$$D \geq \sqrt{\frac{2.94 \cdot K \cdot N \cdot V}{S'_n}} \quad (5.110)$$

Donde:

- N es el factor de diseño normal o seguridad, que para este caso en particular toma un valor igual a 2, el cual contempla el diseño de maquinaria en general.
- K es el coeficiente de concentración de tensiones.
- S_y es la tensión de fluencia o límite elástico.
- S_n' es la tensión de fatiga modificada, la cual se calculará más adelante.
- M, T y V, son los esfuerzos resultantes en los puntos donde se quiere encontrar el diámetro mínimo.

Para determinar el valor de la tensión de fatiga modificada, es necesario calcular previamente una serie de coeficientes que dependen, entre otros factores, del tamaño geométrico del eje, es decir, de sus diámetros. Sin embargo, dado que justamente esos diámetros son el objetivo del diseño, su valor no se conoce en esta etapa inicial. Por esta razón, se recurre al uso de la Ecuación 5-109, correspondiente al modelo de cálculo para ejes sometidos a condiciones estáticas. Esta ecuación permite estimar un valor preliminar de los diámetros mínimos requeridos, a partir del cual podrán calcularse los coeficientes correctivos necesarios para continuar con el dimensionamiento bajo criterios de fatiga. Este procedimiento iterativo permite avanzar en el diseño aun sin contar inicialmente con todas las variables definidas.

$$D \geq \left[\frac{32}{\Pi \cdot \sigma_{adm}} \cdot \sqrt{M^2 + 0.75 \cdot T^2} \right]^{1/3} \quad (5.111)$$

Donde la tensión admisible se toma igual al límite elástico del material, actuando como límite admisible para una condición conservadora. Con esta estimación preliminar se obtienen los valores de diámetros nominales mínimos en los distintos tramos del eje, los cuales se resumen en la Tabla 5-5.

Tabla 5-5: Diámetros preliminares a lo largo del eje.

	Punto A Rodamiento	Punto B Corona motriz	Punto C Rodamiento	Punto D Corona de entrada
Diámetro mínimo	-	24.96 mm	25.83 mm	24.85 mm

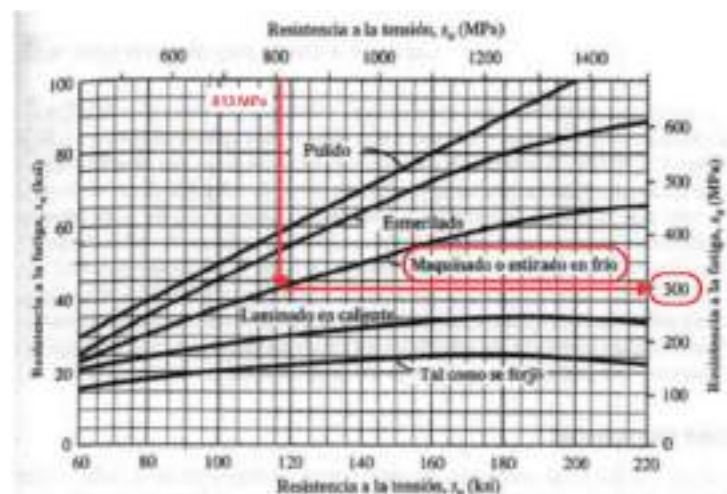
El valor de la resistencia a la fatiga modificada estará definida como:

$$S'_n = S_n \cdot C_s \cdot C_r \quad (5.112)$$

Donde:

- S_n es la resistencia a la fatiga de material
- C_s es el factor de tamaño que depende del tamaño final del eje
- C_r es un coeficiente de confiabilidad de los resultados obtenidos

Para determinar el valor de S_n , se recurre a la Figura 5-142, en la cual se presentan curvas empíricas que relacionan la resistencia a la rotura del acero con su correspondiente resistencia a la fatiga para distintas condiciones de superficie. Considerando que el material seleccionado es un acero laminado en frío y mecanizado, con una resistencia a la rotura de 813.5 MPa, se obtiene un valor de resistencia a la fatiga de 300 MPa.

**Figura 5-142:** Resistencia a la fatiga

Por otra parte, el nivel de confiabilidad adoptado para el diseño es del 90 %, lo cual implica que se busca que el componente tenga una probabilidad de fallo no mayor al 10 % en condiciones normales de servicio. De acuerdo con la Figura 5-143, el coeficiente de confiabilidad correspondiente a este nivel es $C_R = 0.90$.

TABLA 5-1
Factores de confiabilidad
aproximados C_R

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Figura 5-143: Factores de confiabilidad.

El factor de tamaño C_s se determina a partir del diámetro medio del eje, calculado previamente. Utilizando el valor promedio de 25 mm como representativo de los diámetros estimados (ver Tabla 5-5), se ingresa en la gráfica de la Figura 5-144, la cual proporciona el valor del coeficiente de corrección por tamaño para distintos rangos de diámetros. En este caso, se obtiene un valor de $C_s = 0.885$.

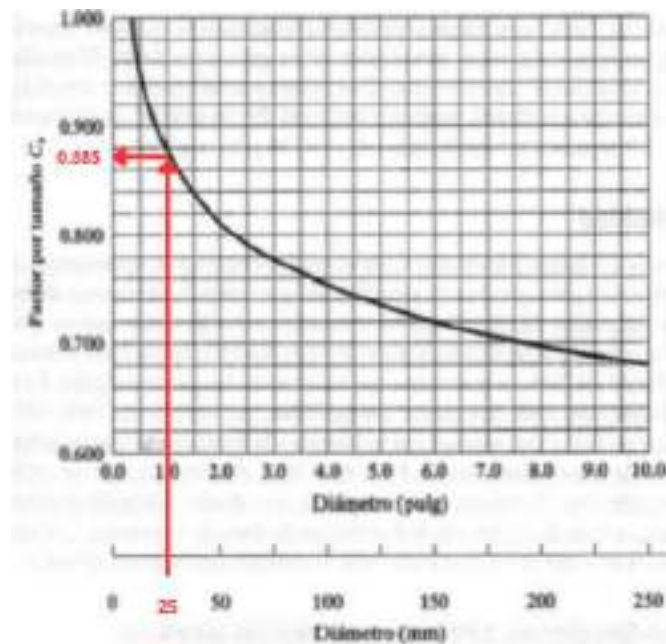


Figura 5-144: Coeficiente de corrección por tamaño.

Con todos estos parámetros definidos, se calcula la resistencia a la fatiga modificada mediante la Ecuación (5.112), resultando:

$$S'_n = 300 \text{ MPa} \cdot 0.885 \cdot 0.90$$

$$S'_n = 238.95 \text{ MPa}$$

Por último, se presentan los resultados del dimensionamiento de los diámetros mínimos admisibles para el eje motriz, obtenidos a partir de la resolución de las Ecuaciones (109) y (5.110), aplicadas en función de los esfuerzos actuantes en cada punto crítico del eje. Los datos utilizados provienen de los valores de momento flector, torque y esfuerzo cortante previamente calculados, tal como se resumió en las Tablas 5-4. Estos resultan:

- Punto A: En este punto, tanto el momento flector como el torque resultan nulos, por lo que el esfuerzo predominante es el esfuerzo cortante, derivado del cambio de nivel generado por la cara de apoyo del rodamiento. Esta configuración geométrica implica la presencia de un chaflán que actúa como concentrador de tensiones, razón por la cual se adopta un valor de $K=2.5$. Aplicando la Ecuación (5.110) correspondiente, el diámetro mínimo resulta:

$$D \geq \sqrt{\frac{2.94 \cdot 2.5 \cdot 2 \cdot 1456.86 \text{ N}}{238.95 \text{ MPa}}}$$

$$D \geq 9.47 \text{ mm}$$

- Punto B: En este punto, tanto el momento flector como el torque toman un valor distinto de cero, por lo que ambos esfuerzos deben considerarse como predominantes en el dimensionamiento. Por esta razón, se emplea la Ecuación (5.109), correspondiente al cálculo de ejes sometidos a flexión y torsión combinadas. En este sector del eje se identifican dos configuraciones geométricas que generan concentraciones de tensiones: la presencia de un chavetero, para la cual se adopta un coeficiente de concentración $K=2$, y la existencia de ranuras para alojar anillos de retención, cuyo efecto se modela mediante $K=3$, con un factor adicional del 6 % sobre el diámetro calculado, debido a que la tensión se concentra

en el diámetro interno de la ranura. Durante el análisis de esfuerzos en este punto, se observaron diferencias entre las condiciones a ambos lados del tramo, lo que obligaría, en principio, a calcular los diámetros para cada configuración. Sin embargo, como el momento flector es igual en ambos lados y el torque a la izquierda del punto resulta nulo —lo que genera un caso menos exigente—, se decide realizar un único cálculo por cada concentrador de tensiones, adoptando siempre el caso más desfavorable. Los valores de diámetros mínimos obtenidos para cada condición se detallan a continuación.

$$D \geq \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left[\frac{2 \cdot 145690 \text{ Nmm}}{238.95 \text{ MPa}} \right]^2 + \frac{3}{4} \cdot \left[\frac{995300 \text{ Nmm}}{572.26 \text{ MPa}} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D \geq 34.05 \text{ mm}$$

$$D \geq \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left[\frac{3 \cdot 145690 \text{ Nmm}}{238.95 \text{ MPa}} \right]^2 + \frac{3}{4} \cdot \left[\frac{995300 \text{ Nmm}}{572.26 \text{ MPa}} \right]^2} \right]^{1/3} \cdot 1.06$$

$$D \geq 38.59 \text{ mm}$$

- Punto C: En este punto tanto el momento flector como el torque presentan valores distintos de cero, por lo que ambos esfuerzos deben ser considerados como predominantes en el dimensionamiento del eje en esta sección. Para su cálculo se emplea la Ecuación (5.109), correspondiente al análisis combinado de flexión y torsión. Al comparar los valores obtenidos a izquierda y derecha del punto, se observa que ambos casos presentan magnitudes equivalentes, por lo que basta con realizar un único cálculo por cada configuración de concentrador de tensiones. La geometría en este sector incluye redondeos generados por los escalonamientos del eje que sirven de apoyo para el rodamiento, condición que, al igual que en el punto A, se considera mediante un coeficiente de concentración de tensiones de $K=2.5$. A partir de este análisis, se determina el diámetro mínimo necesario para garantizar la resistencia adecuada del eje en este tramo.

$$D \geq \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left[\frac{2.5 \cdot 442360 \text{ Nmm}}{238.95 \text{ MPa}} \right]^2 + \frac{3}{4} \cdot \left[\frac{995300 \text{ Nmm}}{572.26 \text{ MPa}} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D \geq 43.90 \text{ mm}$$

- Punto D: En este tramo del eje, el momento flector es nulo, pero el torque presenta un valor distinto de cero (considerado hacia la izquierda del punto), lo que lo convierte en el esfuerzo predominante para el diseño. En consecuencia, se aplica la Ecuación (5.109), correspondiente al cálculo bajo condiciones de torsión pura. En esta zona se identifican dos fuentes de concentración de tensiones: por un lado, la existencia de un chavetero, cuyo efecto se representa mediante un coeficiente $K=2$, y por otro, las ranuras destinadas a alojar los anillos de retención, asociadas a un coeficiente $K=3$. Para este último caso, tal como se estableció en el punto B, se considera además un incremento del 6 % en el diámetro final obtenido, con el fin de compensar la reducción de sección provocada por la ranura. A partir de estos criterios, se determinan los diámetros mínimos admisibles correspondientes a cada configuración de concentrador de tensiones.

$$D \geq \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left[\frac{2 \cdot 0 \text{ Nmm}}{238.95 \text{ MPa}} \right]^2 + \frac{3}{4} \cdot \left[\frac{995300 \text{ Nmm}}{572.26 \text{ MPa}} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D \geq 31.30 \text{ mm}$$

$$D \geq \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left[\frac{3 \cdot 0 \text{ Nmm}}{238.95 \text{ MPa}} \right]^2 + \frac{3}{4} \cdot \left[\frac{995300 \text{ Nmm}}{572.26 \text{ MPa}} \right]^2} \right]^{1/3} \cdot 1.06$$

$$D \geq 33.18 \text{ mm}$$

En todos los casos donde se obtienen múltiples valores debido a distintos concentradores de tensiones, se adopta como diámetro mínimo admisible el mayor de ellos. Esto asegura que el eje mantenga un margen de seguridad suficiente frente a las combinaciones de carga y los defectos geométricos propios del mecanizado. Los valores resultantes de este análisis servirán como base para el diseño final del eje motriz.

Diámetros finales del eje

A partir de las inecuaciones obtenidas para los distintos tramos del eje, se definieron los diámetros finales, redondeando los valores calculados, con el objetivo de seleccionar elementos comerciales compatibles y facilitar el proceso de fabricación. Se decidió unificar los diámetros en las posiciones A y C para utilizar rodamientos iguales y simplificar el mecanizado. Además, se estableció que el diámetro en B debe ser mayor que en A y C, ya que es la zona de mayores esfuerzos, y que el diámetro en C sea mayor que en D, respetando la distribución lógica según las solicitudes. En la Tabla 5-6 se presenta un resumen con los diámetros calculados y los valores finales adoptados para cada punto del eje.

Tabla 5-6: Diámetros adoptado para el eje.

	Punto A Rodamiento	Punto B Corona motriz	Punto C Rodamiento	Punto D Corona de entrada
Diámetro mínimo	> 9.47 mm	> 38.59 mm	> 43.90 mm	> 33.18 mm
Diámetro adoptado	45 mm	54 mm	45 mm	36 mm

Diámetro del cubo de corona motriz

Una vez definido el diámetro de la pista del eje donde se montará la corona motriz, se establece también la dimensión final del cubo. Para este caso, se adopta un diámetro de 54 mm con ajuste tipo H7, lo cual resulta adecuado considerando que la fijación se complementará con una chaveta y anillos de retención ubicados en ambos extremos del cubo. De este modo, un ajuste con tolerancia 54 H7/g6 ofrece la precisión necesaria para asegurar el montaje firme de la corona sobre el eje motriz sin requerir una interferencia excesiva ni dificultar el desmontaje.

En la Figura 5-145 se presenta el detalle del mecanizado correspondiente al ajuste del chavetero, y en la Figura 5-146 se muestra la selección de la chaveta mencionada.

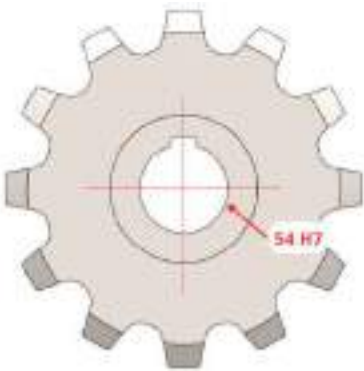


Figura 5-145: Cota de chavetero.

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6885)			Anchura b									
			Módulo m									
Para diámetro del eje d (3)			más de									
			hasta									
Chavetero del eje	Anchura b (4)	asiento f7/p6	Módulo	10	12	14	16	18	20	22		
		asiento f7/p6	Módulo	10	12	14	16	18	20	22		
		asiento f7/p6	Módulo	10	12	14	16	18	20	22		
		asiento f7/p6	Módulo	10	12	14	16	18	20	22		
	Profundidad t (5)	con juego en el fondo o aprieto	dif. adm.	10	12	14	16	18	20	22		
		con juego en el fondo o aprieto	dif. adm.	10	12	14	16	18	20	22		
Chavetero del cubo	Anchura b (4)	asiento f7/p6	Módulo	10	12	14	16	18	20	22		
		asiento f7/p6	Módulo	10	12	14	16	18	20	22		
		asiento f7/p6	Módulo	10	12	14	16	18	20	22		
		asiento f7/p6	Módulo	10	12	14	16	18	20	22		
	Profundidad t (5)	con juego en el fondo o aprieto	dif. adm.	10	12	14	16	18	20	22		
		con juego en el fondo o aprieto	dif. adm.	10	12	14	16	18	20	22		
Redondeado del fondo del chavetero			r	dif. adm.	10	12	14	16	18	20	22	
			r	dif. adm.	10	12	14	16	18	20	22	

A
extremos redondeados
sin tornillo de retención

B
extremos rectos
sin tornillo de retención

Figura 5-146: Dimensiones de chavetero.

En función de este diámetro, se selecciona una chaveta normalizada de la marca OPAC [E], específicamente el modelo A 16 x 10 x 50 DIN 6885, que se ajusta a las dimensiones del cubo —el cual posee un ancho de 57 mm— garantizando que no sobresalga, lo cual es fundamental para permitir el correcto montaje de los anillos de retención.

En cuanto a estos últimos, se opta por anillos exteriores tipo Seeger DIN 471 [I], modelo DHO-54, adecuados para asegurar axialmente la corona en su posición una vez montada. En la Figura 5-147 se ilustran las características principales de los anillos de retención adoptados para este montaje.



Figura 5-148: Diseño final de corona de punta.

En cuanto a la chaveta, se seleccionó el modelo A 10 x 8 x 32 DIN 6885, compatible con el diámetro mencionado y con un largo acorde al ancho del cubo, que en este caso es de 40 mm. Esta elección asegura que la chaveta quede completamente alojada sin sobresalir, lo cual es indispensable para permitir el correcto montaje de los anillos de retención. En la Figura 5-149 se presentan las dimensiones normalizadas del chavetero.

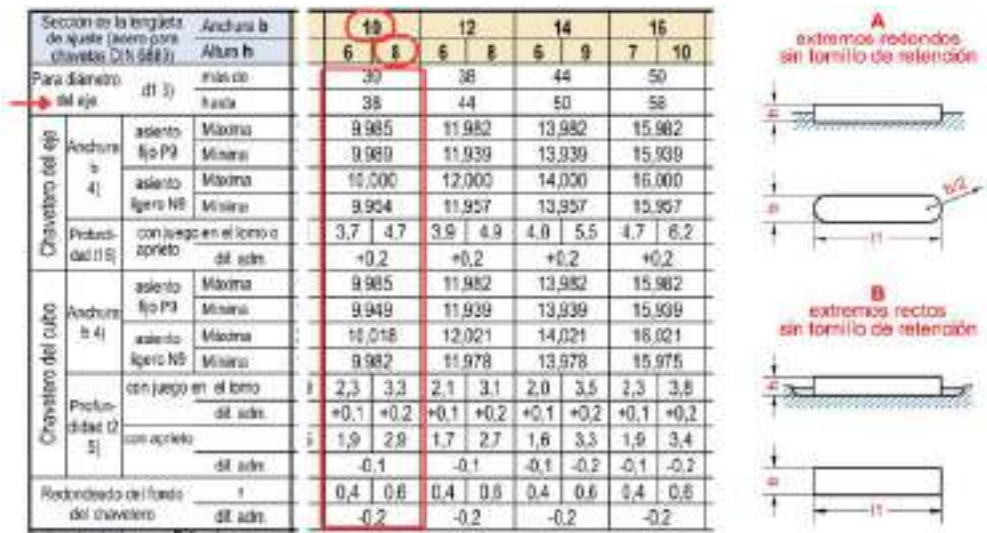


Figura 5-149: Dimensiones de chavetero [E].

Finalmente, para asegurar axialmente la corona sobre el eje, se seleccionaron anillos de retención del tipo Seeger para montaje exterior DIN 472 [I], en particular el modelo DHO-36, cuyas características pueden observarse en la Figura 5-150. Esta configuración permite garantizar un montaje seguro, compacto y fácilmente desmontable, cumpliendo

con los requisitos funcionales y constructivos establecidos para esta etapa del sistema de transmisión.

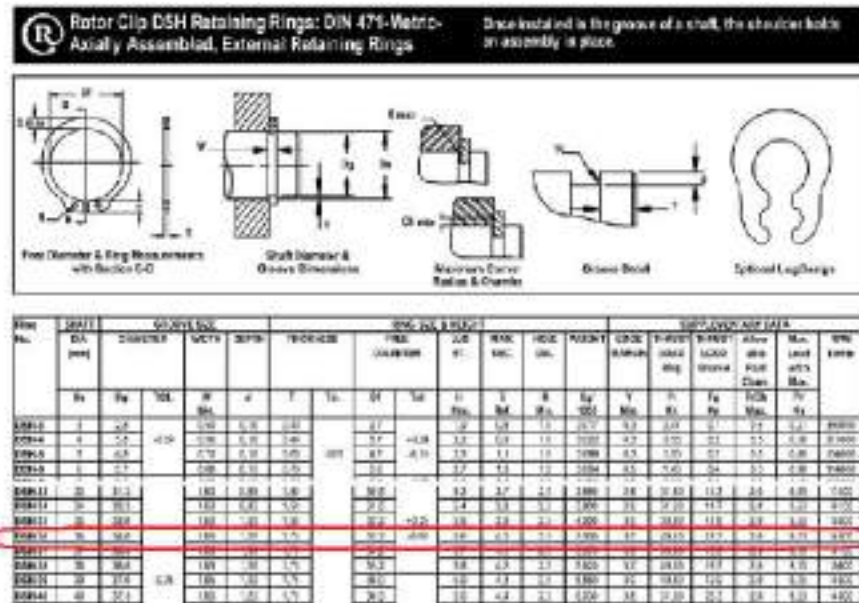


Figura 5-150: Características de anillos de retención [I].

Selección de rodamientos soportes

Para la elección de los rodamientos encargados de sostener el eje motriz, se optó por el uso de soportes de pie [J] del tipo SKF SYJ 50 KF, cuya selección se realizó en función del diámetro nominal de montaje requerido y de la capacidad de carga dinámica y estática que ofrecen, evaluada en base a las reacciones obtenidas en los apoyos A y C durante el análisis de esfuerzos desarrollado previamente.

Estos rodamientos están diseñados con un diámetro interno cónico, lo que permite su montaje en ejes cilíndricos mediante un manguito de fijación. En este caso, son aptos para ejes de 45 mm de diámetro, coincidiendo con la pista definida para los puntos de apoyo del eje motriz, lo cual simplifica el montaje y asegura compatibilidad dimensional. Además, el conjunto incluye manguitos cónicos de fijación H2310, junto con tuercas de fijación KM y arandelas de retención MB, lo que garantiza una sujeción segura y confiable del rodamiento sobre el eje. Las principales características dimensionales y constructivas de estos soportes se detallan en la Figura 5-151.

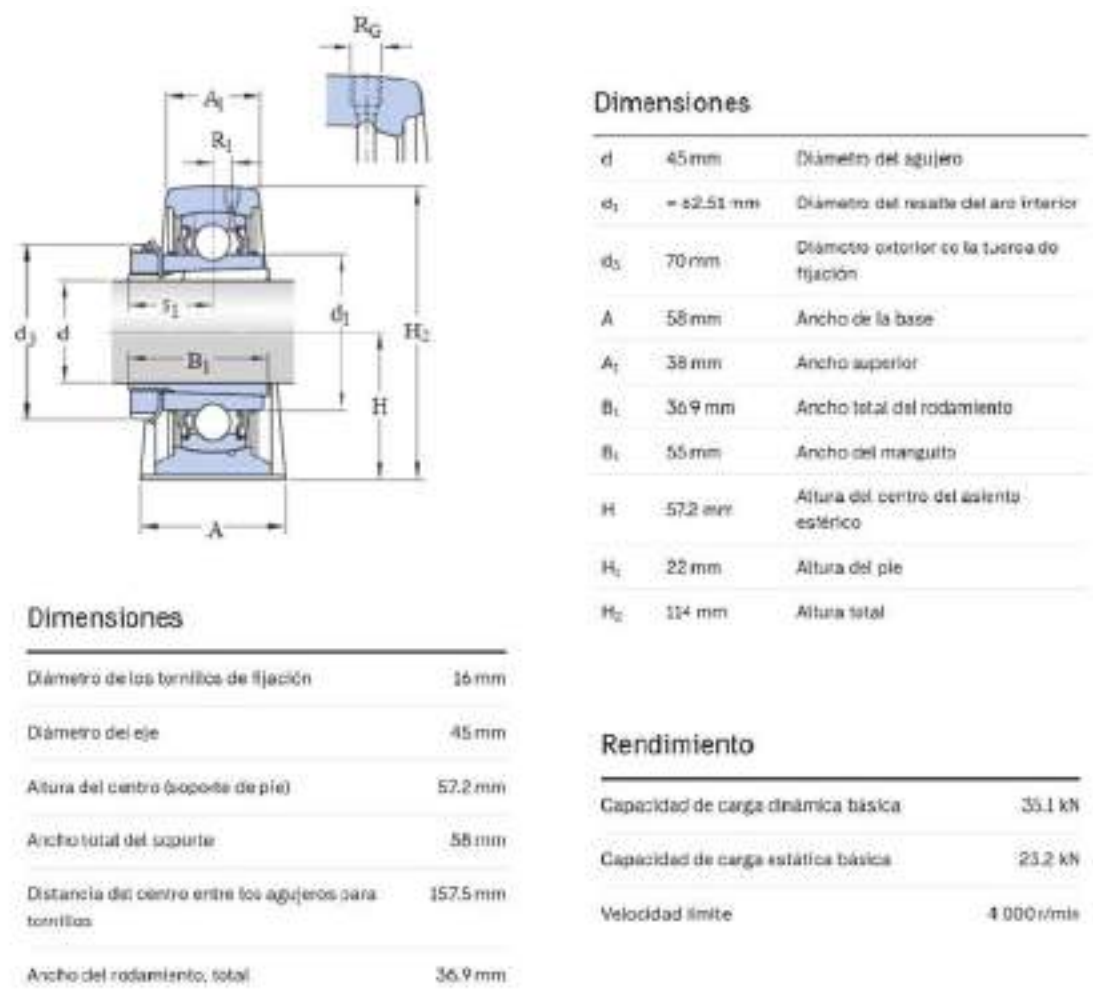


Figura 5-151: Características de rodamiento [J].

Considerando las reacciones obtenidas para los puntos A y C, se calcula la magnitud de las cargas radiales resultantes en cada uno, como se indica a continuación:

$$FA_x = 1431.72\text{ N}, \quad FA_y = 269.55\text{ N}$$

$$FA = \sqrt{(FA_x)^2 + (FA_y)^2}$$

$$FA = \sqrt{(1431.72\text{ N})^2 + (269.55\text{ N})^2}$$

$$FA = 1456.87\text{ N}$$

$$FC_x = 13139.85 \text{ N}, FC_y = 1168.05 \text{ N}$$

$$FC = \sqrt{(FC_x)^2 + (FC_y)^2}$$

$$FC = \sqrt{(13139.85 \text{ N})^2 + (1168.05 \text{ N})^2}$$

$$FC = 13191.66 \text{ N}$$

Con los valores de cargas radiales resultantes obtenidos en el análisis previo, se verifica la idoneidad de los soportes seleccionados, SKF SYJ 50 KF, en función de su capacidad de carga. Esta verificación se centra particularmente en la capacidad de carga estática, ya que la velocidad de rotación del eje motriz es baja (1.6 rpm), lo que implica que los principales modos de falla a considerar están asociados a deformaciones plásticas.

Dado que en este caso las fuerzas aplicadas sobre los rodamientos son predominantemente radiales, y no se presentan cargas axiales significativas, se toma como fuerza actuante equivalente en cada soporte la resultante radial calculada para los puntos A y C, designadas como FA y FC, respectivamente. Estas fuerzas representan la sollicitación directa que deberán soportar los rodamientos durante el funcionamiento del sistema.

Según las especificaciones del fabricante, la capacidad de carga estática (C_0) del modelo SKF SYJ 50 KF es de 23.200 N (23.2 kN). Para evaluar la adecuación del soporte, se calcula la relación entre esta capacidad y la carga aplicada en cada punto. Dicha relación constituye un indicador del margen de seguridad frente a deformaciones permanentes en condiciones estáticas. Los valores resultantes son:

$$\frac{C_0}{FA} = \frac{23200 \text{ N}}{1456.87 \text{ N}} = 15.92$$

$$\frac{C_0}{FC} = \frac{23200 \text{ N}}{13191.66 \text{ N}} = 1.76$$

Del análisis realizado sobre la capacidad de carga estática de los rodamientos se concluye que los soportes seleccionados superan ampliamente las exigencias impuestas por las condiciones operativas del sistema. En el punto A, el valor obtenido para la relación entre la capacidad de carga estática del soporte (23.200 N) y la carga radial aplicada (1.456,87 N) arroja un factor de seguridad de aproximadamente 15,92, lo que indica un elevado margen de seguridad frente a deformaciones permanentes. Este resultado revela que el soporte está considerablemente sobredimensionado para la carga que debe resistir.

Por otro lado, en el punto C, la relación entre la capacidad de carga estática y la carga aplicada (13.191,66 N) es de 1,76, lo que también resulta adecuado dentro de los márgenes de seguridad recomendados. El fabricante indica que una relación mínima de 1 es suficiente para aplicaciones estáticas, y que un valor cercano a 2 es deseable cuando existe la posibilidad de impactos o vibraciones. Dado que en este proyecto no se prevén condiciones de servicio particularmente exigentes desde el punto de vista dinámico, el valor obtenido proporciona un nivel de seguridad confiable y compatible con las exigencias reales del entorno industrial.

A continuación, se procede a la verificación dinámica de los rodamientos, dado que, a pesar de que la velocidad de rotación del eje es baja (1.6 rpm), los soportes estarán sometidos a movimiento continuo. Esta evaluación resulta útil para estimar la vida útil esperada del rodamiento y facilitar la planificación de tareas de mantenimiento preventivo.

Para este análisis se utiliza la fórmula estándar de cálculo de vida útil para rodamientos, que relaciona la carga dinámica equivalente (P) con la capacidad de carga dinámica (C). En este caso, al tratarse exclusivamente de cargas radiales, el valor de P se iguala a las fuerzas FA y FC determinadas previamente. La capacidad de carga dinámica de los rodamientos SKF SYJ 50 KF es 35.100 N, y el exponente p, correspondiente a rodamientos a bolas, es 3.

La vida útil en número de revoluciones (L_{10}) y en horas (L_{10h}) se calcula como:

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^p \quad (5.113)$$

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot n} \quad (5.114)$$

Para el soporte A resulta:

$$P = FA = 1456.87 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left[\frac{35100 \text{ N}}{1456.87 \text{ N}} \right]^3 = 13998 \text{ millones de revolucioens}$$

$$L_{10h} = \frac{13998 \text{ Mr} \cdot 10^6}{60 \cdot 1.6 \text{ rpm}} = 145.8 \times 10^6 \text{ horas de trabajo}$$

Para el soporte C resulta:

$$P = FC = 13191.66 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left[\frac{35100 \text{ N}}{13191.66 \text{ N}} \right]^3 = 18.83 \text{ millones de revolucioens}$$

$$L_{10h} = \frac{18.83 \text{ Mr} \cdot 10^6}{60 \cdot 1.6 \text{ rpm}} = 196145 \text{ horas de trabajo}$$

Los resultados obtenidos permiten comprobar que ambos soportes operarán con una vida útil más que adecuada para aplicaciones industriales exigentes, incluso en regímenes de funcionamiento continuo. En particular, el soporte del punto A presenta un valor de vida útil extremadamente alto, lo que se explica por la baja carga aplicada y la baja velocidad de rotación del eje, factores que minimizan el desgaste y extienden significativamente la durabilidad del rodamiento.

Este elevado valor de duración evidencia un sobredimensionamiento estructural intencional, cuya justificación radica en la decisión de emplear un único modelo de soporte (SKF SYJ 50 KF) en ambos extremos del eje. Esta elección, aunque no optimiza el diseño desde un punto de vista técnico, reduce la diversidad de piezas en inventario y facilita el montaje y mantenimiento del sistema.

En contraste, el valor obtenido para el soporte del punto C, de aproximadamente 196.000 horas de vida útil, sigue siendo ampliamente satisfactorio y garantiza una operación confiable a largo plazo, incluso considerando márgenes de seguridad frente a potenciales impactos, vibraciones o condiciones de trabajo variables. Esta verificación demuestra que la selección de rodamientos no solo cumple con los requisitos del diseño, sino que también proporciona una base sólida para el correcto desempeño del sistema motriz durante toda su vida operativa.

5.16. Montaje e instalación

Una vez finalizado el diseño del módulo motriz correspondiente al circuito de limpieza, resulta indispensable establecer una serie de lineamientos para su correcta instalación. Estos lineamientos contemplan tanto las distancias entre componentes clave como la nivelación en altura y el modo de vinculación estructural con el resto del sistema. El objetivo es asegurar el funcionamiento adecuado del sistema de transmisión y la correcta integración del módulo dentro del circuito de transporte.

En primer lugar, deben respetarse estrictamente las distancias entre ejes determinadas en las etapas previas de diseño, ya que estas definen la ubicación relativa de los componentes principales del módulo. Dichas distancias son: la comprendida entre el eje del motor eléctrico y el eje de entrada del reductor; entre el eje de salida del reductor y el eje motriz de carga; y entre el eje motriz y el eje tensor de la cadena de empuje. La Figura 5-152 detalla las dimensiones para cada uno de estos casos, las cuales deben ser consideradas durante el montaje.

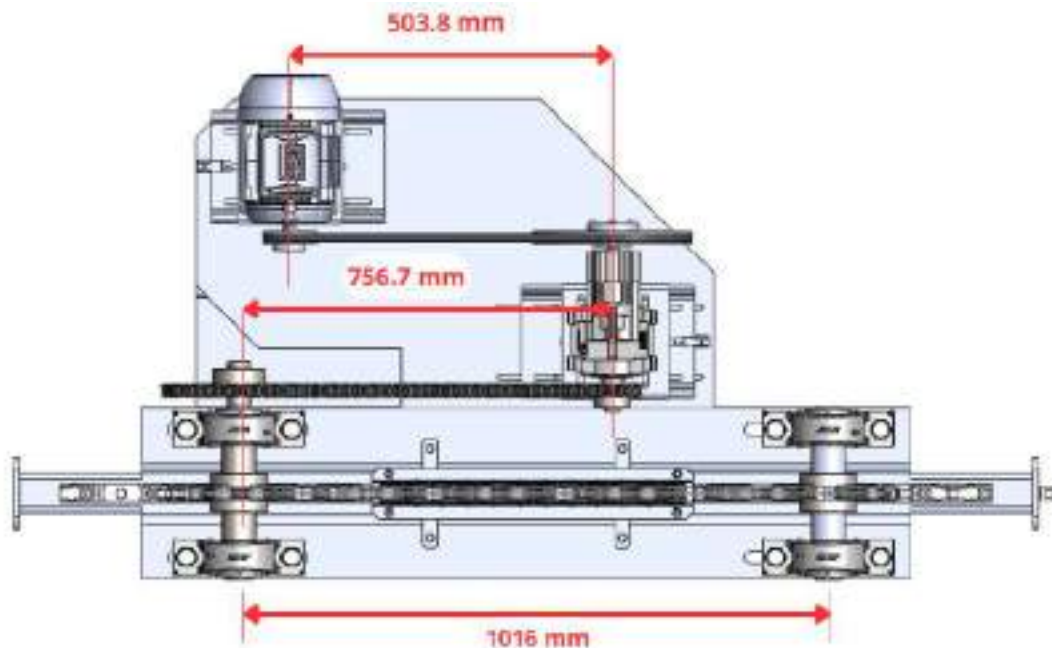


Figura 5-152: Montaje del módulo motriz.

En lo que respecta al posicionamiento vertical, todos los ejes correspondientes a una misma etapa de reducción deben quedar ubicados en un mismo plano horizontal. Para lograr esto, se utilizarán perfiles estructurales tipo IPE como elementos de soporte, permitiendo elevar el motor hasta la altura del eje de entrada del reductor. Además, se instalará una base reguladora que permitirá realizar los ajustes finos en altura y al mismo tiempo facilitar el tensado de la transmisión por correas entre el motor y el reductor, tal como se muestra en la Figura 5-153.

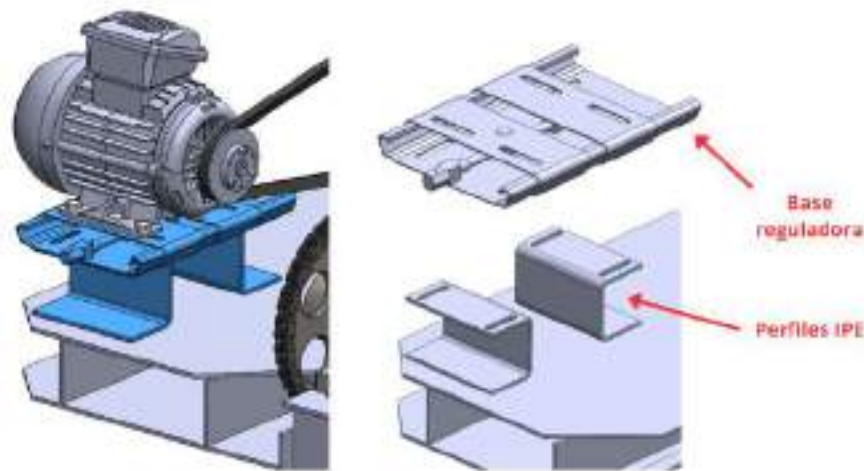


Figura 5-153: Base del motor.

De forma similar, el reductor será montado sobre una base regulable, que permitirá ajustar su posición hasta lograr el tensado adecuado de la transmisión por cadena que lo conecta con el eje motriz. Una vez alcanzado el tensado deseado, esta base será fijada a la estructura mediante perforaciones y tornillos pasantes. La tensión de la transmisión por correas deberá ajustarse posteriormente, asegurando el correcto acoplamiento del sistema. En la Figura 5-154 puede observarse la disposición final del montaje del reductor sobre su base.

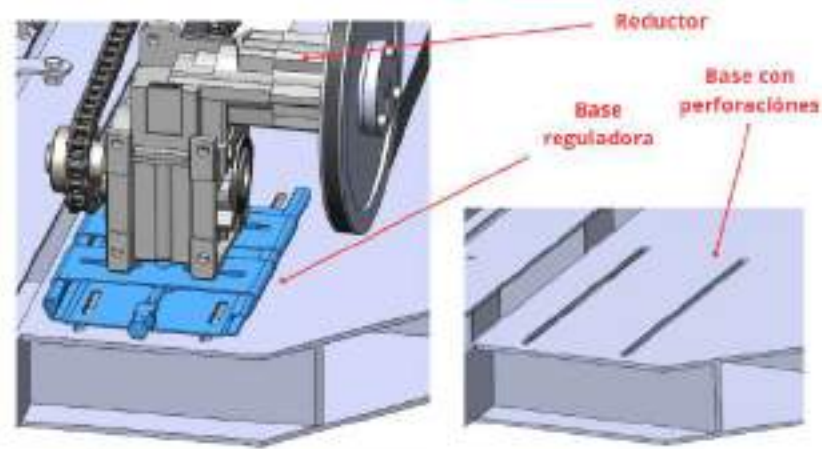


Figura 5-154: Base del motor.

El diseño de la base soporte, conformada por perfiles IPE y chapas cortadas a medida, deberá ajustarse a las cotas específicas indicadas en la Figura 5-155. Adicionalmente, durante el montaje de los elementos de transmisión (como poleas, bujes, coronas, chavetas y anillos de retención), será fundamental respetar las cotas transversales que garantizan una correcta alineación de los componentes, como se ilustra en la Figura 5-156.

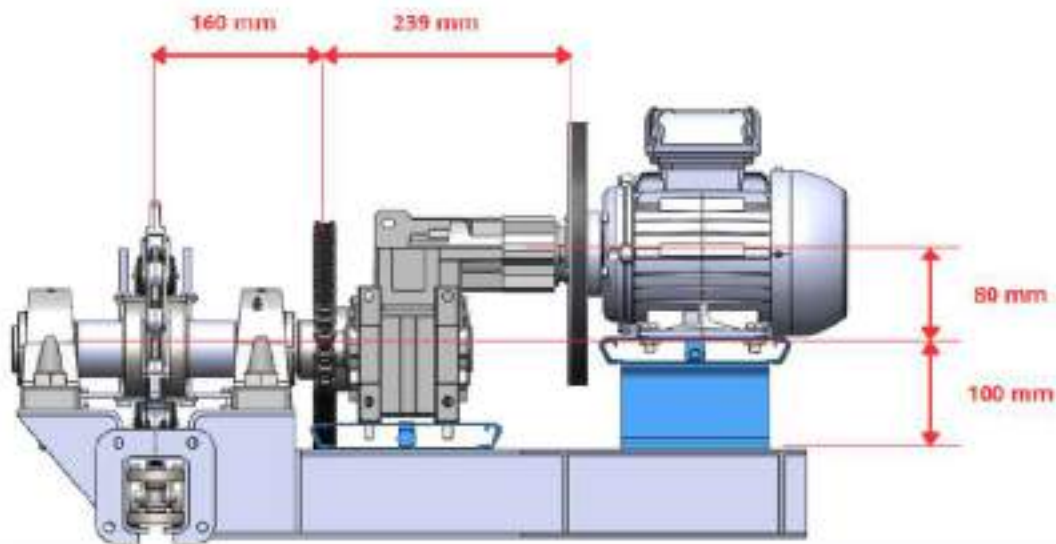


Figura 5-155: Montaje módulo motriz.

El módulo completo será soportado por una estructura adicional compuesta por un perfil IPE fijado al piso mediante bulones. Sobre esta estructura se ubicará una placa abullonada que soportará el peso total del módulo en voladizo, asegurando su estabilidad.



Figura 5-156: Soporte del módulo motriz.

Para evitar esfuerzos excesivos sobre este perfil estructural, se establecerá una conexión directa entre los extremos del riel porta cadena del módulo motriz y los extremos del circuito de limpieza ya instalado. Esta conexión se realizará mediante bridas abulonadas en ambos extremos, lo que permitirá transferir parte del peso del módulo hacia el circuito de limpieza, el cual se encuentra sostenido por la estructura base general de la instalación. La Figura 5-157 muestra la disposición final de esta vinculación.

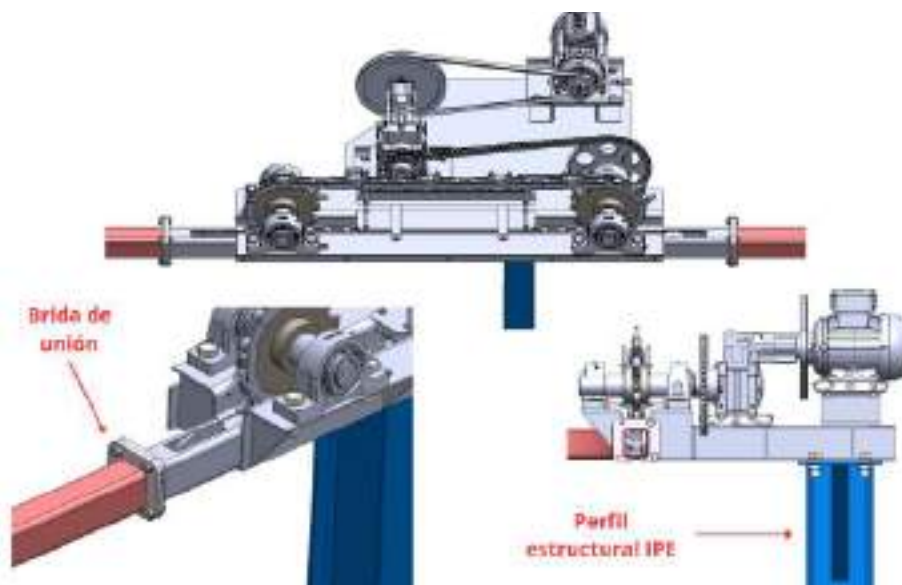


Figura 5-157: Instalación del módulo motriz.

Finalmente, deben tenerse en cuenta dos parámetros críticos durante el montaje del módulo respecto al circuito de limpieza: la altura y la separación entre ambos sistemas. Las cotas de referencia para estas medidas se ilustran en la Figura 5-158.

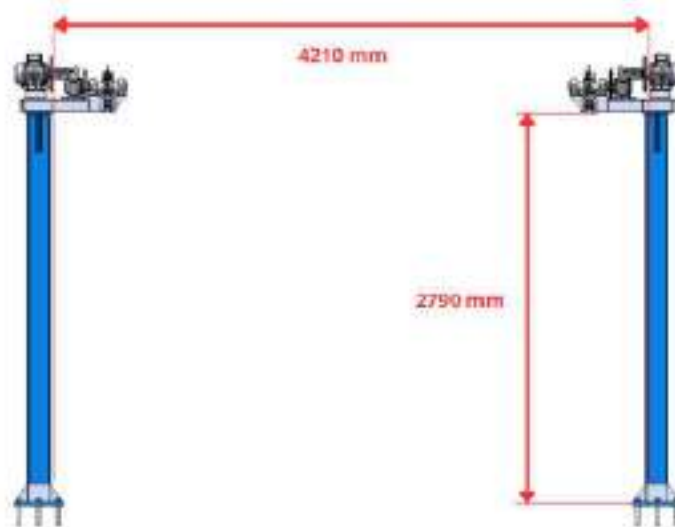


Figura 5-158: Montaje de módulos en circuito de limpieza.

Con esta instalación queda definida la zona de limpieza, cerrando el circuito de retorno y generando el empuje coordinado de ambas cadenas de transporte, como puede verse en la Figura 5-159 siguiente.

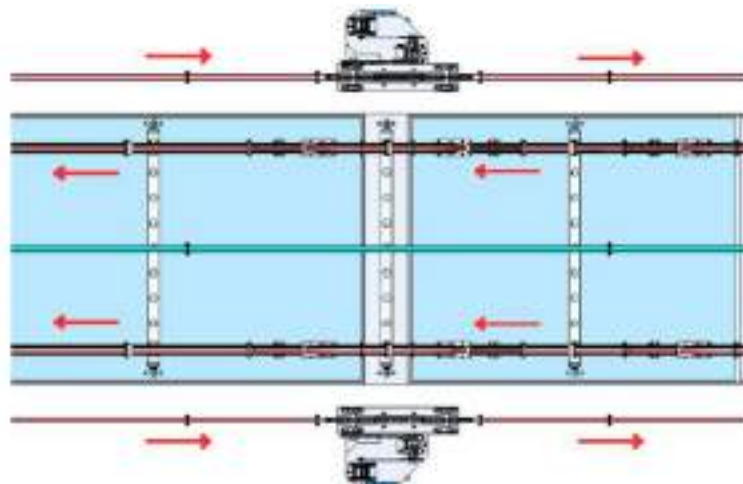


Figura 5-159: Módulo motorizado en circuito de limpieza.

5.17. Sistema impulsor del circuito general

El diseño del sistema impulsor para el circuito general presenta una configuración similar a la desarrollada previamente para el módulo motriz del circuito de limpieza. Sin embargo, debido a las distintas velocidades de operación y a los diferentes requerimientos de potencia involucrados, se optó por una relación de reducción distinta, lo que implica la utilización de componentes comerciales diferentes a los descritos en la sección anterior.

La longitud total del circuito general es de 116.8 metros, de los cuales 81.9 metros corresponden a la zona de transporte de carga y los 34.9 metros restantes a la zona de retorno sin carga. Considerando la distancia entre perchas establecida en la Sección 5.12, que fue de 2.6 metros, se calculó la cantidad total de ganchos que circulan dentro del sistema, así como su distribución entre las zonas activa y de retorno. Este análisis se realizó utilizando las Ecuaciones (5.22) y (5.23), y sus resultados se resumen en la Tabla 5-7.

Tabla 5-7: Distribución de ganchos.

Tramo	Cantidad [-]	Longitud [m]	Total [m]	Ganchos [-]
General	1	116.8	116.8	45
Retorno	1	34.9	34.9	$\approx 13.4 \approx$ 13
Carga	1	81.9	81.9	$\approx 31.5 \approx$ 32

A partir de esta distribución, se calcularon los pesos correspondientes a cada tramo del circuito. A diferencia del caso de limpieza, donde las perchas estaban sostenidas por un solo carro, en el circuito general las perchas están apoyadas sobre ambos carros, por lo que el peso considerado por unidad es el total de 102.4 kg, como puede verse en la Figura 5-160. La distribución de pesos por tramo se resume en la Tabla 5-8.

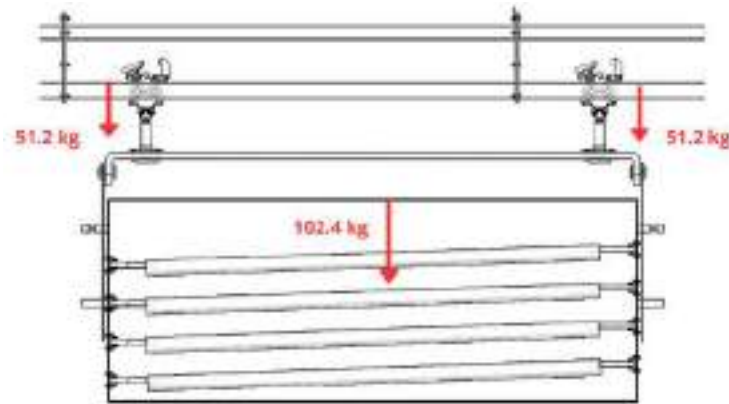


Figura 5-160: Distribución de cargas sobre los rieles guías.

