



Tratamiento de residuos de la producción artesanal de cerveza

Donadío Franco D-2305/1
Gentilini Rodrigo G-3525/4

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2023

Tratamiento de residuos de la producción artesanal de cerveza

Donadío Franco D-2305/1

Gentilini Rodrigo G-3525/4

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

(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
2023

Dedicatoria

Este proyecto se lo dedico a las personas que me alentaron a seguir adelante y a continuar con mis estudios a pesar de las dificultades y adversidades durante la carrera.

En particular, agradezco a mi querida esposa Lucía, quien insistentemente logró alentarme a concluir con esta tesis y me acompañó durante el proceso. También agradezco a mis padres Stella y Roberto, quienes hicieron un esfuerzo enorme para poder solventar la mayor parte de mis estudios.

También gracias a todos y cada uno de los/las profesores/as que tuve el agrado de conocer durante estos años de estudio, y de quienes me llevo grandes conocimientos, experiencias y buenos momentos. En este mismo apartado, aprovecho para agradecer a todos mis compañeros por los momentos compartidos, y en especial a aquellos con los que entablé una amistad que va a perdurar eternamente. En particular, a mi amigo y compañero de tesis Franco Donadío, sin el cual no hubiese podido concretar este último paso en mi carrera.

Rodrigo Leonel Gentilini

Para todos los compañeros y personas que me acompañaron durante los años de estudio, para los profesores que con tanto esmero y dedicación me han conducido a ser día a día mejor persona y profesional.

Estaré siempre agradecido a mi compañero y amigo, con quien he tenido el orgullo de compartir este trabajo.

Franco Donadío

Un hombre sabio crea más
oportunidades de las que se encuentra.

(Francis Bacon)

Resumen

La fabricación de cerveza artesanal es una industria que esta en gran crecimiento. Cada litro de cerveza fabricada puede generar, en promedio, casi medio kilo (0.5 Kg) de desechos orgánicos, los cuales, como consecuencia a la faltante de tratamientos adecuados, terminan siendo descartados indebidamente.

En la ciudad de Rosario y sus alrededores, debido a la imposibilidad de utilizar elementos químicos para fertilización del suelo, muchos productores han perdido capacidad productiva, dejando estas tierras resignadas a otras tareas, disminuyendo notablemente su valor productivo. Este proyecto presenta un estudio de reutilización de estos desechos para obtener un producto rentable y de fácil aplicación que mejore las condiciones productivas de los suelos, de manera sustentable con el medio ambiente.

El estudio de las variables de diseño se realizó siguiendo parámetros teóricos precisos, lo que sirvió como base para la realización de un proyecto teórico/practico de gran envergadura; obteniendo como resultado un diseño de gran practicidad y eficiencia, con mecanismos simples, representando una alternativa provechosa y ecológica que acompaña tanto el crecimiento del valor productivo como el cuidado del medio ambiente.

Compostaje - Bagazo - Cuidado del Medio Ambiente – Fabricación de Cerveza

Abstract

Craft beer manufacturing is a rapidly growing industry. Each liter of brewed beer can generate, on average, almost half a kilo (0.5 kg) of organic waste, which, as a consequence of the lack of adequate treatment, ends up being improperly discarded.

In the city of Rosario and its surroundings, due to the impossibility of using chemical elements for soil fertilization, many producers have lost productive capacity, leaving these lands resigned to other tasks, significantly reducing their productive value. This project presents a study on the reuse of this waste to obtain a profitable and easy-to-apply product that improves the productive conditions of the soil, in an environmentally sustainable manner.

The study of the design variables was carried out following precise theoretical parameters, which served as the basis for carrying out a large-scale theoretical/practical project; obtaining as a result a design of great practicality and efficiency, with simple mechanisms, representing a profitable and ecological alternative that accompanies both the growth of productive value and care for the environment.

Composting - Bagasse - Environmental Care - Beer Manufacturing

Índice

Resumen	IV
Abstract	V
Índice	VI
Índice de Figuras	VIII
Índice de Tablas	IX
Introducción	1
Condiciones Límites	2
Objetivos	2
Toma de decisión para el desarrollo del proyecto.....	3
Requisitos del proceso a elegir	3
Capítulo 1. Elaboración de cerveza artesanal	1
1.1 MATERIAS PRIMAS	1
1.2 Elaboración de cerveza	2
Capítulo 2. Compostaje.....	5
2.1 Importancia de la materia orgánica.....	5
2.2 Proceso de compostaje	6
2.3 Principales factores intervinientes en el proceso	7
2.3.1 Los microorganismos	7
2.3.2 La humedad	9
2.3.3 Aireación.....	9
2.3.4 La temperatura.....	10
2.3.5 La relación Carbono – Nitrógeno.....	11
2.4 Valores de control del proceso de compostaje	12
2.4.1 Planilla resumen de variables del proceso	14
2.5 Ventajas y desventajas del proceso de compostaje.....	15
2.5.1 Ventajas.....	15
2.5.2 Desventajas	16
2.6 Sistemas de compostaje.....	17
2.6.1 Sistema en Pilas	17