Tabla 5-8: Pesos de carga en cada tramo.

Tramo	Cadena [kg]	Ganchos [kg]	Carga [kg]	Total [Kg]
Retorno	181.48	40.3	-	221.78
Carga	425.88	99.2	3276.8	3801.88
Total				4023.66

Con estos valores se calculó la fuerza de resistencia a la rodadura que debe vencer el módulo motriz aplicando la Ecuación (5.29):

$$Fr = \mu_{eq} \cdot W_{Total}$$

$$Fr = 0.5 \cdot 4023.66 \text{ kg}$$

$$Fr = 2011.83 \text{ kgf} = 19715.93 \text{ N}$$

El coeficiente de seguridad para la cadena de empuje se estimó mediante la Ecuación (5.33), obteniéndose:

$$C.S. = \frac{7000 \text{ kgf}}{2011.83 \text{ kgf}}$$

$$C.S. = 3.9$$

Se estaría trabajando cerca del valor mínimo establecido para condiciones de uso de cargas en movimiento [13].

Dado que la cadena motriz seleccionada posee una resistencia elevada y una configuración estructural robusta, se decidió mantener los mismos elementos de empuje que en el sistema de limpieza: cadena motriz, ganchos de arrastre, corona motriz, ejes motriz y tensor. A partir de esto, y utilizando las Ecuaciones (5.34) a (5.37), se determinaron los parámetros operativos clave del eje motriz, los cuales se presentan en la Tabla 5-9.

Tabla 5-9: Parámetros de trabajo.

Tramo	w2 [min ⁻¹]	n2 [rpm]	T2 [Nm]	P2 [kW]
General	22.44	3.57	1932.16	0.722

Para tener en cuenta márgenes de seguridad frente a sobrecargas ocasionales, se calcularon los valores máximos de torque y potencia, aplicando un coeficiente de servicio de 1.4, mediante las Ecuaciones (5.38) y (5.39), resultando:

$$P2_{maxima} = 1.4 * 0.722 \text{ kW}$$

$$P2_{maxima} = 1.01 \text{ kW}$$

$$T2_{máximo} = 1.4 * 1932.16 \text{ Nm}$$

$$T2_{maximo} = 2705.03 \text{ Nm}$$

Para cumplir con estas prestaciones se seleccionó un motorreductor de la marca VARVEL [16], línea RN, modelo MRN 43. Este equipo cuenta con un motor de entrada de 1400 rpm y una potencia nominal de 1.5 kW. Es el único modelo de esta línea que ofrece una reducción de 100, lo que permite alcanzar una velocidad de salida de 13.1 rpm.

La diferencia entre esta velocidad de salida y la velocidad requerida en el circuito implica la incorporación de una reducción secundaria adicional de 3.74. Redondeando a una

reducción 4:1, se obtiene una velocidad de carga final de 3.3 rpm, valor aceptable para el funcionamiento eficiente del sistema.

Esta reducción adicional se realiza mediante un sistema de transmisión por cadena, dada la baja velocidad de operación y la necesidad de robustez. El diseño del sistema, siguiendo los mismos criterios establecidos en la Sección 5.15.4, contempla un piñón de 11 dientes con diámetro primitivo de 90.16 mm y una corona de 44 dientes con diámetro primitivo de 356.04 mm. La distancia entre centros de esta transmisión será de 960.5 mm.

Finalmente, con estos parámetros definidos, se diseñó el módulo motriz del circuito general con una disposición análoga al desarrollado para el sistema de limpieza. Las Figuras 5-161 y 5-162 ilustran la configuración final del módulo y su montaje en el sistema.

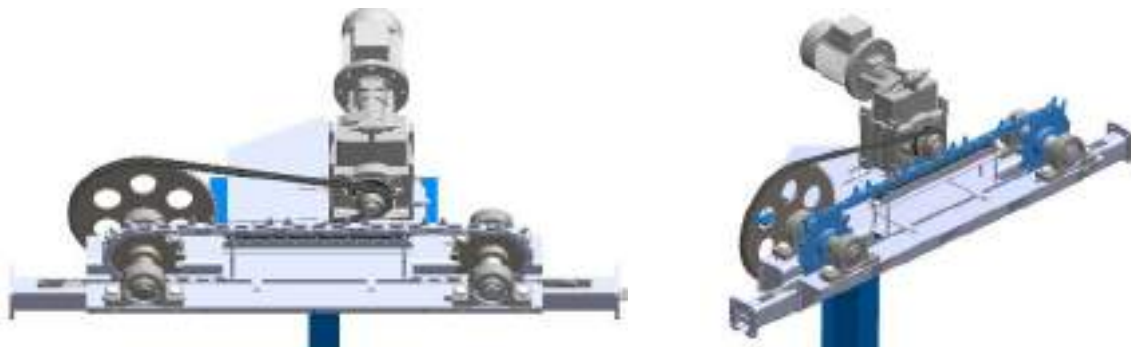


Figura 5-161: Módulo motriz.



Figura 5-162: Montaje de módulo motriz.

5.18. Estructura soporte

La estructura soporte constituye el esqueleto principal del sistema de transporte, brindando sustento tanto al circuito general como al circuito específico de limpieza, tal como se describió en las secciones anteriores. Esta estructura fue diseñada de forma independiente respecto de los equipos involucrados en el proceso (como las piletas de inmersión, la cámara de secado, las cabinas de pintura y el horno de curado), con el objetivo de facilitar el montaje inicial, así como las futuras tareas de mantenimiento, reparación o reemplazo. Esta independencia estructural asegura que cualquier intervención sobre un equipo no comprometa la estabilidad ni el funcionamiento general del sistema de transporte, garantizando la modularidad y eficiencia operativa del conjunto.

Desde el punto de vista constructivo, la estructura soporte estará compuesta por un reticulado conformado por perfiles IPE y perfiles tubulares cuadrados huecos, seleccionados por su elevada resistencia mecánica, facilidad de montaje y buena relación rigidez-peso. La conexión entre la estructura base y los circuitos de rieles de transporte se realiza a través de placas niveladoras de altura, soldadas estratégicamente sobre los perfiles IPE. Estas placas no solo permiten una distribución uniforme de las cargas transmitidas por las perchas y el peso del sistema, sino que también brindan un margen de ajuste fino para garantizar una correcta nivelación del circuito. La Figura 5-163 ilustra esta vinculación estructural fundamental.

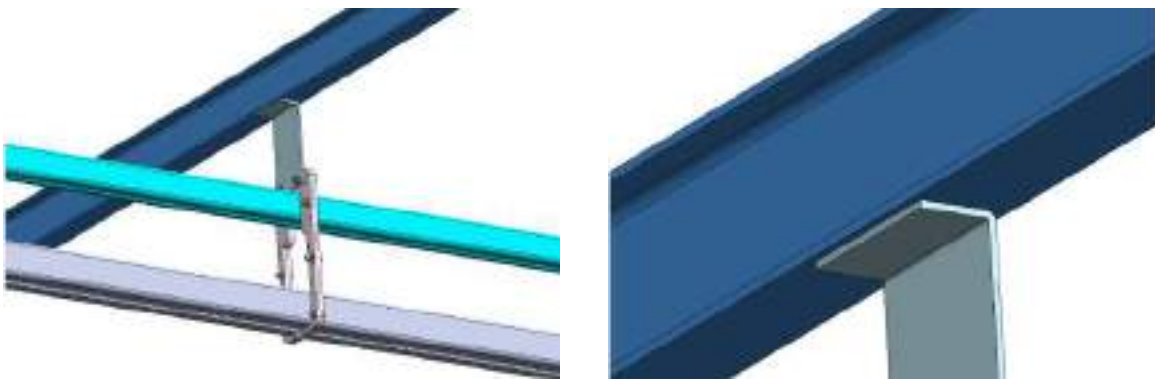


Figura 5-163: Vinculación entre la estructura base y circuitos.

Con el objetivo de responder a las distintas configuraciones y exigencias de carga que presenta el sistema a lo largo de su recorrido, se diseñaron tres tipos principales de estructuras soporte, adaptadas a las características específicas de cada tramo del circuito:

Estructura para esquinas y cambios de dirección

Este tipo de estructura se emplea en las zonas donde la línea de transporte requiere un cambio en su trayectoria, como giros de 90° o derivaciones entre circuitos. En estas configuraciones, el soporte debe trabajar en voladizo, dado que la estructura no se encuentra alineada con la dirección de carga principal. Se adoptaron soluciones estructurales robustas que garantizan la estabilidad y rigidez del sistema, como se puede observar en la Figura 5-164.



Figura 5-164: Estructura en esquinas.

Estructura para zona de limpieza

Dado que esta sección del sistema involucra múltiples circuitos (principal y de retorno) y, además, debe soportar el peso significativo de las perchas cargadas, se diseñó una estructura tipo pórtico. Este diseño permite una distribución homogénea de las cargas sobre el suelo, mejora la accesibilidad y ofrece múltiples puntos de fijación para componentes auxiliares. La disposición detallada de esta estructura se muestra en las Figuras 5-165, 5-166 y 5-167.

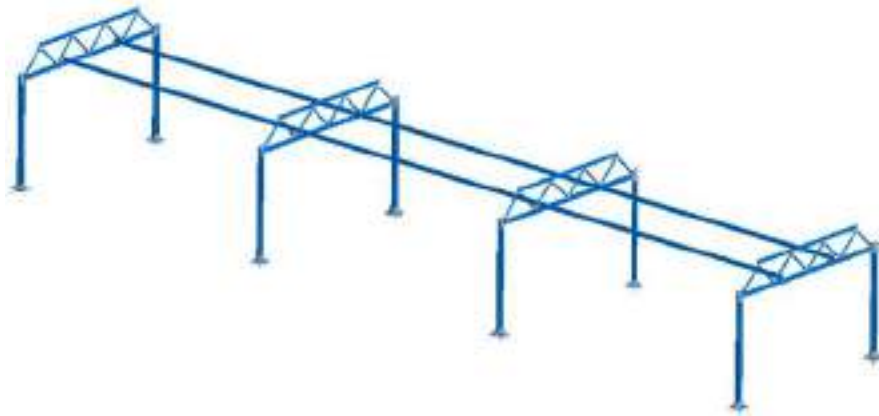


Figura 5-165: Estructura en zona de limpieza.

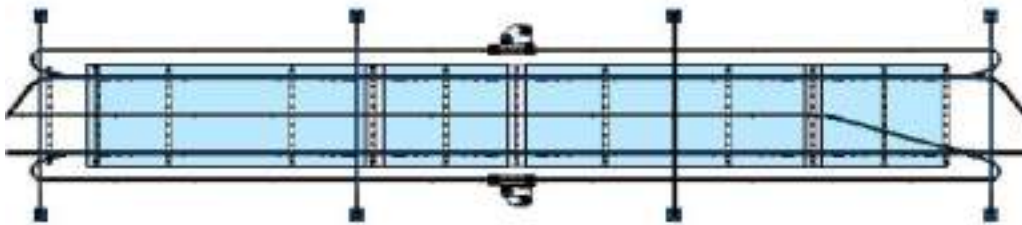


Figura 5-166: Estructura en zona de limpieza.

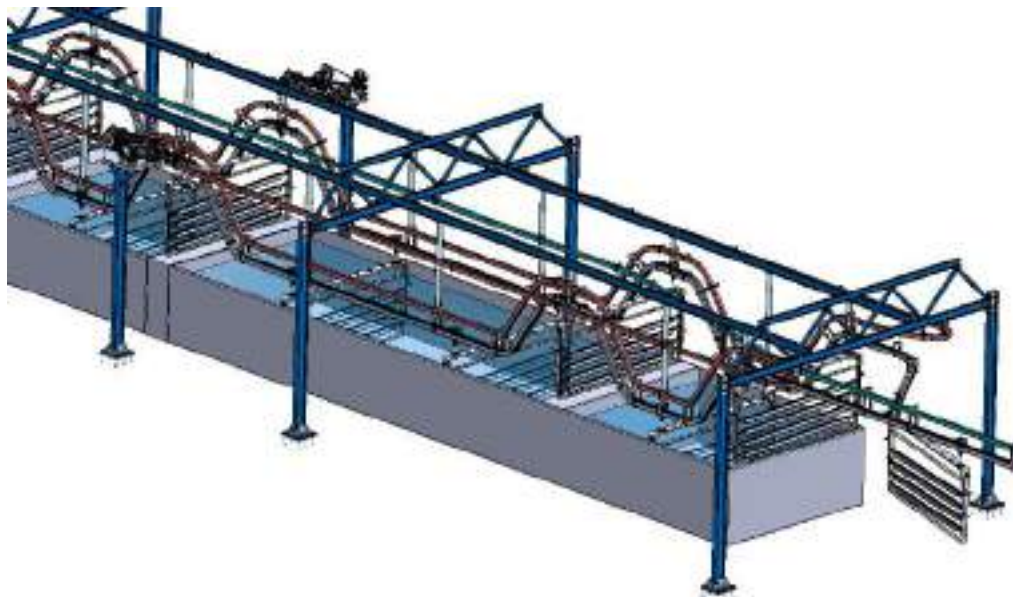


Figura 5-167: Estructura en zona de limpieza.

Estructura tipo arco para trayectos largos

Esta variante se utiliza en los tramos rectos de gran longitud, donde no existen cambios de dirección ni condiciones particulares como en la zona de limpieza. La estructura tipo arco se apoya directamente sobre el suelo y permite sostener la línea de transporte en intervalos regulares, asegurando así su estabilidad estructural y reduciendo posibles deformaciones por flexión. La Figura 5-168 muestra un ejemplo de su implementación en la zona de secado y cámaras de pintura.

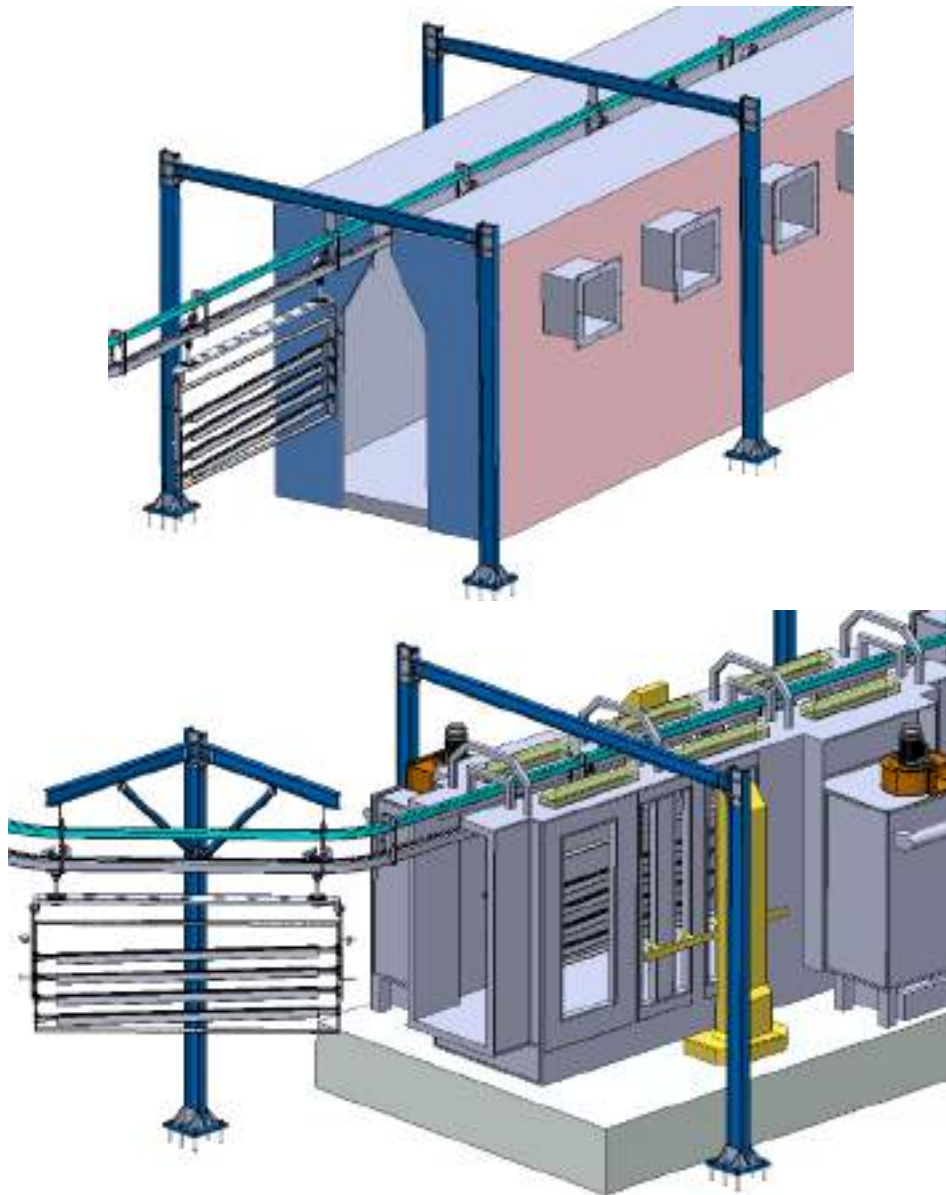


Figura 5-168: Estructura a través de horno.

6. Propuesta final

En el Capítulo 5 se presentó en detalle el desarrollo del diseño completo de la línea de limpieza y pintura, lo que permitió consolidar una propuesta final del proceso productivo. Este nuevo diseño conserva las etapas fundamentales —limpieza, pintura y curado— pero introduce algunas mejoras, entre ellas la incorporación de una etapa de secado posterior a la limpieza y un enfoque especial en la zona de carga y descarga, ya que es el único sector que requiere intervención directa del personal operativo. A partir de esta propuesta, el proceso adquiere un alto grado de automatización, limitando el aporte humano únicamente a la carga inicial de perfiles sobre los marcos porta piezas y a su descarga una vez finalizado el tratamiento.

La distribución final de los equipos y del recorrido del sistema de transporte puede observarse en la Figura 6-1.

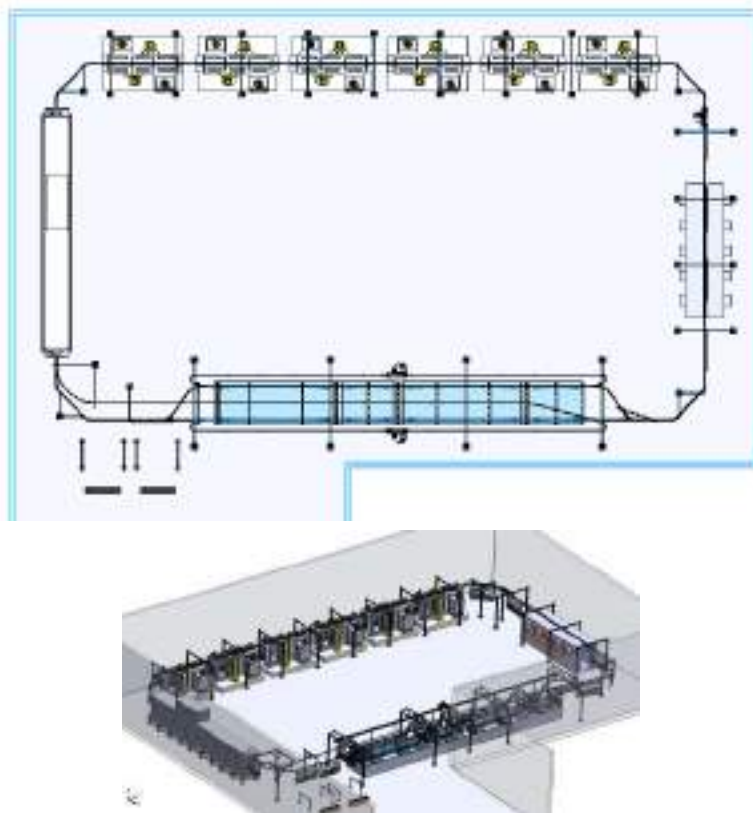


Figura 6-1: Distribución final.

El **transporte de las piezas** a lo largo del proceso se realiza mediante su montaje en marcos porta piezas, los cuales se sujetan mediante un sistema de pinzas que asegura una sujeción firme y rápida. Estos marcos se vinculan a los carros guía a través de placas de acople. Los carros guía, a su vez, están diseñados para desplazarse de forma suave y continua sobre los rieles guía.

El **desplazamiento de los carros** se realiza gracias a un sistema de empuje mecánico vinculado a una cadena motriz que corre por encima del riel guía. Esta cadena transmite el movimiento mediante un mecanismo de enganche directo, generando una tracción constante sobre los carros guía.

A lo largo del recorrido del proceso se distinguen dos **modos de avance**; el avance longitudinal, presente en la mayoría de las etapas, donde cada marco es impulsado por un único carro guía sobre un solo circuito; y el avance transversal, exclusivo de la zona de limpieza, donde se requiere ralentizar el desplazamiento de las piezas para permitir una correcta inmersión en las cubas. En esta sección, el marco es traccionado simultáneamente por dos carros guía, cada uno circulando por un circuito de transporte paralelo, sincronizados entre sí. Para lograr esta transición entre avances longitudinales y transversales, se implementó un **sistema de bifurcación** mecánico, el cual desvía cada carro desde un único riel hacia dos rieles paralelos. Este sistema se compone de una placa pivotante montada sobre un eje, que alterna entre dos posiciones fijas, permitiendo redirigir la trayectoria de los carros de forma alternada. El accionamiento es completamente mecánico, utilizando barras roscadas regulables que se activan con el paso de los carros, garantizando así un funcionamiento preciso sin necesidad de controles electrónicos complejos. Para la convergencia posterior de ambos carros nuevamente sobre un único riel guía, se incorporaron curvas especialmente diseñadas que permiten una reintegración suave al circuito principal.

Este rediseño integral del sistema de transporte aporta eficiencia, continuidad, bajo mantenimiento y una mejora significativa en la productividad general del proceso.

A continuación, se presenta una descripción detallada de las principales etapas que componen el nuevo proceso propuesto para la línea de tratamiento superficial, incluyendo la carga y descarga manual de piezas, así como la secuencia técnica del proceso automatizado. Esta versión integra la limpieza, secado, pintura y curado, y concluye con la

exposición del *lay-out* definitivo del sistema, representado en la Figura 6-2, el cual resume la distribución física y la lógica del flujo operativo.

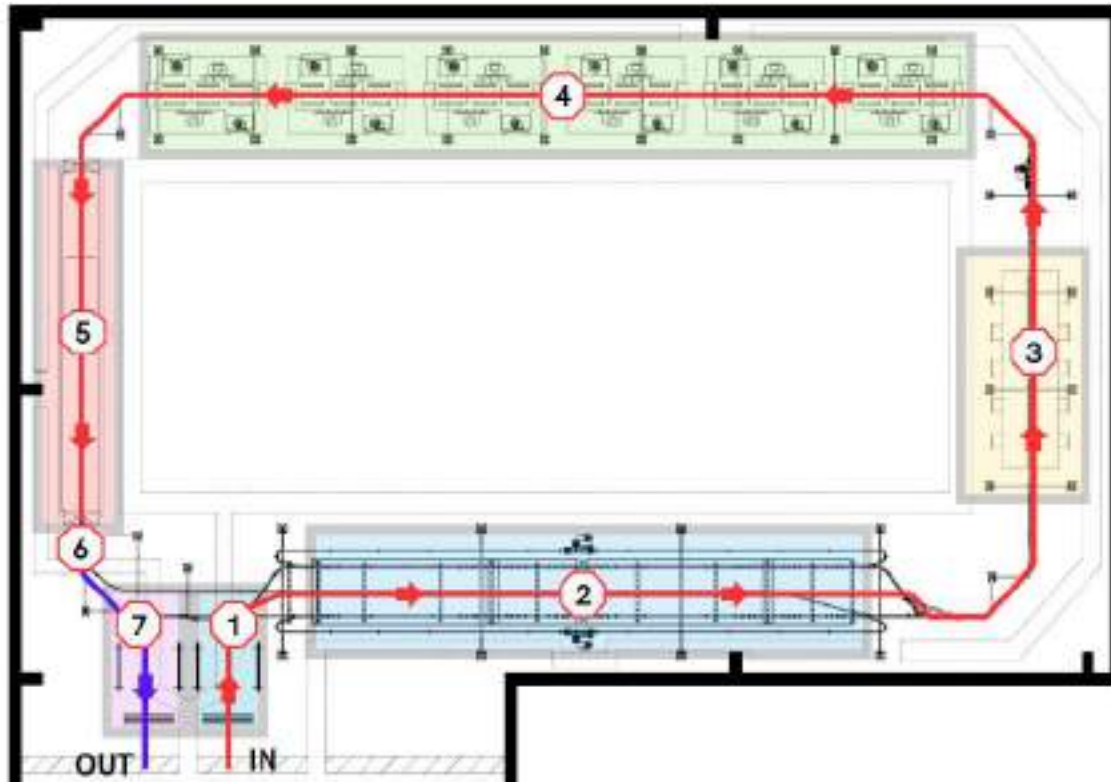


Figura 6-2: Distribución de equipos y secuencia de trabajo.

1. Carga de piezas

La zona de carga marca el punto de inicio del proceso y constituye una de las únicas dos instancias con intervención humana. En este sector, dos operarios trabajan en conjunto para preparar las perchas que ingresarán al circuito. Uno de ellos se encarga de montar manualmente los perfiles metálicos sin pintar sobre un marco porta piezas, que es trasladado mediante un sistema de rodillos hacia la estación de acople. Allí, ambos operarios aseguran el marco a una percha vacía mediante un sistema de pinzas de enganche rápido y seguro. Una vez fijado el conjunto, el segundo operario utiliza un gancho para arrastrar la percha hasta el punto de acople con el sistema motriz, quedando lista para vincularse al sistema motriz e iniciar su recorrido automático a lo largo del proceso.

2. Estación de limpieza

La primera estación automatizada corresponde a la etapa de limpieza, donde se remueven impurezas y se preparan las superficies metálicas para recibir el tratamiento de pintura. El proceso se realiza por inmersión en una secuencia de cuatro cubas químicas: desengrase, primer enjuague, fosfatado y segundo enjuague.

El sistema aprovecha el movimiento constante de las perchas para facilitar la agitación natural de los productos químicos, lo que mejora la efectividad sin necesidad de sistemas mecánicos adicionales.

Las piezas son transportadas horizontalmente con una leve inclinación, lo cual reduce la necesidad de piletas profundas y ayuda al escurrido entre etapas. También se incorporó un sistema de extracción de gases en las piletas, mejorando la seguridad e higiene del entorno de trabajo.

Las cubas 1 y 3, que requieren tiempos de contacto más prolongados, tienen una longitud de 7,2 m, mientras que las cubas 2 y 4, de enjuague, miden 3,55 m. Entre cada cuba se disponen zonas de escurrido de 0,5 m, para evitar contaminación cruzada entre soluciones químicas. Esto da como resultado la longitud de limpieza de 24 m.

3. Estación de secado

Una vez finalizada la etapa de limpieza, las piezas deben atravesar un proceso de secado para eliminar el exceso de líquidos antes de ser pintadas, para no comprometer la adherencia de las partículas de pintura a la pieza.

El secado se lleva a cabo en una cámara en la cual las piezas, transportadas por la cadena motriz, atraviesan un flujo de aire caliente forzado. Este aire es impulsado lateralmente por ventiladores ubicados a lo largo de la cámara, que reciben el aire previamente calentado mediante un intercambiador de calor externo. Para asegurar un flujo de aire continuo y uniforme, se contemplan aspiradores en la cara opuesta a los ventiladores, generando un sistema de circulación eficiente. Con el fin de evitar pérdidas térmicas y mantener la eficiencia energética del proceso, se instalan cortinas de aire en las zonas de entrada y salida del sistema de transporte. La

estructura de la cámara está construida con chapa de acero aluminizado, material que ofrece alta resistencia térmica y previene la generación de zonas de sobrecalentamiento en la superficie exterior.

La longitud total del módulo de secado es de 8 metros, lo que permite asegurar un tiempo de exposición adecuado al flujo térmico para lograr un secado completo de las piezas antes de su ingreso a la estación de pintura.

4. Estación de pintado

En la etapa de recubrimiento, las piezas pasan por las cámaras de pintura, las cuales se disponen en serie, pasando el marco con las piezas por todas las cámaras en su circuito, pero teniendo activa únicamente la cámara correspondiente al color y textura requerido para ese lote.

La pintura se realiza mediante polvo adherido de manera electrostática. En este proceso, el polvo seco se carga negativamente al pasar por la pistola de aplicación y es atraído por la superficie metálica de la pieza, la cual está conectada a tierra y cargada positivamente.

La etapa de pintura del sistema está diseñada para cubrir seis colores de base metálica: blanco semiliso, blanco texturado, blanco semi mate liso, negro texturado, negro liso y gris texturado. Para ello, se instalan seis cabinas de pintura individuales en serie, modelo COLO-S-0825 de la marca HICOLOR, que se activan según el color requerido.

Cada cabina cuenta con un sistema de filtrado de doble cartucho de poliéster para recuperar el polvo de pintura no adherido, con autolimpieza mediante inyección de aire por pulsos y colectores extraíbles que facilitan el reciclaje. El aire interno es movilizado por ventiladores que dirigen el polvo hacia los filtros, mientras un controlador PLC permite ajustar y automatizar los parámetros de operación.

El sistema de aplicación de pintura está compuesto por doce torres automáticas modelo COLO 2200D, compatibles con las cabinas, con control por PLC y pantalla táctil, que permiten movimientos suaves y precisos de las pistolas de aplicación para lograr un recubrimiento uniforme. Cada cabina cuenta con 2 torres, en

direcciones opuestas, para garantizar el recubrimiento total de las piezas. Y cada torre cuenta con hasta 24 pistolas pulverizadoras.

Estas cabinas tienen una longitud de 5 metros y la instalación diseñada cuenta con una separación entre ellas de 70 centímetros, todas ubicadas en serie. Por lo tanto, el conjunto completo de cabinas y torres ocupa 33,7 metros lineales.

5. Estación de curado

Por último, el marco con las piezas se dirige al horno de curado. En esta etapa la pintura se somete a altas temperaturas para polimerizarse y adherirse de manera definitiva a la superficie.

La etapa de curado se realiza a través de un horno tipo túnel, de la marca HICOLOR, por el que circulan las piezas. Este equipo opera con gas como fuente de calor y utiliza un intercambiador para calentar el aire que circula en su interior, manteniendo una temperatura uniforme. Su diseño incluye cortinas de aire en los extremos para evitar pérdidas térmicas, un sistema de aislamiento multicapa y paredes internas fabricadas en chapa de acero aluminizado resistente a la corrosión, al calor y a la oxidación. La cámara de combustión se ubica en la parte superior del horno, y el sistema incorpora ventiladores centrífugos de alta temperatura, un controlador digital y alarma de sobret temperatura. Este tiene un consumo de 25 kcal/h y dimensiones de 14 m de largo.

6. Zona de desacople

En este punto, la percha concluye el proceso, estando las piezas ya pintadas. A partir de este punto se desvinculan los carros del circuito y comienza la etapa de manipulación manual.

7. Descarga de piezas

Para finalizar, se descargan las piezas de manera manual. En la etapa de descarga, dos operarios intervienen manualmente en la zona de desacople, ubicada justo después del horno de curado, donde las perchas con perfiles ya pintados quedan listas para ser retiradas del sistema motorizado. Uno de ellos arrastra la percha desde la línea automatizada hacia la estación de trabajo utilizando un

gancho manual. Una vez posicionada, ambos operarios desmontan el marco porta piezas que contiene los perfiles curados y lo colocan sobre un sistema de rodillos que facilita su traslado. Luego, mientras uno de los operarios lleva la percha vacía hacia el inicio del área de descarga para prepararla para una nueva carga, el otro vuelve a buscar la siguiente percha que proviene del horno, manteniendo así un ciclo de trabajo continuo.

7. Conclusiones

7.1. Conclusiones técnicas

Desde el punto de vista técnico, el proyecto logró cumplir con el objetivo principal establecido dentro del alcance planeado, el cual era diseñar una línea de tratamiento de superficies metálicas integral y automatizada, la cual abarca las etapas de limpieza, secado, aplicación de pintura y curado. Esta nueva configuración se conecta mediante un sistema de transporte continuo, el cual optimiza el flujo de piezas y permite una operación más eficiente.

A lo largo del diseño se respetaron las restricciones espaciales impuestas por el entorno de planta, asegurando la disposición adecuada de equipos en función de las dimensiones disponibles. También se mantuvo como eje central la capacidad de producción requerida y los criterios de calidad definidos desde el inicio, teniendo en cuenta los materiales a pintar, los colores con los que se pinta y los tamaños de las piezas. Además de intentar en cada diseño lograr una mejora en aspectos de higiene, seguridad y medioambiente. Todos estos factores permitieron desarrollar una solución técnica alineada con las necesidades del proyecto.

Comparación de proceso actual y mejora

El proceso actual opera bajo un esquema por lotes, donde cada etapa se realiza de forma independiente y manual. Este modelo genera interrupciones frecuentes entre etapas, implica una alta dependencia del personal operativo, y presenta un flujo de trabajo discontinuo, con frecuentes tiempos muertos. En contraposición, el nuevo diseño propuesto introduce un sistema de flujo continuo y automatizado, que permiten que las piezas recorran todas las etapas del proceso de manera sincronizada y sin interrupciones, mediante un diseño de proceso simple. Este nuevo enfoque mejora sustancialmente la coordinación entre operaciones, elimina los traslados manuales y garantiza que cada perfil reciba un tratamiento homogéneo a lo largo de toda la línea.

Desde el punto de vista del flujo de trabajo, el nuevo sistema genera un trayecto único y continuo desde la carga de los perfiles hasta su descarga final, eliminando acumulaciones

intermedias y permitiendo que las etapas funcionen en paralelo y no de forma aislada. Esto otorga trazabilidad completa del producto, permitiendo conocer en todo momento en qué etapa del proceso se encuentra cada unidad, aspecto que resulta imposible de lograr bajo el modelo actual.

En términos de productividad, la automatización permite pasar de un esquema con una producción estimada de 60 piezas por hora a un potencial productivo mayor a 90 piezas por hora, cumpliendo con la demanda actual y cubriendo futuros aumentos de demanda. Esta mejora se debe a la eliminación de tiempos muertos, la reducción del personal necesario y la oportunidad de mejorar significativamente la precisión en los controles de los tiempos de proceso. Además, el flujo continuo facilita modificaciones que pueden ser requeridas en sistemas futuros, permitiendo ajustes en la velocidad de avance o la cantidad de estaciones, sin modificar la lógica general del circuito.

Respecto a los tiempos de operación, el nuevo sistema permite definir de forma precisa los tiempos de inmersión, secado, pintado y curado. A diferencia del sistema por lotes, en el cual los tiempos pueden variar por errores humanos o falta de sincronización, en el diseño propuesto cada etapa tiene una longitud determinada y una velocidad de avance constante, lo que asegura una repetibilidad que mejora tanto la eficiencia como la calidad final del recubrimiento.

Algunas de estas comparaciones descritas anteriormente se pueden observar en la Figura 7-1 siguiente.

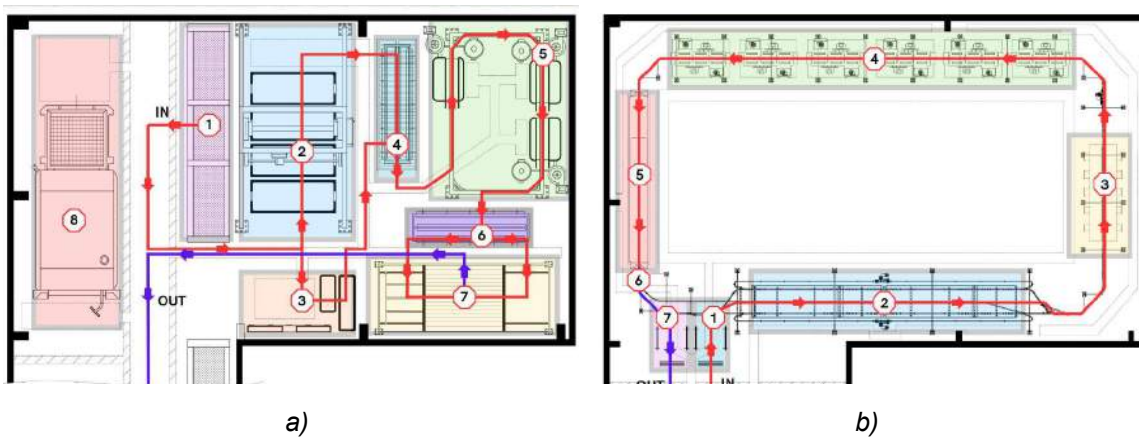


Figura 7-1: Secuencia de trabajo en: a) Proceso actual, b) Proceso propuesto.

Análisis de cumplimiento de objetivos

A continuación, se evalúa el cumplimiento de los objetivos definidos al inicio del trabajo.

- Aumento de la productividad: Uno de los principales objetivos fue incrementar la capacidad productiva de 60 a 80/90 piezas por hora. El nuevo diseño, al ser un circuito automatizado, permite un flujo continuo y coordinado de piezas, eliminando transiciones innecesarias y tiempos ociosos. Además, el diseño de la percha, permite trabajar con varias piezas en simultáneo que se encuentran en el mismo punto del circuito.

En el desarrollo de los cálculos del proyecto queda demostrado que el diseño propuesto responde técnicamente a las condiciones necesarias para alcanzar, e incluso superar, el rango objetivo de producción, cumpliendo así con lo estipulado en este punto.

- Reducción de la mano de obra operativa: La configuración previa del proceso requería la participación directa de nueve operarios distribuidos a lo largo del circuito. En el nuevo diseño, la única zona que requiere intervención humana es la carga y descarga, cada una operada por dos personas, reduciendo el total de personal a cuatro. Las demás etapas funcionan de forma completamente automática. Esta automatización no solo reduce los costos operativos asociados a personal, sino que también disminuye el margen de error humano.
- Mejoras en higiene, seguridad y medioambiente: A lo largo del proyecto se implementaron medidas específicas para asegurar un entorno más seguro y saludable, tales como la inclusión de cortinas de aire en zonas térmicas, sistemas de extracción de gases en las cubas de limpieza, y un diseño de proceso que limita la exposición del personal a condiciones inseguras, como sustancias químicas o fuentes térmicas.

También se tuvo en cuenta mejoras en aspectos medioambientales, haciendo foco en una reducción de los residuos del proceso. Este es el caso del uso del sistema de filtrado de las partículas de pintura, que permite reutilizarlas, disminuyendo el residuo de estas. Otro caso es la mejora de las etapas de enjuagues intermedias entre las limpiezas con productos químicos, donde se aumentó el tiempo de

exposición, se mejoró el enjuague debido al movimiento de las piezas dentro de las piletas, se aumentó la calidad del agua utilizada y se incorporaron etapas intermedias entre piletas donde hay un secado forzado. Esto evita la contaminación entre productos y, por lo tanto, reduce la frecuencia de descarte y tratamiento de aguas residuales.

- Adaptabilidad del proceso a distintos productos: El sistema fue diseñado teniendo en cuenta perfiles metálicos de 2000 mm de longitud, siendo estos los de mayores dimensiones dentro del catálogo. La estructura modular del circuito, donde se retiran los marcos de las perchas, permiten rediseñar los marcos y ganchos para trabajar con otros modelos dentro del circuito productivo. Además, el proceso automatizado cuenta con controles de las variables del proceso, como tiempos y temperaturas, que se adaptan de manera precisa a nuevos lotes.

Otra mejora en la adaptabilidad es la oportunidad de incorporar al catálogo nuevos colores o texturas, ya que la distribución del nuevo proceso cuenta con el espacio libre suficiente para incorporar nuevas cámaras de pintura.

- Mejora en la calidad final del producto: El nuevo diseño incorpora mejoras en todas las etapas del proceso, impactando directamente en la calidad del recubrimiento final. La principal mejora radica en la automatización del sistema, lo que permite optimizar cada etapa e incorporar mayor trazabilidad de las piezas a lo largo del recorrido.

En la etapa de limpieza, se introdujeron múltiples modificaciones orientadas a mejorar la preparación superficial y, por ende, la adherencia de la pintura. Entre ellas, se destaca la mejora en las condiciones de escurrido entre cubas, mediante la incorporación de tramos intermedios con ventilación forzada, favorecidos además por la disposición inclinada de los perfiles transportados. A esto se suma la utilización de productos químicos de mayor calidad, operando a temperaturas más elevadas, y un control preciso de los tiempos de exposición (debido a la automatización). La propia dinámica del proceso continuo, con piezas en movimiento constante, contribuye también a mejorar la limpieza y el escurrido. Por último, una de las mejoras más significativas es la incorporación de una cámara de

secado posterior a esta etapa, esto evita la aparición de gotas en las piezas limpias, impidiendo la oxidación y falta de adherencia de pintura en estas.

En las etapas de pintura y curado, las mejoras en la calidad final se vinculan principalmente al control del proceso. En pintura, las torres automatizadas aseguran un espesor uniforme y constante en toda la superficie de las piezas, mientras que la utilización de una cabina por color evita la contaminación entre tonos. En el curado, la uniformidad térmica y el control de las temperaturas de trabajo y los tiempos de exposición garantizan una polimerización adecuada, mejorando el aspecto y la resistencia del recubrimiento.

En conjunto, todas estas mejoras permiten obtener piezas con acabados homogéneos, espesores controlados y una adherencia optimizada, elevando significativamente la calidad final del producto y su comportamiento en condiciones reales de servicio.

En conjunto, puede concluirse que el proyecto logró dar respuesta técnica a los objetivos propuestos, aportando una solución integral, robusta y adaptable. Las mejoras introducidas posicionan al sistema como una alternativa viable para optimizar los procesos de pintura, tanto en términos operativos como de calidad, dejando además un marco para futuras mejoras o ampliaciones.

7.2. Conclusiones académicas

El presente proyecto integrador representó una instancia de aplicación del conocimiento adquirido a lo largo de la carrera. A través del diseño de una línea automatizada de limpieza, pintura y curado de perfiles metálicos, se logró articular contenidos teóricos de múltiples asignaturas con un enfoque práctico y orientado a la resolución de un problema real de ingeniería.

La necesidad de analizar, comparar alternativas, dimensionar componentes, proyectar equipos y elaborar una solución viable permitió desarrollar habilidades de análisis, síntesis y toma de decisiones.

7.3. Recomendaciones

Si bien el presente proyecto logró cumplir con los objetivos establecidos en cuanto al rediseño y optimización del proceso de pintura de perfiles, existen diversas líneas de trabajo que, por cuestiones de alcance y tiempo, no pudieron ser abordadas en profundidad, y que podrían considerarse en futuros proyectos similares. Estas posibles extensiones del trabajo actual no solo permitirían completar ciertos aspectos técnicos que fueron definidos de forma preliminar, sino también abrir nuevas oportunidades de análisis que contribuyan a un enfoque más integral y eficiente del sistema productivo.

En primer lugar, una de las principales limitaciones identificadas durante el desarrollo fue la **falta de un análisis económico** detallado que permita evaluar de manera cuantitativa la viabilidad financiera de la propuesta. Si bien se diseñaron sistemas robustos y de alto rendimiento, los cuales aseguran la continuidad operativa y el cumplimiento de las exigencias productivas actuales, no se incluyó un estudio de costos asociado a la inversión inicial, el mantenimiento, el consumo energético ni el retorno esperado. Esto se debió principalmente a que el enfoque del proyecto priorizó la solución técnica frente a una eventual restricción presupuestaria, lo cual derivó en un cierto grado de sobredimensionamiento de equipos, asumido como aceptable en ausencia de un condicionamiento económico específico. En este sentido, se recomienda que trabajos futuros incluyan un estudio económico comparativo entre las alternativas de diseño y operación, con el fin de seleccionar configuraciones más ajustadas a una realidad presupuestaria concreta, sin por ello comprometer la eficiencia del sistema.

Como se mencionó hubo un sobredimensionamiento en los equipos, esto es debido a que el criterio adoptado para el cálculo y dimensionamiento de los distintos componentes se basó en condiciones de carga máximas y situaciones operativas extremas, asumiendo como hipótesis de diseño los peores casos posibles. Esta decisión metodológica, si bien asegura una respuesta robusta del sistema en cualquier escenario, generó inevitablemente un **sobredimensionamiento** en varios subsistemas. Dado que en la práctica muchas de estas condiciones no se presentan con frecuencia, esto podría derivar en un uso ineficiente de recursos y mayores consumos energéticos. En consecuencia, una línea de trabajo futura podría consistir en una revisión de estos cálculos a partir de datos empíricos de operación, lo cual permitiría realizar ajustes más finos y seleccionar componentes más

económicos y adecuados al uso real, sin comprometer la seguridad ni la calidad del proceso.

Además, durante el desarrollo del proyecto se discutieron algunas **mejoras complementarias que no llegaron a concretarse** dentro del diseño final por considerarse de segundo orden respecto a los objetivos principales. Tal es el caso de la incorporación de sistemas de extracción localizada de vapores y gases en las estaciones de limpieza. Aunque se reconoció la importancia de estos dispositivos desde el punto de vista de higiene, seguridad y medioambiente, su diseño detallado fue postergado a fin de concentrar los esfuerzos en los componentes estructurales y de transporte de la línea. No obstante, se considera altamente recomendable avanzar en el diseño e instalación de campanas de extracción adecuadamente dimensionadas, con ventilación forzada y sistemas de filtrado que garanticen un entorno de trabajo seguro, especialmente considerando la exposición de los operarios a sustancias potencialmente nocivas.

Otro aspecto que podría considerarse para trabajos posteriores es la incorporación de **sistemas de medición y monitoreo** en tiempo real, tanto en la etapa de aplicación de pintura como en las fases de limpieza y curado. Durante el relevamiento inicial se identificó la ausencia de controles automáticos sobre variables críticas como el espesor del recubrimiento, el tiempo de exposición a productos químicos, la temperatura de curado y la velocidad de avance de las piezas. La implementación de sensores específicos y sistemas de control automático permitiría no solo reducir el margen de error humano, sino también asegurar una trazabilidad completa del proceso, detectar desviaciones en tiempo real y ajustar los parámetros operativos de forma dinámica. Esta mejora tecnológica podría complementarse con una estrategia de mantenimiento predictivo, basada en datos históricos y tendencias de funcionamiento, lo cual favorecería la durabilidad de los equipos y la reducción de tiempos improductivos.

Por último, cabe destacar que la propuesta desarrollada a lo largo del proyecto fue pensada para ser **escalable y adaptable** a la variabilidad de piezas actualmente producidas por la empresa, contemplando dimensiones máximas, variedad de formas y diferencias en los requerimientos de tratamiento. No obstante, una eventual expansión del catálogo de productos o la incorporación de nuevas familias de piezas de longitudes mayores a las actuales podría requerir una actualización o reconfiguración del sistema. Por este motivo, se recomienda que futuras evaluaciones incluyan estudios de flexibilidad

operativa y de modularidad del diseño, con el objetivo de facilitar futuras adaptaciones con la menor intervención posible sobre el layout o la infraestructura general.

En síntesis, el presente proyecto constituye un avance significativo hacia la modernización del proceso de pintura en una línea productiva de creciente demanda, integrando criterios de automatización, eficiencia y calidad. No obstante, quedan abiertas diversas líneas de trabajo que permitirían profundizar aún más en la optimización del sistema, incorporando análisis económicos, mejoras ambientales, tecnologías de monitoreo y criterios de ajuste fino que, en conjunto, consolidarían un proceso de pintura altamente competitivo, sustentable y alineado con los desafíos industriales del futuro.

8. Bibliografía

- [1] Hi-COLO. Equipos para revestimiento electrostático. China. Disponible en:
<http://colorpowdercoater.es/>
- [2] Hi-COLO. Horno de curado. China. Disponible en:
<http://colorpowdercoater.es/5-12-curing-tunnel-oven/223613/>
- [3] HI-COLO. Cámara de revestimiento en polvo. China. Disponible en:
<http://colorpowdercoater.es/3-1-automatic-powder-coating-booth-0825.html>
- [4] HI-COLO. Máquina automática de recubrimiento. China. Disponible en:
https://es.made-in-china.com/co_coatingsystem/product_Automatic-Powder-Coating-Painti ng-Gun-Reciprocator-Machine_egennohy
- [5] Yuh Chern. Manufacturing Co. Taiwán. Disponible en:
<https://www.challenge-hardware.com/>
- [6] Tecnifos. Argentina. Disponible en:
<https://www.tecnifos.com/contacto.php>
- [7] Tecnifos. Tratamientos de superficies. Argentina, Página 4. Disponible en:
<https://tecnifos.com/Tratamientos%20de%20Superficies.pdf>
- [8] Ital-Coatings. Revestimiento en polvo. Italia. Disponible en:
<https://italcoatings.com/english>
- [9] Ital-Coatings. Ficha técnica de poliéster. Italia. Página 1. Disponible en:
<https://italcoatings.com/data-sheets>
- [10] Kasin. Fabricación de elementos de transporte aéreo. China. Disponible en:
<https://www.kasinindustries.com/>
- [11] Kasin. Cadena de rodillos con ganchos de empuje. China. Disponible en:
<https://kasinchain.en.made-in-china.com/product/jFvaNiTAHuRn/China-7-Ton-Chain-Dock-Chain-with-Dogs-for-Enclosed-Overhead-Conveyors.html>
- [12] Robert. L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. 2006.

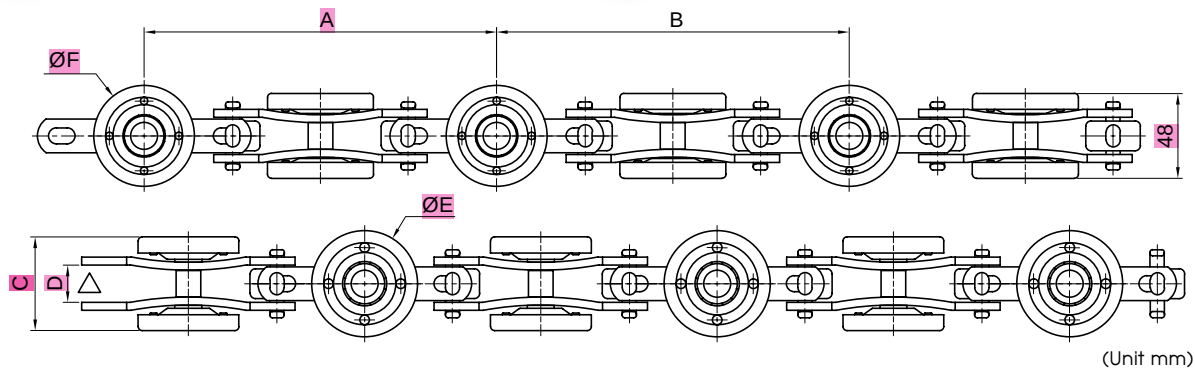
Anexo A: Catálogo de cadenas de transporte para línea aérea

7 Ton Enclosed Track Conveyor Chains

HW = Horizontal Wheel VW = Vertical Wheel HVW = Horizontal & Vertical Wheel

7 Ton Enclosed Track Conveyor Chain: Load Wheel Capacity <70kg / Chain Pitch = 200mm / Tensile Strength =7000kgf

This is a commonly used heavy-duty enclosed track conveyor chain. This smart-design system utilizes a two-wheel load-dispersing configuration to actively reduce the load on any given bearing. Using a horizontal and vertical wheel, the two-wheel design can evenly bear the tension from the chain while negotiating the curves of any track. This also enhances the longevity of the track, which allows for smooth operations. The design of the chain is precise and the structure is simple. The cross joints are alloy steel forged and are harmoniously assembled and interlocked with the chain links without the use of added fittings, such as Cotter Pins. This eliminates the danger of any connecting parts coming loose and falling. Both the horizontal and vertical wheels use specially designed bearings for performance. The chain itself is made of carbon steel and heat treated to achieve flexible steering, strong tensile strength and greater load capacity.



Item NO.	Description	A	B	C	D	E	F	Load Capacity (kg)	Min. Ultimate Tensile Strength (kgf)
5013142014	7 Ton Enclosed Track Conveyor Chain	200	200	53	21	60	57	70	7000
5013142020	7 Ton Enclosed Track Conveyor Chain (HW Solid Bearing)	200	200	53	21	60	57	70	7000
5013142018	7 Ton Enclosed Track Conveyeor Chain (HVW Solid Bearing)	200	200	53	21	60	57	70	7000

Anexo B: Catálogo de motores trifásicos WEG línea W22

W22 - High Efficiency - 50 Hz

Exceeds IE2 ⁽¹⁾ - EFF1 ⁽²⁾

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado Il/In	Par con rotor trabado Tl/Tn	Par máximo Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	380 V							Corriente nominal In (A)
													% de la potencia nominal							
kW	HP							Rendimiento					Factor de potencia							
								50	75				100	50	75	100				

IV Polos - 1500 rpm - 50 Hz

Carcasa opcionales

0,25	0,33	80	1,68	5,5	2,0	2,5	0,0015	31	68	9,0	44	1410	71,0	74,0	73,2	0,65	0,77	0,84	0,618
0,37	0,5	80	2,49	5,7	2,2	2,7	0,0019	23	51	9,5	44	1410	74,1	75,6	74,8	0,65	0,77	0,84	0,895
0,75	1	90S	5,03	5,9	2,2	2,6	0,0038	19	42	17,5	49	1415	79,1	79,9	78,9	0,64	0,76	0,83	1,74
1,1	1,5	90L	7,30	6,5	1,9	2,6	0,0049	14	31	19,0	49	1432	81,9	81,8	81,5	0,67	0,78	0,83	2,47
1,5	2	100L	10,1	6,6	2,8	3,0	0,0067	20	44	28,0	53	1415	82,9	82,9	82,2	0,66	0,77	0,83	3,34
2,2	3	112M	14,6	6,3	1,9	2,6	0,0117	23	51	39,0	56	1440	85,0	84,8	84,1	0,67	0,78	0,83	4,79
4	5,5	132S	26,3	7,2	1,9	3,0	0,0341	14	31	60,0	56	1450	87,5	87,1	86,6	0,72	0,83	0,86	8,12
5,5	7,5	132M	36,0	7,3	1,9	3,0	0,0416	10	22	63,0	56	1455	88,6	88,0	87,4	0,74	0,84	0,88	10,9
7,5	10	132S	49,3	7,2	2,0	3,0	0,0528	8	18	72,0	56	1450	89,0	88,7	88,7	0,75	0,83	0,87	14,9
7,5	10	160M	48,9	6,1	2,1	2,7	0,0652	15	33	93,0	61	1460	88,5	89,1	88,6	0,69	0,80	0,85	15,1
9,2	12,5	132M	60,4	7,7	2,2	3,2	0,0604	7	15	75,0	56	1450	89,6	89,4	88,9	0,75	0,83	0,88	17,9
11	15	160L	71,5	6,4	2,3	2,8	0,1004	10	22	105	61	1465	89,5	90,2	89,8	0,69	0,79	0,85	21,9
15	20	180M	97,8	6,6	2,4	2,9	0,1615	14	31	152	61	1460	91,3	91,5	91,0	0,71	0,80	0,85	29,5
18,5	25	180L	121	6,6	2,4	2,8	0,1973	14	31	164	61	1460	91,8	91,7	91,2	0,72	0,81	0,85	36,3
37	50	200L	241	6,0	2,1	2,5	0,3861	14	31	237	65	1465	93,1	92,9	92,6	0,74	0,83	0,85	71,4
75	100	250S/M	486	7,2	2,4	2,9	1,26	10	22	496	66	1470	94,3	94,3	94,1	0,78	0,87	0,90	135
110	150	280S/M	708	7,6	2,4	2,9	3,21	18	40	735	69	1480	94,6	95,1	94,9	0,79	0,85	0,88	200
200	270	315S/M	1280	6,7	2,4	2,4	3,93	17	37	1216	71	1485	95,1	95,5	95,4	0,80	0,86	0,88	362
200	270	355M/L	1280	6,3	1,8	2,0	6,86	18	40	1404	76	1490	95,3	95,5	95,5	0,78	0,83	0,86	370
220	300	355M/L	1410	6,4	2,0	2,2	6,86	18	40	1441	76	1490	95,5	95,6	95,6	0,77	0,83	0,86	407
250	340	355M/L	1600	6,8	2,1	2,4	8,12	18	40	1470	76	1490	95,6	95,7	95,7	0,77	0,84	0,86	462
260	350	355M/L	1670	6,8	2,1	2,4	8,12	18	40	1470	76	1490	95,6	95,7	95,7	0,77	0,84	0,86	480
280	380	355M/L	1800	6,6	2,1	2,4	9,02	14	31	1510	76	1490	95,6	95,7	95,7	0,77	0,84	0,86	517
315	430	315L**	2020	7,6	2,5	2,5	9,92	11	24	1540	78	1490	95,6	95,8	95,8	0,76	0,82	0,86	580

Notas:

1) Los valores de eficiencia son determinados por la norma IEC 60034-2-1. Ellos son calculados de acuerdo con el método indirecto, con las pérdidas dispersas de la carga determinadas por medición.

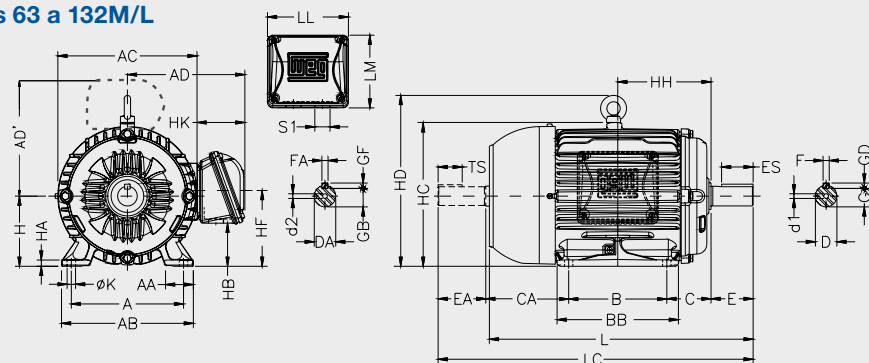
2) La referencia indicada de CEMEP significa que la eficiencia excederá a EFF1 si probados de acuerdo con la norma IEC 60034-2.

* Fijados con deflector de aire en la tapa delantera

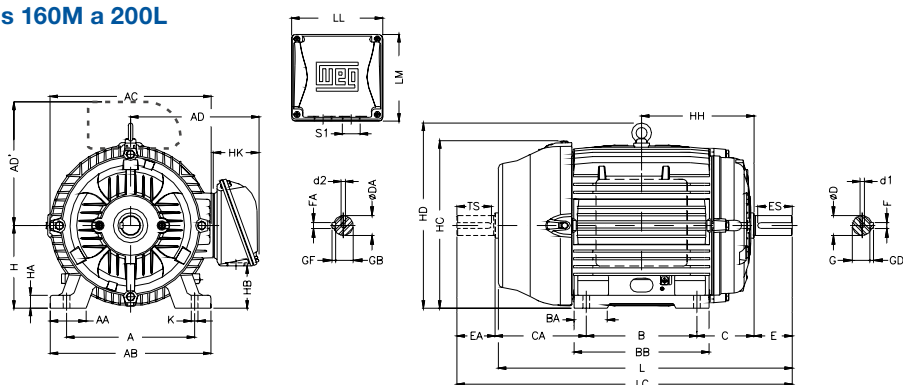
** Motores con elevación de temperatura "F" ΔT 105 K

17. Datos mecánicos

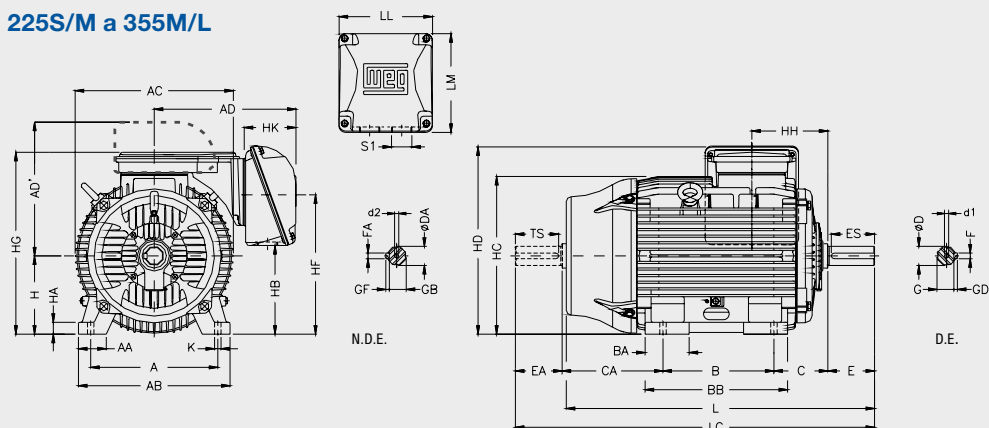
Carcasas 63 a 132M/L



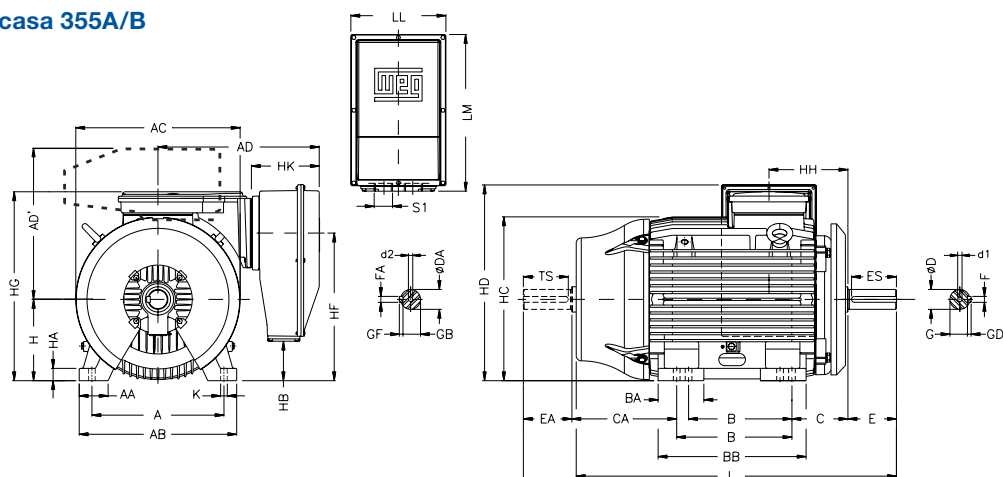
Carcasas 160M a 200L



Carcasa 225S/M a 355M/L



Carcasa 355A/B



Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	AD' (**)	B	BA	BB	BD	C	CA	Eje																																					
													D	DA	E	EA	ES	F	FA	G	GB	GD	GF	TS																										
63	100	25.5	116	125	122	122	80	-	95	-	40	78	11j6	9j6	23	20	14	4	3	8.5	7.2	4	3	12																										
71	112	28.5	132	141	130	130	90		113.5		45	88	14j6	11j6	30	23	18	5	4	11	8.5	5	4	14																										
80	125	30.5	149	159	139	139	100		125.5		50	93	19j6	14j6	40	30	28	6	5	15.5	11	6	5	18																										
L80	140	36.5	164	179	157	125			131		56	104	24j6	16j6	50	40	36	8		6	20	13			7	6	28																							
90S																																																		
L90S																																																		
90L																																																		
L90L																																																		
100L	160	40	188	199	167	167	140		173		63	118	28j6	22j6	60	50	45	8	6	24	18.5	7	6	36																										
L100L	190	40.5	220	222	192	192			177		70	128		24j6					8		6		24		20	8	33	24	8	7	45																			
112M	216	51	248	271	218	218			178		225	89		150							38k6				28j6			80				60	63	10	12	12	37	37	8	8										
L112M																																									254	64	308	329	264	264	254	63	254	108
132S							279						78		350	360	279	279		241		70		294																										
132M	318	82	385	402	317	317			267		82	332		133					222		55m6		55m6		110	110	80	16	16	49	49	10	10	100*																
160M							254						64		308	329	264	264		254		63		254											108	174	42k6	42k6	12	12	37	37	8	8						
160L	279	78	350	360	279	279			241		70	294		121					200		48k6		48k6		14	14	42.5	42.5	9	9	80																			
180M							318						82		385	402	317	317		267		82		332								133	222	55m6	55m6	110	110	80	16	16	49	49	10	10	100*					
180L	254	64	308	329	264	264			254		63	254		108					174		42k6		42k6		12	12	37	37	8	8																				
200M							318						82		385	402	317	317		267		82		332							133	222	55m6	55m6	110	110	80	16	16	49	49	10	10	100*						
200L	254	64	308	329	264	264			254		63	254		108					174		42k6		42k6		12	12	37	37	8	8																				
225S/M							356	80		436			455		408	384	286/311	124		412		41		149							319/294	55m6*	55m6*	110*	110*	100*	16*	16*	49*	49*	10*	10*	100*							
250S/M	406	100	506	486	402	311/349			146		467	59		168					354/316		60m6		60m6		140	140	125	18	18	53		53	11	11	125															
280S/M							457	557		599			442		472	368/419	151	517		49	190	385/334	65m6	60m6	140	140	125	18	18	58	53	11	11	125																
315S/M	508	120	630	657	525	530			406/457		184	621		70					216				494/443	65m6*	60m6*	140*	140*	125*	18*	18*	58*	53*	11*	11*	125*															
315L							589	575		508			219		752	81	497	80m6		65m6	170	140	160	22	18	71	58	14	14	125																				
355M/L	610	140	750	736	609	625			560/630		230	760		65				254	483/413	65m6*	60m6*	140*	140*	125*	18*	18*	67.5*	53*	12*	11*	125*																			
355A/B							701	755		710/800			325		955	70	528/438		100m6	80m6	210	170	200	28	22	90	71	16	14	160																				

Carcasa	H	HA	HB	HC	HD	HF	HG	HH	HK	K	L	LC	LL	LM	S1	d1	d2	Rodamientos															
																		D.E.	N.D.E.														
63	63	7	25.5	129		68.5		80	59	7	216	241	108	98	2xM20x1.5	M4	M3	6201 - ZZ															
71	71		33	145		76		90			248	276				M5	M4	6202 - ZZ															
80	80		8	43.5		163		87			100	276				313		M6	6204 - ZZ	6203 - ZZ													
L80	90	9	45	182		90		106	67	10	325	362	115	104	2xM25x1.5	M8	M6	6205 - ZZ	6204 - ZZ														
90S								304			350	335								381													
L90S								329			375	360								406													
90L								376			431	420								475													
L90L								393			448	423								478													
100L	100	10	61.5	205	244	106.4		133	79	12	452	519	140	133	2xM32x1.5	M10	M8	6206 - ZZ	6205 - ZZ														
L100L								490			557	6207 - ZZ						6206 - ZZ															
112M								515			582	6208 - ZZ						6207 - ZZ															
L112M	112	20	75	266	319	132		140	100	14.5	598	712	198	188	2xM40x1.5	M16	M16	6309 - C3	6209 - Z-C3														
132S	213							235			664	782						6311 - C3	6211- Z-C3														
132M	241.5							260.5			702	820						6312 C3	6212 Z-C3														
132M/L	266.5	285.5	729	842																													
160M	280	28	92	363	413	180	260.5	266.5	285.5	729	842	228	217	2xM50x1.5	M20	M20	6314 C3			6212 Z-C3													
160L	160	22	79	327	374	168	266.5	285.5	729	842	228	217	2xM50x1.5					M20	M20		6314 C3	6212 Z-C3											
180M	180	28	92	363	413	180	266.5	285.5	729	842	228	217											2xM50x1.5	M20	M20	6314 C3	6212 Z-C3						
180L	180	28	92	363	413	180	266.5	285.5	729	842	228	217		2xM50x1.5	M20	M20	6314 C3			6212 Z-C3													
200M	200	30	119	405	464	218	266.5	285.5	729	842	228	217	2xM50x1.5					M20	M20		6314 C3	6212 Z-C3											
200L	200	30	119	405	464	218	266.5	285.5	729	842	228	217											2xM50x1.5	M20	M20	6314 C3	6212 Z-C3						
225S/M	225	34	255	453	550	403	523	212	143	18.5	856*	974*		261	292	2xM50x1.5	M20			M20								6314 C3	6212 Z-C3				
250S/M	250	43	290	493	583	449	566	214			886	1034	965					1113	261		292	2xM50x1.5								6314 C3	6212 Z-C3		
280S/M	280	42	383	580	696	556	686	266	145	24	1071	1223	314	312	2xM63x1.5	M20	M20	6316 - C3	6211- Z-C3														
315S/M	315	48	386	664	768	615	744	264	177	28	1244*	1392*	372	382						2xM63x1.5	M20	M20	6316 - C3	6211- Z-C3									
315L			336		774	575	760	284	215		1274	1426	1353*	1501*											404	438	2xM63x1.5	M20	M20	6316 - C3	6211- Z-C3		
355M/L	355	50	461	723	898	700	885	340	318 / 355**	1383	1535	404	438	2xM63x1.5											M20	M20						6316 - C3	6211- Z-C3
355A/B			154		885	665	847			1482	1677	1607*	1772*																				
															2xM63x1.5	M20	M20	6316 - C3	6211- Z-C3														
																				2xM63x1.5	M20	M20	6316 - C3	6211- Z-C3									
																											2xM63x1.5	M20	M20	6316 - C3	6211- Z-C3		
														2xM63x1.5											M20	M20						6316 - C3	6211- Z-C3

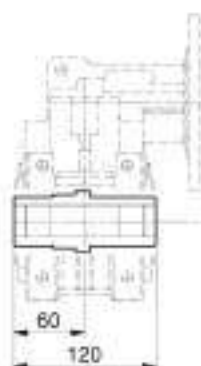
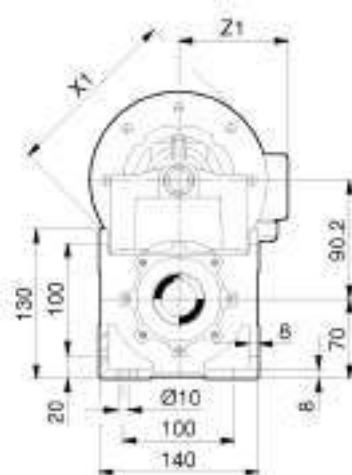
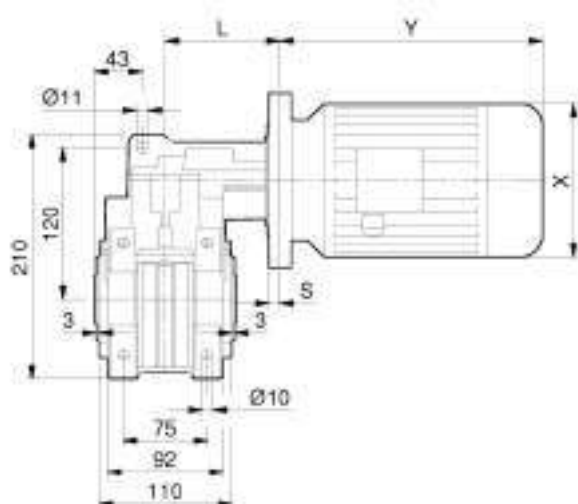
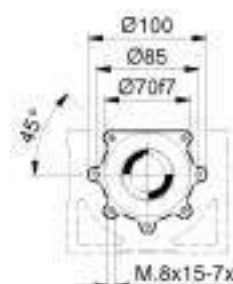
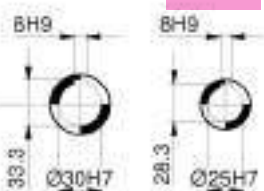
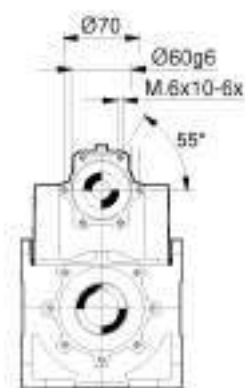
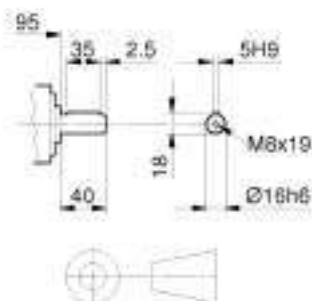
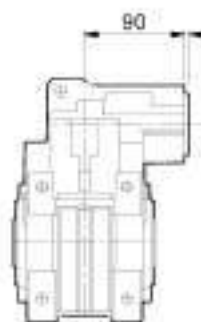
Anexo C: Catálogo de motorreductores VARVEL serie RN de ejes paralelos

MRN - 1400 rpm

P ₁ [kW]	i _n	i _r	N ₂ [rpm]	M ₂ [Nm]	FS	Type - Tipo	F _{r2} [N]	MRN [kg]	FRN [kg]	J _m × 10 ⁻⁴	J ₁ × 10 ⁻⁴
0,25	63,0	67,1	20,9	109,38	> 3,0	MRN 32	9030	19,6	13,8	5,00	1,6180
		66,13	21,2	107,61	> 3,0	MRN 43	10110	43,3	37,5	5,00	4,0833
	71,0	71,57	19,6	113,97	2,7	MRN 23	5100	15,5	9,7	5,00	0,9772
		70,88	19,8	111,54	> 3,0	MRN 33	5500	19,8	14,0	5,00	1,1714
		70,82	19,8	113,89	> 3,0	MRN 43	12640	43,3	37,5	5,00	4,0520
		79,1	17,7	128,57	1,4	MRN 13	4000	11,6	5,8	5,00	0,2451
	80,0	79,01	17,7	125,00	1,1	MRN 23	7160	15,5	9,7	5,00	0,9250
		80,62	17,4	129,90	2,0	MRN 33	10880	19,8	14,0	5,00	1,0679
		82,52	17	131,58	> 3,0	MRN 43	10510	43,3	37,5	5,00	3,7956
	90,0	88,14	15,9	140,91	2,2	MRN 23	5200	15,5	9,7	5,00	0,9738
		94,22	14,9	151,04	> 3,0	MRN 33	5500	19,8	14,0	5,00	1,1594
		89,6	15,6	143,26	> 3,0	MRN 43	13650	43,3	37,5	5,00	4,0262
	100,0	96,36	14,5	155,17	1,2	MRN 13	4000	11,6	5,8	5,00	0,2437
		101,07	13,9	160,71	1,1	MRN 23	7190	15,5	9,7	5,00	0,9223
		103,34	13,5	166,67	2,0	MRN 33	10730	19,8	14,0	5,00	1,0614
		106,48	13,1	168,33	> 3,0	MRN 43	10930	43,3	37,5	5,00	3,7770
	112,0	111,82	12,5	180,23	1,7	MRN 23	5200	15,5	9,7	5,00	0,9710
		110,89	12,6	176,83	> 3,0	MRN 33	5500	19,8	14,0	5,00	1,1543
	125,0	124,39	11,3	196,43	1,1	MRN 23	6700	15,5	9,7	5,00	0,9206
		127,37	11	205,88	2,0	MRN 33	9700	19,8	14,0	5,00	1,0575
	140,0	144,62	9,68	228,45	1,2	MRN 23	6100	15,5	9,7	5,00	0,9688
		144,64	9,68	230,16	2,5	MRN 33	5500	19,8	14,0	5,00	1,1483
		132,69	10,6	215,91	> 3,0	MRN 43	12260	43,3	37,5	5,00	4,0051
	160,0	155,49	9	250,00	1,0	MRN 23	6200	15,5	9,7	5,00	0,9193
		159,41	8,78	255,95	1,7	MRN 33	9400	19,8	14,0	5,00	1,0542
		160,69	8,71	256,76	3,0	MRN 43	14590	43,3	37,5	5,00	3,9942
	180,0	172,5	8,12	279,07	1,7	MRN 33	8600	19,8	14,0	5,00	1,1454
		173,9	8,05	277,78	2,9	MRN 43	14570	43,3	37,5	5,00	3,9843
	200,0	199,03	7,03	325,00	0,8	MRN 23	6200	15,5	9,7	5,00	0,9183
		204,26	6,85	325,76	1,3	MRN 33	9400	19,8	14,0	5,00	1,0515
	200,0	201,13	6,96	319,77	1,7	MRN 43	16680	43,3	37,5	5,00	3,7478
	224,0	237,5	5,89	380,95	0,8	MRN 33	11100	19,8	14,0	5,00	1,1417
	224,0	217	6,45	350,88	2,3	MRN 43	15210	43,3	37,5	5,00	3,9773
	280,0	271,53	5,16	430,00	1,0	MRN 33	9400	19,8	14,0	5,00	1,0493
	280,0	280	5	444,44	1,8	MRN 43	16030	43,3	37,5	5,00	3,7425
	315,0	319,58	4,38	511,90	0,8	MRN 33	9400	19,8	14,0	5,00	1,0483
	355,0	348,92	4,01	555,56	1,4	MRN 43	16500	43,3	37,5	5,00	3,7381
	450,0	422,55	3,31	666,67	1,2	MRN 43	16500	43,3	37,5	5,00	3,7354
	500,0	470,4	2,98	740,74	1,1	MRN 43	16500	43,3	37,5	5,00	3,7336
	560,0	528,89	2,65	833,33	1,0	MRN 43	17000	43,3	37,5	5,00	3,7328
0,37	6,3	5,76	243	13,78	> 3,0	MRN 22	3200	15,6	9,4	8,00	2,5855
		5,59	250	13,58	> 3,0	MRN 32	4760	20,0	13,8	8,00	4,8684
		5,74	244	13,90	> 3,0	MRN 42	5030	41,5	35,3	8,00	13,0943
	7,1	6,59	212	15,95	> 3,0	MRN 12	3350	12,2	6,0	8,00	0,8414
		7,37	190	17,29	> 3,0	MRN 22	3450	15,6	9,4	8,00	2,1881
		7,17	195	17,29	> 3,0	MRN 32	5180	20,0	13,8	8,00	3,8232
		7,26	193	17,61	> 3,0	MRN 42	5190	41,5	35,3	8,00	10,7969
	8,0	7,95	176	19,24	> 3,0	MRN 12	3470	12,2	6,0	8,00	0,7600
		7,8	179	18,50	> 3,0	MRN 22	3530	15,6	9,4	8,00	2,2972
		7,9	177	19,28	> 3,0	MRN 32	5410	20,0	13,8	8,00	3,9288

MRN - 1400 rpm

P ₁ [kW]	i _n	i _r	N ₂ [rpm]	M ₂ [Nm]	FS	Type - Tipo	F _{r2} [N]	MRN [kg]	FRN [kg]	J _m × 10 ⁻⁴	J ₁ × 10 ⁻⁴	
1,5	56,0	56,67	24,7	552,63	1,3	MRN 42	11600	48,8	35,3	40,00	5,7318	
		54,21	25,8	525,00	1,9	MRN 43	9830	51,0	37,5	40,00	4,1359	
		57,27	24,4	546,88	> 3.0	MRN 53	8800	83,3	69,8	40,00	13,6244	
		59,89	23,4	590,16	> 3.0	MRN 62	19310	128,3	114,8	40,00	30,7868	
		58,68	23,9	566,67	> 3.0	MRN 63	7800	134,5	121,0	40,00	22,0179	
	63,0	66,13	21,2	645,65	1,5	MRN 43	10110	51,0	37,5	40,00	4,0833	
		61,67	22,7	609,38	2,1	MRN 52	15530	78,7	65,2	40,00	19,1667	
	71,0	70,88	19,8	669,23	0,9	MRN 33	5500	27,5	14,0	40,00	1,1714	
		70,6	19,8	673,08	2,6	MRN 53	9010	83,3	69,8	40,00	13,5519	
		72,33	19,4	698,63	> 3.0	MRN 63	7800	134,5	121,0	40,00	21,8075	
		82,52	17	789,47	1,3	MRN 43	10510	51,0	37,5	40,00	3,7956	
	80,0	79,72	17,6	762,86	2,3	MRN 63	25090	134,5	121,0	40,00	19,9592	
		89,26	15,7	856,45	2,1	MRN 53	8500	83,3	69,8	40,00	13,4907	
	90,0	91,45	15,3	879,31	> 3.0	MRN 63	7800	134,5	121,0	40,00	21,6298	
		100,0	106,48	13,1	1010,00	1,0	MRN 43	10930	51,0	37,5	40,00	3,7770
			95,68	14,6	915,79	1,3	MRN 53	17820	83,3	69,8	40,00	12,7382
			105,42	13,3	1007,14	2,3	MRN 63	22430	134,5	121,0	40,00	19,8591
			112,0	117,24	11,9	1118,75	1,6	MRN 53	7200	83,3	69,8	40,00
		125,0	121,33	11,5	1155,88	1,1	MRN 53	17330	83,3	69,8	40,00	12,7114
			120,13	11,7	1159,09	2,9	MRN 63	7800	134,5	121,0	40,00	21,4811
		140,0	132,69	10,6	1295,45	0,7	MRN 43	12260	51,0	37,5	40,00	4,0051
			137,77	10,2	1350,00	1,3	MRN 53	7200	83,3	69,8	40,00	13,4179
			143,08	9,78	1378,38	2,5	MRN 63	7800	134,5	121,0	40,00	21,4145
		160,0	150,12	9,33	1416,67	1,2	MRN 53	12400	83,3	69,8	40,00	13,4079
			156,94	8,92	1500,00	2,2	MRN 63	7900	134,5	121,0	40,00	21,3834
		180,0	181,54	7,71	1700,00	0,8	MRN 53	18220	83,3	69,8	40,00	13,3896
		200,0	192,98	7,25	1840,91	1,5	MRN 63	21200	134,5	121,0	40,00	21,3276
		224,0	217	6,45	2029,41	1,1	MRN 63	26700	134,5	121,0	40,00	21,3029
		250,0	252,39	5,55	2437,50	1,1	MRN 63	22500	134,5	121,0	40,00	19,6541
		315,0	331,53	4,22	3250,00	0,8	MRN 63	22500	134,5	121,0	40,00	19,6213
2,2	6,3	5,76	243	81,96	2,3	MRN 22	3200	28,4	9,4	75,00	2,5855	
		5,59	250	80,73	> 3.0	MRN 32	4760	32,8	13,8	75,00	4,8684	
		5,74	244	82,65	> 3.0	MRN 42	5030	54,3	35,3	75,00	13,0943	
		5,64	248	81,21	> 3.0	MRN 52	7550	84,2	65,2	75,00	37,6347	
		5,77	250	80,53	> 3.0	MRN 62	10060	133,8	114,8	75,00	84,0612	
	7,1	7,37	190	102,83	2,1	MRN 22	3450	28,4	9,4	75,00	2,1881	
		7,17	195	102,83	> 3.0	MRN 32	5180	32,8	13,8	75,00	3,8232	
		7,26	193	104,70	> 3.0	MRN 42	5190	54,3	35,3	75,00	10,7969	
		7,46	188	107,44	> 3.0	MRN 52	8250	84,2	65,2	75,00	31,2885	
		7,39	189	106,52	> 3.0	MRN 62	9540	133,8	114,8	75,00	68,0211	
	8,0	7,8	179	110,00	2,0	MRN 22	3530	28,4	9,4	75,00	2,2972	
		7,9	177	114,65	> 3.0	MRN 32	5410	32,8	13,8	75,00	3,9288	
		7,59	185	109,21	> 3.0	MRN 42	5680	54,3	35,3	75,00	11,2674	
		7,66	183	110,48	> 3.0	MRN 52	8410	84,2	65,2	75,00	31,9539	
		7,97	176	114,96	> 3.0	MRN 62	11380	133,8	114,8	75,00	68,6806	
	9,0	9,07	154	128,78	1,9	MRN 22	3690	28,4	9,4	75,00	1,9599	
		8,84	158	127,23	> 3.0	MRN 32	5180	32,8	13,8	75,00	3,2176	
		9,08	154	130,53	> 3.0	MRN 42	5660	54,3	35,3	75,00	9,2579	
		9,46	148	136,28	> 3.0	MRN 52	8900	84,2	65,2	75,00	27,6749	
		9,38	149	135,17	> 3.0	MRN 62	9030	133,8	114,8	75,00	56,8499	

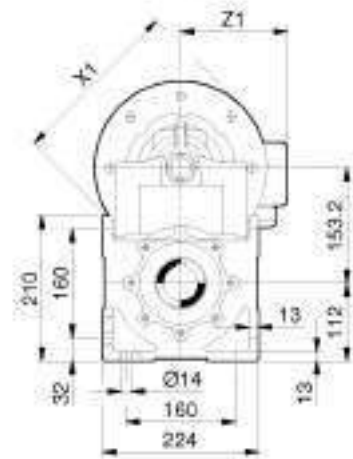
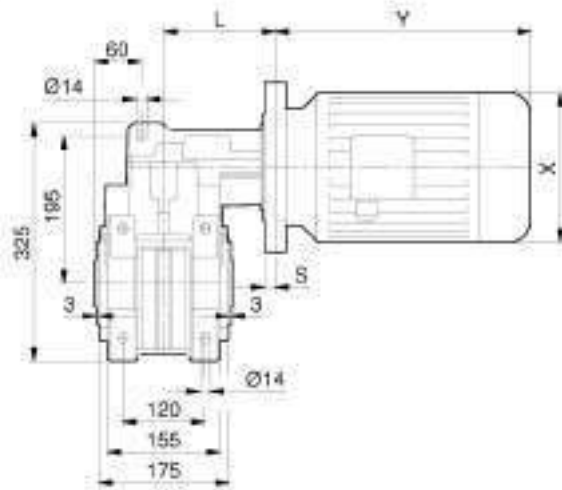
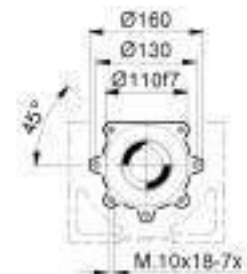
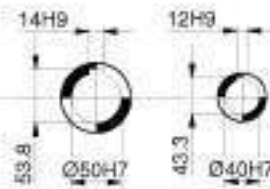
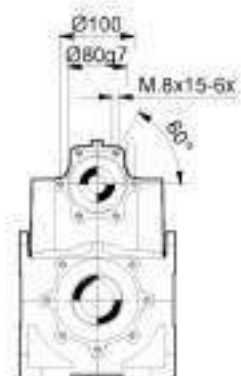
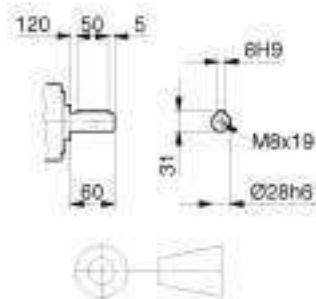
RN12-13
**MRN
FRN**

AC30
AC25

SRN
RN


RN IEC	12 / 13 56	12 / 13 63	12 / 13 71	12 80	12 90 S	12 90 L	
X / Y / Z1	110/168/108	123/185/110	140/220/121	159/238/138	176/255/149	176/280/149	
X1 (B5) / S	120/13	140/13	160/13,5	200/13,5	---	---	
X1 (B14) / S	---	90/13	105/18,5	120/13,5	140/13,5	140/13,5	
L (RN12)	103	103	103,5 (108,5)	103,5	103,5	103,5	
L (RN13)	103	103	103,5 (108,5)	---	---	---	

Dimensions et poids non contractuels

Dimensões e pesos não contratuais

Dimensiones y pesos sin compromiso

RN42-43
MRN
FRN

AC50
AC40

SRN
RN


RN	42 / 43	42 / 43	42 / 43	42 / 43	42 / 43	42	
IEC	71	80	90 S	90 L	100	112	
X / Y / Z1	140/220/121	159/238/138	176/255/149	176/280/149	195/314/160	219/328/172	
X1 (B5) / S	160/15,5	200/15,5	200/15,5	200/15,5	250/16,5	250/16,5	
X1 (B14) / S	---	120/15,5	---	---	160/15,5	160/15,5	
L (RN42)	148	148	148 (151)	148 (151)	149 (148)	149 (148)	
L (RN43)	148	148	148 (151)	148 (151)	149 (148)	---	

Dimensions et poids non contractuels

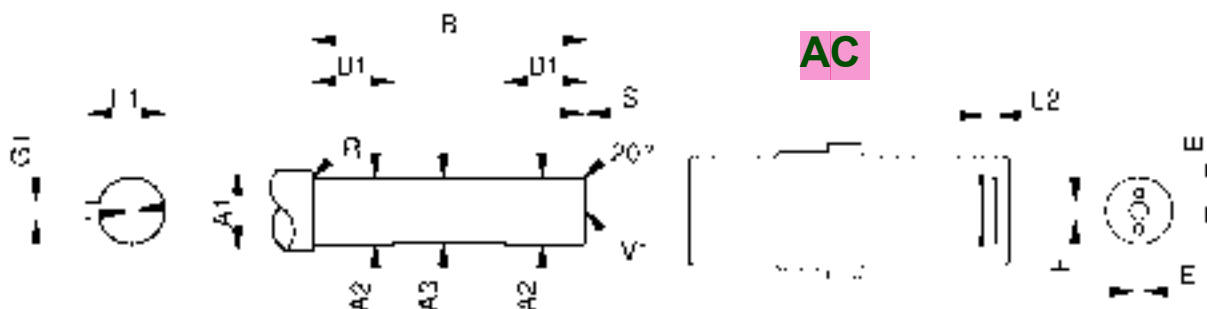
Dimensões e pesos não contratuais

Dimensiones y pesos sin compromiso

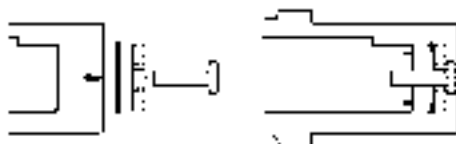
Le tableau donne les dimensions de l'arbre de la machine apte pour être inséré dans l'arbre creux de sortie AC avec clavette standard.

A tabela indica as dimensões do eixo da máquina apto para ser inserido no eixo oco de saída AC com claveta standard.

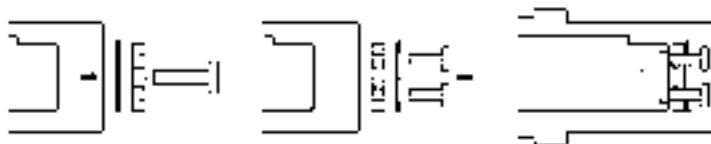
La tabla indica las dimensiones del eje de la máquina apto para ser insertado en el eje hueco de salida AC con claveta standard.



- Montage
Montagem
Montaje



- Démontage
Desmontagem
Desmontaje



Taille Tamanho Tamaño	A1	A2	A3	B	B1	E	F	F1	G1	L2	R	S	V1
RN12 - RN13	40	30	29	98	35	M6	11	33	8	5,5	1	2	M10x22
	35	25	24	98	35	M6	9	28	8	4,5	1	2	M8x19
RN22 - RN23	45	35	34	113,5	40	M8	11	38	10	7	1	2	M10x22
	40	30	29	113,5	40	M6	11	33	8	7	1	2	M10x22
RN32 - RN33	50	40	39	133,5	45	M8	13	43	12	7	1	2	M12x28
	45	35	34	133,5	45	M8	11	38	10	7	1	2	M10x22
RN42 - RN43	60	50	49	155,5	55	M10	17	53,5	14	8	1,5	3	M16x36
	55	45	44	155,5	55	M10	17	48,5	14	8	1,5	3	M16x36
	50	40	39	155,5	55	M8	13	43	12	8	1,5	3	M12x28
RN52 - RN53	75	60	59	185	65	M12	17	64	18	12,5	2	4	M16x36
	70	55	54	185	65	M12	17	59	16	12,5	2	4	M16x36
	65	50	49	185	65	M10	17	53,5	14	12,5	2	4	M16x36
RN62 - RN63	85	70	69	205	70	M12	21	74,5	20	12,5	2	4	M20x42
	80	65	64	205	70	M12	21	69	18	12,5	2	4	M20x42
	75	60	59	205	70	M12	21	64	18	12,5	2	4	M16x36

Dimensions et poids non contractuels

Dimensões e pesos não contratuais

Dimensiones y pesos sin compromiso

Anexo D: Poleas en V y bujes cónicos INTERMEC

SISTEMAS DE FIJACIÓN O MONTAJE

BUJES QD

INTERMEC suministra las poleas para montaje directo con hueco a la medida, cuñero o chavetero. Sin embargo, **INTERMEC recomienda ampliamente que las poleas en “V” sean montadas con sistema de fijación QD que permite montar y desmontar las poleas con facilidad sin necesidad de golpearlas.** Adicionalmente los bujes QD no se aflojan evitando las vibraciones y el desgaste de los ejes.

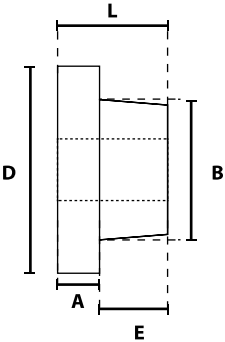


Fig 15.
Dimensiones para Bujes QD

Fig 13. Buje QD

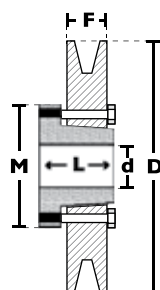
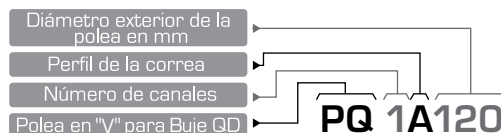
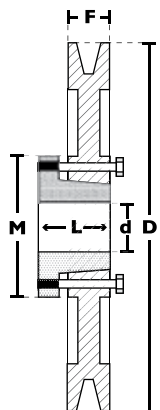
Tabla 1: Valores de dimensiones para Bujes QD

Ref. Buje	Hueco máximo permisible con cuñero estándar		A	B	D	E	L	Tornillos requeridos	
	[mm]	[pulg]						cantidad	tamaño
JA	25.4	1	9.5	34.9	50.8	17.5	27.0	3	No.10 x 1
SH	34.9	1-3/8	11.1	47.5	68.3	22.2	33.3	3	1/4 x 1-3/8
SDS	42.9	1-11/16	12.7	55.5	81.0	22.2	34.9	3	1/4 x 1-3/8
SD	42.9	1-11/16	12.7	55.5	81.0	33.3	46.0	3	1/4 x 1-7/8
SK	54.0	2-1/8	14.3	71.4	98.4	34.9	49.2	3	5/16 x 2
SF	57.1	2-1/4	14.3	79.3	117.5	38.1	52.4	3	3/8 x 2
E	73.0	2-7/8	19.0	97.4	152.4	47.6	66.7	3	1/2 x 2-3/4
F	84.1	3-5/16	20.6	112.7	168.3	71.4	92.1	3	9/16 x 3-5/8
J	95.2	3-3/4	25.4	130.8	184.1	88.9	114.3	3	5/8 x 4-1/2
M	120.6	4-3/4	31.7	165.1	228.6	139.7	171.4	4	3/4 x 6-3/4
N	127.0	5	38.1	177.8	254.0	168.3	206.4	4	7/8 x 8-1/2
P	150.8	5-15/16	44.4	209.5	298.4	193.7	238.1	4	1 x 9-1/2
W	190.5	7-1/2	50.8	265.1	381.0	238.1	288.9	4	1-1/8 x 11-1/2

Nota: Para saber cual Buje QD estándar le corresponde a una polea consulte las tablas de las páginas 58 a 100.