2.6.2 Sistema en Reactores	17
Capítulo 3. Caracterización del bagazo	19
3.1 Características Físicas.....	19
3.1.1 Densidad	19
3.1.2 Tamaño de partícula.....	20
3.2 Características Químicas	21
3.2.1 Medición de pH	21
3.2.2 Relación Nitrógeno – Carbono	22
Capítulo 4. Desarrollo de diseño	22
4.1 Propósitos del diseño.....	25
4.2 Planteamiento de alternativas.....	25
4.2.1 Propuesta tecnológica: Silos Cilindros verticales.....	26
4.2.2 Propuesta tecnológica: Silos Cilindro Horizontal.....	27
4.2.3 Propuesta tecnológica: Canal con cabezal de trabajo	29
4.3 Toma de decisión de propuestas tecnológicas.....	30
4.3.1 Elección de proceso por método cualitativo por puntos.....	30
4.4 Diseño de componentes	31
4.4.1 Bastidor	31
4.4.2 Sistema de des compactación.....	32
4.4.4 Sistema de avance del cabezal	33
4.5 Diseño final de la Máquina.....	35
4.5.1 Plano Generales.....	35
4.5.2 Planos detalles de piezas diseñadas.....	37
Capítulo 5. Conclusión	39

Índice de Figuras

Figura 2-1: “Esquema de diferentes procesos de degradación de materia orgánica”	5
Figura 2-2: “Ciclo de biodegradación y retroalimentación de elementos simples”	7
Figura 2-3: “Diagrama de flujo de Compostaje”	8
Figura 2-4: “Niveles de oxigenación en montículos”	9
Figura 2-5: “Variación de la temperatura durante el proceso de compostaje”	10
Figura 2-6: “Esquema de la unión Nitrógeno Carbono”	11
Figura2-7: “Sistemas de compostajes comunes”	17
Figura 3-1: “Pesaje del bagazo”	19
Figura 3-3: “Medición de tamaño del grano con Calibre Digital”	21
Figura 3-2: “Tamaños de granos antes y después de la cocción”	21
Figura 3-4: “Proceso de medición de Ph”	22
Figura 3-5: “Medición de pH con materia diluido y filtrada”	22
Figura 4-1: “Propuesta de cilindros verticales con detalle de elementos”	26
Figura 4-2: “Propuesta de cilindros horizontales con detalle de elementos”	27
Figura 4-3: “Diseño y redistribución de la materia de la paleta interna”	28
Figura 4-4: “Diagrama de diseño del bastidor con el cabezal de trabajo”	29
Figura 4-5: “Medidas generales del bastidor”	32
Figura 4-6: “Elementos del sistema de arado”	33
Figura4-7:” Plano general de la máquina”	35
Figura 4-8:” Plano general del Conjunto Cabezal”	36
Figura 4-9:” Plano de Conjunto de Tren de Arrastre”	36
Figura4-10: “Plano detalle de la Pala de Arrastre”	37
Figura 4-11: “Plano de Rueda Conductora”	37

Índice de Tablas

Tabla 2-1: “Resumen de parámetros característicos de la mezcla para la obtención de compost según la fase de transición”	15
Tabla 3-1: “Pesaje de bagazo en balanza SF-400”	20
Tabla 3-2: “Tabla de características químicas del bagazo”	23
Tabla 4-1: “Propósitos a desarrollar para el diseño del equipo”	25
Tabla 4-2: “Elección de proceso por método cualitativo por puntos”	30
Tabla 4-3: “formas geométricas del bastidor y sus ventajas-desventajas”	31

Índice de Anexos

ANEXO A. Alternativas de tratamiento de residuos proveniente de cereales del tipo grano de cebada malteados	42
ANEXO B. Desarrollo de diseño	48

Introducción

Actualmente en los departamentos Rosario y alrededores, en la Provincia de Santa Fe, se ha incrementado notablemente los emprendimientos de elaboración de cerveza artesanal. Se estima que existen al menos 50 en la ciudad de Rosario.