POLEAS TIPO
A
DIMENSIONES DE POLEAS PARA BUJES QD

Nomenclatura para poleas con Buje QD

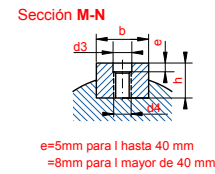
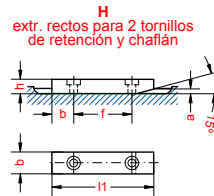
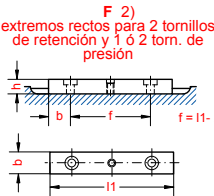
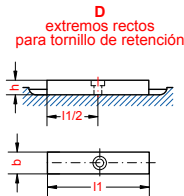
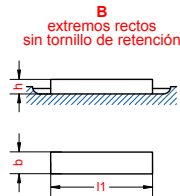
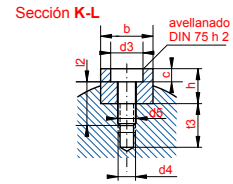
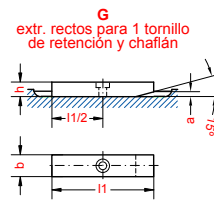
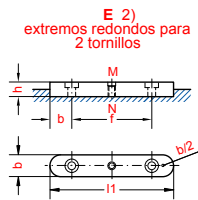
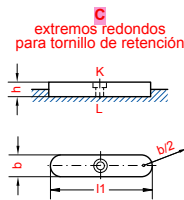
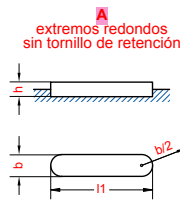

Modelo T1

Modelo T3
1 CANAL

Ancho (F) = 19.0 mm

Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Hueco máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2.2	55	PQ 1A55	JA	25.4	1	27	50	T1	0.7
2.3	60	PQ 1A60	JA	25.4	1	27	50	T1	0.8
2.5	65	PQ 1A65	JA	25.4	1	27	50	T1	0.8
2.6	67	PQ 1A67	JA	25.4	1	27	50	T1	0.9
2.8	70	PQ 1A70	JA	25.4	1	27	50	T1	0.9
3.0	75	PQ 1A75	JA	25.4	1	27	50	T1	1.0
3.1	80	PQ 1A80	JA	25.4	1	27	50	T1	1.0
3.3	85	PQ 1A85	JA	25.4	1	27	50	T1	1.1
3.6	90	PQ 1A90	SH	25.4	1	33	70	T1	1.3
3.9	100	PQ 1A100	SH	34.9	1	33	70	T1	1.6
4.1	105	PQ 1A105	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	1.7
4.3	110	PQ 1A110	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.0
4.5	115	PQ 1A115	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.1
4.7	120	PQ 1A120	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.5
5.0	125	PQ 1A125	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.8
5.1	130	PQ 1A130	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.0
5.3	135	PQ 1A135	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.2
5.6	140	PQ 1A140	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.2
6.0	150	PQ 1A150	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.5
6.3	160	PQ 1A160	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	7.8
6.5	165	PQ 1A165	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.9
6.7	170	PQ 1A170	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	4.3
6.9	175	PQ 1A175	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	4.5
7.0	180	PQ 1A180	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	4.6
7.5	190	PQ 1A190	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	5.2
8.0	200	PQ 1A200	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	5.5
9.0	230	PQ 1A230	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	6.2
9.9	250	PQ 1A250	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	7.4
10.6	270	PQ 1A270	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	8.0
11.0	280	PQ 1A280	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	8.3
11.8	300	PQ 1A300	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	11.3
12.5	320	PQ 1A320	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	12.0
13.7	350	PQ 1A350	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.2
14.0	355	PQ 1A355	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.5
15.7	400	PQ 1A400	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.1
19.0	485	PQ 1A485	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	17.0

Anexo E: Catálogo de chavetas paralelas OPAC DIN 6885

Chavetas Paralelas DIN 6885



Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b		2	3	4	5		6		8		10		12		14		16		18		20		22		25		
Altura h		2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14	9	14			
Para diámetro del eje	d1 3)	más de	6	8	10																								
	hasta	8	10	12																									
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978												
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,989	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,925	24,925													
	Profundidad 1 5)	asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000	20,000	25,000												
		Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954	11,957	13,957	15,957	17,957	19,948	21,948	24,948													
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	con juego en el lomo o aprieto	Máxima	1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,9	4,9	4,0	5,5	4,7	6,2	4,8	6,8	5,4	7,4	6,0	8,5	6,2	8,7	
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2		
	Profundidad 2 5)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,957	19,978	21,978	24,978												
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,296	24,926													
	con juego en el lomo	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026													
		Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,975	17,978	19,974	21,974	24,974													
	con aprieto	Máxima	0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1	3,1	2,0	3,5	2,3	3,8	2,2	4,2	2,6	4,6	3,0	5,5	2,8	5,3		
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2		
	Redondeado del fondo del chavetero	r	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	
longitud 1 5) 6)	Dif. adm. Macho Hembra	Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)																											
6	-0,2	+0,2	0,188																										
8			0,251	0,565																									
10			0,314	0,707	1,25																								
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35																						
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75																						
16			0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52																				
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09																				
20			0,628	1,14	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8																		
22				1,55	2,76	2,59	4,32	4,14	6,2	6,9	9,67																		
25				1,77	3,14	2,94	4,91	4,71	7,07	7,85	11,0	11,8	15,7																
28		1,98	3,52	3,30	5,20	5,28	7,91	8,79	12,3	13,2	17,5																		
32	-0,3	+0,3	2,26	4,02	3,77	5,28	6,03	9,04	10,0	14,1	15,1	20,1	18,1	24,1															
36			2,54	4,52	4,24	7,06	6,78	10,2	11,3	15,8	17,0	22,6	20,3	27,1															
40				5,02	4,71	7,85	7,54	11,3	12,6	17,6	18,8	25,1	22,5	30,1	26,4	39,6													
45				5,65	5,30	8,83	8,48	12,7	14,1	18,8	21,2	28,3	25,4	33,9	29,7	44,5	39,6	56,5											
50					5,89	9,81	9,42	14,1	15,7	22,0	23,6	31,4	28,3	37,7	33,0	49,5	44,0	62,8	49,5	77,7									
56				6,59	11,0	10,6	15,8	17,6	24,6	26,4	35,2	31,6	42,2	36,9	55,4	49,2	70,3	55,4	87,0	70,3	106								
63																													
70																													
80																													
90			-0,5	+0,5																									
100																													
110																													
125																													
140																													
160																													
180																													
200																													
220																													
250																													
280																													
315																													
355																													
400																													
Peso a deducir para forma A			0,013	0,045	0,108	0,126	0,211	0,243	0,364	0,539	0,755	1,01	1,35	1,46	1,94	1,98	2,97	3,02	4,31	3,82	6	5,39	8,09	7,34	11,4	9,5	14,7		
Ajuste para tornillos de retención y tornillos de presión	Agujero de los machos	d2																											
		d4																											
		c																											
		e																											
Profundidad del agujero taladrado			t3																										
Tornillo de retención 10)			d3 x 12																										

Anexo F: Catálogo de correas clásicas industriales DUNLOP

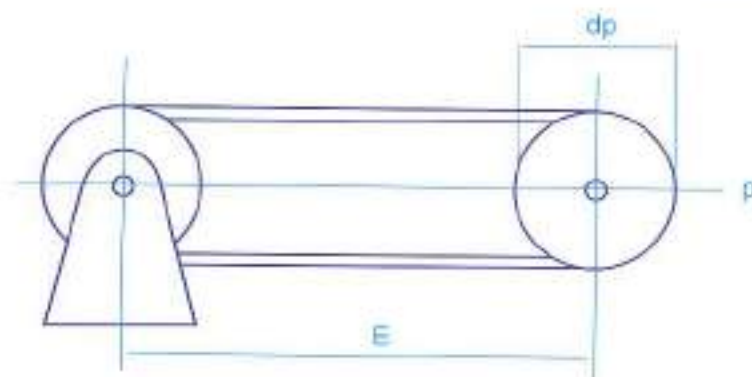


CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL



MEDICION DE LA LONGITUD PRIMITIVA

Sección	Diámetros primitivos (milímetros)	Desarrollos primitivos (milímetros)	Carga de medición (p) NW
Z	57.6	180	110
A	95.5	300	200
B	127.3	400	360
C	228.8	700	750
D	318.3	1000	1400
E	573.0	1800	1800



Para calcular la longitud primitiva de la correa, se procede de la siguiente forma:



$$l_p = 2 E + d_p \times \pi \text{ en mm}$$

- l_p** Longitud primitiva de la correa (mm).
- E** Distancia entre ejes de las poleas (mm).
- d_p** Diámetro primitivo de una polea (mm).

Sección	X (mm)	X ₁ (mm)
Z	13	25
A	17	33
B	26	43
C	32	56
D	43	76
E	52	105

Desarrollo externo = longitud primitiva nominal + valor X
Desarrollo interno = longitud primitiva nominal - valor X₁



TABLA N° 6

Tabla N° 6

Longitud primitiva nominal

Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
15	-	414	-	-	-	-
16	-	439	-	-	-	-
17	-	465	-	-	-	-
18	482	490	-	-	-	-
19	508	516	-	-	-	-
20	533	541	-	-	-	-
21	558	566	-	-	-	-
22	584	592	-	-	-	-
23	609	618	-	-	-	-
24	635	641	-	-	-	-
25	660	670	-	-	-	-
26	685	694	-	-	-	-
27	711	718	-	-	-	-
28	735	756	-	-	-	-
29	762	774	771	-	-	-
30	787	794	796	-	-	-
31	812	822	822	-	-	-
32	838	853	859	-	-	-
33	863	880	870	-	-	-
34	889	906	899	-	-	-
35	914	922	928	-	-	-
36	939	954	962	-	-	-
37	965	978	981	-	-	-
38	990	1001	1004	-	-	-
39	1016	1029	1032	-	-	-
40	1041	1052	1054	-	-	-



Tabla N° 6		Longitud primitiva nominal				
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección G (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-
81	-	2093	2103	2119	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-
84	-	2167	2177	2196	-	-
85	-	2193	2203	2221	-	-
86	-	2220	2230	2247	-	-
87	-	2245	2258	2273	-	-
88	-	2273	2283	2299	2313	-
89	-	2299	2304	2326	2339	-
90	-	2319	2329	2348	2366	-
91	-	2344	2355	2374	2392	-
92	-	2370	2380	2400	2418	-
93	-	2393	2403	2422	2445	-
94	-	2421	2431	2448	2471	-
95	-	2446	2456	2475	2497	-
96	-	2471	2481	2500	2523	-
97	-	2497	2508	2524	2550	-
98	-	2533	2543	2562	2576	-
99	-	2554	2558	2597	2602	-
100	-	2573	2583	2602	2629	-
101	-	2599	2609	2622	2655	-
102	-	2624	2643	2653	2681	-
103	-	2650	2659	2679	2707	-
104	-	2683	2693	2704	2726	-
105	-	2700	2710	2729	2752	-
106	-	2726	2743	2754	2778	-
107	-	2758	2761	2780	2805	-
108	-	2776	2793	2812	2831	-
109	-	2802	2819	2838	2857	-
110	-	2833	2843	2862	2876	-



TABLA Nº 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA

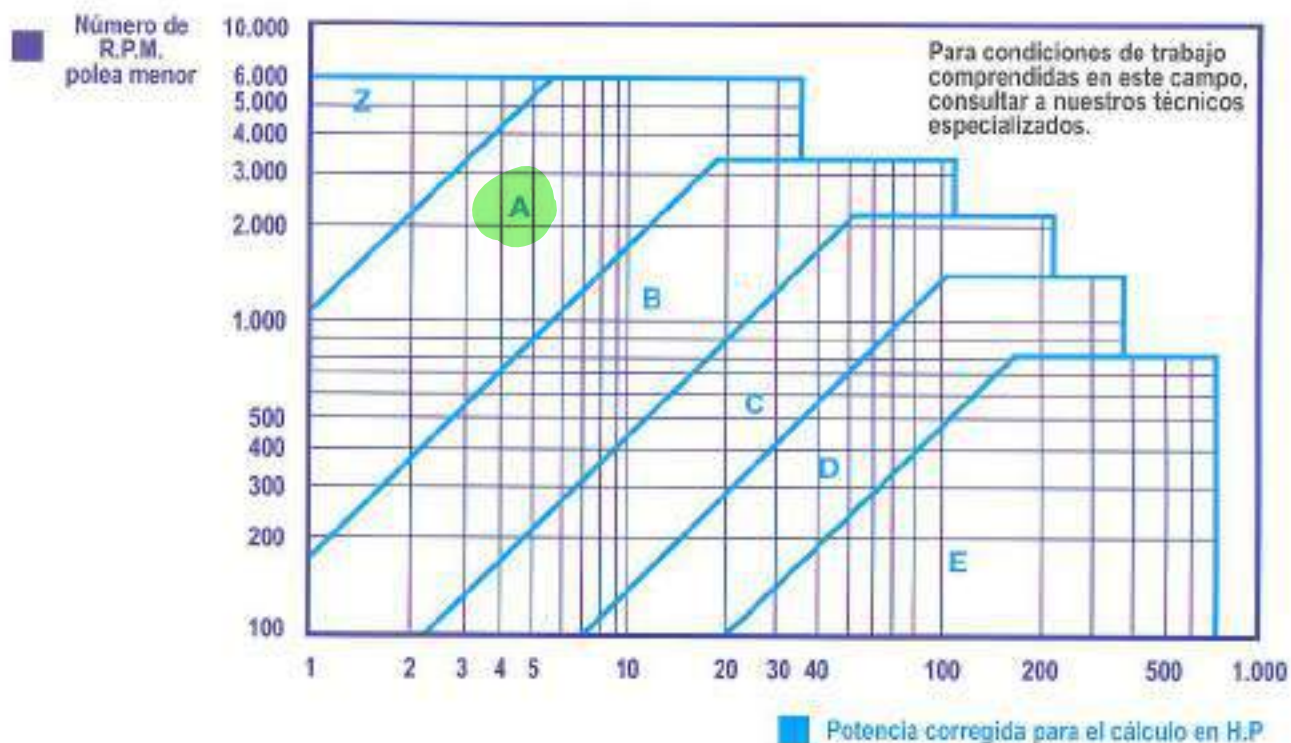
Tabla Nº 4		Sección de la correa				
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99
300	-	-	1.27	1.16	1.05	1.01
330	-	-	-	1.19	1.07	1.03
360	-	-	-	1.21	1.09	1.05
390	-	-	-	1.23	1.11	1.07
420	-	-	-	1.24	1.12	1.09
480	-	-	-	-	1.16	1.12
540	-	-	-	-	1.18	1.14
600	-	-	-	-	1.20	1.17
660	-	-	-	-	1.23	1.19

TABLA N° 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO

Tabla N° 5		Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas escaladas	Poleas escaladas/plana	
180°	1.00	0.75	
175°	0.99	0.76	
170°	0.98	0.77	
167°	0.97	0.78	
164°	0.96	0.79	
160°	0.95	0.80	
157°	0.94	0.81	
154°	0.93	0.81	
150°	0.92	0.82	
147°	0.91	0.83	
144°	0.90	0.83	
140°	0.89	0.84	
137°	0.88	0.85	
134°	0.87	0.85	
130°	0.86	0.86	
127°	0.85	0.85	
124°	0.84	0.84	
120°	0.82	0.82	
118°	0.81	0.81	
115°	0.80	0.80	
113°	0.79	0.79	
110°	0.78	0.78	
108°	0.77	0.77	
106°	0.77	0.77	
104°	0.76	0.76	
102°	0.75	0.75	
100°	0.74	0.74	
98°	0.73	0.73	
96°	0.72	0.72	
94°	0.71	0.71	
92°	0.70	0.70	
90°	0.69	0.69	



GRÁFICO Nº 1 PARA LA ELECCION DE LA SECCION DE LA CORREA

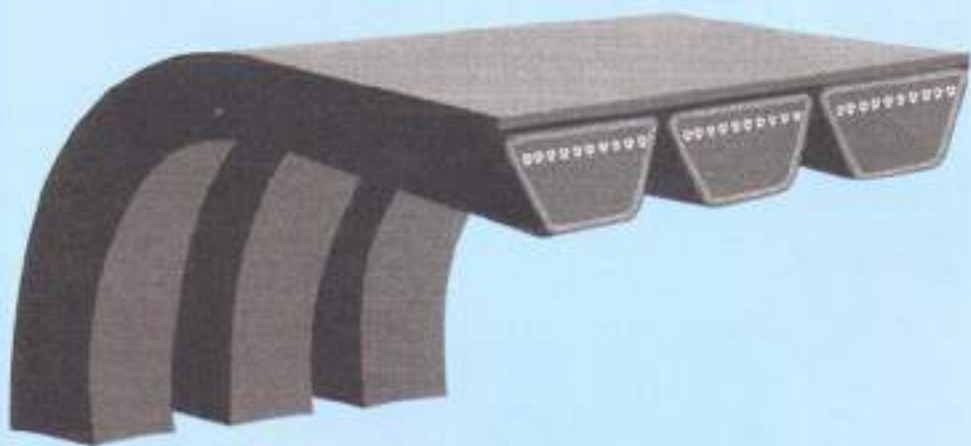


CORREA MULTICANAL

Construcción

Las correas multicanal Dunlop, consisten en un grupo de correas en V, unidas entre si por la base mayor del trapecio, con una banda de cubierta reforzada, siguiendo un paso determinado de acuerdo a la sección misma.

La cubierta está compuesta por un tejido reforzado engomado, con los cordones dispuestos transversalmente respecto al eje de las mismas, que les confiere una elevada rigidez transversal.



Anexo G: Catálogo de piñones y cadenas INTERMEC

**PIÑONES
1" (80)**

**TABLA DE DIMENSIONES
DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 1" (25.40 mm)
para Cadena ANSI No. 80 Tipo B Sencillos, Dobles y Triples**

Ref.	D	SENCILLOS			Ref.	DOBLES			Ref.	TRIPLES		
		Dm	L	d		Dm	L	d		Dm	L	d
80B9 R	85,1	57	41	25,40	80-2B9 R	57	70	25,40	80-3B9	57	92	25,40
80B10 R	93,5	65	41	25,40	80-2B10 R	65	70	25,40	80-3B10	65	92	25,40
80B11 R	101,6	72	41	25,40	80-2B11 R	66	70	25,40	80-3B11	66	92	25,40
80B12 R	110,0	80	41	25,40	80-2B12	72	63	25,40	80-3B12	72	92	25,40
80B13	118,4	76	38	25,40	80-2B13	80	63	25,40	80-3B13	80	92	25,40
80B14	126,5	82	38	25,40	80-2B14	88	63	25,40	80-3B14	88	92	25,40
80B15	134,6	97	38	25,40	80-2B15	96	63	25,40	80-3B15	96	92	25,40
80B16	143,0	102	38	25,40	80-2B16	102	70	25,40	80-3B16	102	98	25,40
80B17	151,1	102	38	25,40	80-2B17	112	70	25,40	80-3B17	112	98	25,40
80B18	159,3	108	38	25,40	80-2B18	120	70	25,40	80-3B18	120	98	25,40
80B19	167,4	108	38	25,40	80-2B19	127	70	25,40	80-3B19	127	98	25,40
80B20	175,5	108	38	25,40	80-2B20	127	70	25,40	80-3B20	127	98	25,40
80B21	183,6	108	44	25,40	80-2B21	127	70	25,40	80-3B21	127	98	25,40
80B22	191,8	108	44	25,40	80-2B22	127	70	25,40	80-3B22	127	98	25,40
80B23	200,2	108	44	25,40	80-2B23	127	70	25,40	80-3B23	127	98	25,40
80B24	208,3	108	44	25,40	80-2B24	128	70	25,40	80-3B24	128	98	25,40
80B25	216,4	108	44	25,40	80-2B25	128	76	25,40	80-3B25	128	98	25,40
80B26	224,5	118	51	25,40	80-2B26	128	76	25,40	80-3B26	128	98	25,40
80B27	232,7	118	51	31,75	80-2B27	128	76	25,40	80-3B27	128	108	25,40
80B28	240,5	118	51	31,75	80-2B28	128	76	25,40	80-3B28	128	108	25,40
80B29	248,7	118	51	31,75	80-2B29	128	76	25,40	80-3B29	128	108	25,40
80B30	256,8	118	51	31,75	80-2B30	146	76	31,75	80-3B30	146	108	31,75
80B31	265,0	118	51	31,75	80-2B31	146	76	31,75	80-3B31	146	108	31,75
80B32	273,1	118	51	31,75	80-2B32	146	76	31,75	80-3B32	146	108	31,75
80B33	281,2	118	51	31,75	80-2B33	146	76	31,75	80-3B33	146	108	31,75
80B34	289,3	118	51	31,75	80-2B34	146	76	31,75	80-3B34	146	108	31,75
80B35	297,4	118	51	31,75	80-2B35	146	76	31,75	80-3B35	146	108	31,75
80B36	305,6	118	51	31,75	80-2B36	146	82	31,75	80-3B36	146	108	31,75
80B37	313,7	118	51	31,75	80-2B37	146	82	31,75	80-3B37	146	108	31,75
80B38	321,8	118	51	31,75	80-2B38	146	82	31,75	80-3B38	146	108	31,75
80B39	329,9	118	51	31,75	80-2B39	146	82	31,75	80-3B39	146	108	31,75
80B40	338,1	118	51	31,75	80-2B40	146	82	31,75	80-3B40	146	108	31,75
80B41	346,1	118	51	31,75	80-2B41	146	82	31,75	80-3B41	146	108	31,75
80B42	354,1	118	51	31,75	80-2B42	146	82	31,75	80-3B42	153	114	31,75
80B43	362,3	118	51	31,75	80-2B43	146	82	31,75	80-3B43	153	114	31,75
80B44	370,3	118	51	31,75	80-2B44	146	82	31,75	80-3B44	153	114	31,75
80B45	378,5	118	51	31,75	80-2B45	146	82	31,75	80-3B45	153	114	31,75
80B46	386,6	118	51	31,75	80-2B46	146	82	31,75	80-3B46	153	114	31,75
80B47	394,7	118	51	31,75	80-2B47	146	82	31,75	80-3B47	153	114	31,75
80B48	402,8	118	51	31,75	80-2B48	146	82	31,75	80-3B48	153	114	31,75
80B49	410,9	118	51	31,75	80-2B49	146	82	31,75	80-3B49	153	114	31,75
80B50	418,8	118	51	31,75	80-2B50	146	82	31,75	80-3B50	153	114	31,75
80B51	427,0	118	51	31,75	80-2B51	146	82	31,75	80-3B51	153	114	31,75
80B52	435,2	118	51	31,75	80-2B52	146	82	31,75	80-3B52	153	114	31,75
80B53	443,2	128	51	31,75	80-2B53	146	82	31,75	80-3B53	153	114	31,75
80B54	451,3	128	51	31,75	80-2B54	146	82	31,75	80-3B54	153	114	31,75
80B55	459,4	128	51	31,75	80-2B55	146	82	31,75	80-3B55	153	114	31,75
80B56	467,5	128	51	31,75	80-2B56	146	82	31,75	80-3B56	153	114	31,75
80B57	475,5	128	51	31,75	80-2B57	146	82	31,75	80-3B57	153	114	31,75
80B58	483,7	128	51	31,75	80-2B58	146	82	31,75	80-3B58	153	114	31,75
80B59	491,8	128	51	31,75	80-2B59	146	89	31,75	80-3B59	153	114	31,75
80B60	499,9	128	51	31,75	80-2B60	159	89	40,00	80-3B60	159	114	40,00
80B61	508,0	128	51	31,75	80-2B61	159	89	40,00	80-3B61	159	114	40,00
80B62	516,1	128	51	31,75	80-2B62	159	89	40,00	80-3B62	159	114	40,00
80B63	524,2	128	51	31,75	80-2B63	159	89	40,00	80-3B63	159	114	40,00
80B64	532,3	128	51	31,75	80-2B64	159	89	40,00	80-3B64	159	114	40,00
80B65	540,4	128	51	31,75	80-2B65	159	89	40,00	80-3B65	159	114	40,00

(Esta tabla continúa en la siguiente página)

Anexo H: Catálogo de cadenas de rodillos CRUCE COR

Tabla de Medidas Cadenas a Rodillos

■ Ver Ilustración en Pág. Siguiente

Referen. ANSI	Paso de Cadena	Distancia Entre Placas	Diámetro Rodillo	Diámetro Perno	Altura de Placa	Paso Transversal	Longitud de Perno	Sección de Trabajo	Carga de Rotura	Peso Aproxim.
	p mm	b1 mín. mm	d1 max. mm	d2 max. mm	g max. mm	e mm	a1 max. mm	A cm ²	mín. N	kg/m

Cadenas a Rodillos Simples

25	6.35	3.18	3.30	2.30	5.80		8.60	0.11	3500	0.14
35	9.53	4.68	5.08	3.59	8.30		12.00	0.27	9000	0.33
40	12.70	7.85	7.95	3.96	11.80		18.30	0.44	14100	0.62
41	12.70	6.40	7.77	3.58	9.80		14.40	0.32	6800	0.38
50	15.87	9.40	10.16	5.08	15.00		22.20	0.70	22200	1.01
60	19.05	12.57	11.91	5.94	18.00		27.40	1.06	31800	1.48
80	25.40	15.75	15.88	7.92	24.00		36.80	1.79	56700	2.60
100	31.75	18.90	19.05	9.53	30.00		43.60	2.62	88500	3.76
120	38.10	25.22	22.23	11.10	36.00		54.70	3.94	127000	5.50
140	44.45	25.22	25.40	12.70	42.00		58.50	4.72	172400	7.20
160	50.80	31.55	28.58	14.27	48.00		68.40	6.50	226800	10.30
200	63.50	37.85	39.68	19.84	60.00		84.20	10.90	353800	16.80
240	76.20	47.35	47.63	23.80	72.30		106.40	16.07	510300	25.00

Cadenas a Rodillos Simples Reforzadas (H)

60H	19.05	12.57	11.91	5.94	18.00		38.70	1.15	31800	1.97
80H	25.40	15.75	15.88	7.92	24.00		47.30	1.92	56700	3.25
100H	31.75	18.90	19.05	9.53	30.00		56.20	2.77	88500	4.42
120H	38.10	25.22	22.23	11.10	36.00		67.20	4.12	127000	6.40
140H	44.45	25.22	25.40	12.70	42.00		72.80	4.93	172400	8.20
160H	50.80	31.55	28.58	14.27	48.00		83.30	6.69	226800	11.80

Cadenas a Rodillos Dobles

25-2	6.35	3.18	3.30	2.30	6.00	6.40	16.00	0.22	8000	0.27
35-2	9.53	4.68	5.08	3.59	8.30	10.13	24.50	0.54	16900	0.65
40-2	12.70	7.85	7.95	3.96	11.80	14.38	33.00	0.88	28200	1.22
50-2	15.88	9.40	10.16	5.08	15.00	18.11	44.00	1.40	44400	2.00
60-2	19.05	12.57	11.91	5.94	18.00	22.78	50.40	2.12	63600	2.95
80-2	25.40	15.75	15.88	7.92	24.00	29.29	66.50	3.58	113400	5.20
100-2	31.75	18.90	19.05	9.53	30.00	35.76	79.60	5.24	177000	7.60
120-2	38.10	25.22	22.23	11.10	36.00	45.44	100.50	7.88	254000	10.80
140-2	44.45	25.22	25.40	12.70	42.00	48.87	107.80	9.44	344800	14.20
160-2	50.80	31.55	28.58	14.27	48.00	58.55	127.50	13.00	453600	19.50
200-2	63.50	37.85	39.68	19.84	60.30	71.55	156.20	21.80	707600	32.70
240-2	76.20	47.35	47.63	23.80	72.30	87.83	194.40	32.13	1020600	49.40

Cadenas a Rodillos Triples

25-3	6.35	3.18	3.30	2.30	6.0	6.4	22.4	0.32	12000	0.41
35-3	9.52	4.68	5.08	3.59	8.3	10.13	34.7	0.80	27800	0.97
40-3	12.70	7.85	7.95	3.96	11.8	14.38	48.0	1.32	42300	1.83
50-3	15.87	9.40	10.16	5.08	15.0	18.11	58.9	2.10	66600	2.97
60-3	19.05	12.57	11.91	5.94	18.0	22.78	77.2	3.15	95400	4.35
80-3	25.40	15.75	15.88	7.92	24.0	29.29	96.0	5.35	170100	7.90
100-3	31.75	18.90	19.05	9.53	30.0	35.76	115.5	7.83	265500	11.40
120-3	38.10	25.22	22.23	11.10	36.0	45.44	146.1	11.76	381000	15.80
140-3	44.45	25.22	25.40	12.70	42.0	48.87	156.8	14.16	517200	21.50
160-3	50.80	31.55	28.58	14.27	48.0	58.55	186.1	19.26	680400	26.30
200-3	63.50	37.85	39.68	19.84	60.3	71.55	227.8	32.56	1061400	48.80
240-3	76.20	47.35	47.63	23.80	72.3	87.83	282.4	48.00	1530900	74.10

Cadenas a Rodillos Línea Europea Simple

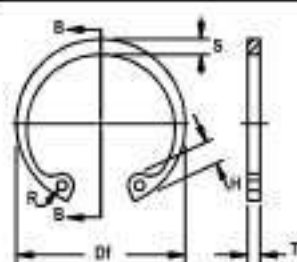
Referen. ANSI	Paso de Cadena	Espesor interno	Diámetro Rodillo	Diámetro Perno	Altura de Placa	Paso Transversal	Longitud de Perno	Sección de Trabajo	Carga de Rotura	Peso Aproxim.
	p mm	b1 mín. mm	d1 max. mm	d2 max. mm	g max. mm	e mm	a1 max. mm	A cm ²	mín. N	kg/m
04 B-1	6.00	2.80	4.00	1.85	5.00		10.30	0.08	3000	0.12
05 B-1	8.00	3.00	5.00	2.31	7.10		11.70	0.11	5000	0.18
06 B-1	9.52	5.72	6.35	3.28	8.20		16.80	0.28	9000	0.41
08 B-1	12.70	7.75	8.51	4.45	9.90		20.90	0.50	18000	0.70
10 B-1	15.87	9.65	10.16	5.08	9.90		23.70	0.67	22400	0.95
12 B-1	19.05	11.68	12.07	5.72	10.30		27.30	0.89	29000	1.25
16 B-1	25.40	17.02	15.88	8.28	9.90		41.50	2.10	60000	2.30
20 B-1	31.75	19.56	19.05	10.19	10.80		49.30	2.96	95000	3.60
24 B-1	38.10	25.40	25.40	14.63	14.70		60.00	5.54	160000	6.70
28 B-1	44.45	30.99	27.94	15.90	16.10		72.50	7.39	200000	8.30

Anexo I: Catálogo de anillos de retención DHO serie DIN 471 y 472

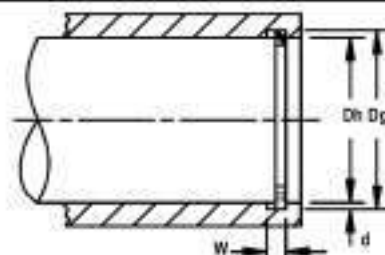


Rotor Clip DHO Retaining Rings: DIN 472-Metric-Axially Assembled, Internal Retaining Rings

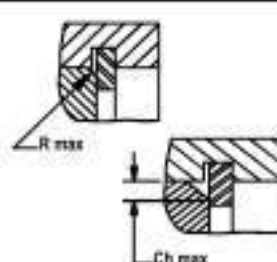
Once installed in the groove of a housing/bore, the shoulder holds an assembly in place.



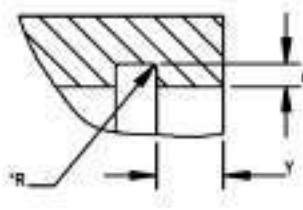
Free Diameter & Ring Measurements with Section B-B



Groove Dimensions



Allowable Corner Radius & Chamfer



Groove Details

Ring No.	HOUSING		GROOVE SIZE				RINGS SIZE & WEIGHT										SUPPLEMENTARY DATA				
	Dia. (mm)	DIAMETER		WIDTH	DEPTH	THICKNESS		FREE DIAMETER		LUG HT.	MAX. SEC.	HOLE DIA.	WEIGHT	EDGE MARGIN	THRUST LOAD Ring	THRUST LOAD Groove	Allowable Rad./ Cham.	Max. load w/ R/Ch Max.			
		Dh	Dg	Tol.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	Kg/ 1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	Pr kN		
DHO-8	8	8.4	+0.09	0.90	0.20	0.80	-0.05	8.7		2.4	1.1	1.0	0.10	0.6	2.0	0.06	0.5	1.5			
DHO-9	9	9.4		0.90	0.20	0.80		8.8		2.5	1.3	1.0	0.13	0.6	2.0	0.06	0.5	1.5			
DHO-10	10	10.4		1.10	0.20	1.00		10.6		3.2	1.4	1.2	0.20	0.6	4.0	1.00	0.5	2.2			
DHO-11	11	11.4		1.10	0.20	1.00		11.6	+0.36	3.3	1.5	1.2	0.21	0.6	4.0	1.17	0.5	2.3			
DHO-12	12	12.5		1.10	0.25	1.00		13.0	-0.10	3.4	1.7	1.5	0.37	0.6	4.0	1.60	0.5	2.3			
DHO-13	13	13.6	+0.11	1.10	0.30	1.00		14.1		3.6	1.8	1.5	0.42	0.9	4.2	2.10	0.5	2.3			
DHO-14	14	14.6		1.10	0.30	1.00		15.1		3.7	1.8	1.7	0.52	0.9	4.5	2.25	0.5	2.3			
DHO-15	15	15.7		1.10	0.35	1.00		16.2		3.7	2.0	1.7	0.56	1.1	5.0	2.60	0.5	2.3			
DHO-16	16	16.8		1.10	0.40	1.00		17.3		3.8	2.0	1.7	0.60	1.2	5.5	3.40	1.0	2.6			
DHO-17	17	17.8		1.10	0.40	1.00		18.3		3.9	2.1	1.7	0.65	1.2	6.0	3.60	1.0	2.5			
DHO-18	18	18.0		1.10	0.50	1.00		19.5		4.1	2.2	2.0	0.74	1.5	6.5	4.80	1.0	2.6			
DHO-19	19	20.0		1.10	0.50	1.00		20.5		4.1	2.2	2.0	0.83	1.5	6.8	5.10	1.0	2.6			
DHO-20	20	21.0	+0.13	1.10	0.50	1.00		21.5	+0.42	4.1	2.3	2.0	0.90	1.5	7.2	5.40	1.0	2.6			
DHO-21	21	22.0		1.10	0.50	1.00		22.5	-0.13	4.2	2.4	2.0	1.00	1.5	7.8	5.70	1.0	2.6			
DHO-22	22	23.0		1.10	0.50	1.00		23.5		4.2	2.5	2.0	1.10	1.5	8.0	5.90	1.0	2.7			
DHO-23	23	24.1		1.30	0.55	1.20		24.6		4.2	2.5	2.0	1.34	1.7	8.0	6.80	1.0	4.6			
DHO-24	24	25.2		1.30	0.60	1.20		25.9		4.3	2.6	2.0	1.42	1.8	13.9	7.70	1.0	4.6			
DHO-25	25	26.2		1.30	0.60	1.20		26.9	+0.42	4.5	2.7	2.0	1.50	1.8	14.6	8.00	1.0	4.7			
DHO-26	26	27.2	+0.21	1.30	0.60	1.20	-0.06	27.9	-0.21	4.7	2.8	2.0	1.60	1.8	13.8	8.40	1.0	4.6			
DHO-27	27	28.4		1.30	0.70	1.20		29.1		4.7	2.9	2.0	1.75	2.1	13.3	10.10	1.0	4.5			
DHO-28	28	29.4		1.30	0.70	1.20		30.1		4.8	2.9	2.0	1.80	2.1	13.3	10.50	1.0	4.5			
DHO-29	29	30.4		1.30	0.70	1.20		31.1		4.8	3.0	2.0	1.88	2.1	13.6	10.90	1.0	4.6			
DHO-30	30	31.4		1.30	0.70	1.20		32.1		4.8	3.0	2.0	2.06	2.1	13.7	11.30	1.0	4.6			
DHO-31	31	32.7		1.30	0.85	1.20		33.4		5.2	3.1	2.5	2.10	2.6	13.6	14.10	1.0	4.7			
DHO-32	32	33.7		1.30	0.85	1.20		34.4	+0.50	5.4	3.2	2.5	2.21	2.6	13.6	14.60	1.0	4.7			
DHO-33	33	34.7		1.30	0.85	1.20		35.5	-0.25	5.4	3.3	2.5	2.40	2.6	14.3	15.00	1.0	4.9			
DHO-34	34	35.7		1.60	0.85	1.50		36.5		5.4	3.3	2.5	3.20	2.6	26.2	15.40	1.5	6.3			
DHO-35	35	37.0		1.60	1.00	1.50		37.8		5.4	3.4	2.5	3.54	3.0	26.9	16.80	1.5	6.4			
DHO-36	36	38.0	+0.25	1.60	1.00	1.50		38.8		5.4	3.5	2.5	3.70	3.0	26.4	19.40	1.5	6.4			
DHO-37	37	39.0		1.60	1.00	1.50		39.8		5.5	3.6	2.5	3.74	3.0	27.1	19.80	1.5	6.5			
DHO-38	38	40.0		1.60	1.00	1.50		40.8		5.5	3.7	2.5	3.90	3.0	28.2	22.50	1.5	6.7			
DHO-39	39	41.0		1.60	1.00	1.50		42.0		5.6	3.8	2.5	4.00	3.0	28.8	26.00	1.5	6.9			
DHO-40	40	42.5		1.85	1.25	1.75		43.5		5.8	3.9	2.5	4.70	3.8	44.6	27.00	2.0	8.3			
DHO-41	41	43.5		1.85	1.25	1.75		44.5		5.9	4.0	2.5	5.10	3.8	45.0	27.80	2.0	8.3			
DHO-42	42	44.5		1.85	1.25	1.75		45.5	+0.90	5.9	4.1	2.5	5.40	3.8	44.7	28.40	2.0	8.4			
DHO-43	43	45.5		1.85	1.25	1.75		46.5	-0.39	5.9	4.2	2.5	5.60	3.8	44.5	28.80	2.0	8.4			
DHO-44	44	46.5		1.85	1.25	1.75		47.5		6.0	4.2	2.5	5.80	3.8	43.3	29.50	2.0	8.3			
DHO-45	45	47.5		1.85	1.25	1.75		48.5		6.2	4.3	2.5	6.00	3.8	43.1	30.20	2.0	8.2			
DHO-46	46	48.5		1.85	1.25	1.75		49.5		6.3	4.4	2.5	6.05	3.8	42.9	30.80	2.0	8.2			
DHO-47	47	49.5		1.85	1.25	1.75		50.5		6.4	4.4	2.5	6.10	3.8	43.5	31.40	2.0	8.3			
DHO-48	48	50.5		1.85	1.25	1.75		51.5	+1.10	6.4	4.5	2.5	6.70	3.8	43.2	32.00	2.0	8.4			
DHO-50	50	53.0	+0.30	2.15	1.50	2.00	-0.07	54.2	-0.46	6.5	4.6	2.5	7.30	4.5	60.8	40.50	2.0	12.1			
DHO-51	51	54.0		2.15	1.50	2.00		55.2		6.5	4.7	2.5	7.75	4.5	60.2	41.20	2.0	12.0			

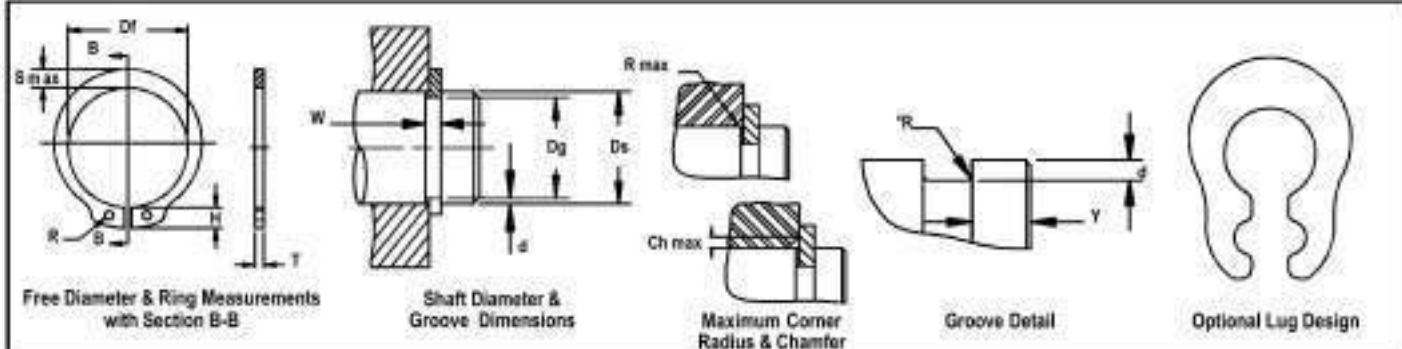
ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS.

*The radius "R" on the load side must not exceed 0.1 W.



Rotor Clip DSH Retaining Rings: DIN 471-Metric-Axially Assembled, External Retaining Rings

Once installed in the groove of a shaft, the shoulder holds an assembly in place.



Ring No.	SHAFT		GROOVE SIZE				RING SIZE & WEIGHT								SUPPLEMENTARY DATA						
	DIA (mm)		DIAMETER		WIDTH	DEPTH	THICKNESS		FREE DIAMETER		LUG HT.	MAX. SEC.	HOLE DIA.	WEIGHT	EDGE MARGIN	THRUST LOAD Ring	THRUST LOAD Groove	Allowable Rad/ Cham.	Max. Load w/Ch	RPM Limits	
	Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	Kg/ 1000	Y Min.	Pr Kn	Pg Kn	R/Ch Max.	P'r Kn			
DSH-3	3	2.8	-0.04	0.50	0.10	0.40	-0.05	2.7	+0.04	1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27	360000		
DSH-4	4	3.6		0.50	0.10	0.40		3.7		2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000		
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.60		4.7		2.5	1.1	1.0	0.066	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000		
DSH-6	6	5.7		0.80	0.15	0.70		5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000		
DSH-7	7	6.7	-0.06	0.90	0.15	0.80	-0.06	6.5	+0.08	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000		
DSH-8	8	7.6		0.90	0.20	0.80		7.4		3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000		
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00		8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000		
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00		9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000		
DSH-11	11	10.5	-0.11	1.10	0.25	1.00	-0.11	10.2	+0.10	3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000		
DSH-12	12	11.5		1.10	0.25	1.00		11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000		
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00		11.9		3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000		
DSH-14	14	13.4		1.10	0.30	1.00		12.9		3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	59000		
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00		13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000		
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00		14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000		
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00		15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000		
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20		16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000		
DSH-19	19	18.0	1.30	0.50	1.20	17.5	3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000					
DSH-20	20	19.0	-0.13	1.30	0.50	1.20	-0.13	18.5	+0.13	4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000		
DSH-21	21	20.0		1.30	0.50	1.20		19.5		4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000		
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20		20.5		4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000		
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20	21.5	4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000				
DSH-24	24	22.9	-0.21	1.30	0.55	1.20	-0.21	22.2	+0.21	4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000		
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20		23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000		
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20		24.2		4.5	3.1	2.0	1.990	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000		
DSH-27	27	25.6		1.30	0.70	1.20		24.9		4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500		
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50		25.9		4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200		
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50		26.9		4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000		
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50		27.9		5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18900		
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50		28.6		5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60	17900		
DSH-32	32	30.3	-0.25	1.60	0.85	1.50	-0.25	29.6	+0.25	5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55	16900		
DSH-33	33	31.3		1.60	0.85	1.50		30.5		5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	5.65	17400		
DSH-34	34	32.3		1.60	0.85	1.50		31.5		5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	5.60	16100		
DSH-35	35	33.0		1.60	1.00	1.50		32.2		5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15900		
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75		33.2		5.6	4.0	2.5	5.000	3.0	49.40	18.3	2.0	9.00	14500		
DSH-37	37	35.0		1.85	1.00	1.75		34.2		5.7	4.1	2.5	5.370	3.0	50.00	18.8	2.0	9.15	14100		
DSH-38	38	36.0		1.85	1.00	1.75		35.2		5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600		
DSH-39	39	37.0		1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5.850	3.0	49.80	19.9	2.0	9.25	14500		
DSH-40	40	37.8	-0.25	1.85	1.25	1.75	-0.25	36.5	+0.39	6.0	4.4	2.5	6.030	3.8	51.00	25.3	2.0	9.50	14300		
DSH-41	41	38.5		1.85	1.25	1.75		37.5		6.2	4.5	2.5	6.215	3.8	50.10	26.0	2.0	9.40	13500		
DSH-42	42	39.5		1.85	1.25	1.75		38.5		6.5	4.5	2.5	6.500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.45	13000		
DSH-44	44	41.5		1.85	1.25	1.75		40.5		6.6	4.6	2.5	7.000	3.8	48.50	28.0	2.0	9.20	11800		
DSH-45	45	42.5		1.85	1.25	1.75		41.5		6.7	4.7	2.5	7.500	3.8	49.0	28.6	2.0	9.35	11400		
DSH-46	46	43.5		1.85	1.25	1.75		42.5		6.7	4.8	2.5	7.600	3.8	48.9	29.4	2.0	9.40	10900		
DSH-47	47	44.5		1.85	1.25	1.75		43.5		6.8	4.9	2.5	7.900	3.8	49.5	30.0	2.0	9.55	11000		
DSH-48	48	45.5		1.85	1.25	1.75		44.5		6.9	5.0	2.5	7.900	3.8	49.4	30.7	2.0	9.55	10000		
DSH-50	50	47.0	-0.25	2.15	1.50	2.00	-0.25	46.8	+0.39	6.9	5.1	2.5	10.20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000		
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11.10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000		
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00		49.8		7.1	5.3	2.5	11.30	4.5	71.2	41.2	2.5	11.30	9000		
DSH-55	55	52.0		2.15	1.50	2.00		50.8		7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	8000		

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS.

*The radius "R" on the lead side must not exceed 0.1W.

Anexo J: Rodamientos y Soporte de pie SKF



Image may differ from product. See specification for details.

62203-2RS1

Rodamiento rígido de bolas con sellos o placas de protección

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con sellos o placas de protección son especialmente versátiles, tienen baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera.

- El sellado integral prolonga la vida útil del rodamiento
- diseño sencillo, versátil y robusto
- baja fricción y capacidad de alta velocidad
- soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- requieren poco mantenimiento

Descripción general

Dimensiones

Diámetro del agujero	17 mm
Diámetro exterior	40 mm
Ancho	16 mm

Propiedades

Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Rozante en ambos lados
Tipo de sellado	Sello
Lubricante	Grasa
Característica de relubricación	Sin
Indicative product carbon footprint to manufacture	0.313 kg CO ₂ e

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	9.56 kN
Capacidad de carga estática básica	4.75 kN
Velocidad límite	12 000 r/min

Logística

Peso neto del producto	0.087 kg
Código eClass	23-05-08-01
Código UNSPSC	31171504

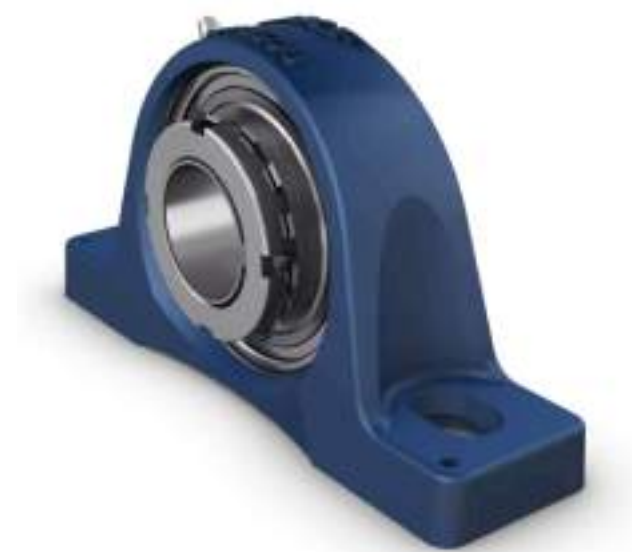


Image may differ from product. See specification for details.

SYJ 50 KF

Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con fijación con manguito de fijación, fundición, normas japonesas

Las unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie están formadas por un rodamiento de inserción montado en un soporte de fundición que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Esta versión es adecuada para aplicaciones con sentidos de giro constantes y alternados. Se fija con un manguito de fijación, lo que permite un montaje rápido y fácil en el eje. El manguito de fijación debe pedirse por separado.

- Fuertes
- listos para montar
- diseñados para una rotación constante y alternada
- rodamiento lubricado y sellado
- fijación rápida en el eje
- rentables

Descripción general

Dimensiones

Diámetro de los tornillos de fijación	16 mm
Diámetro del eje	45 mm
Altura del centro (soporte de pie)	57.2 mm
Ancho total del soporte	58 mm
Distancia del centro entre los agujeros para tornillos	157.5 mm
Ancho del rodamiento, total	36.9 mm

Propiedades

Herramienta de montaje asociada	HN 10
Tipo de soporte	Pillow block, normal base
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	2
Tipo de agujero para tornillos de fijación	Plano
Elemento de retención, aro interior	Manguito de fijación
Tipo de agujero	Cónico
Aro de asiento de caucho	Sin
Material, soporte	Fundición
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Tipo de sellado	Contacto estándar
Sellado, unidad	Sin
Lubricante	Grasa
Orificio de relubricación	Con
Boquilla engrasadora	Con

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	35.1 kN
Capacidad de carga estática básica	23.2 kN
Velocidad límite	4 000 r/min

Logística

Peso neto del producto	2.69 kg
Código eClass	23-05-16-02
Código UNSPSC	31171536

Anexo K: Planos de conjunto y de definición

INDICE DE PLANOS

00 - 00 - 00 LISTA DE PLANOS

01 - 00 - 00 ENSAMBLE GENERAL - PLANO DE CONJUNTO

02 - 00 - 00 BRIDAS DE UNIÓN

03 - 00 - 00 SISTEMA DE BIFURCACIÓN - PLANO DE CONJUNTO

03 - 00 - 01 CAMISA PORTA EJE PIVOT - PLANO DE DEFINICIÓN

03 - 00 - 02 EJE PIVOT - PLANO DE DEFINICIÓN

04 - 00 - 00 SISTEMA MOTRIZ - PLANO DE CONJUNTO

04 - 01 - 00 SISTEMA MOTRIZ DETALLES - PLANO DE CONJUNTO

04 - 01 - 01 EJE SALIDA DE REDUCTOR - PLANO DE DEFINICIÓN

04 - 01 - 02 EJE MOTRIZ PARA CADENA DE EMPUJE - PLANO DE DEFINICIÓN

04 - 02 - 00 TENSOR - PLANO DE CONJUNTO

05 - 00 - 00 PERCHA - PLANO DE CONJUNTO

05 - 01 - 00 CARRO GUIA - PLANO DE CONJUNTO

05 - 01 - 01 CUERPO CENTRAL CARRO GUIA - PLANO DE DEFINICIÓN

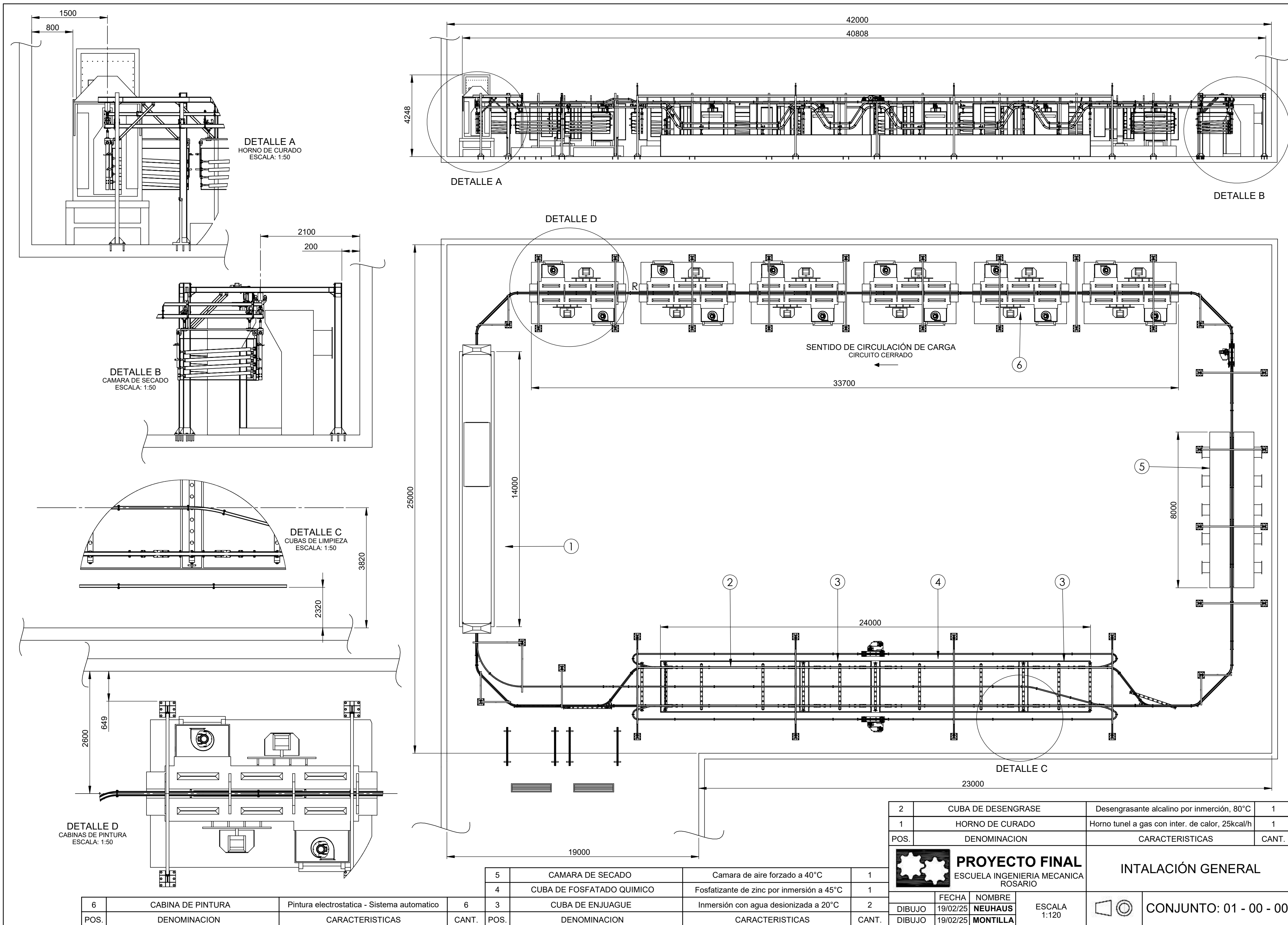
05 - 01 - 02 EJE CARRO GUIA - PLANO DE DEFINICIÓN

05 - 02 - 00 SOPORTE CENTRAL - PLANO DE DEFINICIÓN

05 - 03 - 00 BUJE DE ROTACIÓN - PLANO DE DEFINICIÓN

05 - 04 - 00 MARCO DE AGARRE - PLANO DE CONJUNTO

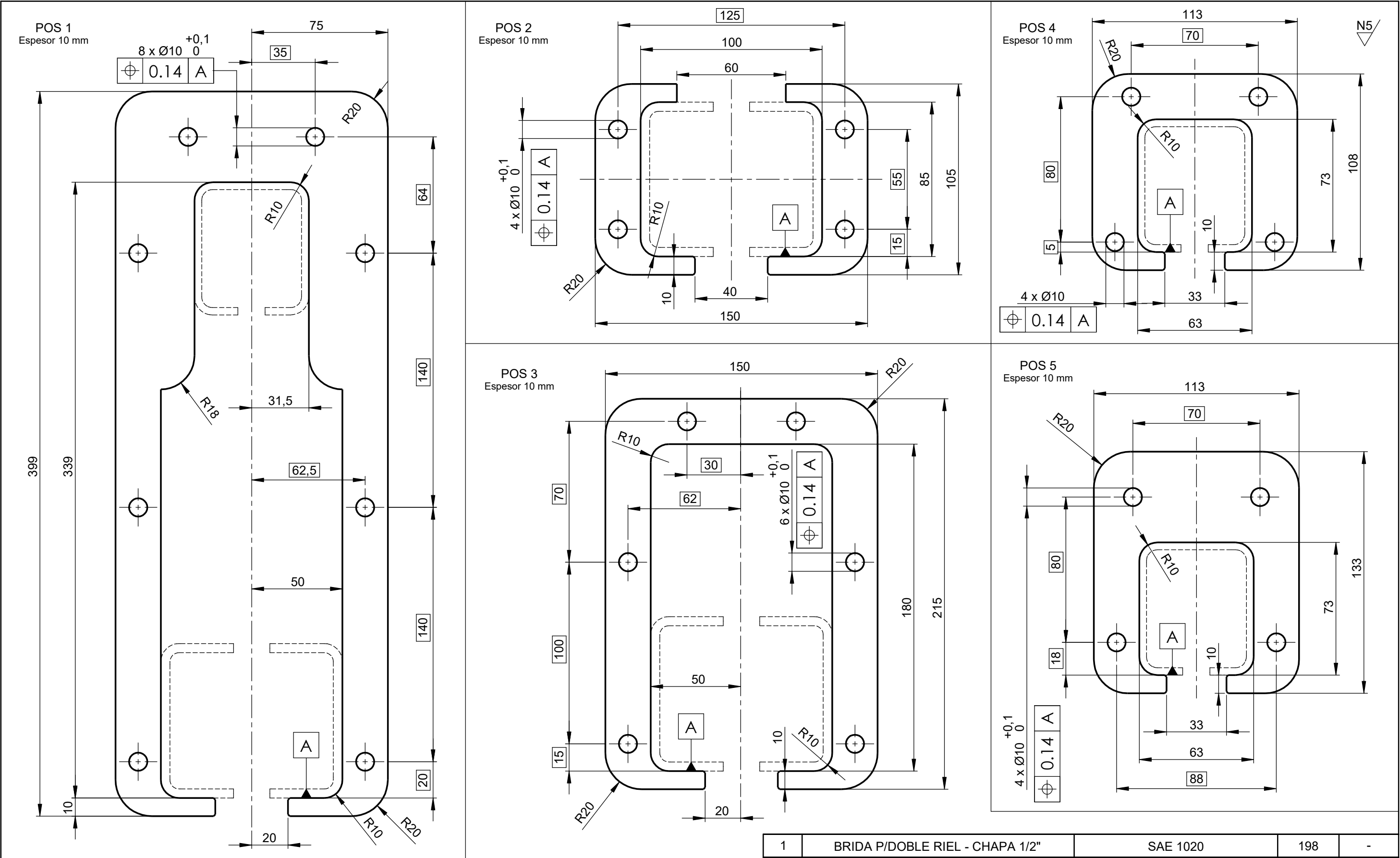
-	-	-	-	-
POS.	DENOMINACION	OBSERVACIONES	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		LISTA DE PLANOS		
	FECHA	NOMBRE		LISTA 00 - 00 - 00
DIBUJO	06/01/25	NEUHAUS		
DIBUJO	06/01/25	MONTILLA		
ESCALA			-	



6	CABINA DE PINTURA	Pintura electrostatica - Sistema automatico
POS.	DENOMINACION	CARACTERISTICAS

5	CAMARA DE SECADO	Camara de aire forzado a 40°C	1
4	CUBA DE FOSFATADO QUIMICO	Fosfatizante de zinc por inmersión a 45°C	1
3	CUBA DE ENJUAGUE	Inmersión con agua desionizada a 20°C	2
POS.	DENOMINACION	CARACTERISTICAS	CANT.

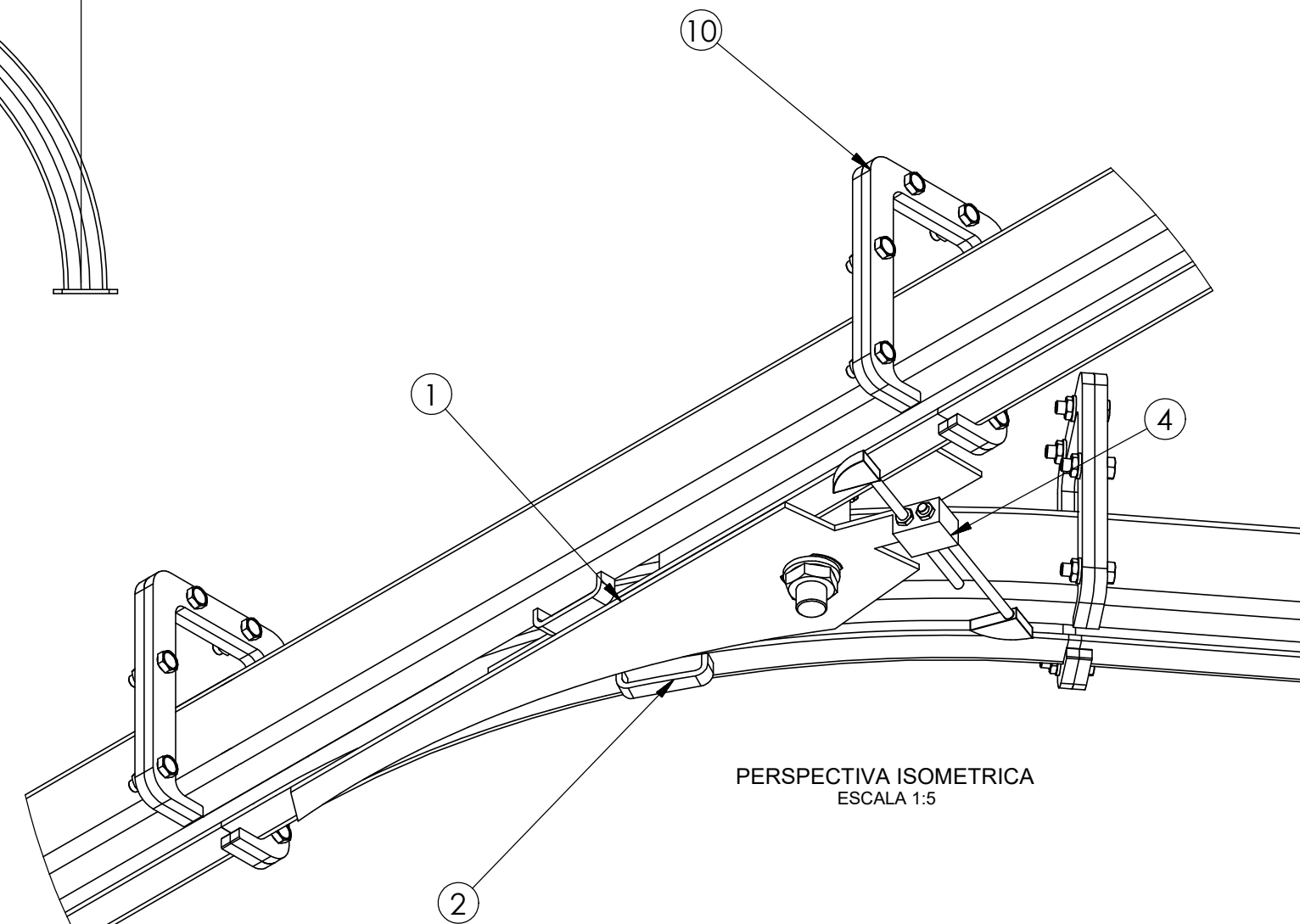
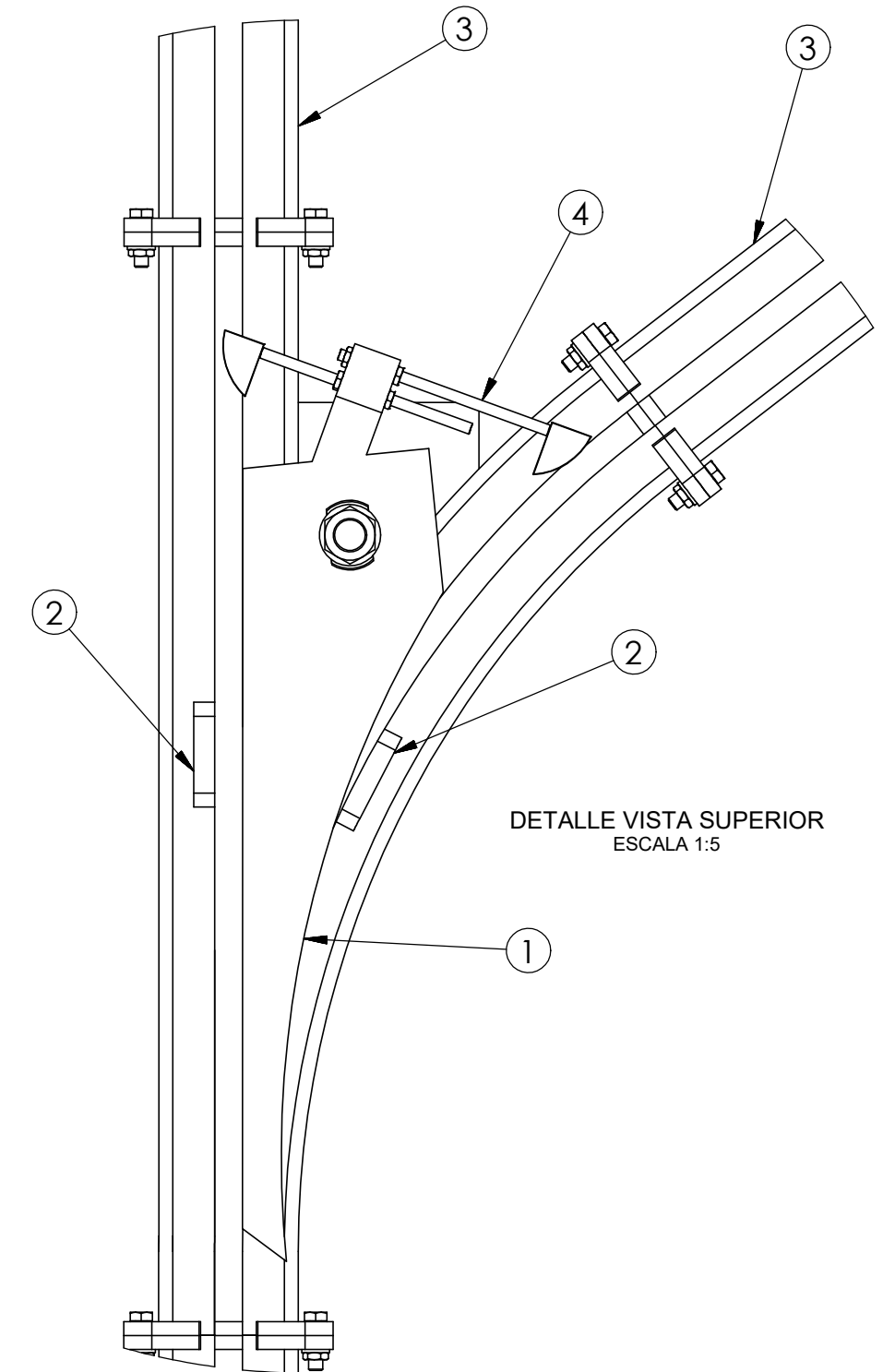
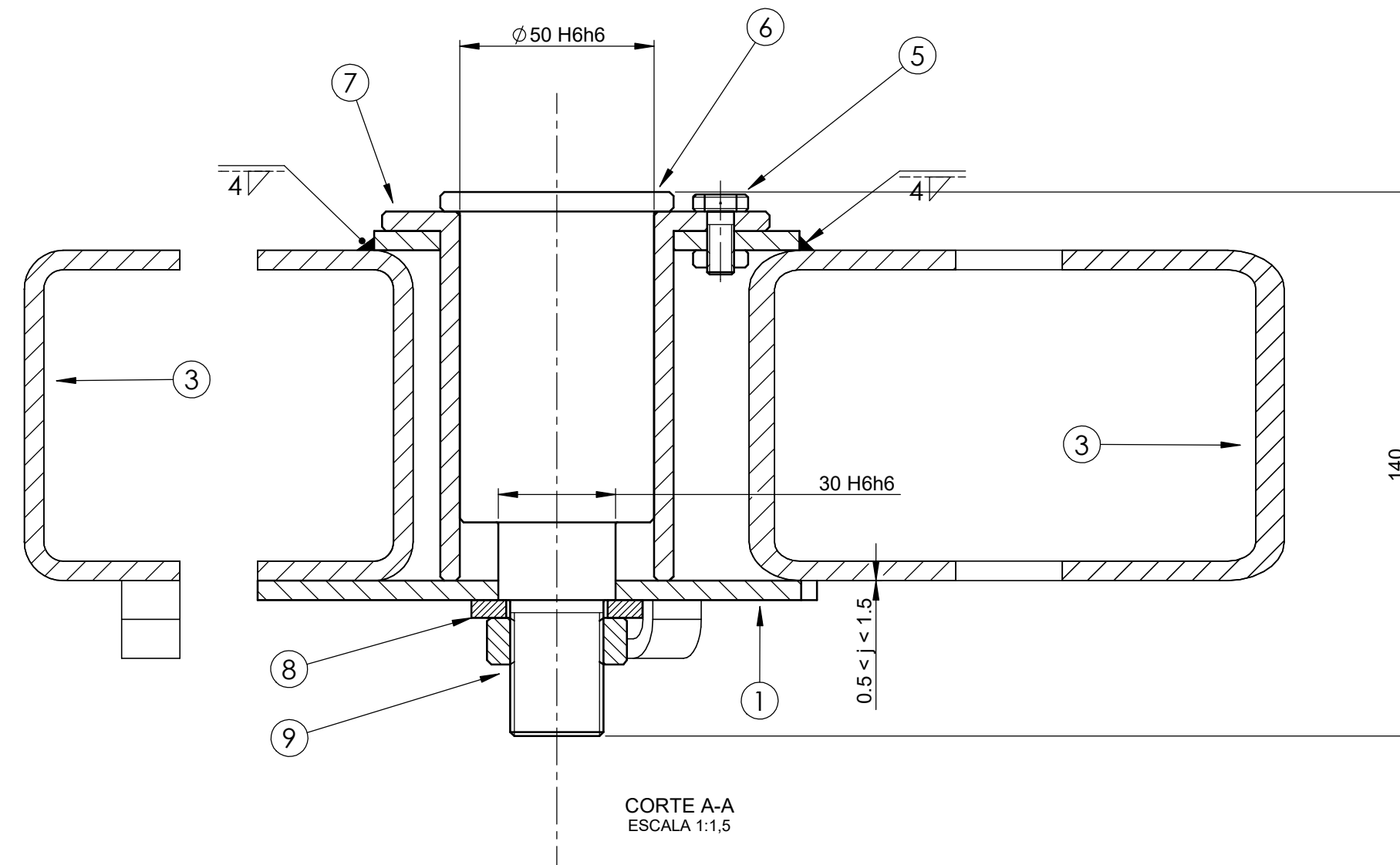
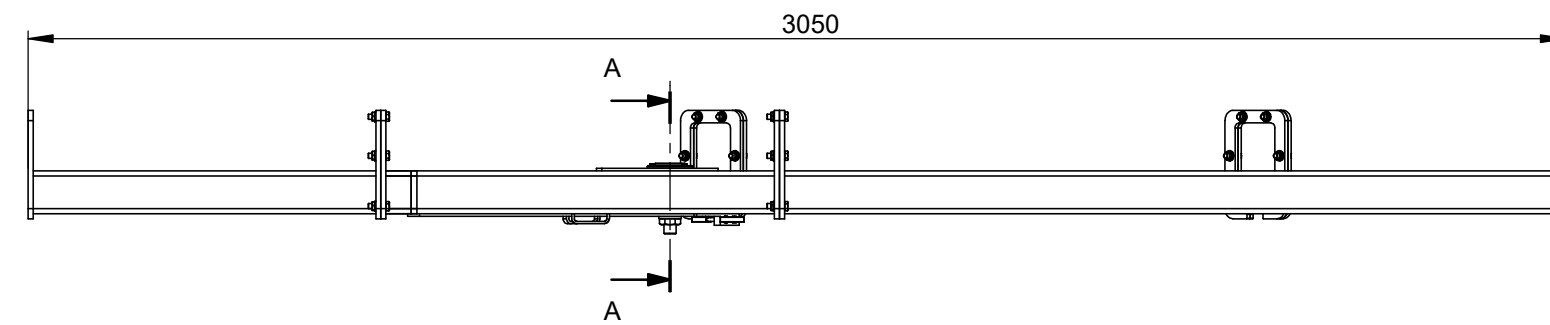
2	CUBA DE DESENGRASE	Desengrasante alcalino por inmersión, 80°C	1
1	HORNO DE CURADO	Horno tunel a gas con inter. de calor, 25kcal/h	1
POS.	DENOMINACION	CARACTERISTICAS	CANT.
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO	
		FECHA	NOMBRE
DIBUJO		19/02/25	NEUHAUS
DIBUJO		19/02/25	MONTILLA
		ESCALA	1:120
		CONJUNTO: 01 - 00 - 00	

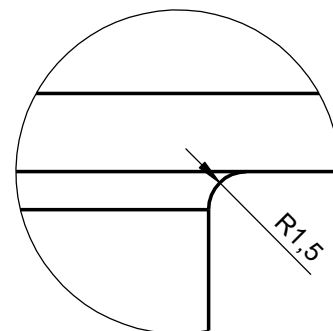
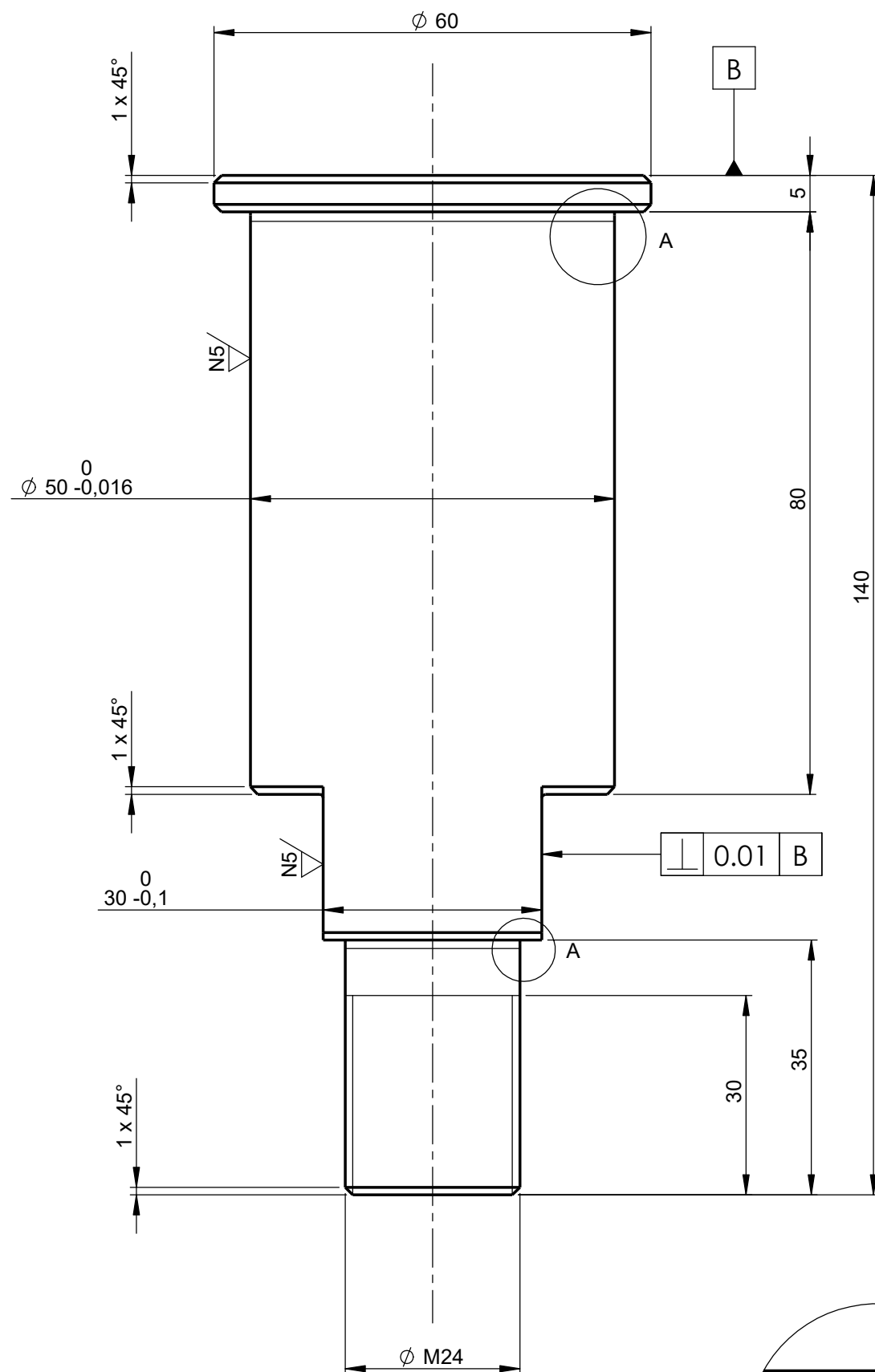


TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768 - MATAR CANTOS VIVOS

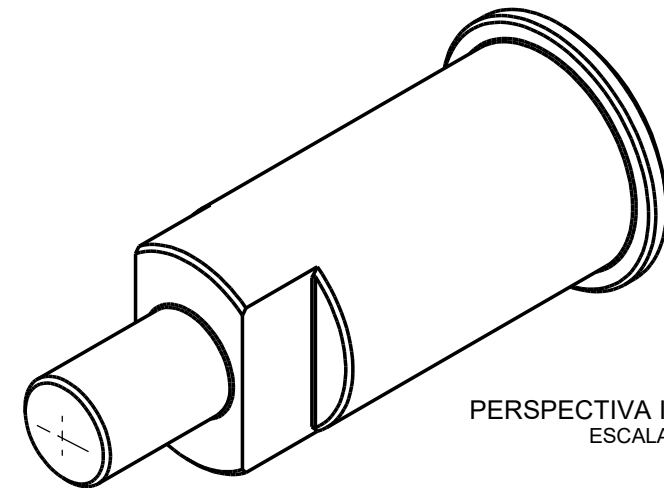
5	BRIDA P/RIEL NIVELACIÓN - CHAPA 1/2"	SAE 1020	36	-
4	BRIDA P/RIEL MOTRIZ - CHAPA 1/2"	SAE 1020	100	-
3	BRIDA P/RIEL GUIA ENTERA - CHAPA 1/2"	SAE 1020	28	-
2	BRIDA P/RIEL GUIA PARTIDA - CHAPA 1/2"	SAE 1020	56	-
POS.	MATERIA PRIMA	MATERIAL	CANT.	PESO

1	BRIDA P/DOBLE RIEL - CHAPA 1/2"			SAE 1020		198	-
POS.	MATERIA PRIMA			MATERIAL		CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				BRIDAS DE UNIÓN PARA RIELES GUIAS Y MOTRIZ			
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:2		DEFINICIÓN - 02 - 00 - 00		
DIBUJO	24/02/25	NEUHAUS					
DIBUJO	24/02/25	MONTILLA					

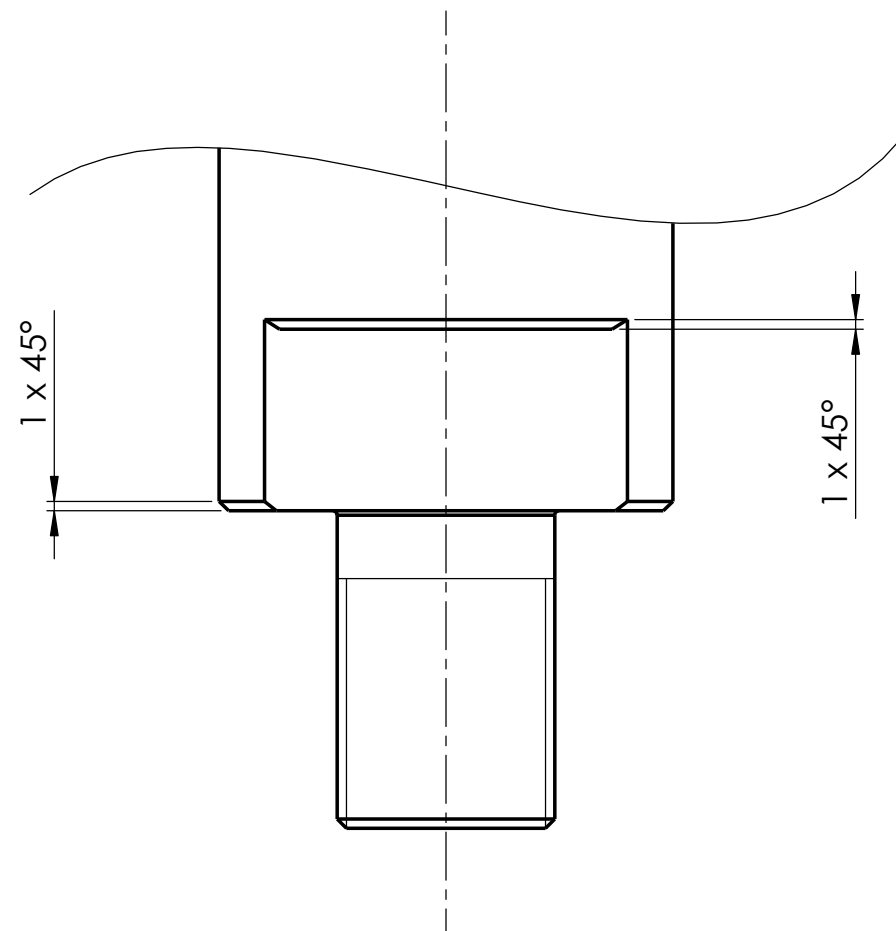




DETALLE A
ESCALA 10:1

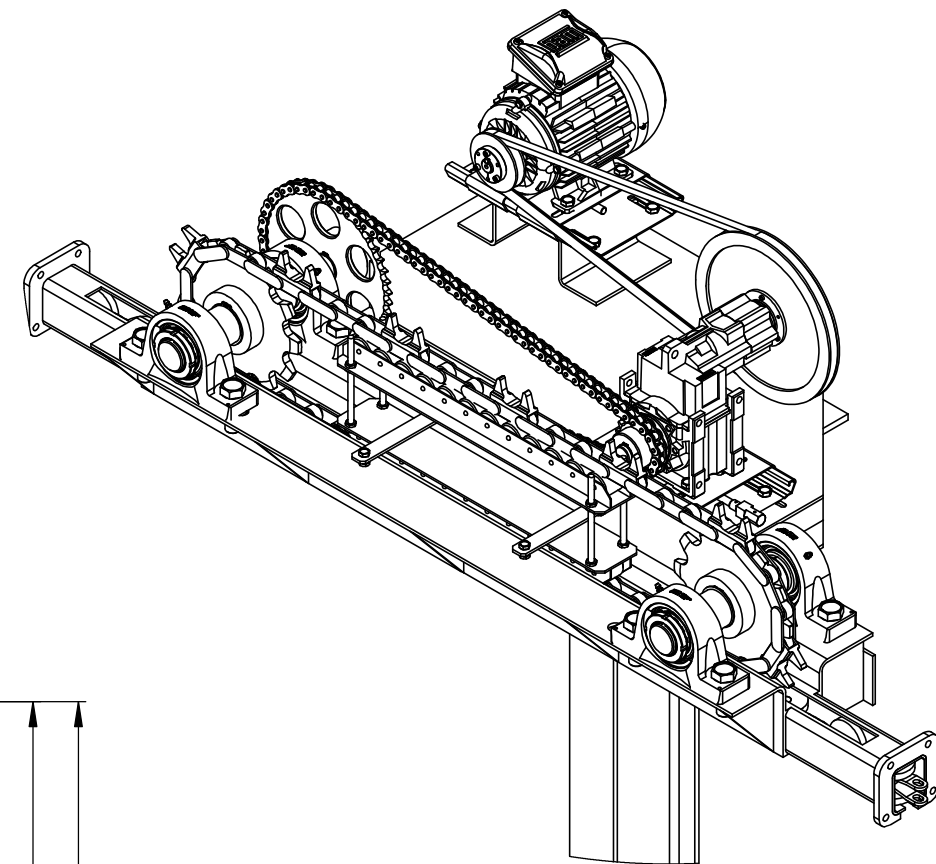
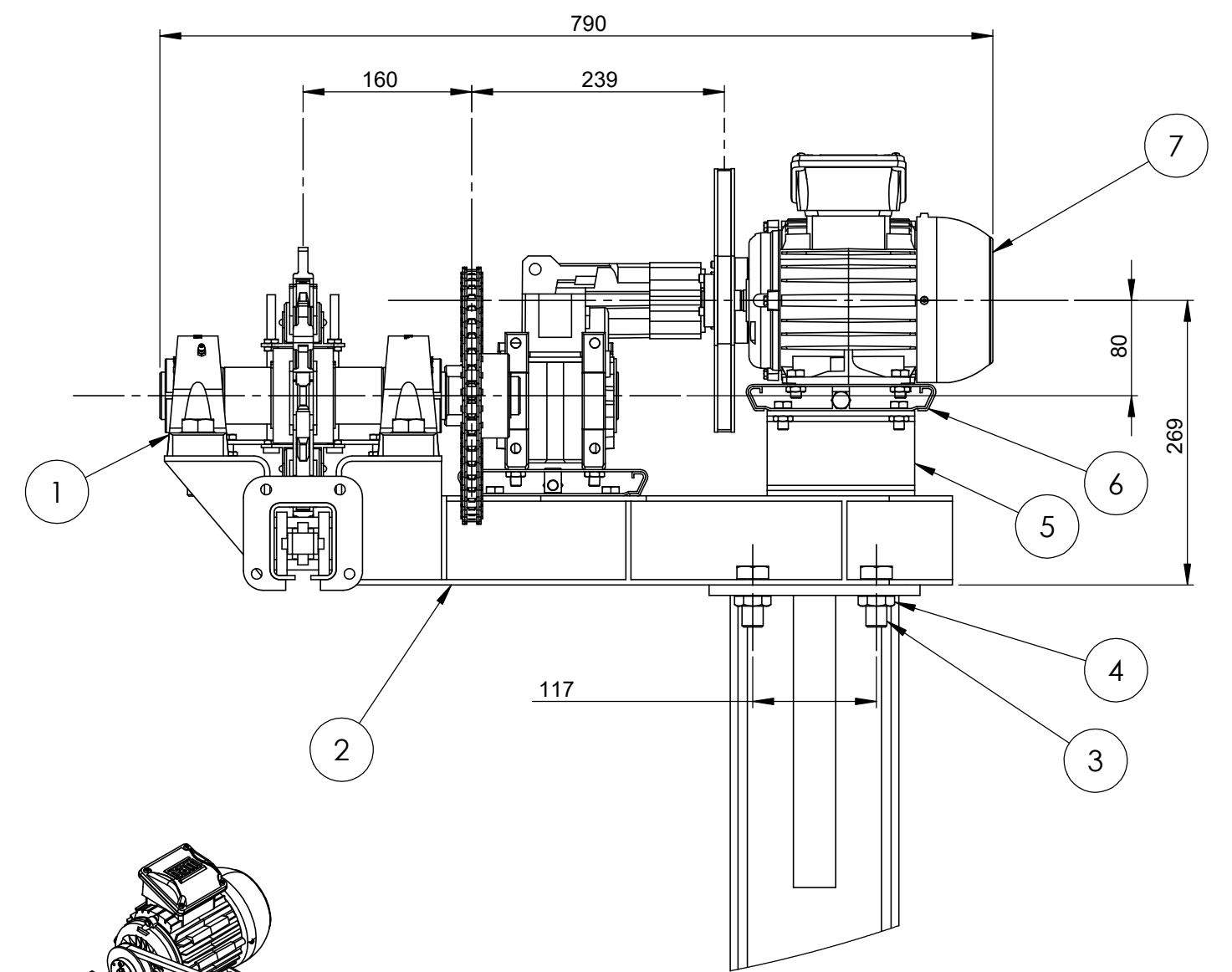
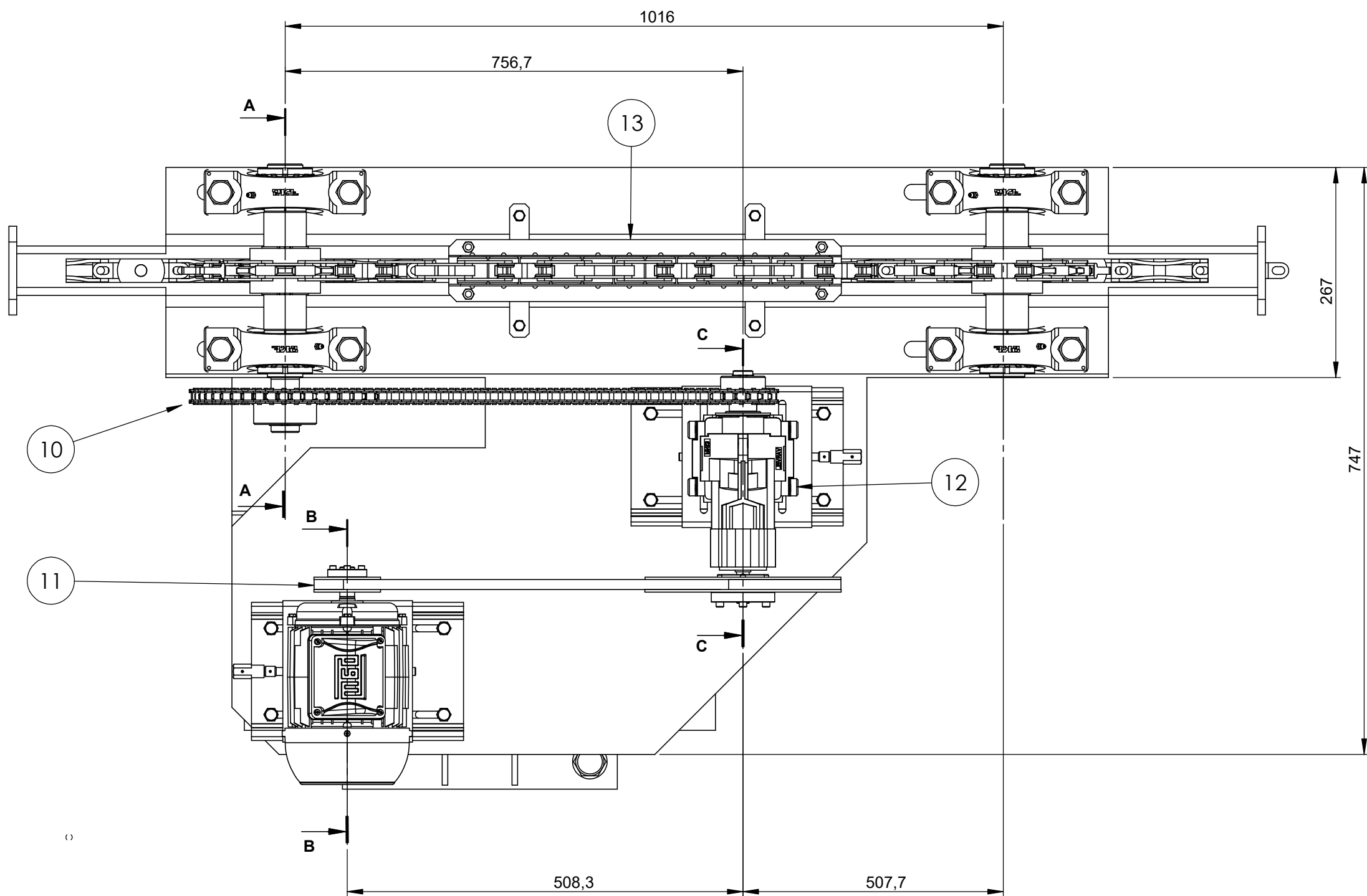
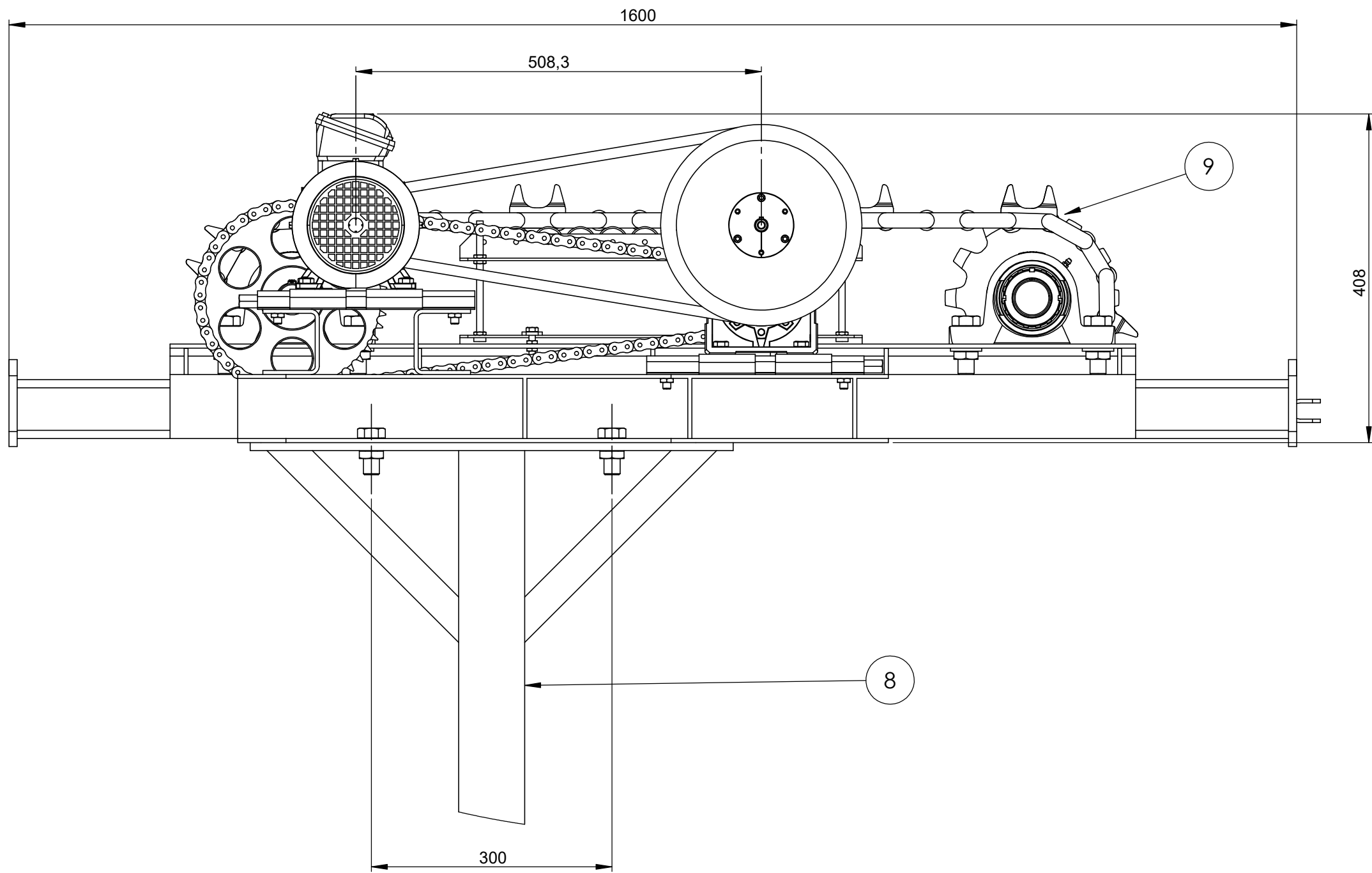


PERSPECTIVA ISOMETRICA
ESCALA 1:2



TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768 - MATAR CANTOS VIVOS

-	REDONDO 2 1/2" (63,5) x 150			SAE 1050	1	-
POS.	MATERIA PRIMA			MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				EJE PIVOT		
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 2:1		CONJUNTO - 03 - 00 - 02	
DIBUJO	27/02/25	NEUHAUS				
DIBUJO	27/02/25	MONTILLA				



PERSPECTIVA ISOMETRICA
ESCALA 1:10

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768

13	Sistema tensor para cadena de empuje	Ver plano 04 - 02 - 00	1	4,2 kg
12	Reductor VARVEL RN 13, Ejes paralelos	Comercial - i:100 - 0.25 kW	1	5.8 kg
11	Correa DUNLOP sección A clasica - N° 60	Comercial - Cant. :1 correa	1556 m	1.5 kg/m
10	Cadena CRUCE COR de rodillos ASA 80	Comercial - Paso 1" - Simple	87 Pasos	1.1 kg/m
9	Cadena de rod. con comp. de empuje	Comercial - Paso 50.8 - Simple	52 Pasos	9.2 kg/m
8	Columna soporte, Perfil IPE 160	Comercial	1	43.5 kg
7	Motor electrico WEG W22, 0.25 kW, 1410 rpm	Comercial - Carcasa 80 - Øeje:19	1	9 kg
6	Base tensora para motor y reductor	Comercial - SAE 1020	2	2.17 kg
5	Base elevación para motor, largo 140 mm	Comercial - Perfil UPN 80	2	1.2 kg
4	Tuerca hexagonal M20 x 2.5	Comercial - JIS B1181	4	-
3	Tornillos C/hexagonal M20 x 45 x 2.5	Comercial - DIN 931	4	-
2	Estructura base soldada	Chapa 7 mm	1	40 kg
1	SKF SYJ 50 KF Soporte de pie c/rod a bolas	Comercial - P/diametro de 45 mm	4	2.6 kg
POS.	DENOMINACION	OBSERVACIONES	CANT.	PESO