La fabricación de cerveza utiliza granos de cebada malteados como materia prima, para producir 10000 litros de cerveza hacen falta 2222 Kg de malta. El bagazo proviene de la cocción de los granos de malta de cebada y se produce a raíz de 1,66 Kg de bagazo/ Kg de malta.

Haciendo los cálculos, resultan aproximadamente 3700 Kg de bagazo húmedo por cada 10000 litros de cerveza producida, los cuales no tienen destino claro para su tratamiento.

El residuo de elaboración de cerveza o bagazo está incluido en el Decreto N°2151/14, en el punto 3 del anexo B, como "Residuo formado por cereales y oleaginosas" y, hasta el momento, no hay registrado ningún operador para este tipo de residuos correctamente.

Como consecuencia, tiene como destino final el relleno sanitario de la ciudad de Ricardone, violando la Ordenanza 8335/06 (Basura Cero) de la Municipalidad de Rosario.

El objetivo de este proyecto es establecer un método para tratar el bagazo, generando el aprovechamiento de recuperación del mismo para otros procesos productivos, aportando de esta forma al cumplimiento de la normativa municipal y provincial para los establecimientos cerveceros.

Para esto se realizó un estudio y evaluación de alternativas del uso del bagazo, donde se estudiaron las variables en juego de cada posible uso, y se descartaron las de mayor complejidad o las que no respetaban las normas vigentes.

Dicho estudio arrojó como resultado que la mejor opción para la aplicación del bagazo es la generación de compost.

De acuerdo a lo anterior, se requiere el diseño de una máquina capaz de realizar el proceso de compostaje correctamente utilizando los residuos del proceso de fabricación de cerveza artesanal (bagazo).

Considerando que la Ordenanza 8871/14 prohíbe el uso de fitosanitarios¹ para la producción agrícola en la zona periurbana de Rosario, la recuperación del bagazo en compost se transformaría en un insumo para los huerteros. En caso que la cantidad de compost obtenido supere lo necesario para la fertilización del terreno productivo, todo el producto restante puede ser comercializado para clientes externos.

¹ Sustancia o mezcla de sustancias destinadas a prevenir evitar, destruir, atraer, repeler o combatir cualquier plaga o enfermedad, o destruir directamente, insectos, ácaros, moluscos, hongos, bacterias, etc. Se incluyen también las sustancias reguladoras del crecimiento vegetal o fitoreguladores.

Condiciones Límites

- Capacidad de producción:

Dadas las características de la materia prima, esta no se puede almacenar demasiado tiempo, por lo cual deberán armarse lotes de producción. Hasta que los lotes no terminen todas las etapas no debería entrar otro nuevo lote. La capacidad de producción tendrá un límite dada la cantidad de lotes simultáneos posibles.

- Ubicación geográfica:

Gracias al poco tiempo de acopio de la materia base y a fin de minimizar los costos de movilidad, la producción debería realizarse en zonas cercanas a la ciudad de Rosario, de donde proviene el material base y en donde se distribuirá el producto final.

Objetivos

- Obtener un compost de correctas características.
- Medir y corregir variables fundamentales:
 - Temperatura
 - Ph
 - Humedad
 - Airear y mezclar la materia orgánica durante el proceso.
 - Evitar la formación de terrones compactados.
 - Evacuar los líquidos generados.
 - Evitar la inundación o sobrecarga de agua por factores externos.
 - Evitar la contaminación por insectos o animales.
- Minimizar el tiempo de formación final del compost.
 - Mantener tamaño de partículas o terrones del menos tamaño posible.
- Fácil operación.
 - Sistema semi-automático de corrección de variables y etapas dentro del proceso.
 - Comunicación clara y concisa con el operario.
- Capacidad de producción variable
Dependiendo de la época del año la producción de cerveza, y por lo tanto de bagazo, varía. En las épocas de calor aumenta, mientras que en la de frío disminuye. La capacidad productiva deberá adaptarse a esa variación fácilmente.
- Simplicidad en el diseño de los sistemas mecánicos, facilitando tanto la fabricación como su reparación y mantenimiento.
- Durabilidad garantizada en el tiempo.
- Minimizar el consumo de energía necesario adaptándolo a la capacidad de producción del periodo.

Toma de decisión para el desarrollo del proyecto

Dados los objetivos esperados del proceso, y los posibles tratamientos existentes, podemos destacar tres opciones para abarcar el problema:

- i. Generación de Bio-gas en una planta central.
- ii. Generación de Compost a gran escala en un centro de acopio.
- iii. Generación local de Compost, de forma sectorizada, para productores agrícolas.