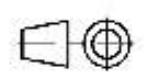


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

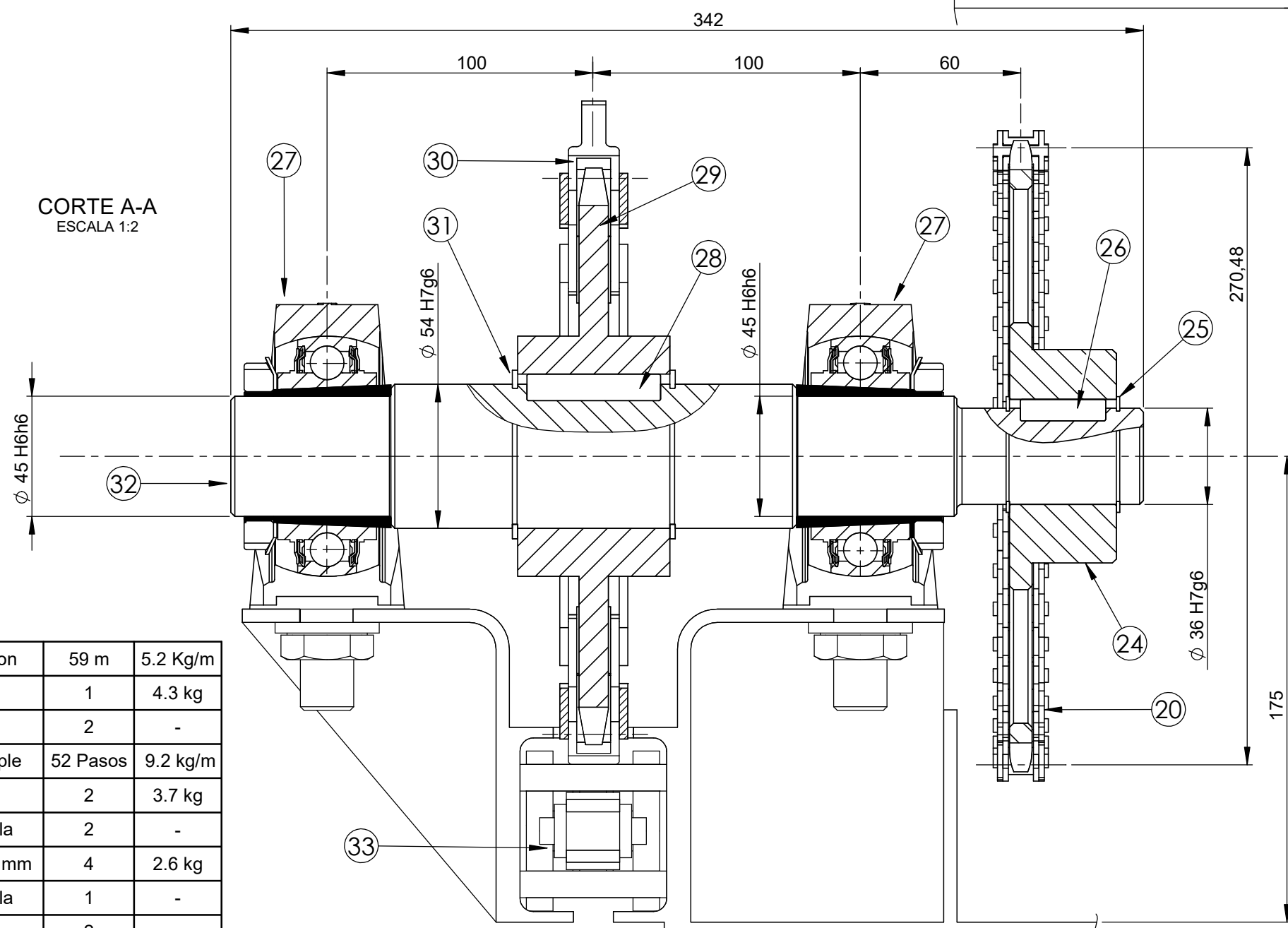
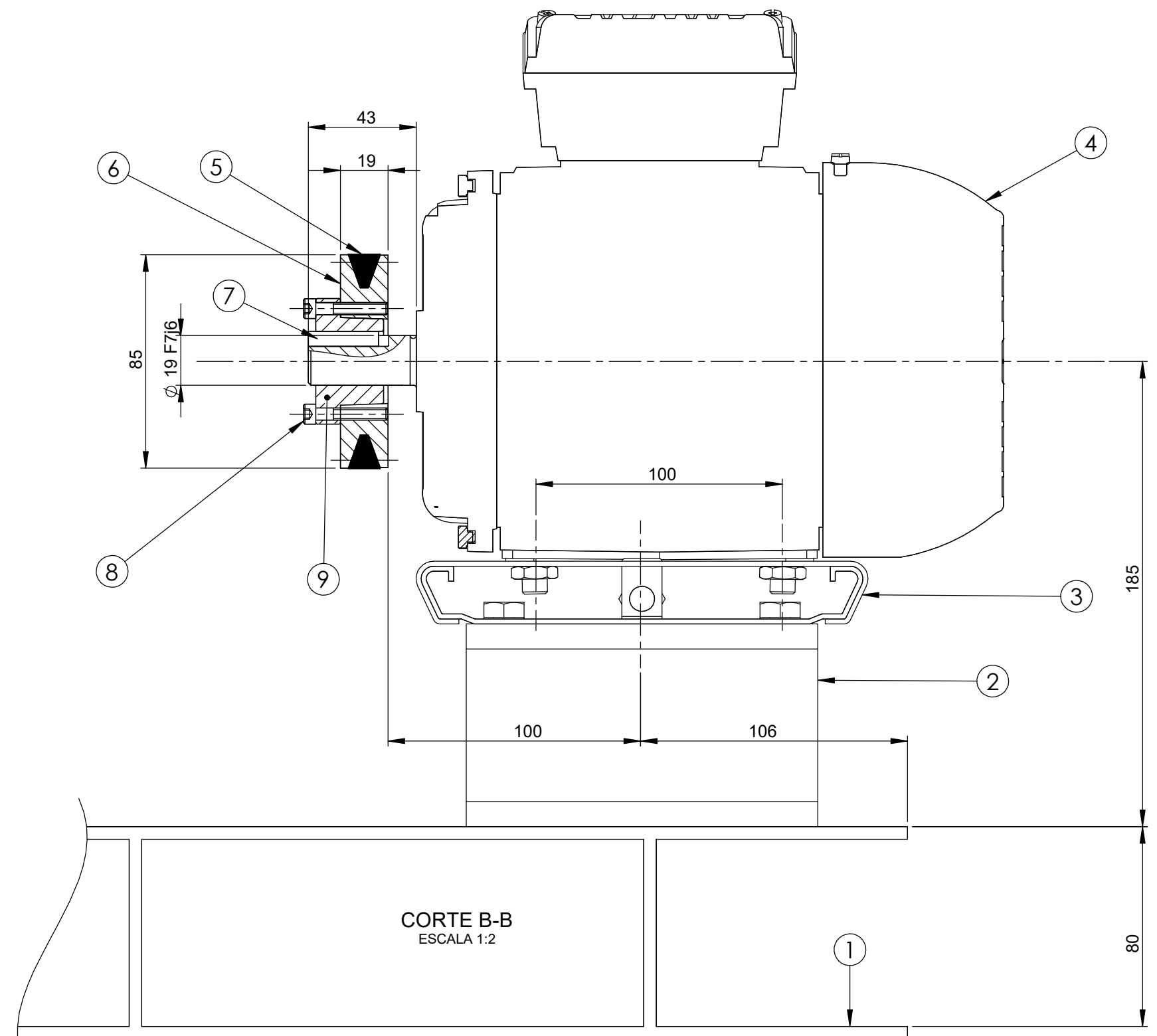
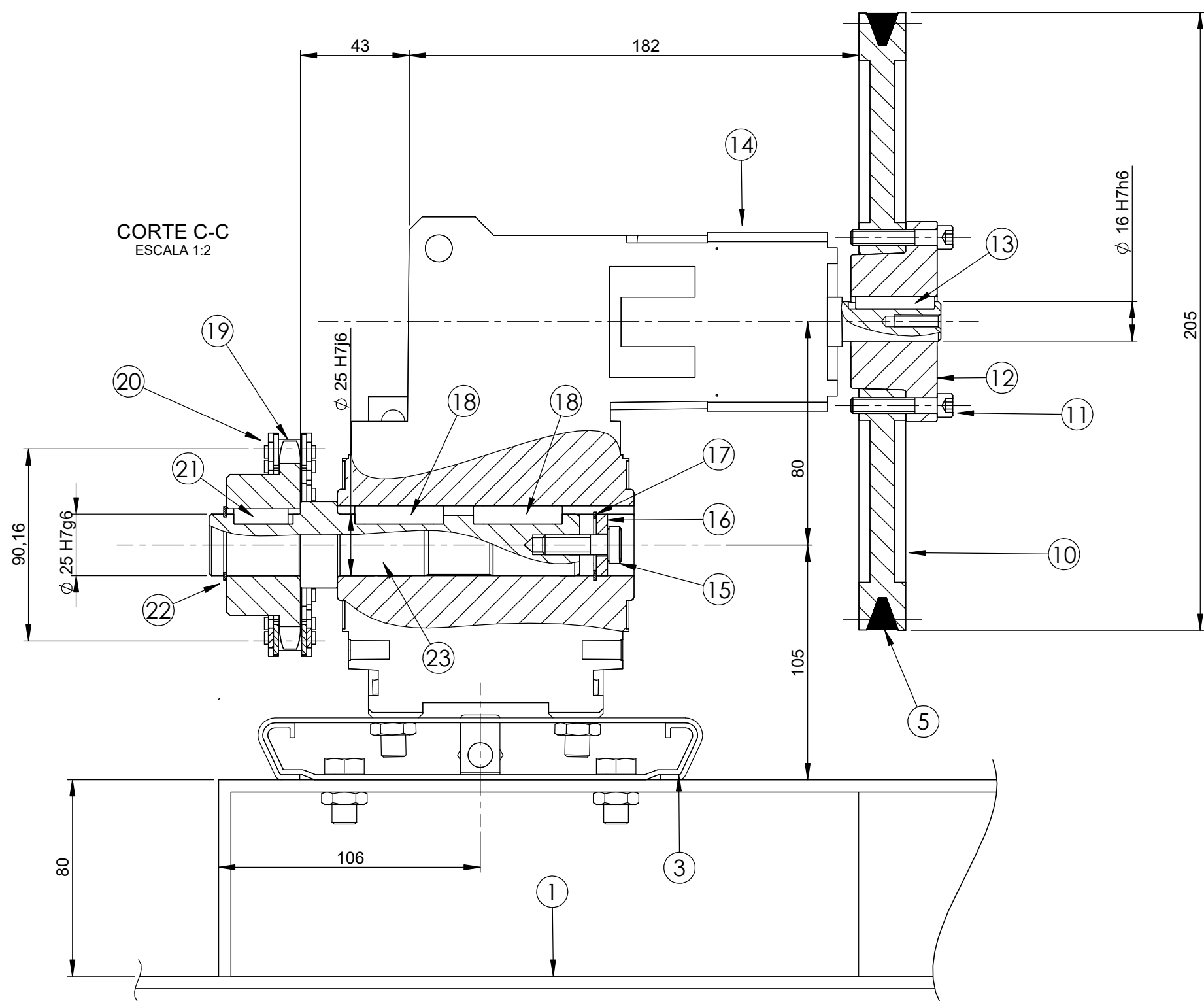
SISTEMA MOTRIZ

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	21/02/25	NEUHAUS
DIBUJO	21/02/25	MONTILLA

ESCALA
1:6



CONJUNTO - 04 - 00 - 00



TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768

33	Cadena de transporte aereo YUH CHERN	Comercial - p: 200, Res: 7 ton	59 m	5.2 Kg/m
32	Eje motriz para cadena de empuje	Ver plano 04 - 01 - 02	1	4.3 kg
31	Aro segeer externo DHO 54	Comercial - DIN 471	2	-
30	Cadena de rod. con comp. de empuje	Comercial - Paso 50.8 - Simple	52 Pasos	9.2 kg/m
29	Piñon p/cad de rodillos p:2", N: 12, Dp:192.6	Comercial	2	3.7 kg
28	Chaveta OPAC A 16 x 10 x 50 DIN 6885	Comercial - Chaveta paralela	2	-
27	SKF SYJ 50' KF Soporte de pie c/rod a bolas	Comercial - P/diametro de 45 mm	4	2.6 kg
26	Chaveta OPAC A 10 x 8 x 32 DIN 6885	Comercial - Chaveta paralela	1	-
25	Aro segeer externo DHO 36	Comercial - DIN 471	2	-
24	Piñon p/cad ASA 80, p: 1", N: 33, Dp: 270.48	Comercial	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

23	Eje salida de reductor	Ver plano 04 - 01 - 01	1	0.5 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

22	Aro segeer externo DHO 25	Comercial - DIN 471	1	-
21	Chaveta OPAC A 8 x 7 x 22 DIN 6885	Comercial - Chaveta paralela	1	-
20	Cadena CRUCE COR de rodillos ASA 80	Comercial - Paso 1" - Simple	87 Pasos	1.1 Kg/m
19	Piñon p/cad ASA 80, p: 1", N: 11, Dp: 90.16	Comercial	1	-
18	Chaveta OPAC A 8 x 7 x 36 DIN 6885	Comercial - Chaveta paralela	2	-
17	Aro segeer interno DHO 25	Comercial - DIN 472	1	-
16	Placa de fijación y desmontaje de eje reductor	Comercial - e: 4.5, dext:25	1	-
15	Tornillo C/Hexagonal M8 x 16 x 1.25	Comercial - DIN 931	1	-
14	Reductor VARVEL RN 13, Ejes paralelos	Comercial - i:100 - 0.25 kW	1	5.8 kg
13	Chaveta OPAC A 5 x 5 x 32 DIN 6885	Comercial - Chaveta paralela	1	-
12	Buje de fijación INTERMEC QD tipo SDS	Comercial	1	-
11	Tornillo C/Hexagonal 1/4" x 1 3/8"	Comercial	3	-
10	Polea INTERMEC PQ 1A 205, Øeje: 16, B: 19	Comercial - Fundición gris	1	-
9	Buje de fijación INTERMEC QD tipo JA	Comercial	1	-
8	Tornillo C/Hexagonal N°10 x 1"	Comercial	3	-
7	Chaveta OPAC B 6 x 6 x 28 DIN 6885	Comercial - Chaveta paralela	1	-
6	Polea INTERMEC PQ 1A 85, Øeje: 19, B: 19	Comercial - Fundición gris	1	-
5	Correa DUNLOP sección A clasica - N° 60	Comercial - Cant. :1 correa	1556 m	1.5 Kg/m
4	Motor electrico WEG W22, 0.25 kW, 1410 rpm	Comercial - Carcasa 80 - Øeje:19	1	9 kg
3	Base tensora para motor y reductor	Comercial - SAE 1020	2	2.17 kg
2	Base elevación para motor, largo 140 mm	Comercial - Perfil UPN 80	2	1.2 kg
1	Estructura base soldada	Chapa 7 mm	1	40 kg
POS.	DENOMINACION	OBSERVACIONES	CANT.	PESO

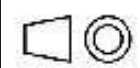


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

SISTEMA MOTRIZ DETALLES

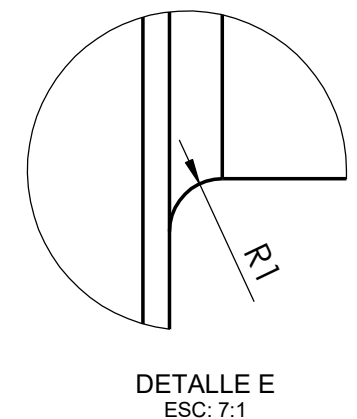
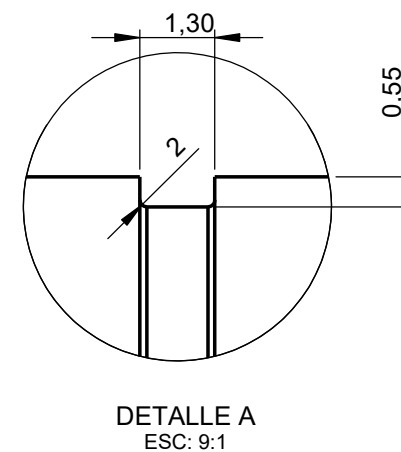
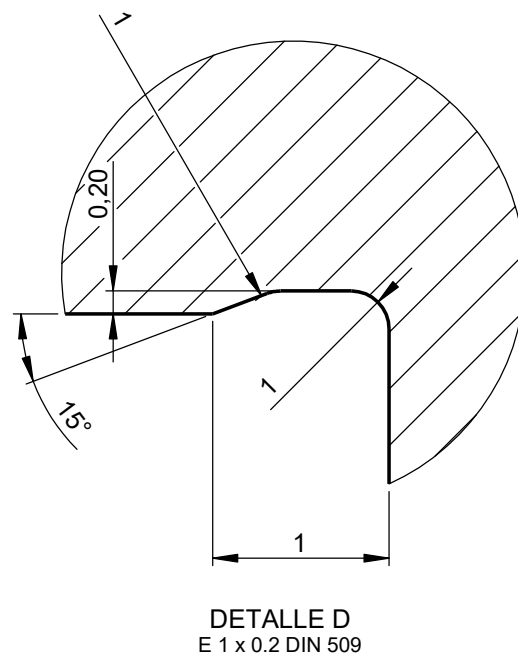
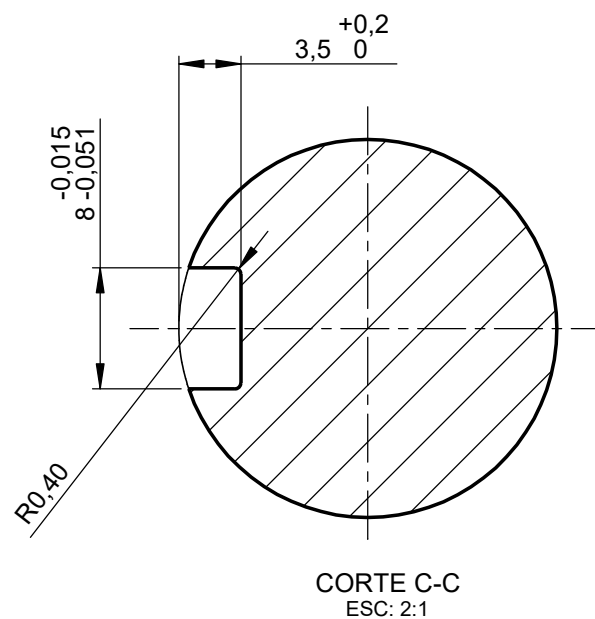
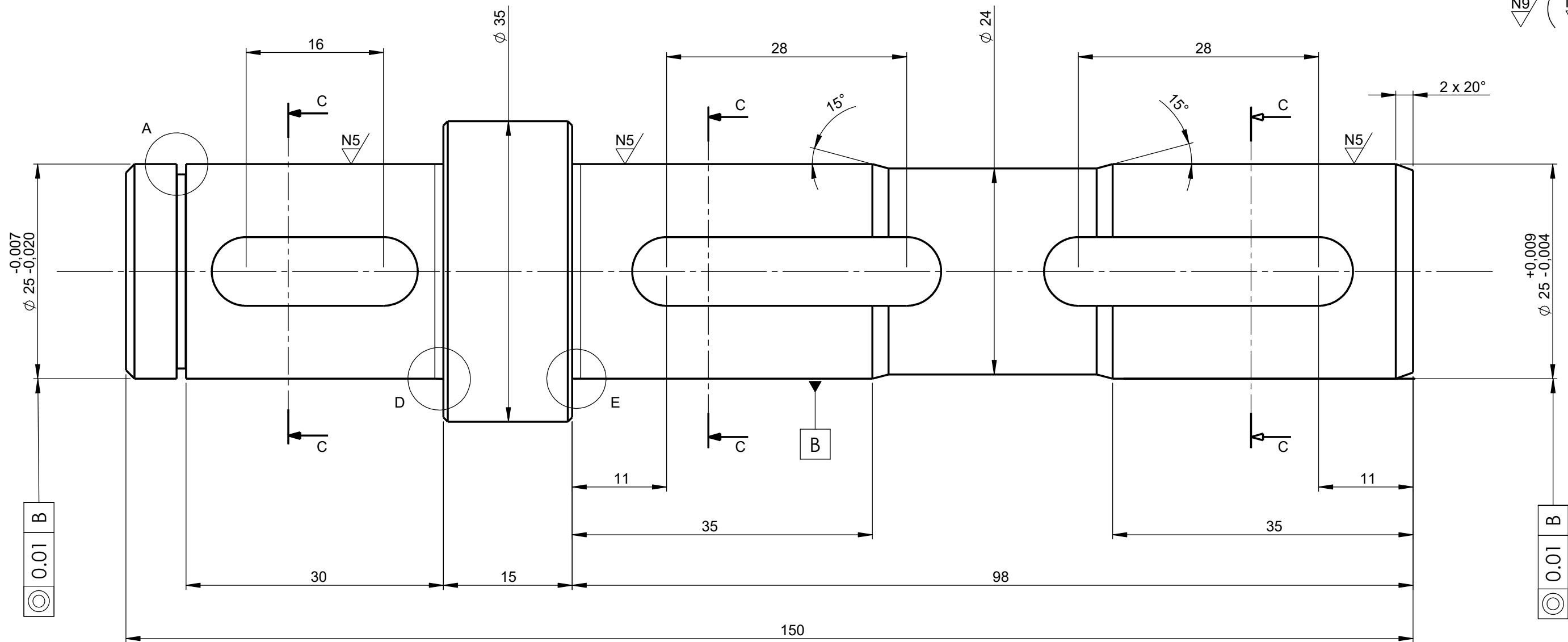
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	21/02/25	NEUHAUS
DIBUJO	21/02/25	MONTILLA

ESCALA
1:6

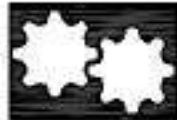


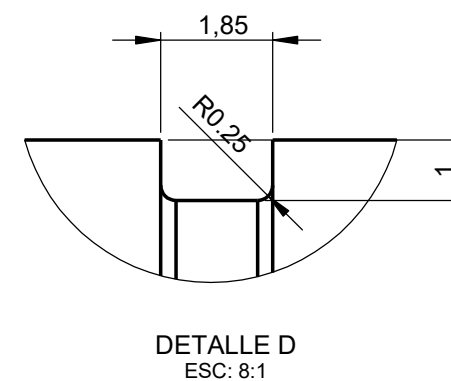
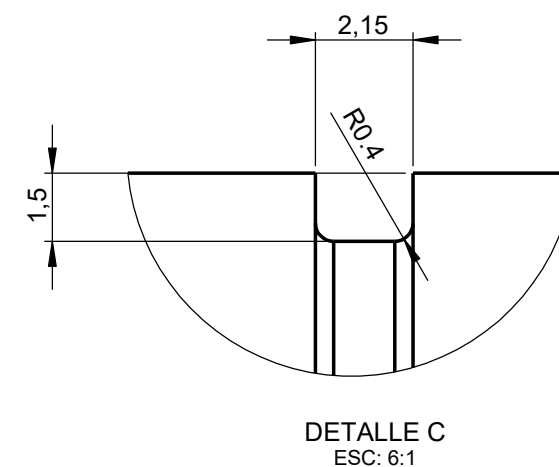
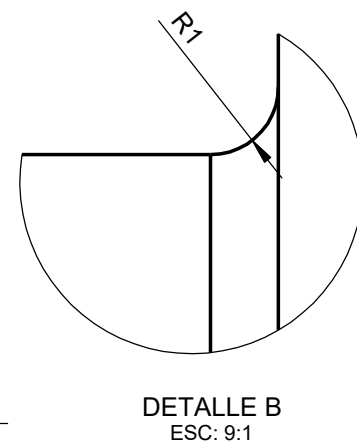
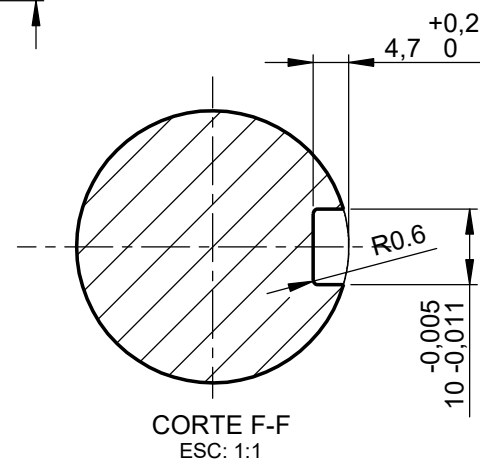
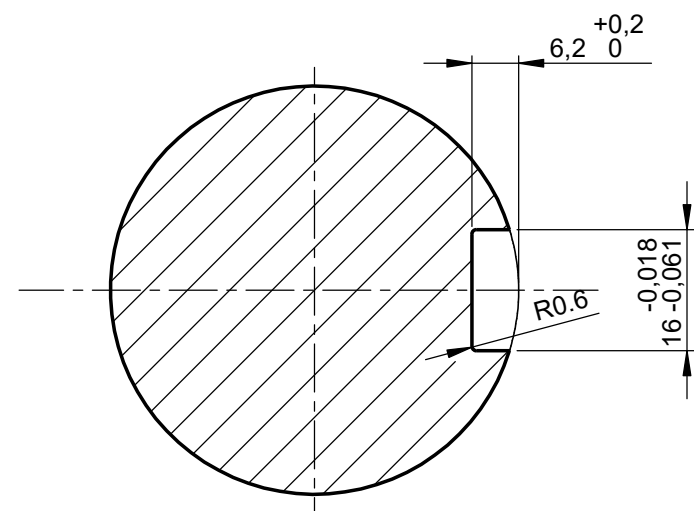
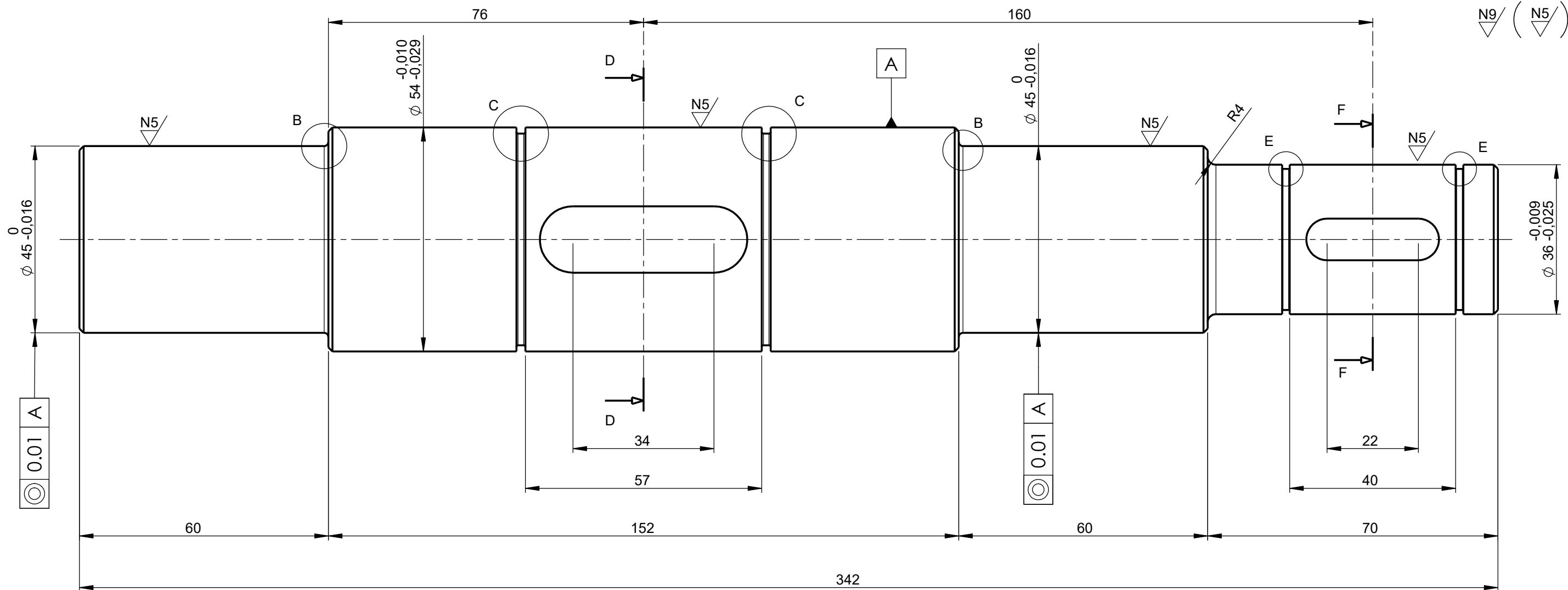
CONJUNTO - 04 - 01 - 00

N9/ (N5/)



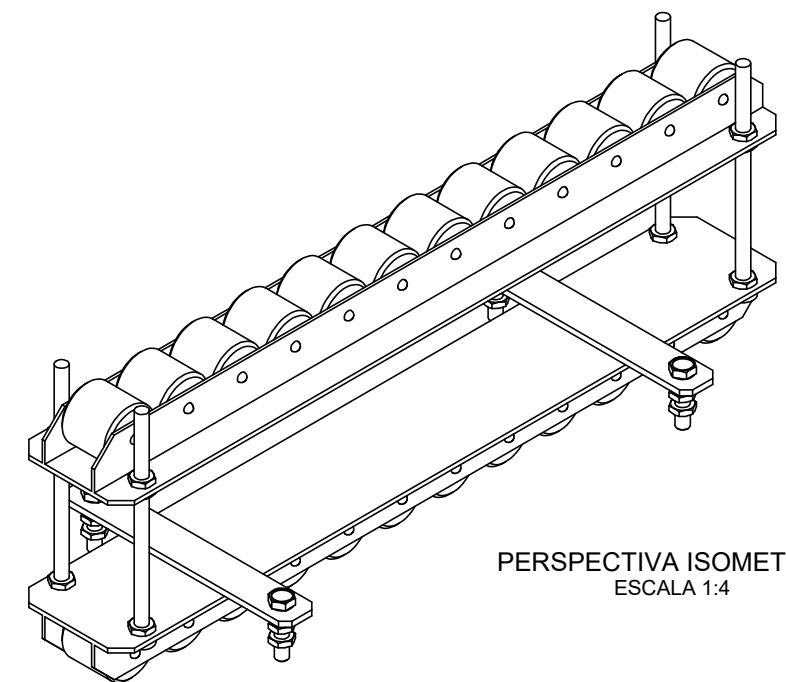
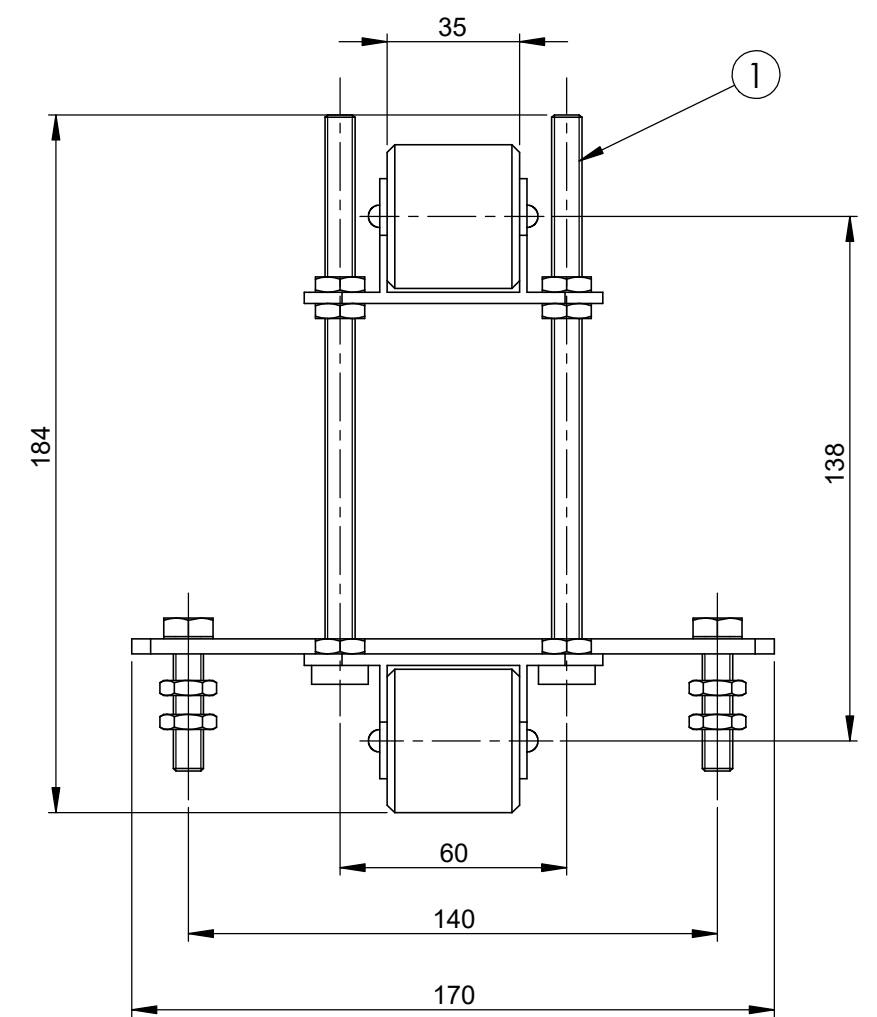
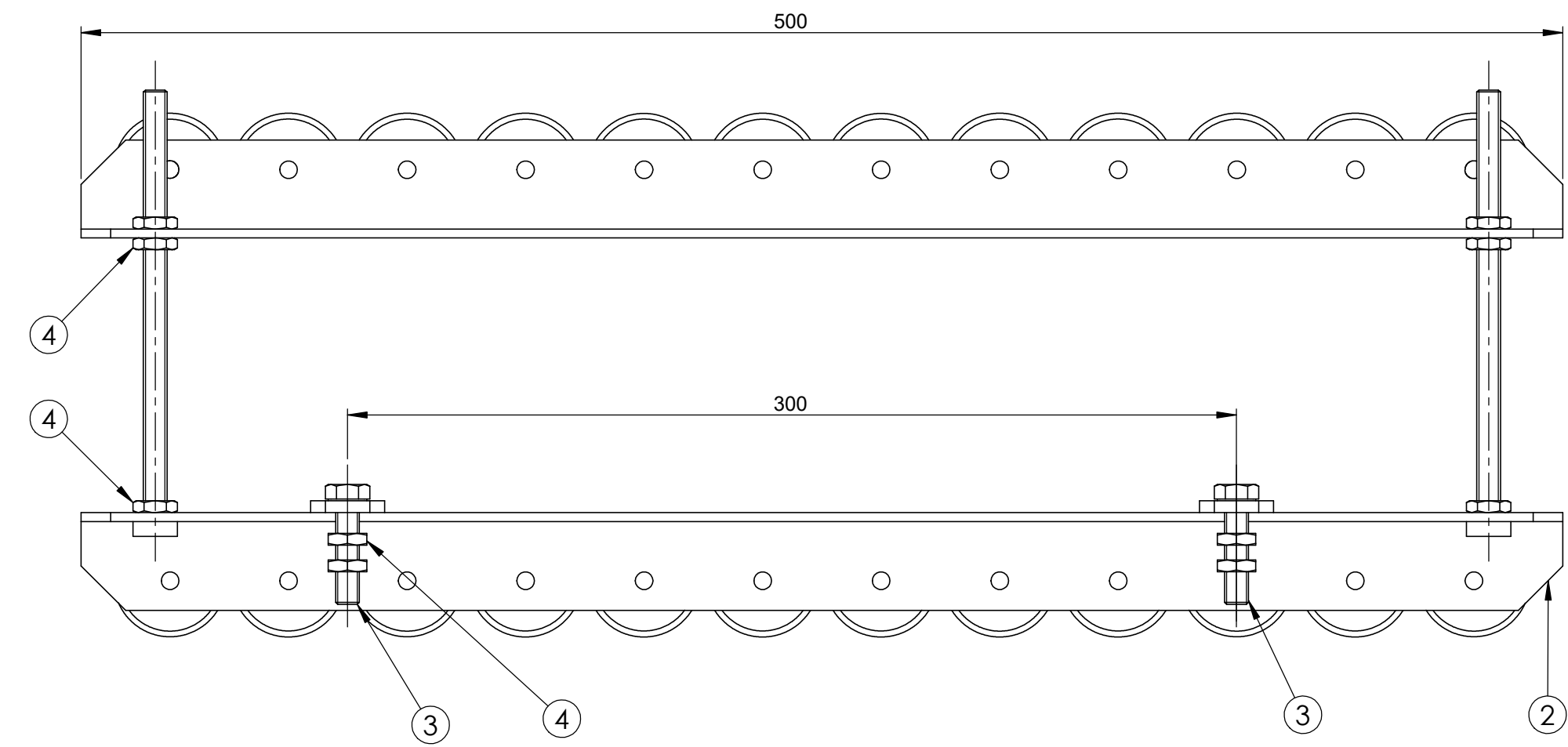
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768 - MATAR CANTOS VIVOS - CHAFLANES NO ACOTADOS 0.5 x 45°

-	REDONDO 1 1/2" (38.1 mm) x 160 mm			SAE 4140	1	1.5 kg
POS.	MATERIA PRIMA			MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				EJE SALIDA DE REDUCTOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 2:1		DEFINICIÓN - 04 - 01 - 01	
DIBUJO	24/02/25	NEUHAUS				
DIBUJO	24/02/25	MONTILLA				

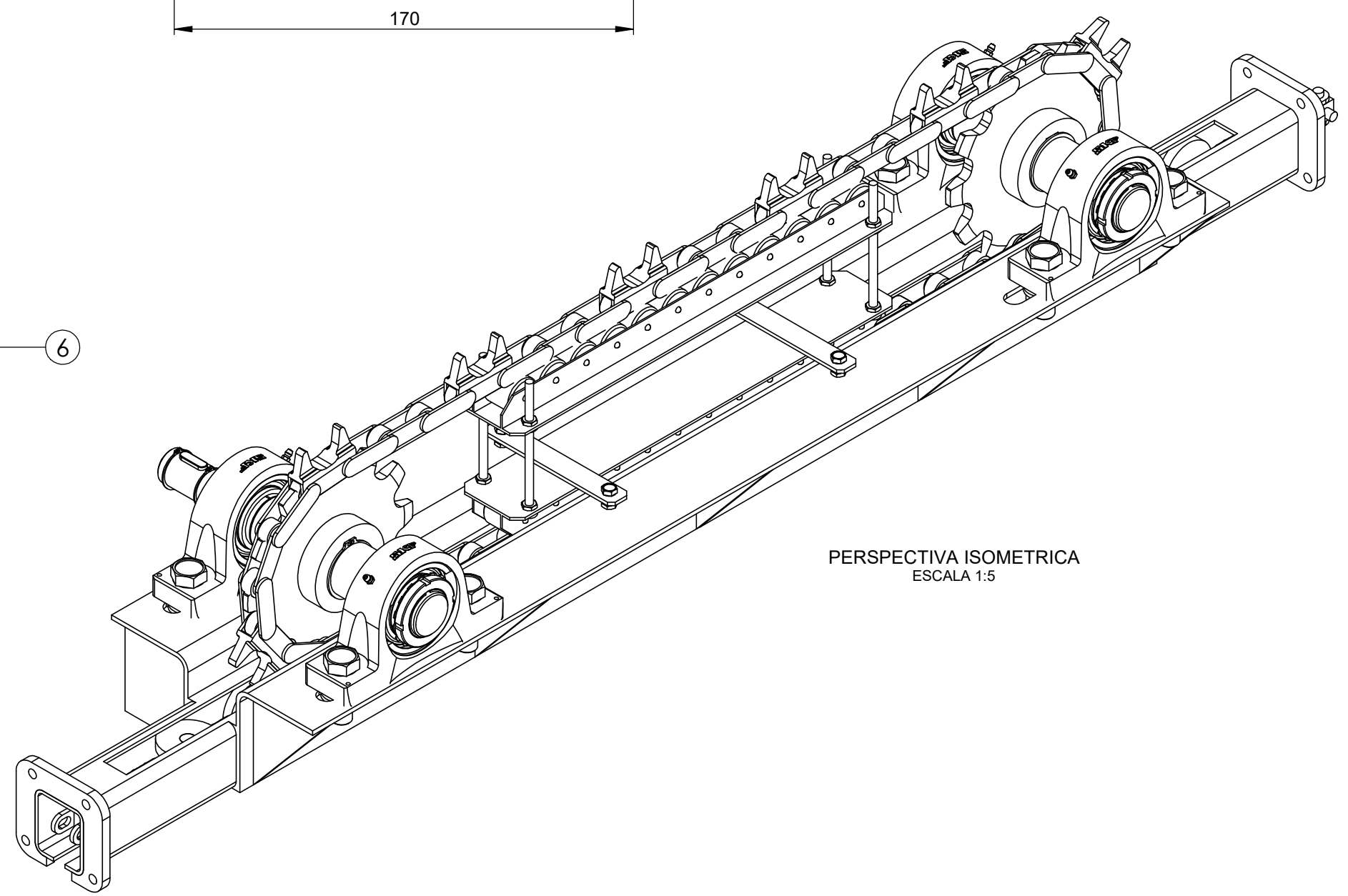
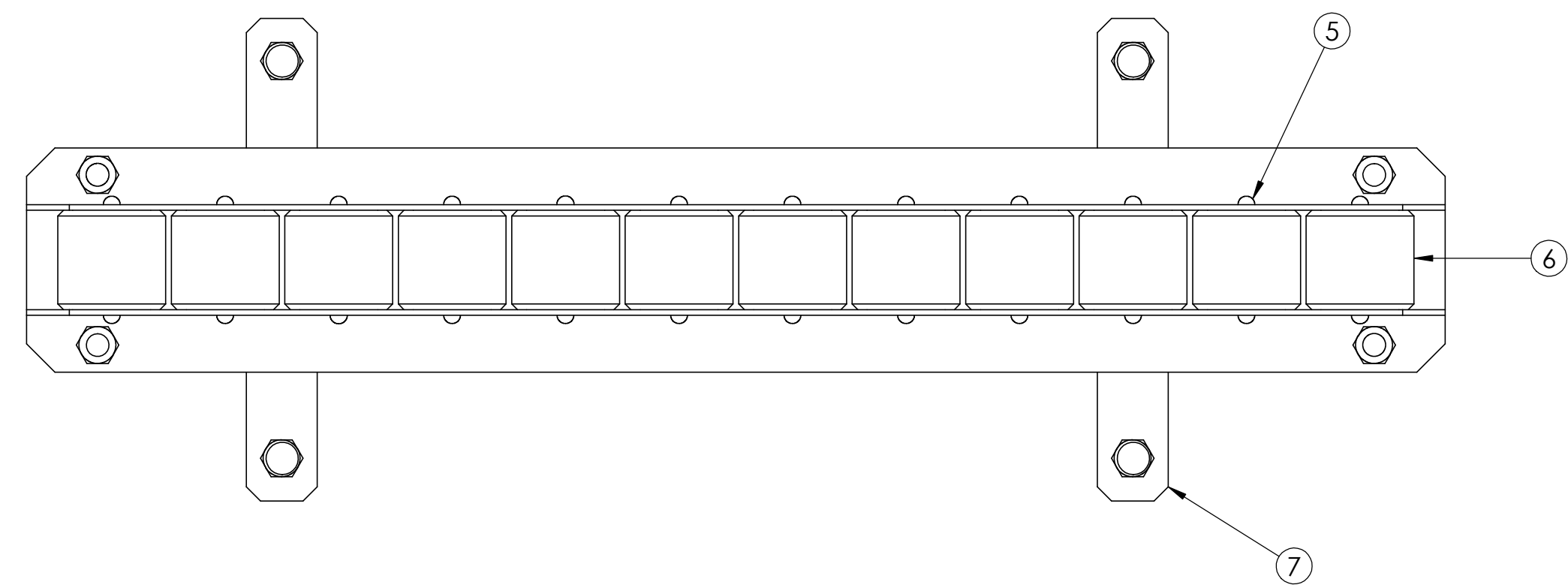


TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768 - MATAR CANTOS VIVOS - CHAFLANES NO ACOTADOS 1 x 45°

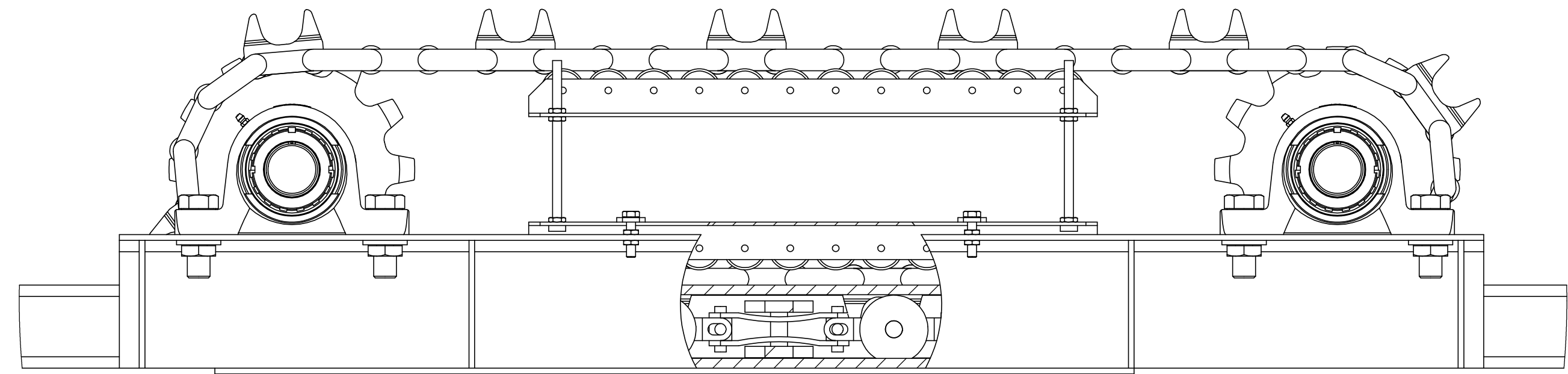
-	REDONDO 2 1/2" (63.5 mm) x 350 mm			SAE 4140	1	4.3 kg
POS.	MATERIA PRIMA			MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				EJE MOTRIZ PARA CADENA DE EMPUJE		
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:1		DEFINICIÓN - 04 - 01 - 02	
DIBUJO	24/02/25	NEUHAUS				
DIBUJO	24/02/25	MONTILLA				



PERSPECTIVA ISOMETRICA
ESCALA 1:4



PERSPECTIVA ISOMETRICA
ESCALA 1:5



TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768

7	Placa de fijación	Comercial - Espesor: 3/16"	2	-
6	Rolos tensores	Comerciales - Grilon - Øext: 40	24	-
5	Remache para rolos	Comercial - DIN 660	24	-
4	Tuerca hexagonal M20 x 2.5	Comercial - JIS B1181	20	-
3	Tornillo C/Hexagonal M10 x 32 x 2.5	Comercial - DIN 931	4	-
2	Soporte rolos tensores	SAE 1010 - Chapa 1/8"	2	-
1	Varilla roscada M10 x 150	Comercial - SAE 1050	4	-
POS.	DENOMINACION	OBSERVACIONES	CANT.	PESO

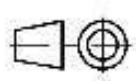


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

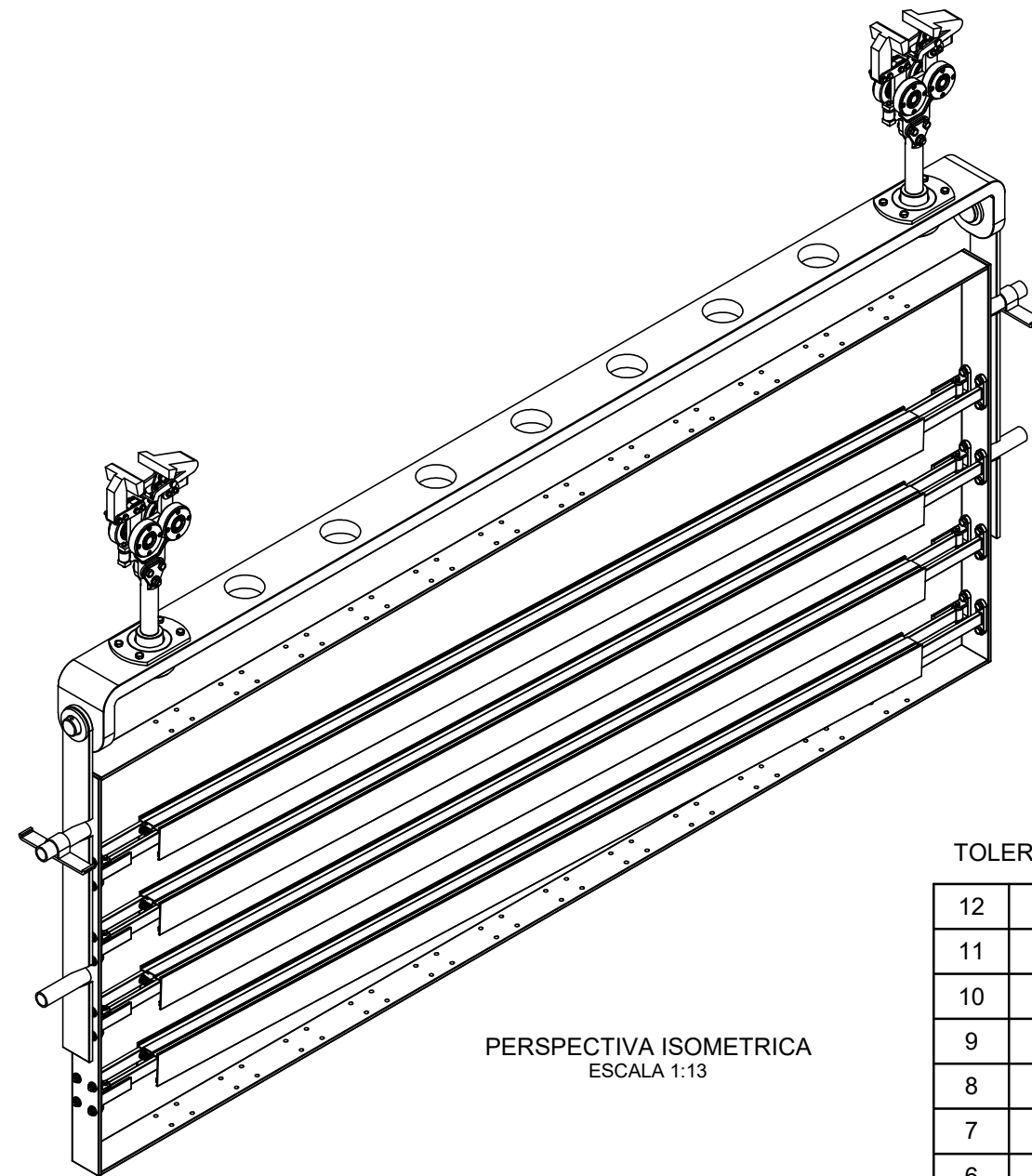
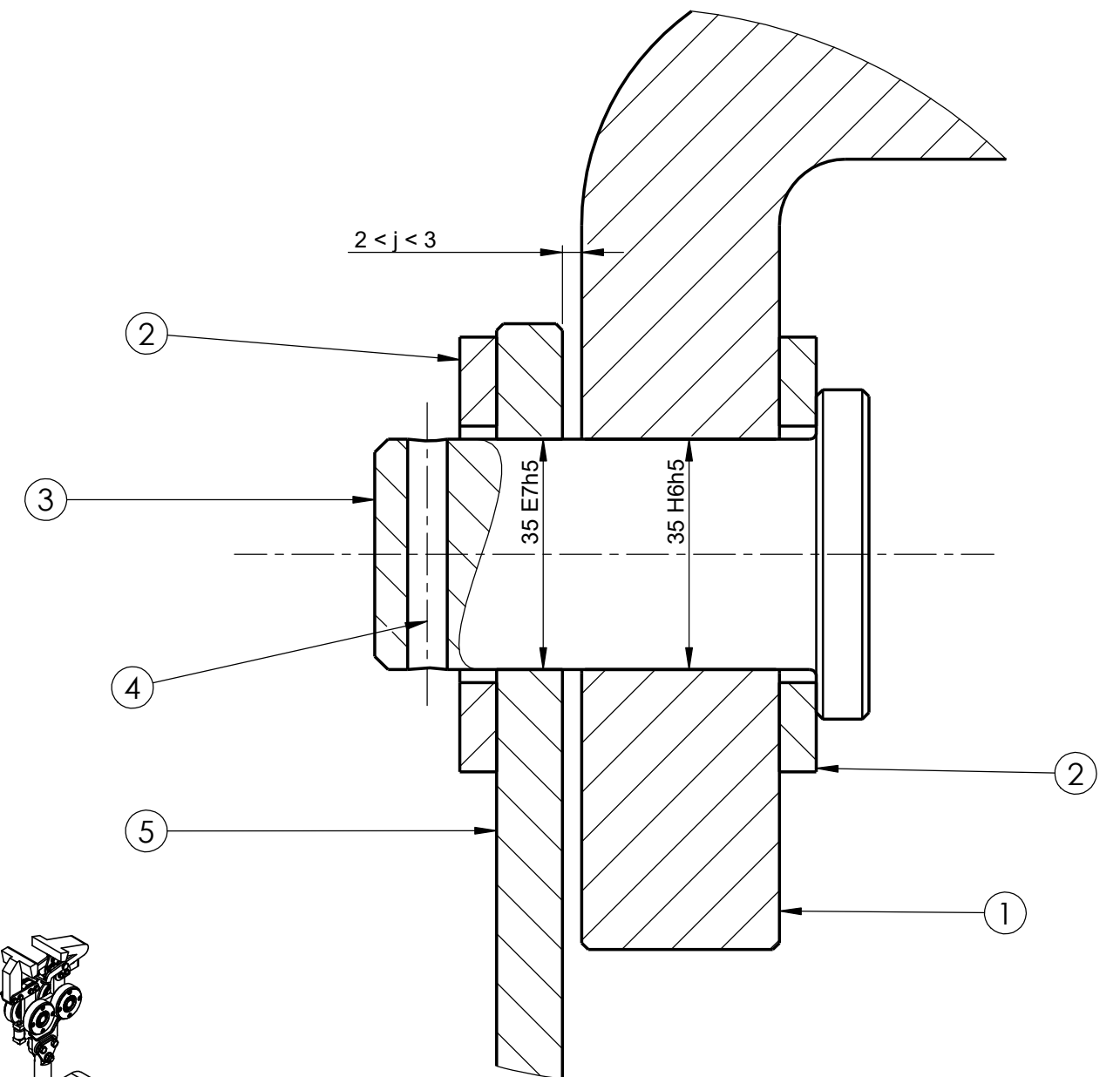
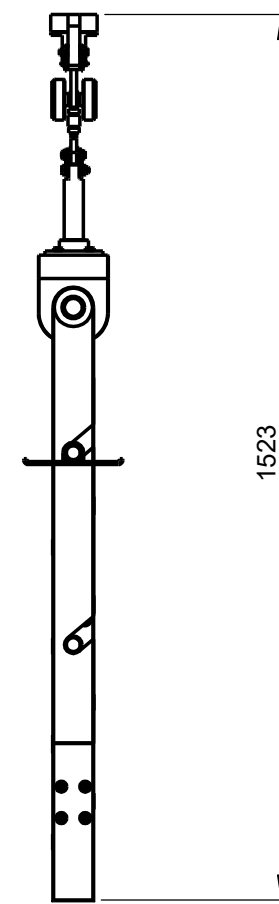
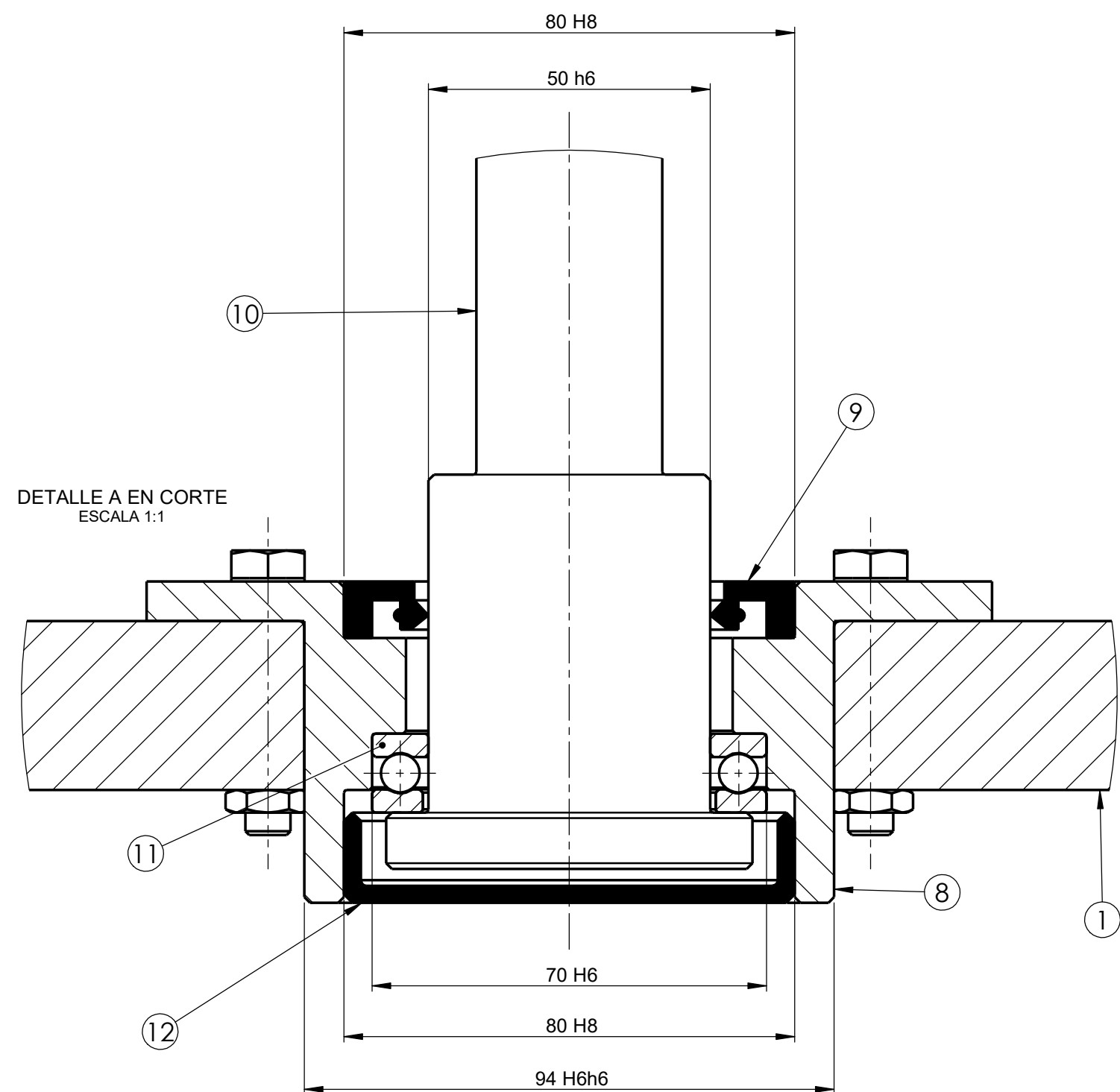
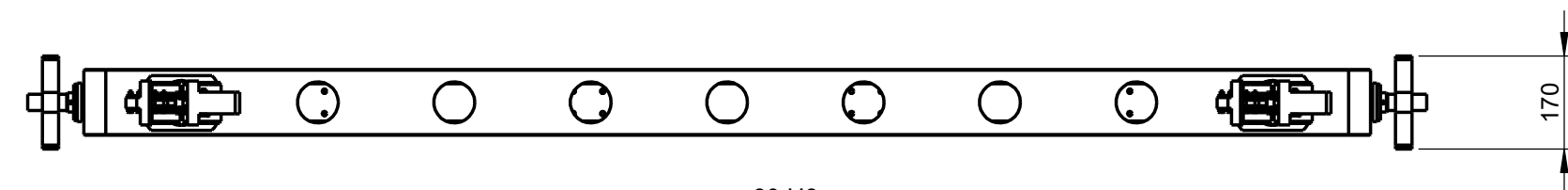
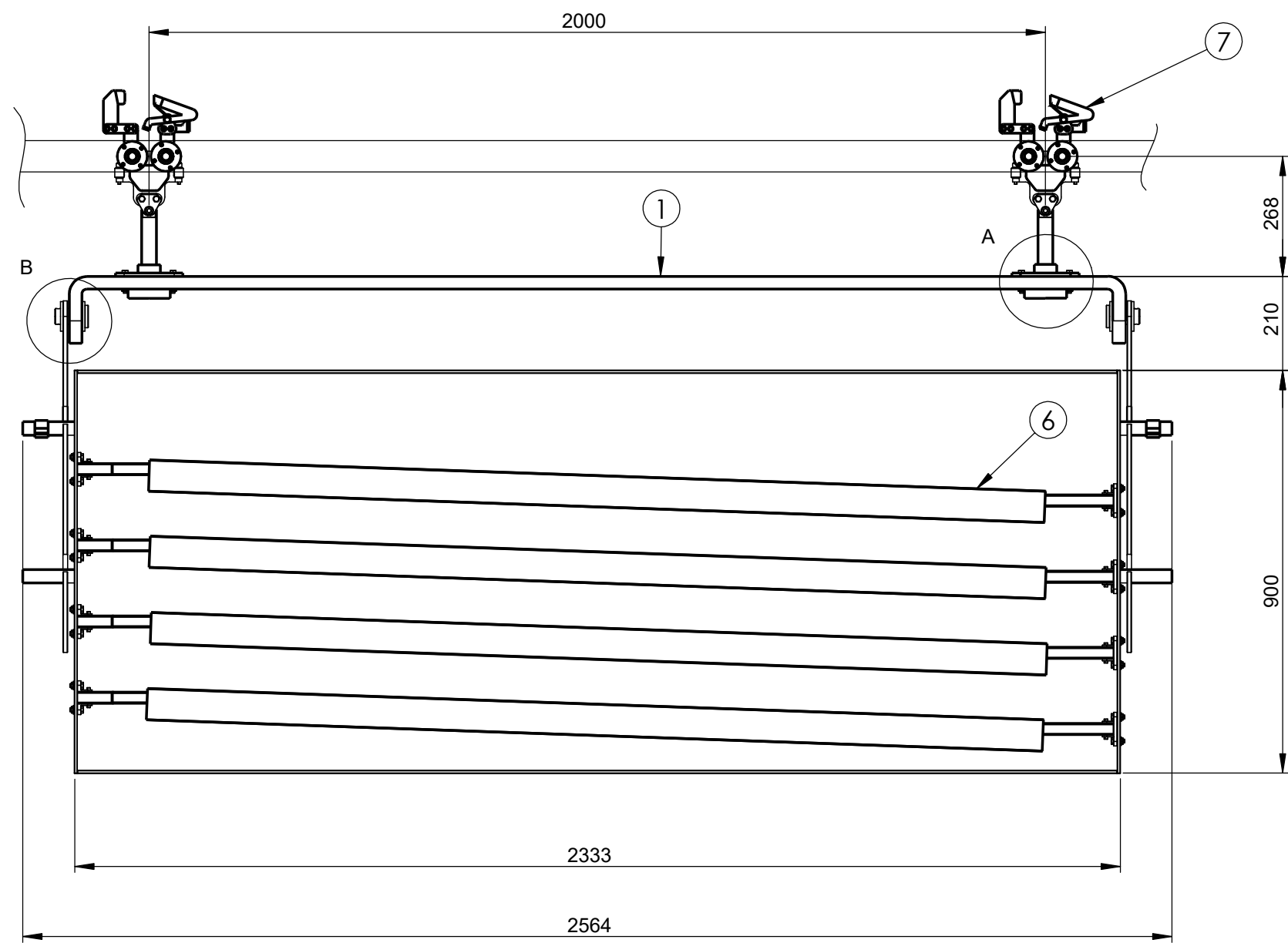
TENSOR

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	27/02/25	NEUHAUS
DIBUJO	27/02/25	MONTILLA

ESCALA
1:2



CONJUNTO - 04 - 02 - 00



PERSPECTIVA ISOMETRICA
ESCALA 1:13

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768

12	Tapa de nitrilo SNAK EC 52 x 8	Comercial	2	-
11	Rodamiento SKF axial de bolas simple	Comercial - 70 x 50 x 14	2	0.15 kg
10	Eje conjunto carro guia	Ver plano 05 - 01 - 02	2	-
9	Reten de nitrilo DBH 8959 Lx 95 x 80 x 8	Comercial	2	-
8	Buje de rotación	Ver plano 05 - 03 - 00	2	1.6 kg
7	Conjunto carro	Ver plano 05 - 01 - 00	2	-
6	Conjunto agarre	Ver plano 05 - 05 - 00	1	-
5	Placa lateral	ANSI 304 - Espesor 10 mm	2	-
4	Pasador de seguridad	Comercial - Tipo chaveta	2	-
3	Eje lateral	SAE 1020 - Ø: 35 mm x 70 mm	2	-
2	Arandela M35	Comercial	4	-
1	Soporte central	ver plano 05 - 02 - 00	1	21 kg
POS.	DENOMINACION	OBSERVACIONES	CANT.	PESO

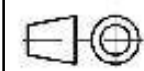


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

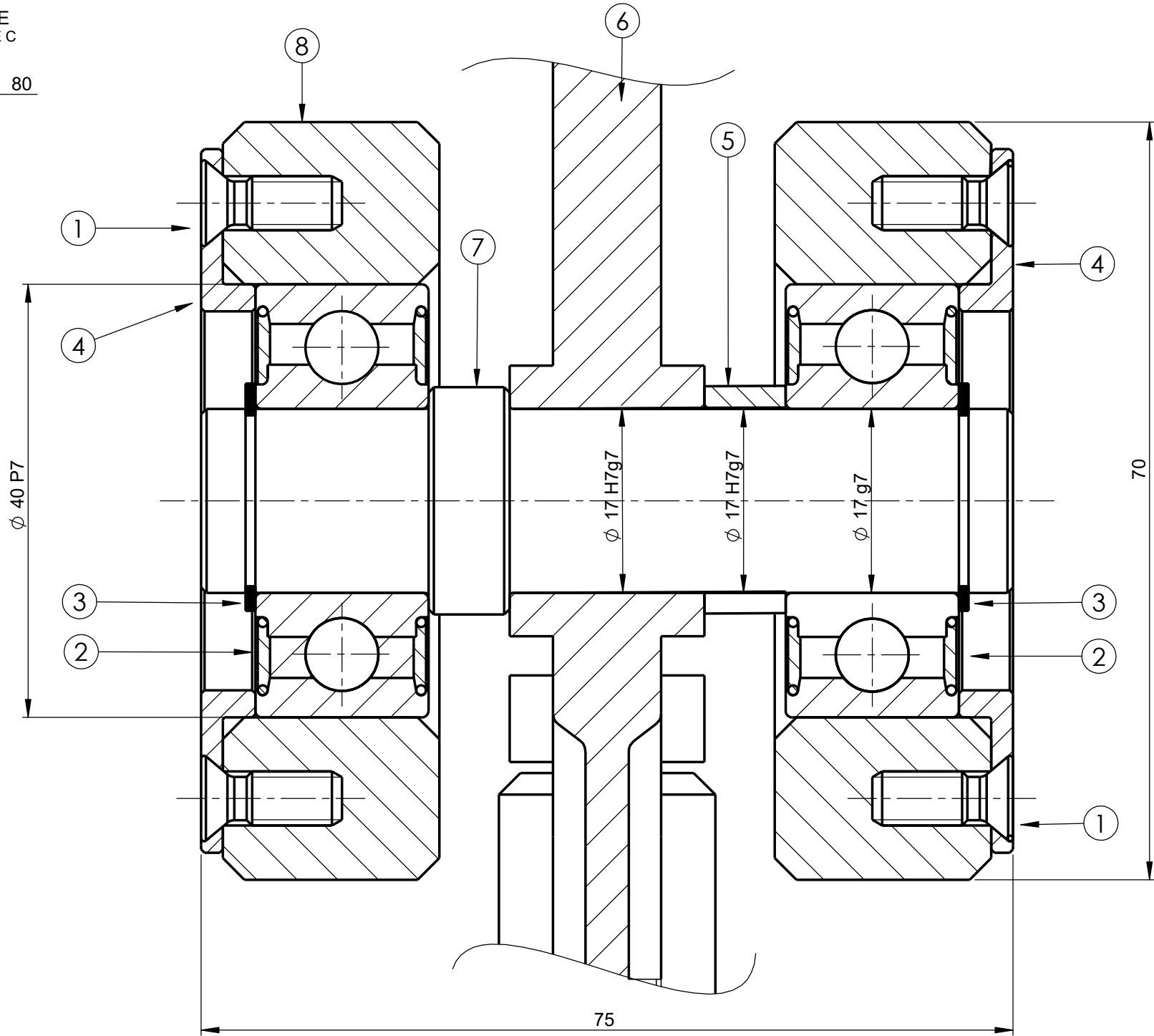
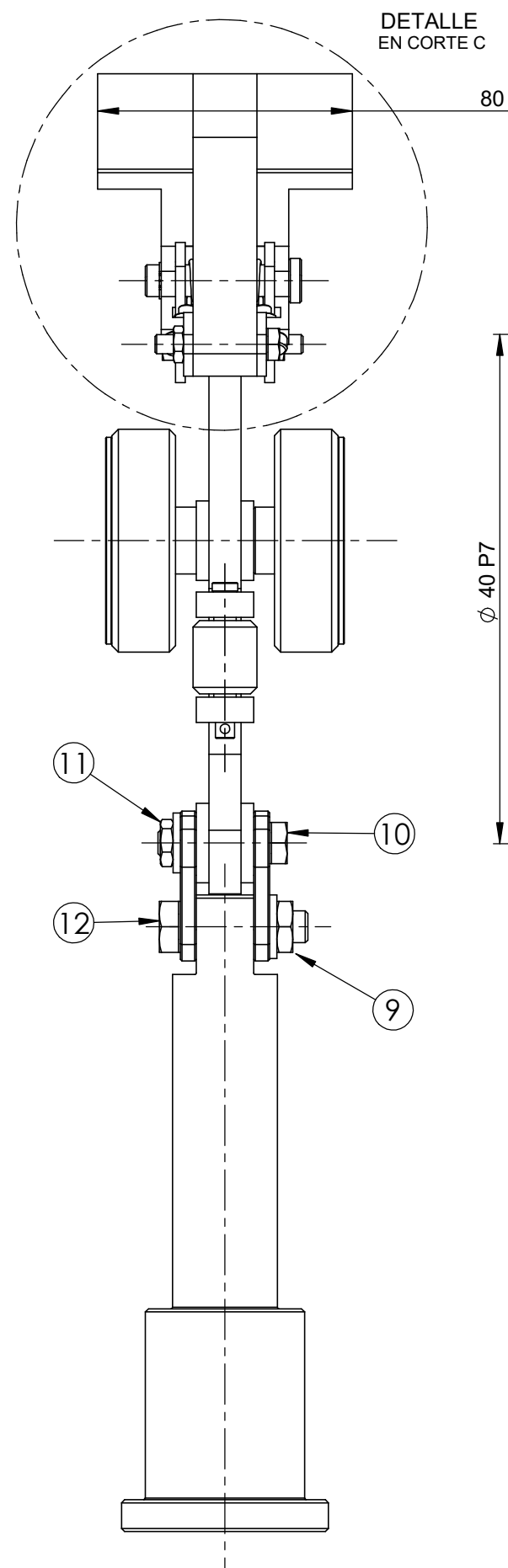
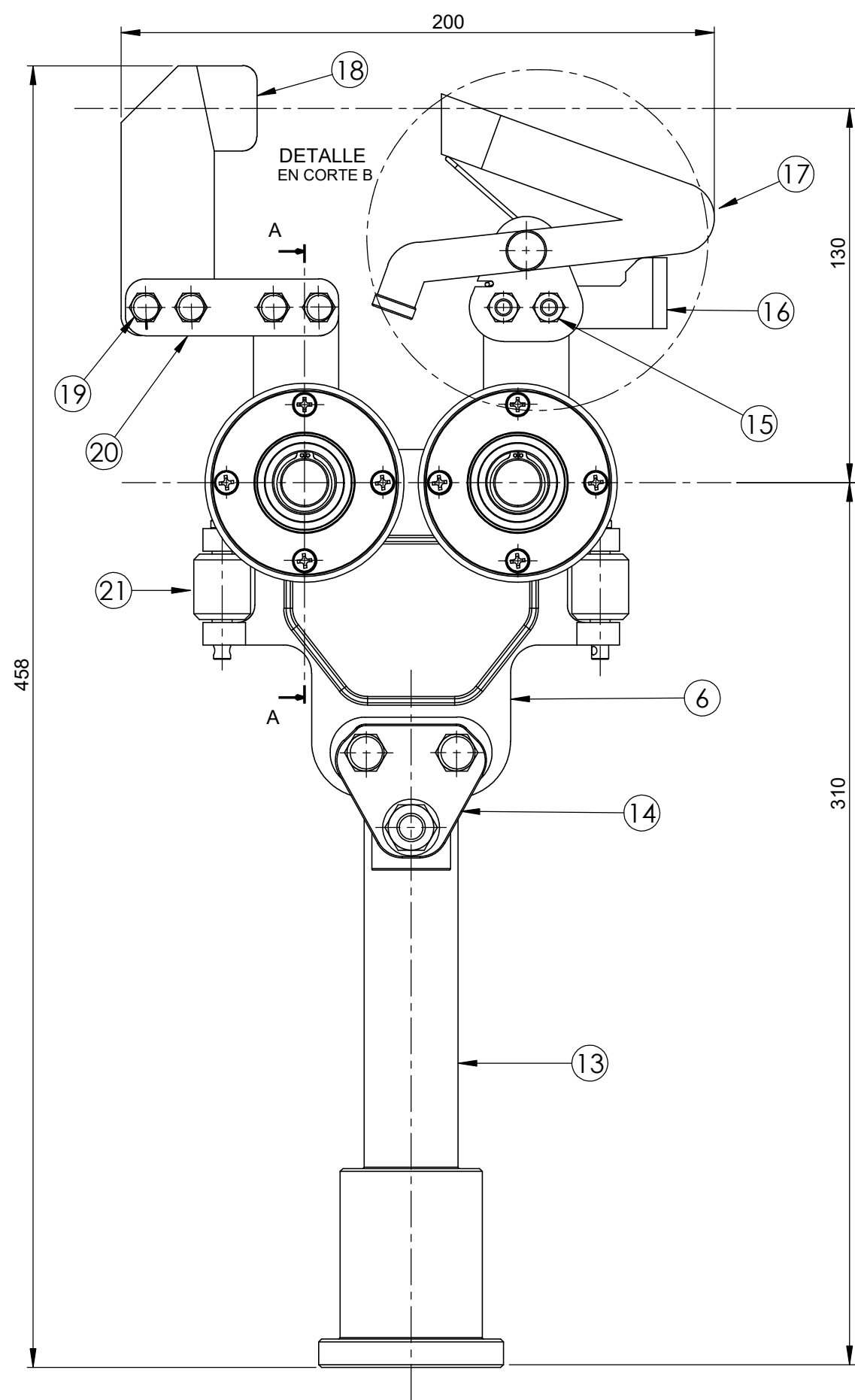
CONJUNTO PERCHA

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	06/03/25	NEUHAUS
DIBUJO	06/03/25	MONTILLA

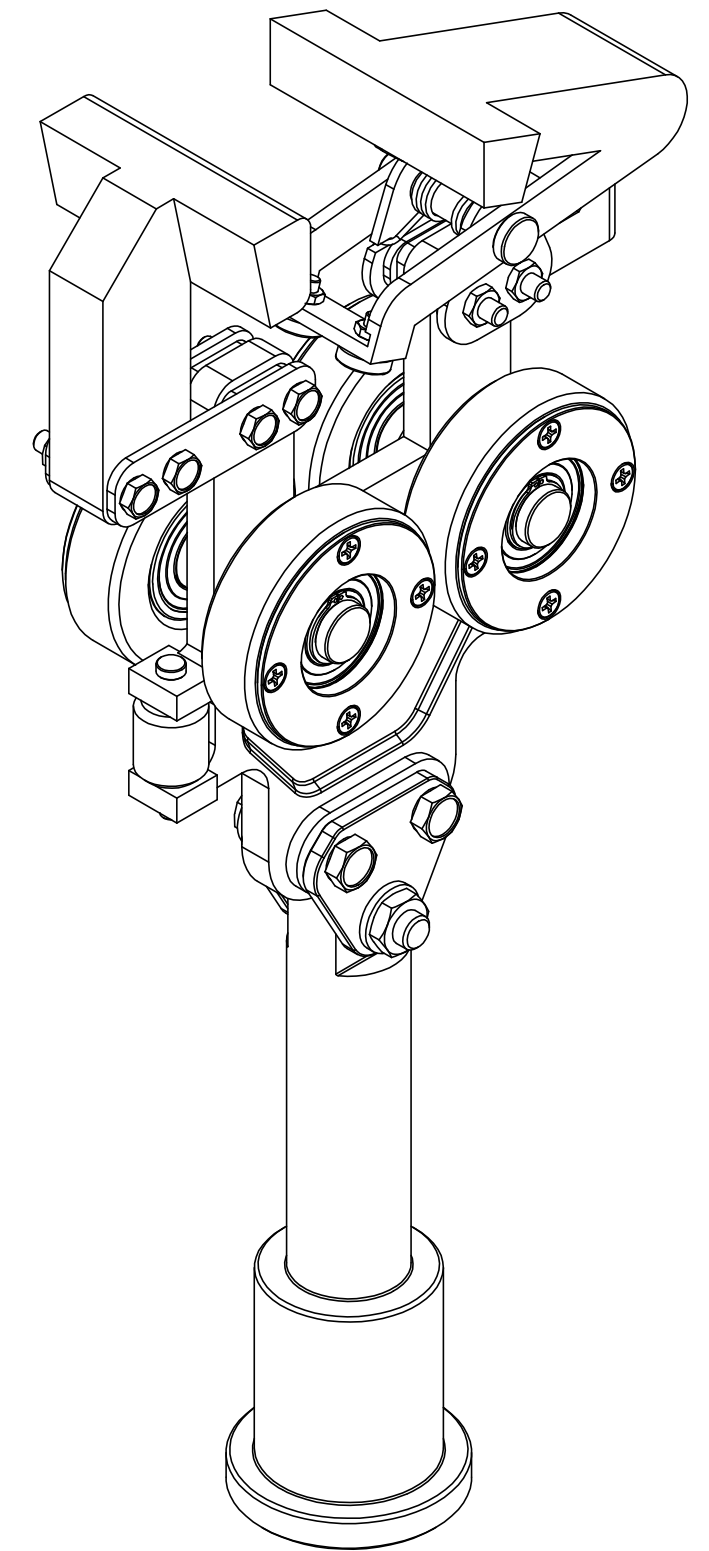
ESCALA
1:13



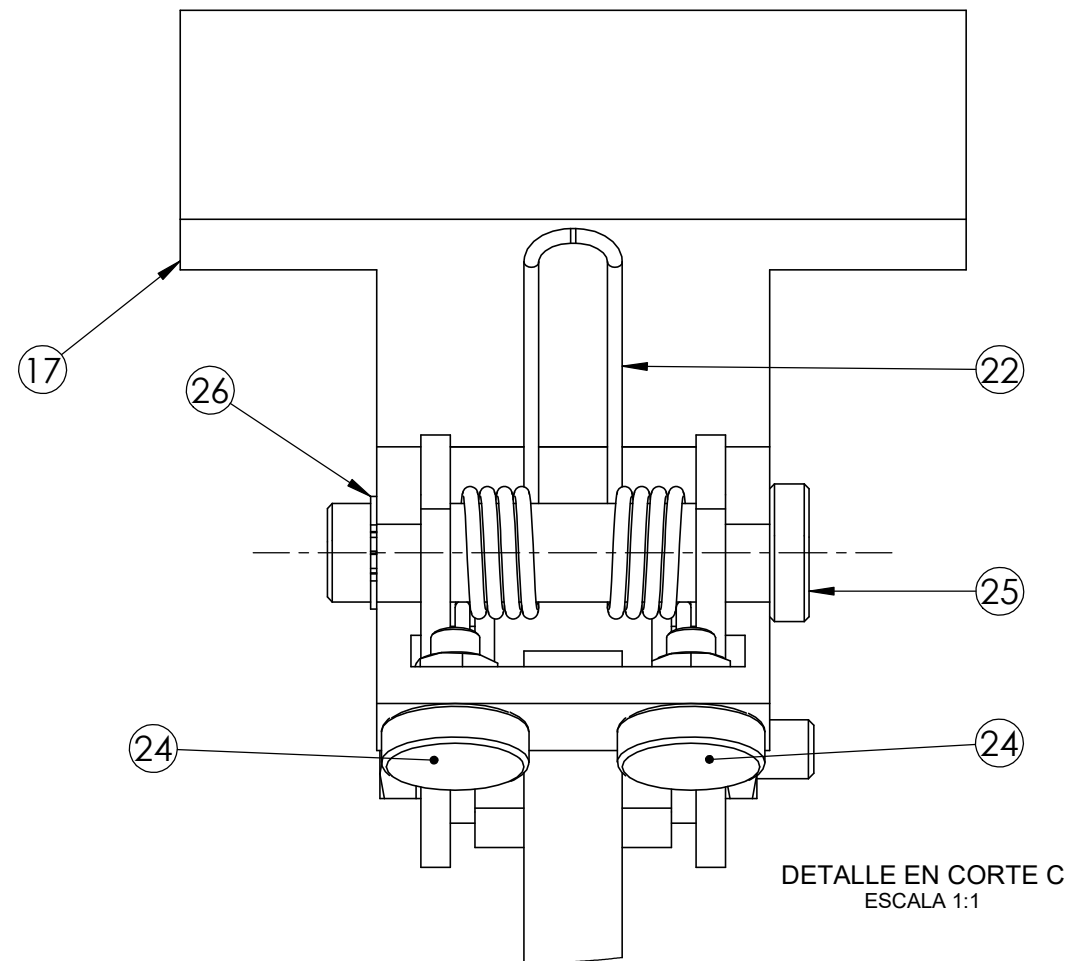
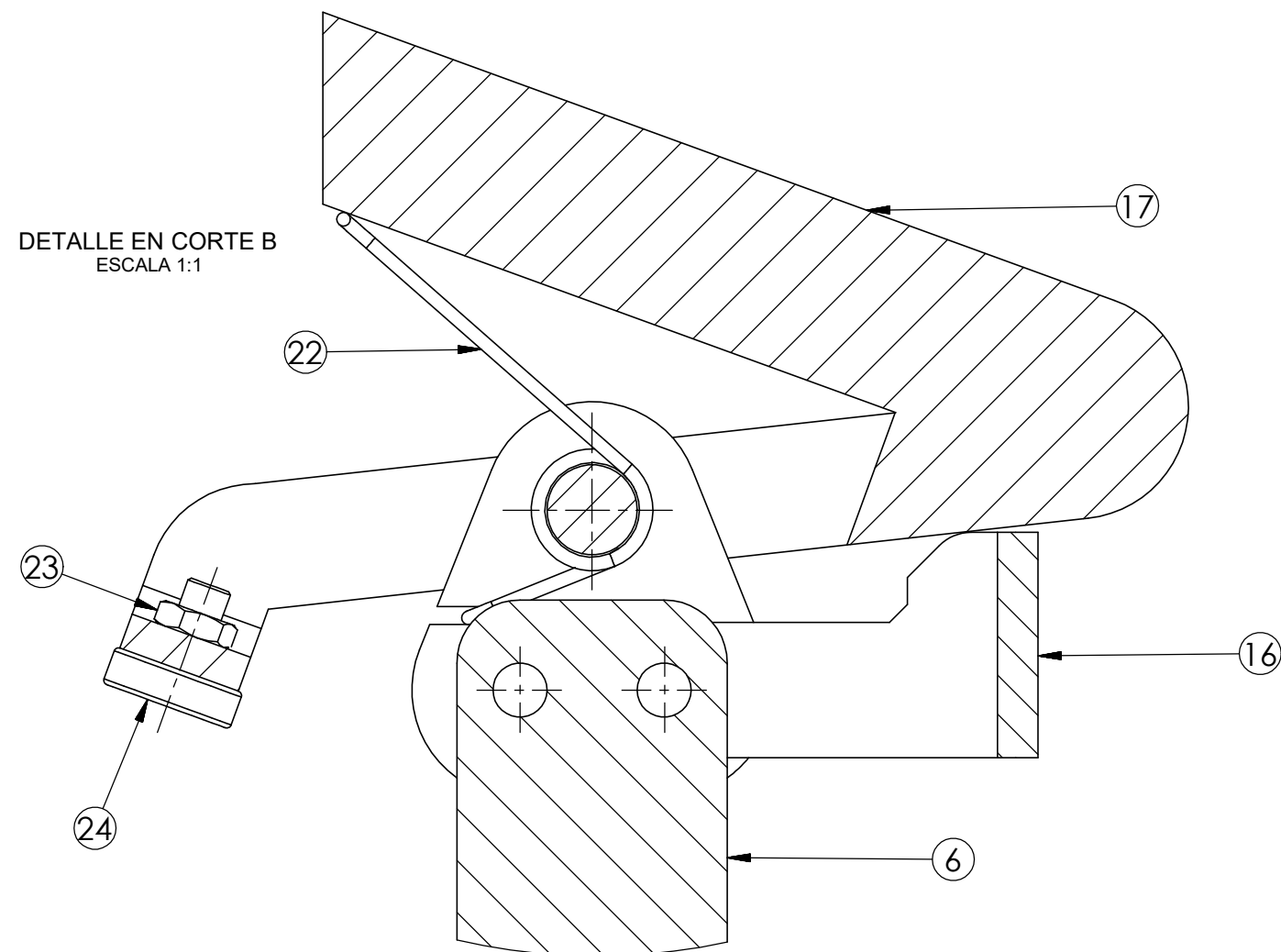
CONJUNTO - 05 - 00 - 00



CORTE A-A PARCIAL
ESCALA 2:1



PERSPECTIVA ISOMETRICA
ESCALA 1:2



DETALLE EN CORTE C
ESCALA 1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768

20	Placa posicionadora p/pieza de arrastre	SAE 1020	2	-
19	Tornillo C/Hexagonal M6 x 35	Comercial	6	-
18	Arrastre p/cadena de transporte	SAE 1050 - Carbonitrurado	1	-
17	Enganche p/cadena de transporte	SAE 1050 - Carbonitrurado	1	-
16	Placa tope p/enganche	Chapa plegada 1/8"	1	-
15	Tuerca hexagonal M6	Comercial	6	-
14	Placa de sujeción p/eje carro guía	Corte de chapa 1/4"	2	-
13	Eje carro guía	Ver plano 05 - 01 - 02	1	-
12	Tornillo C/Hexagonal M10 x 40	Comercial	1	-
11	Tuerca Hexagonal y Arandela - M8	Comercial	2	-
10	Tonillo C/Hexagonal M8 x 35	Comercial - Gr 8.8	2	-
9	Tuerca Hexagonal y Arandela - M10	Comercial	1	-
8	Ruedas p/carro	SAE 1050 - Carbonitrurado	4	-
7	Eje para ruedas	SAE 1020	2	-
6	Cuerpo central carro guía	Ver plano 05 - 01 - 01	1	-
5	Buje separador	SAE 1020 - 17 x 21 x L:7.5	2	-
4	Tapa para ruedas de carro	SAE 1020	4	-
3	Aro Seeger externo DHO 17	Comercial - DIN 471	2	-
2	Rodamientos SKF de bolas con sellos	Comercial - 17 x 40 x e:16	4	-
1	Tornillo cabeza frezada M5 x 13	Comercial - Phillips	16	-
POS.	DENOMINACION	OBSERVACIONES	CANT.	PESO

26	Aro Seeger externo DHO 10	Comercial - DIN 471	1	-
25	Eje pivot p/enganche	SAE 1020	1	-
24	Tacos de goma roscados p/freno	Comercial - M5	2	-
23	Tuerca hexagonal de regulación p/freno	Comercial - M5	2	-
22	Resorte de torsión	Comercial	1	-
21	Rolos laterales p/giros de carro	Comercial - Grilon - Øext: 20 mm	2	-
POS.	DENOMINACION	OBSERVACIONES	CANT.	PESO

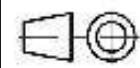


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

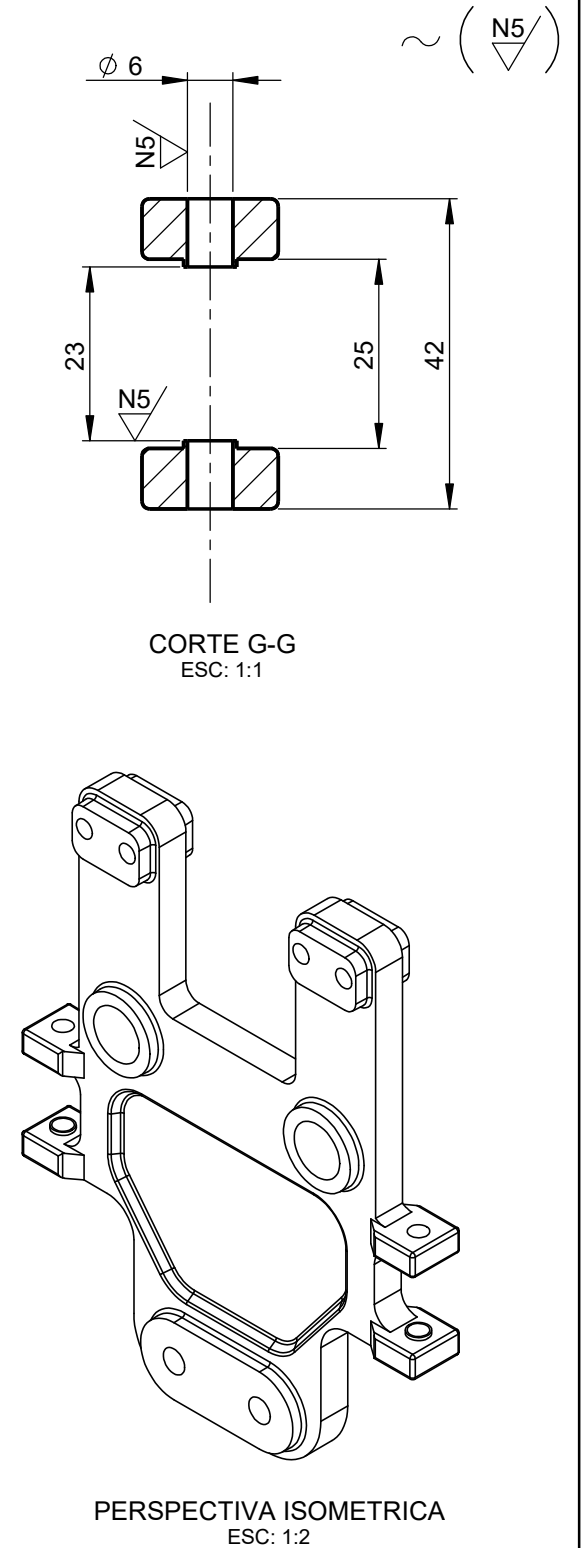
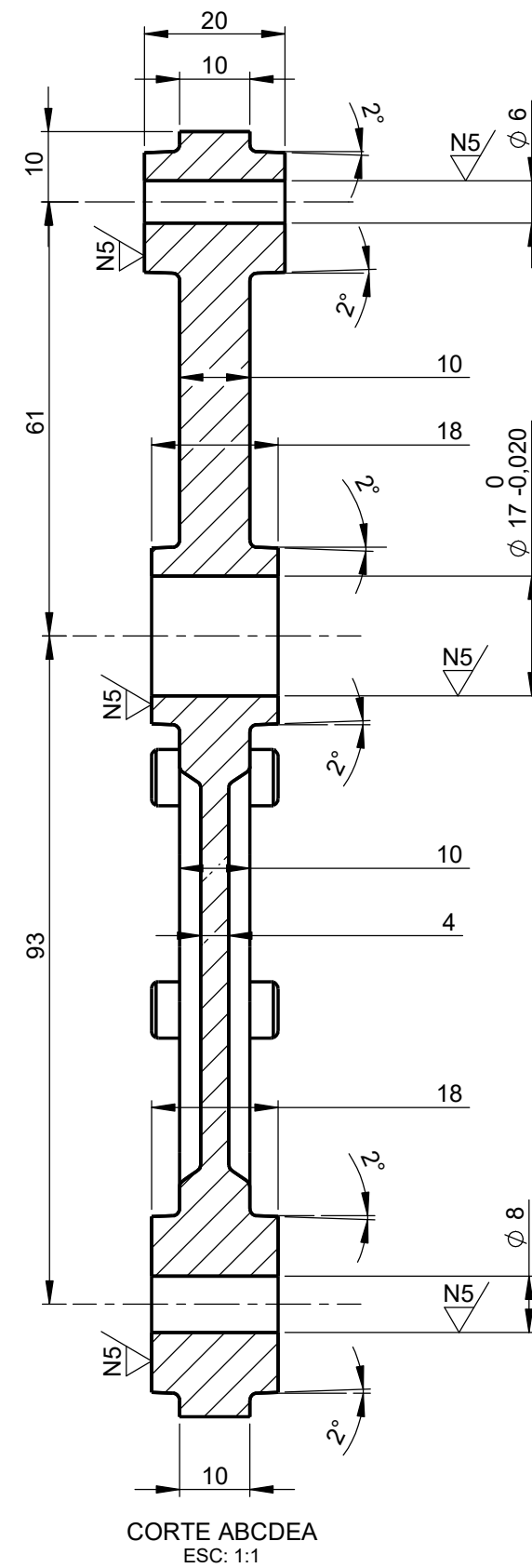
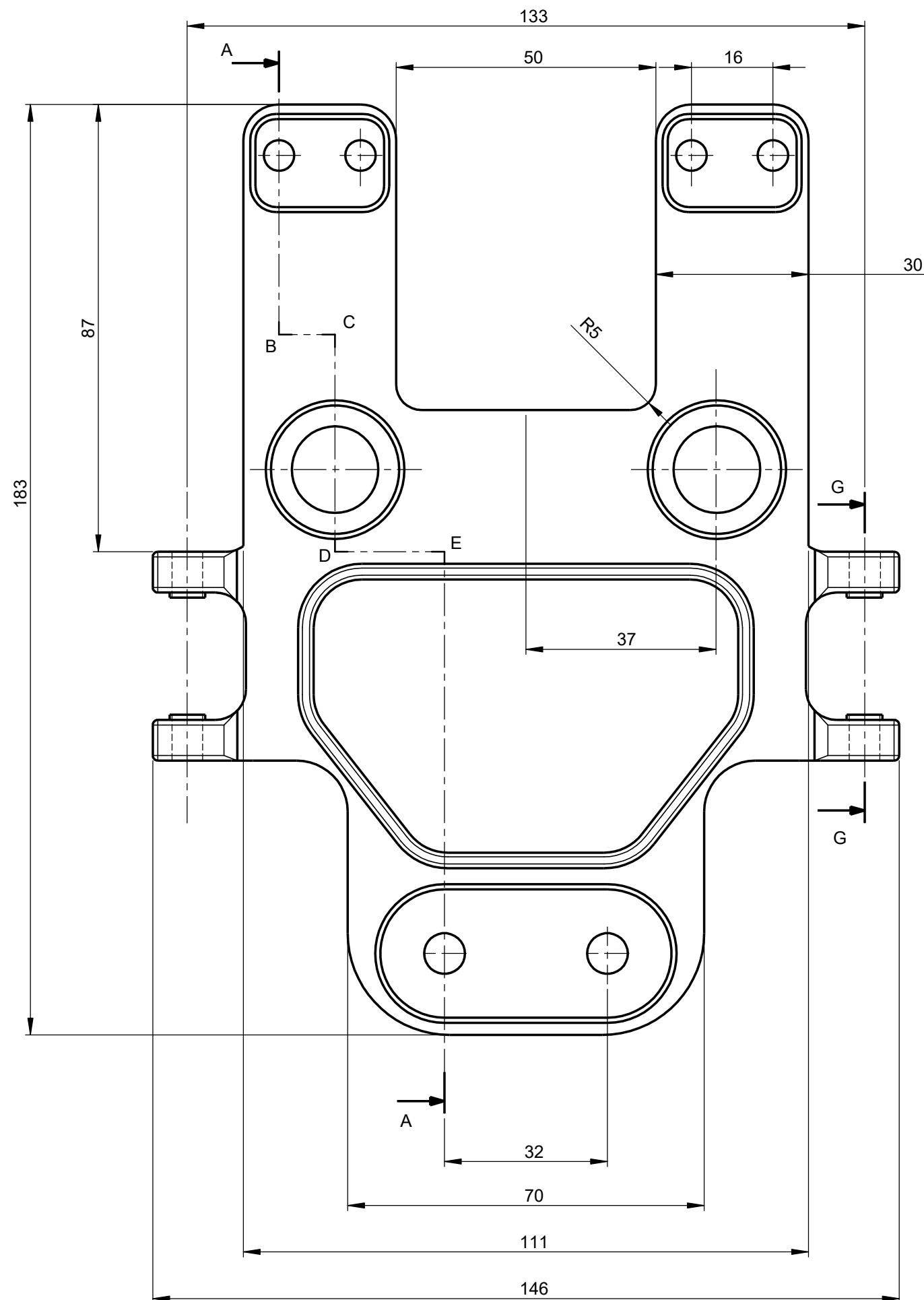
CARRO GUÍA

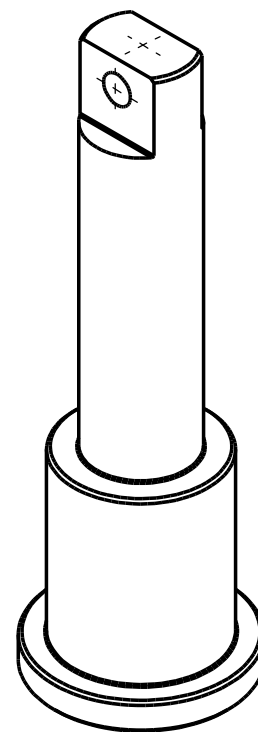
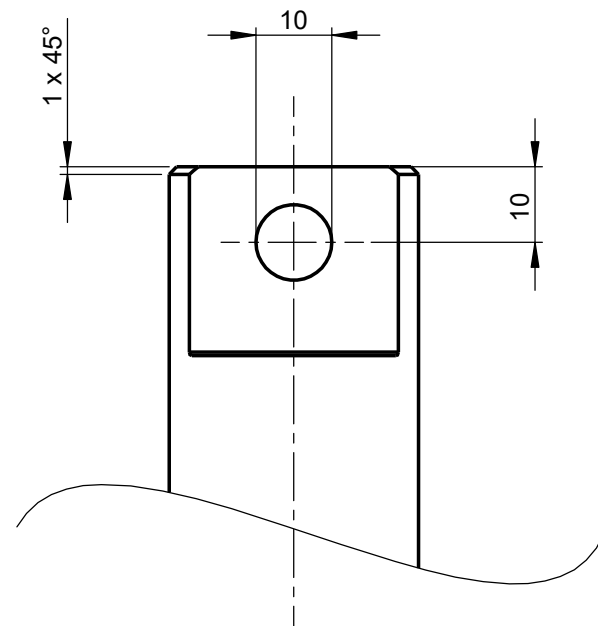
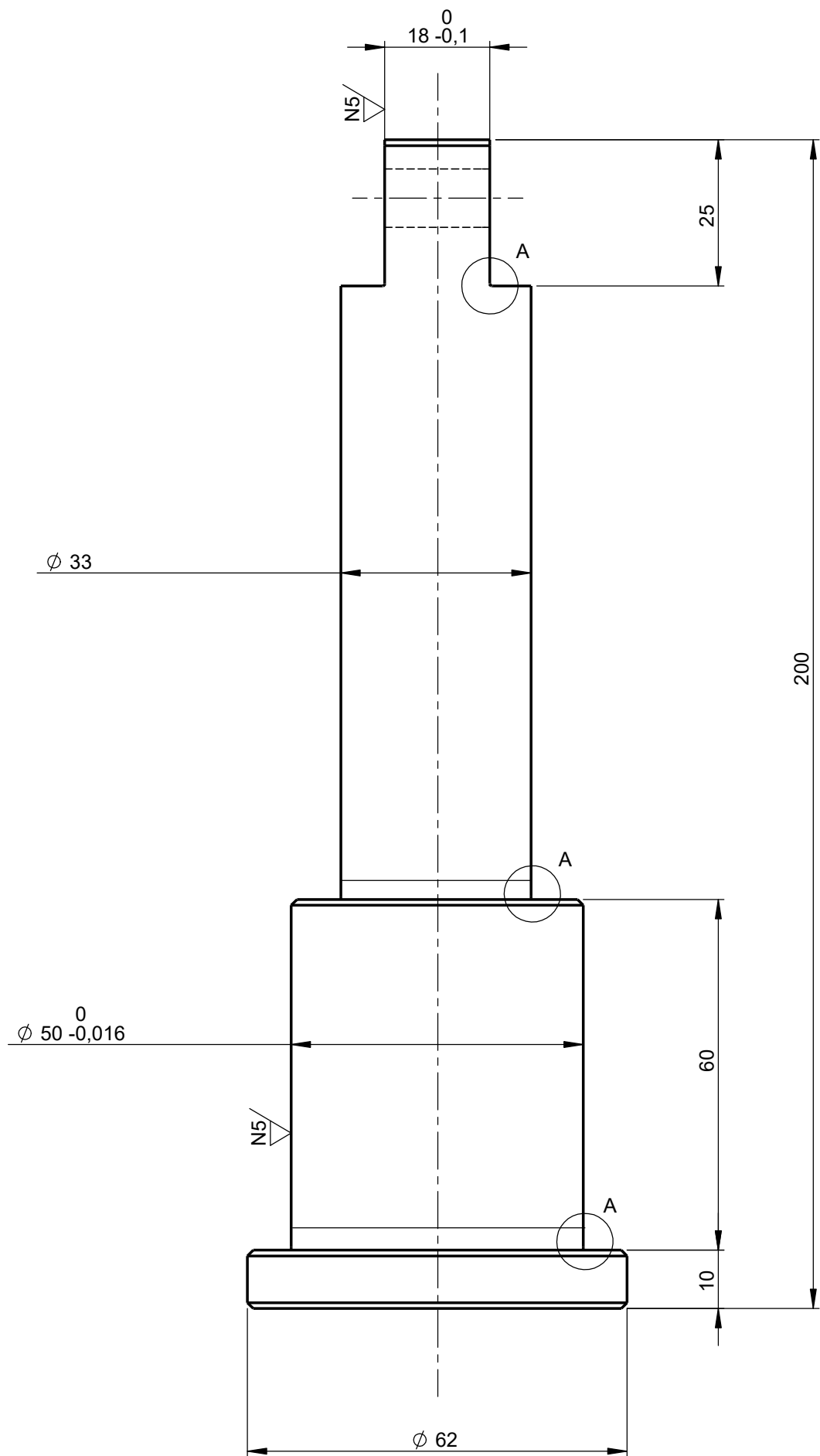
DIBUJO	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	09/03/25	NEUHAUS
DIBUJO	09/03/25	MONTILLA

ESCALA
1:2

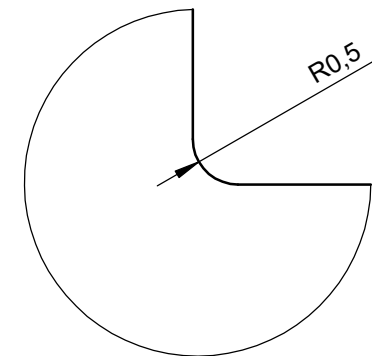


CONJUNTO - 05 - 01 - 00





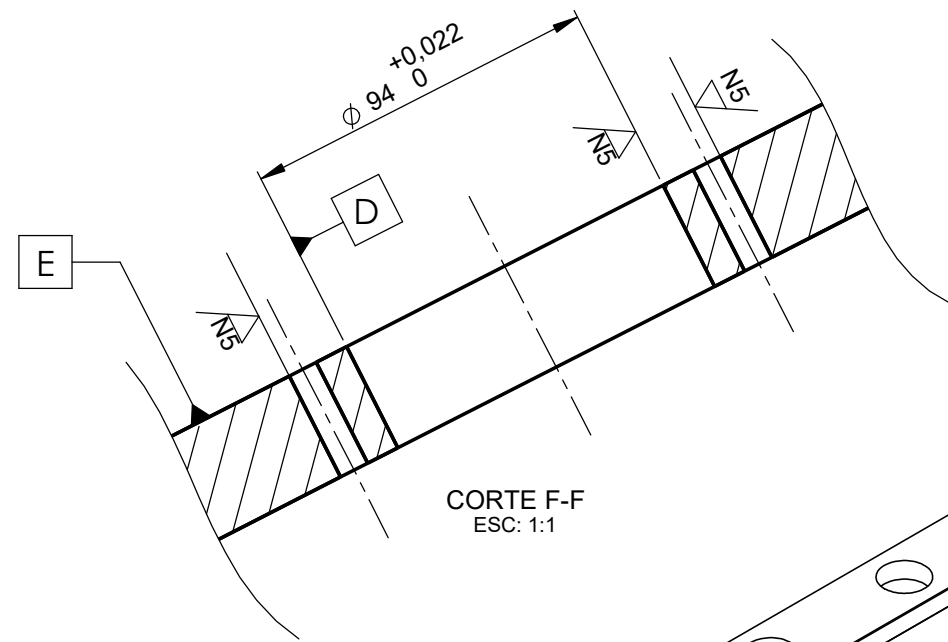
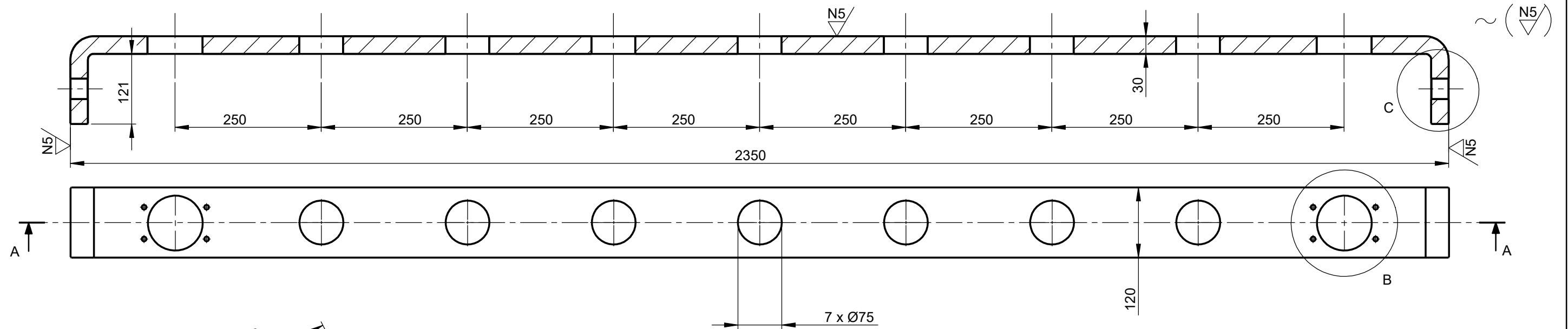
PERSPECTIVA ISOMETRICA
ESC: 1:2



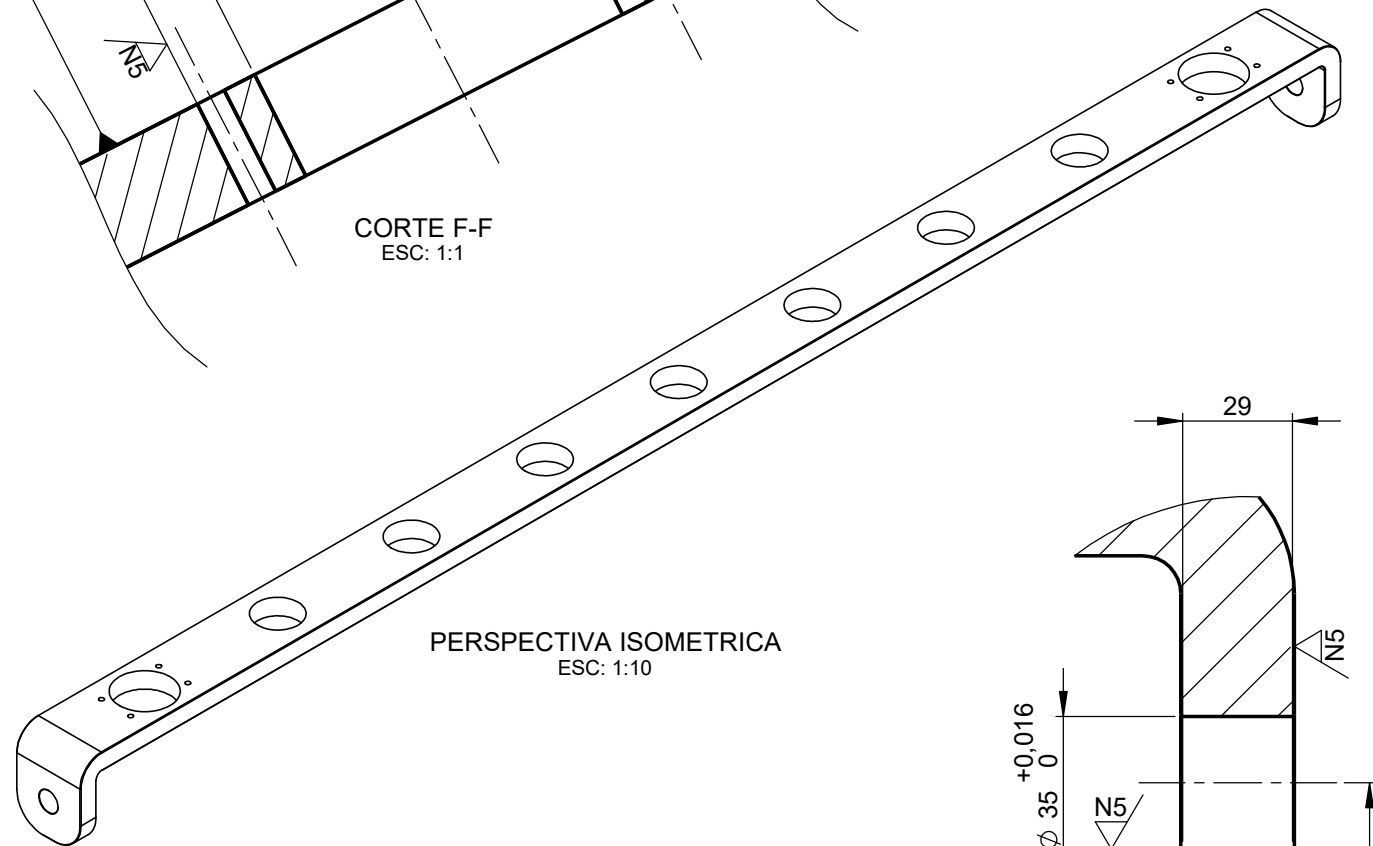
DETALLE A
ESC: 12:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768 - MATAR CANTOS VIVOS - CHAFLANES NO ACOTADOS 0.5 x 45°

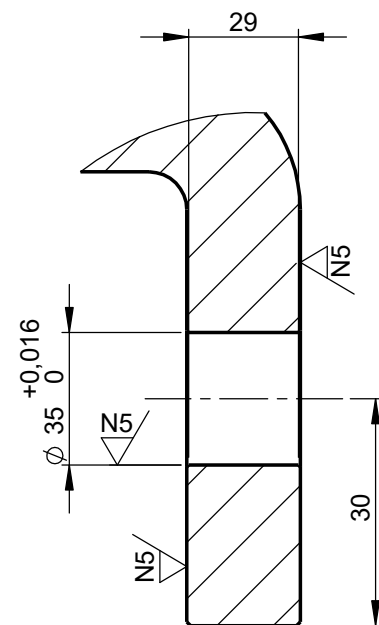
-	REDONDO 2 1/2" (63.5 mm) x 220 mm		SAE 1050	1	-
POS.	MATERIA PRIMA		MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			EJE CARRO GUIA		
	FECHA	NOMBRE		DEFINICIÓN - 05 - 01 - 02	
DIBUJO	02/03/25	NEUHAUS			
DIBUJO	02/03/25	MONTILLA			
			ESCALA 1:1		



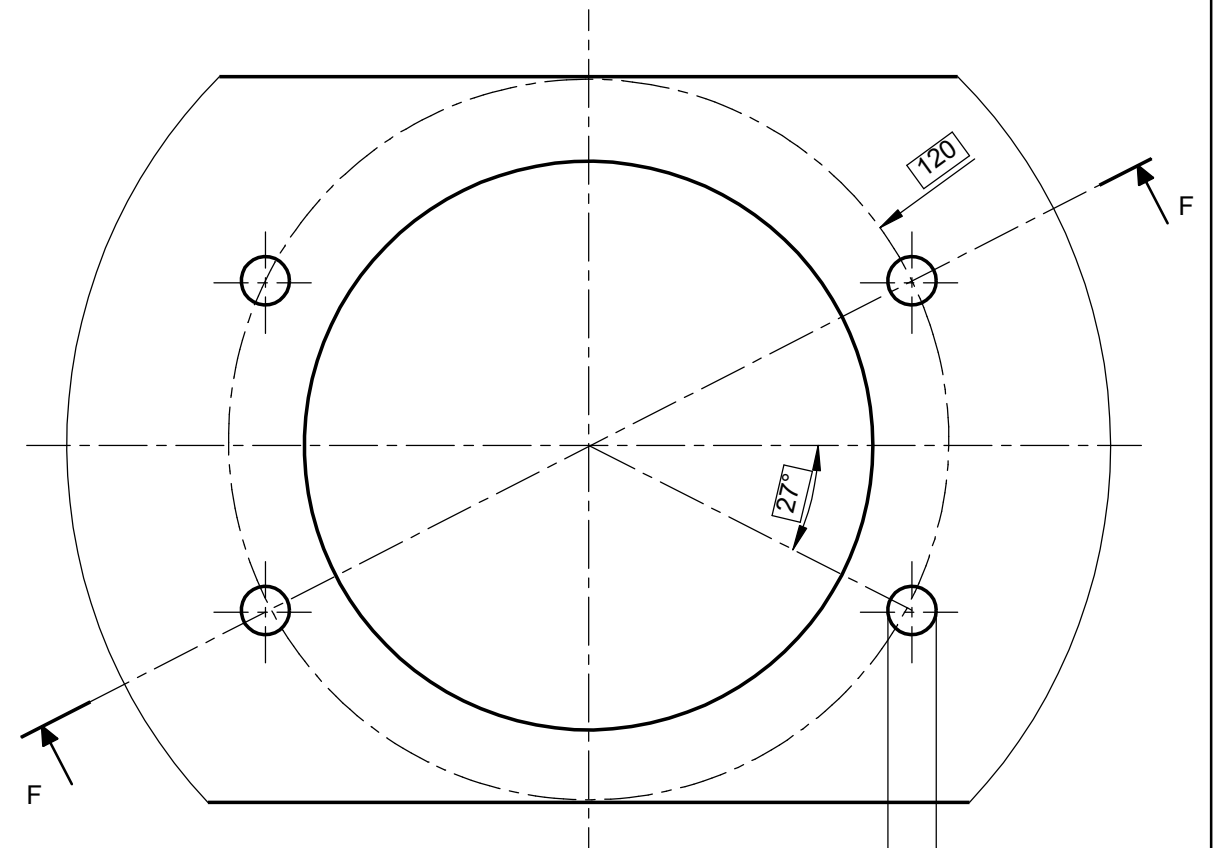
CORTE F-F
ESC: 1:1



PERSPECTIVA ISOMETRICA
ESC: 1:10



DETALLE C
ESC: 1:2

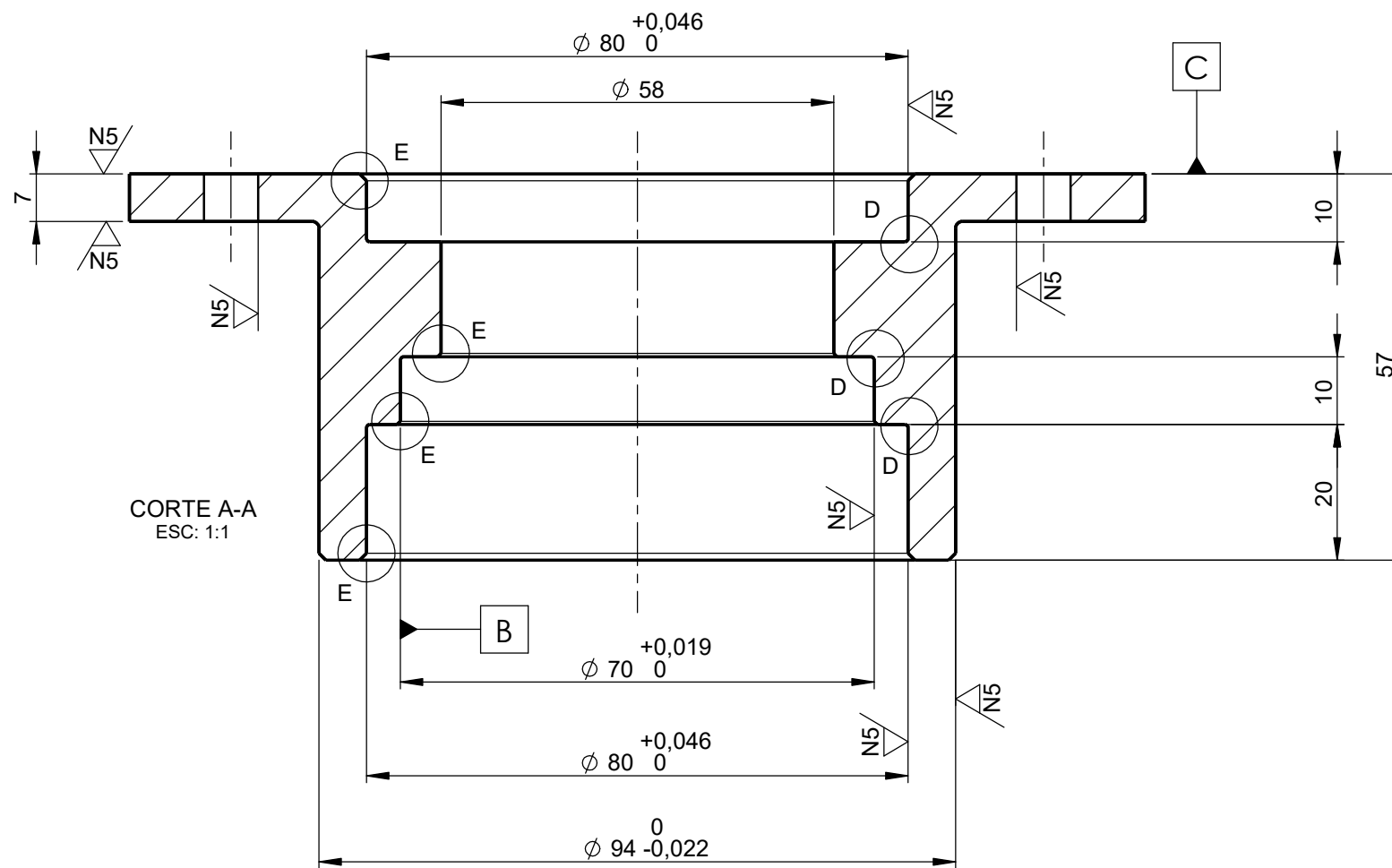


DETALLE B
ESC: 2:3

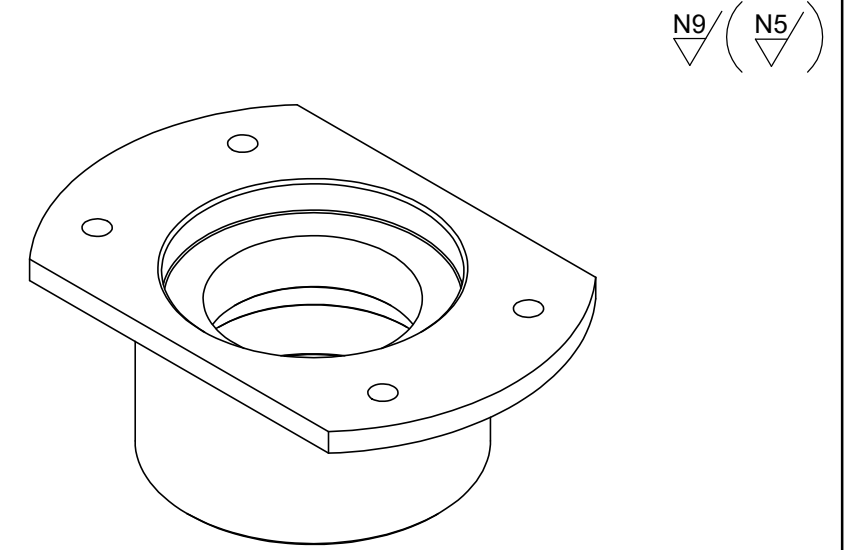
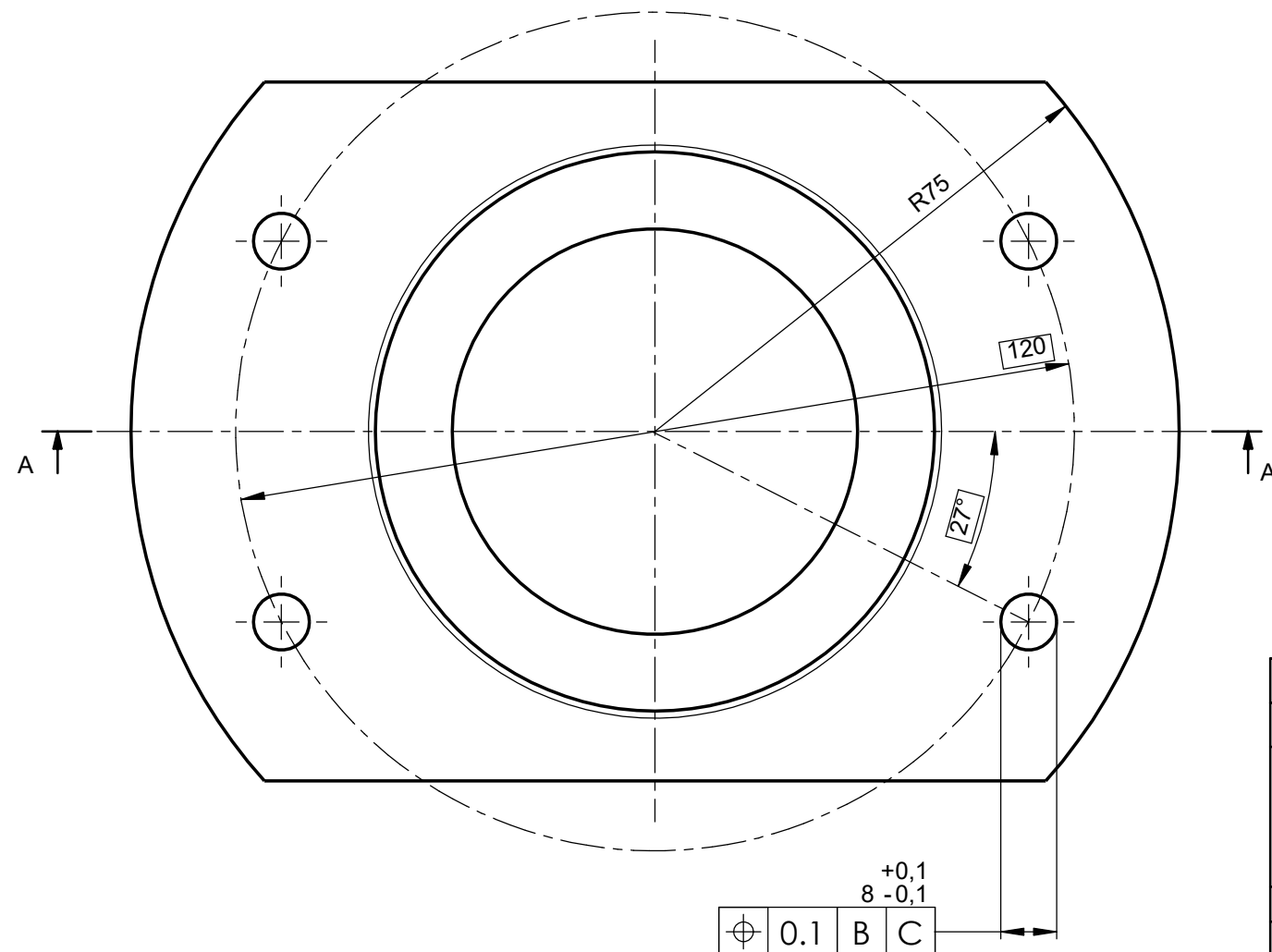
ϕ	0.1	D	E
--------	-----	---	---

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768 - MATAR CANTOS VIVOS

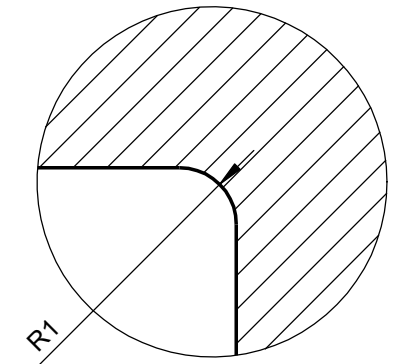
-	MODELO DE POLIESTIRENO		FUNDICIÓN DE ALUMINIO		1	21 kg
POS.	MATERIA PRIMA		MATERIAL		CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE CENTRAL			
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:5		DEFINICIÓN - 05 - 02 - 00	
DIBUJO	02/03/25	NEUHAUS				
DIBUJO	02/03/25	MONTILLA				



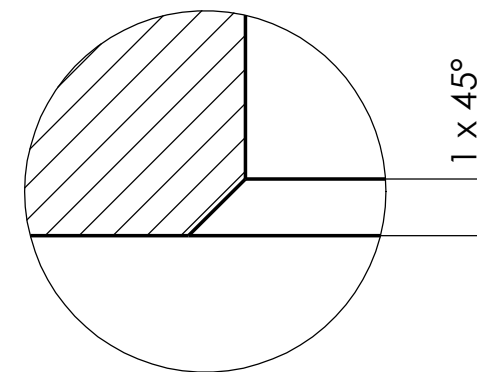
CORTE A-A
ESC: 1:1



PERSPECTIVA ISOMETRICA
ESC: 1:2



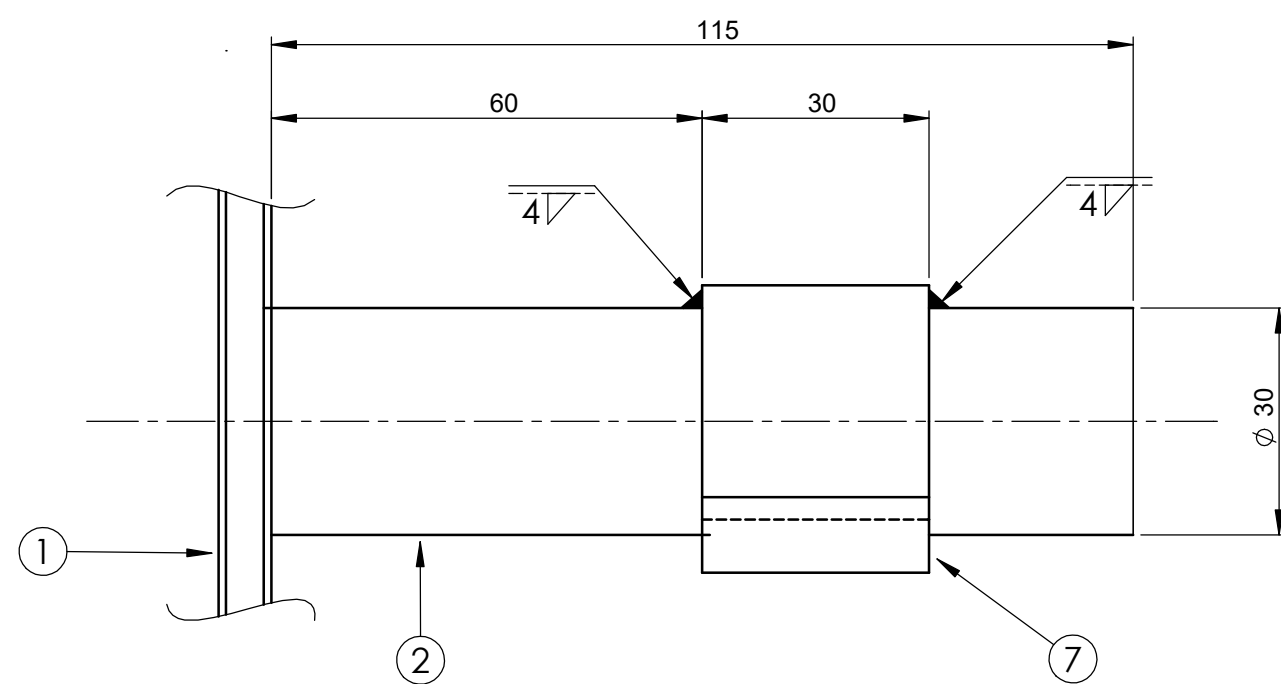
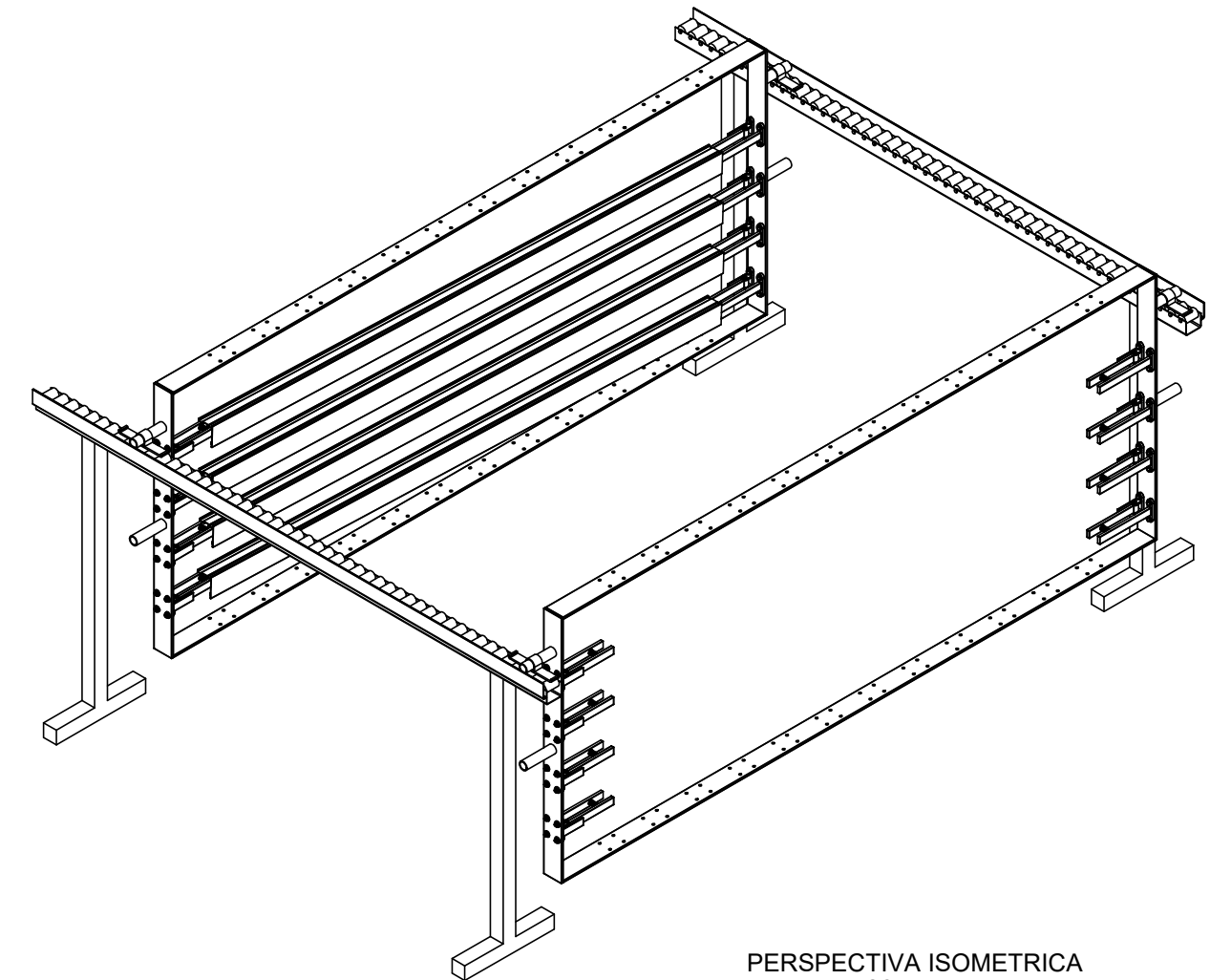
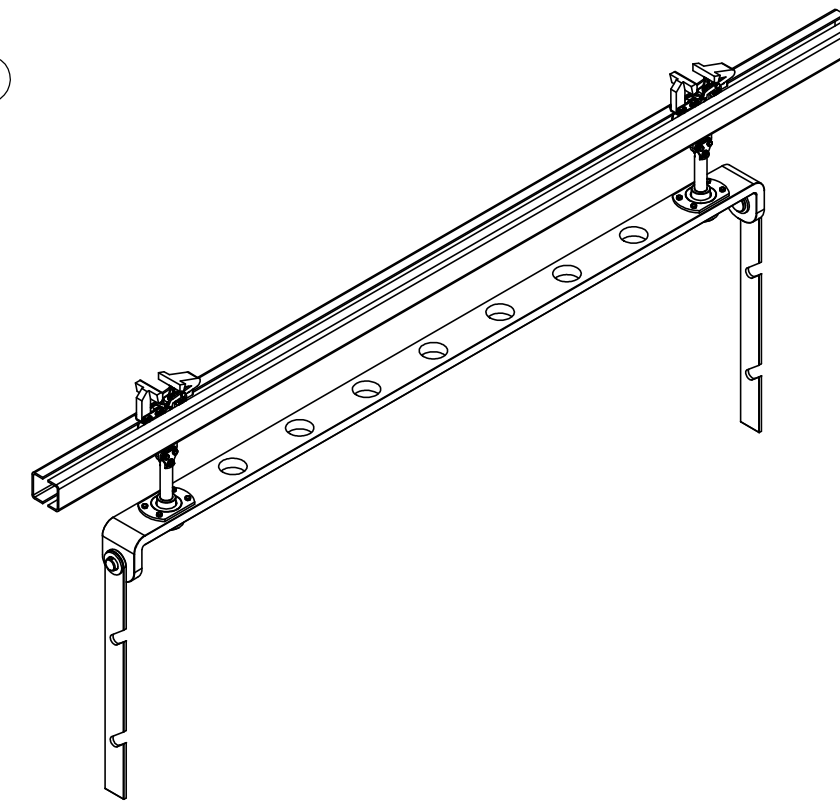
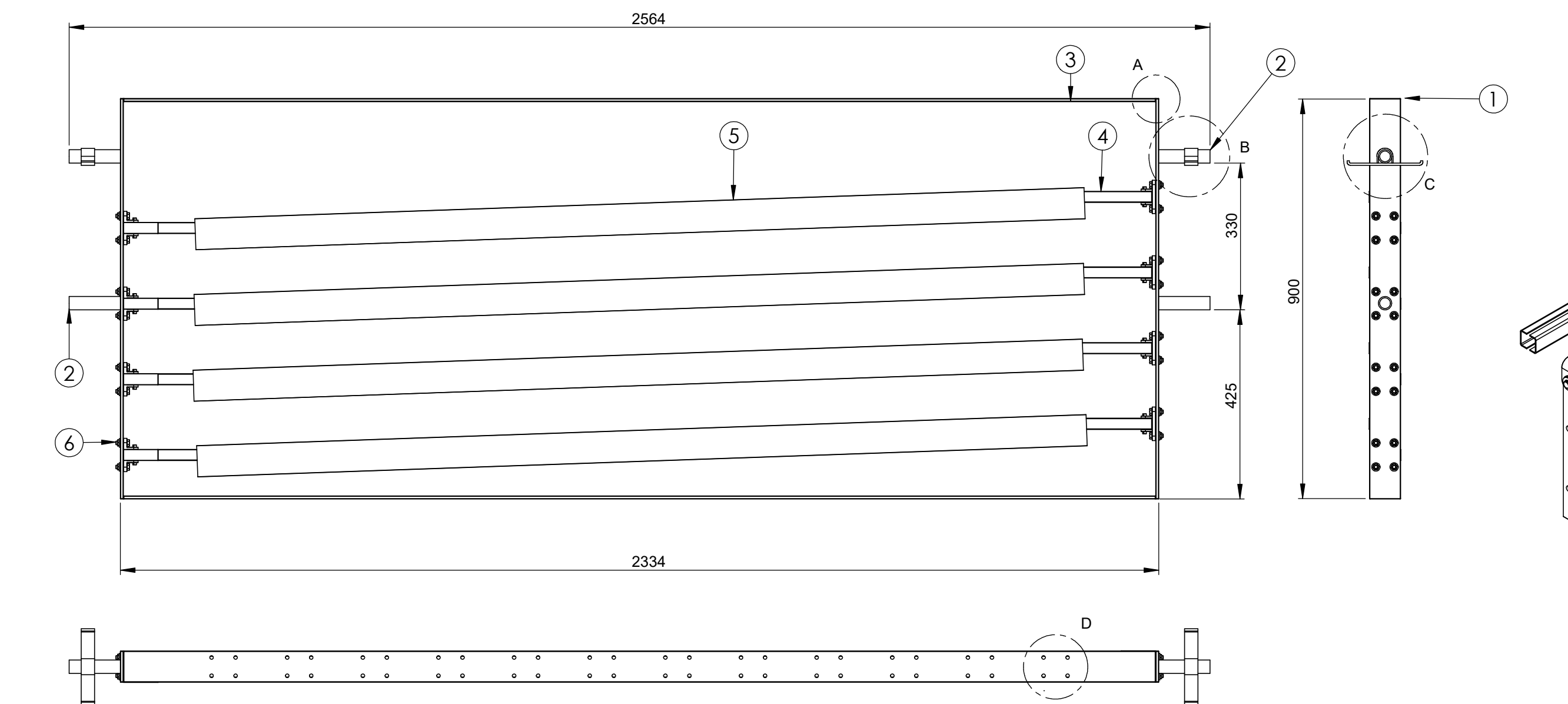
DETALLE D
ESC: 15:1



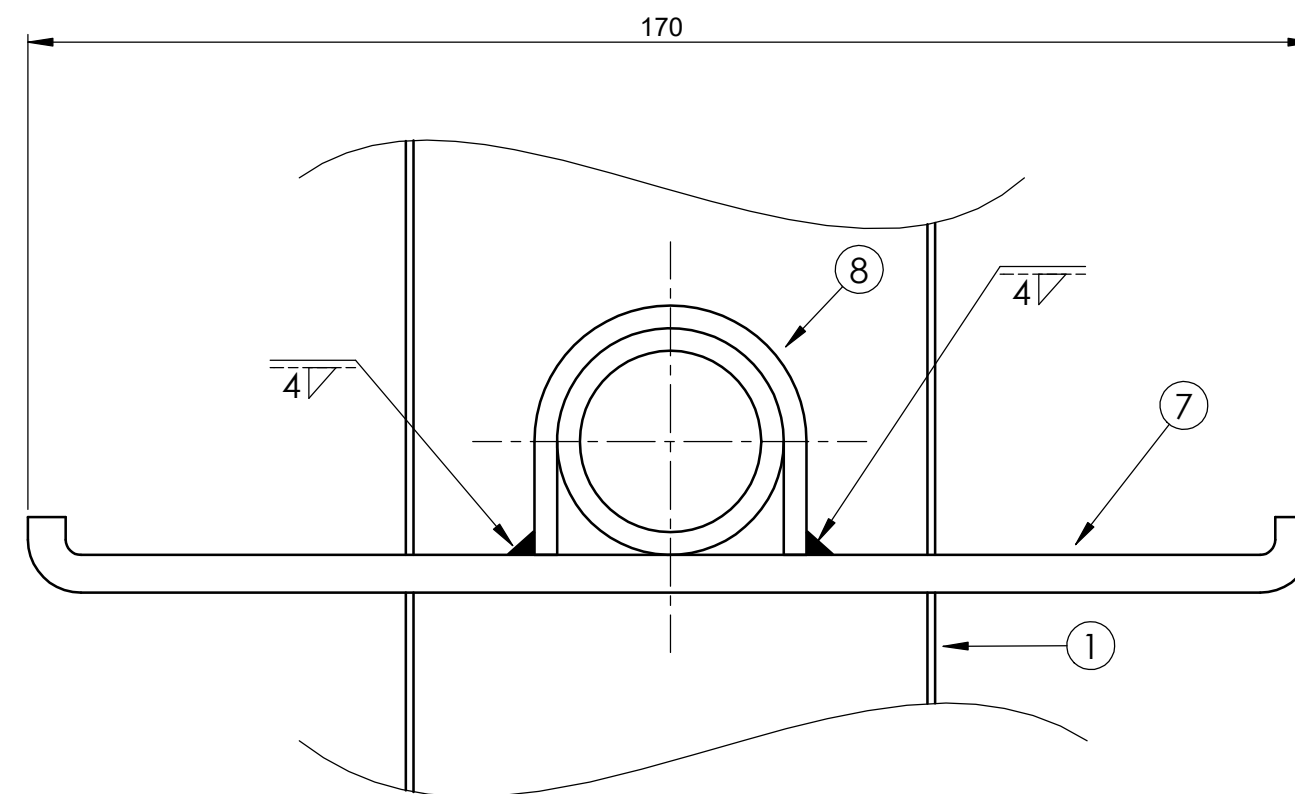
DETALLE E
ESC: 15:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768 - MATAR CANTOS VIVOS

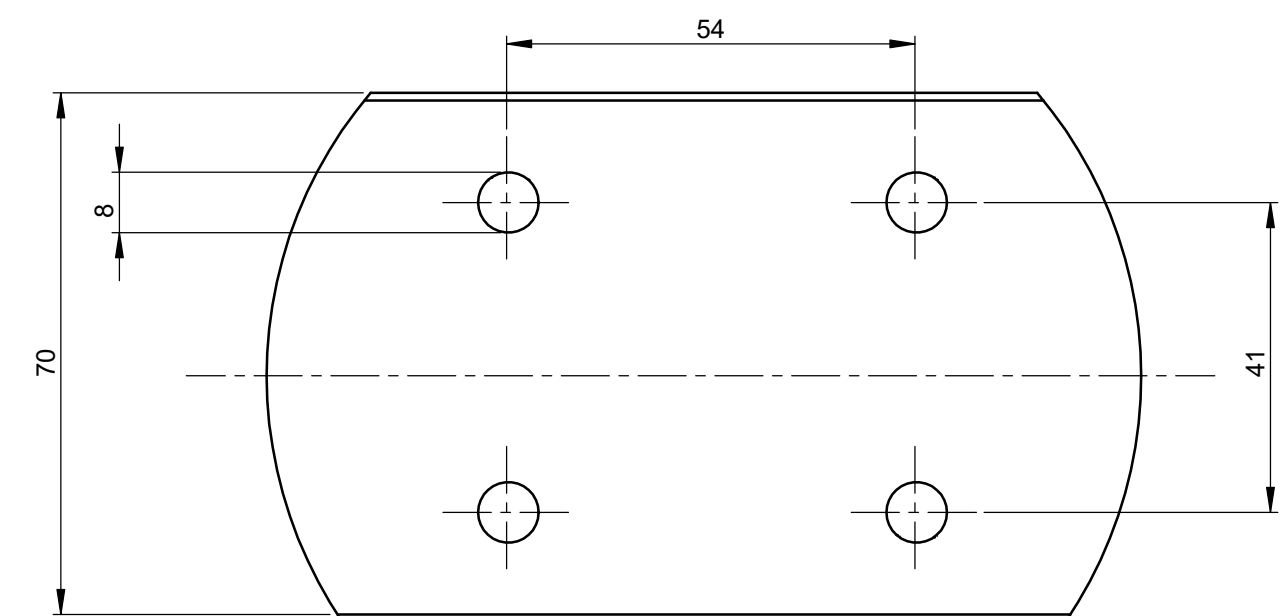
-	REDONDO Ø160 mm x 60 mm		SAE 1040		2	1.6 kg
POS.	MATERIA PRIMA		MATERIAL		CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BUJE DE ROTACIÓN			
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:1		DEFINICIÓN - 05 - 03 - 00	
DIBUJO	03/03/25	NEUHAUS				
DIBUJO	03/03/25	MONTILLA				



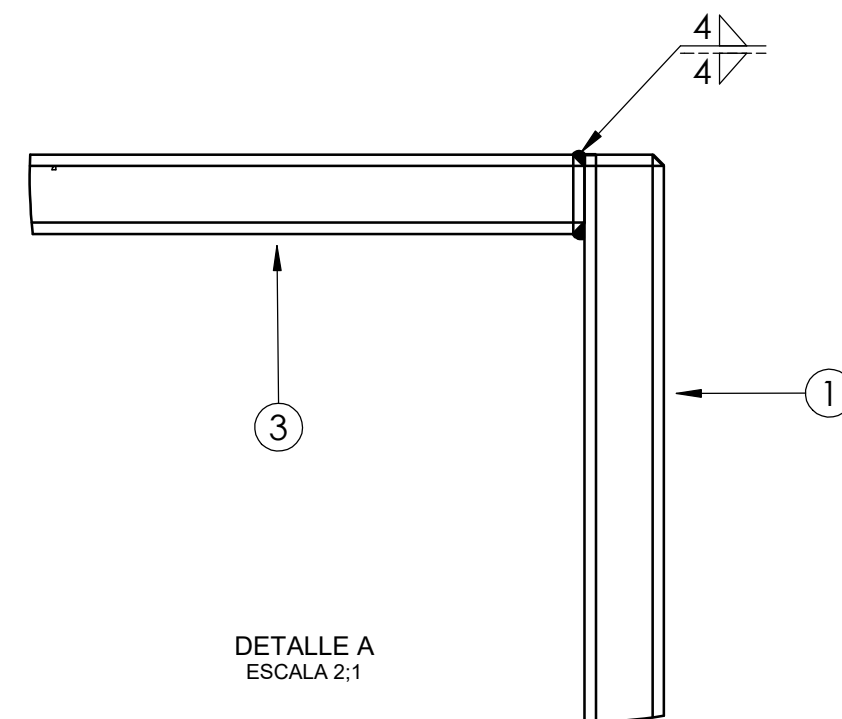
DETALLE B
ESCALA 1:1



DETALLE B
ESCALA 1:1



DETALLE D
ESCALA 1:1



DETALLE A
ESCALA 2:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768

8	Chapa soporte	ANSI 304	2	-
7	Placa deslizante	ANSI 304	2	-
6	Tornillos y tuerca hexagonales M8 x 30	Comercial - Inoxidables	32	-
5	Perfiles a pintar	Aluminio - Extruido	4	-
4	Sistema de agarre	ANSI 304	8	-
3	Placa superior/inferior de acero inoxidable	Chapa 5/16", espesor final 7 mm	2	-
2	Tubo	Comercial - L = 115 mm	4	-
1	Placa lateral de acero inoxidable	Chapa 5/16", espesor final 7 mm	2	-
POS.	DENOMINACION	OBSERVACIONES	CANT.	PESO



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

MARCO DE AGARRE

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
DIBUJO	10/03/25	NEUHAUS	1:10	
DIBUJO	10/03/25	MONTILLA		



CONJUNTO - 05 - 04 - 00