Este último punto, se analiza de la Ordenanza de la Municipalidad de Rosario N° 8871/11, la cual trata sobre la aplicación de productos fitosanitarios, delimitando una zona muy amplia donde se debe producir en forma agroecológica u orgánica, siendo necesario para todos los productores agrícolas de esa área, el poseer materia orgánica para la fertilización de los suelos, a bajo costo y de alta calidad.

Requisitos del proceso a elegir

- Debe encuadrar dentro de las normativas provinciales y municipales.
- La materia prima será en su mayoría residuos de otros procesos.
- Proceso de reciclado de materia simplificado.
- Amplio rango de aplicación de los productos derivados del proceso de tratamientos de residuos.
- Minimizar el impacto ambiental generado tanto por los residuos como por el proceso de reciclado de estos.
- Realizable en corto o mediano plazo.
- Menor costo posible durante todo el proceso de reciclado (desde la recolección de los residuos hasta la distribución del producto final del tratamiento).

Luego de realizar un estudio ponderado de las alternativas consideradas (ver **Anexo A**), la opción 3, “Generación local de Compost, de forma sectorizada” es la opción elegida.

“Cuando tengas una tarea difícil que hacer, algo que parece imposible, solamente trabaja cada día un poco, todos los días un poco, y de repente verás que el trabajo estará terminado”.

(Karen Blixen)

Capítulo 1. Elaboración de cerveza artesanal

La elaboración de cerveza es una de las prácticas biotecnológicas más antigua de la humanidad. Aunque no se sabe con exactitud la fecha ni el lugar en el la que se elaboró por primera vez esta bebida, se cree que fue territorio que hoy ocupa Irán e Irak hace unos 9.000 A.C. Aunque existen varias teorías acerca de la primera elaboración de cerveza todas concuerdan que probablemente se trató de un descubrimiento azaroso y que el hombre con posterioridad comienzo a repetir voluntariamente la técnica.

Conforme al paso del tiempo, la cerveza expandió sus fronteras y adquirió mayor relevancia. Con el transcurso de los años, la producción de cerveza continuó su expansión en toda Europa. A fines del siglo XVIII con la Revolución Industrial aparecen grandes fábricas cerveceras, lográndose un gran aumento de producción. Los descubrimientos del químico francés Louis Pasteur a mediados del siglo XVIII sobre la microbiología y el famoso tratamiento térmico de "pasteurización" fueron avances muy importantes para la industria cervecera. Desde entonces se entiende que la cerveza es la bebida resultante de la *fermentación alcohólica de los azúcares provenientes de cereales*.

1.1 MATERIAS PRIMAS

Agua, malta, lúpulo y levadura, son los insumos imprescindibles a la hora de producir cerveza; es decir que, la carencia de alguno de ellos imposibilita elaborar la bebida. No obstante, para estilos que lo requieran, puede utilizarse ingredientes adicionales denominados "adjuntos" como miel, azúcar, melazas, cereales no malteados, etc.

1.1.1 Malta

La malta se obtiene al germinar y secar los granos de cereales en condiciones controladas. El proceso es conocido como malteo y tiene por objeto obtener enzimas encargadas de la degradación total de almidón y proteínas. La cebada es por excelencia el cereal cervecero debido a su elevado contenido de hidratos de carbono y enzimas diastáticas, responsables de producir azúcares fermentables a partir del almidón; no obstante, también puede maltearse otros cereales como trigo, centeno e incluso sorgo

1.1.2 Agua

Cuantitativamente el agua es la materia prima utilizada en mayor proporción, es por ello que sus propiedades tendrán influencia decisiva en la calidad del producto. Muchos estilos de cerveza deben buena parte de sus características a la composición del agua; la ciudad de *Burton-on-Trent* en el centro de Inglaterra posee aguas muy duras ricas en sulfato de cálcico famosas por las cervezas *Pale Ales*, mientras que Múnich con aguas blandas es reconocida por las *Lager* oscuras. A fin de representar un estilo, los cerveceros experimentados modifican sus aguas mediante el agregado de sales. No obstante, pueden obtenerse buena calidad de cervezas con agua de red previamente declorada, proceso que resulta clave debido a que la presencia de cloro, dará como resultado aromas indeseados, definidos como "medicinales" en el juzgamiento de cervezas. Es importante destacar, que el agua no sólo es materia prima en la elaboración de cerveza, sino que cumple un rol preponderante en la limpieza y desinfección.

1.1.3 Levadura

Las levaduras son hongos unicelulares de variados colores, formas y tamaños. Para elaborar cerveza, pueden utilizarse dos tipos de levaduras "ale" o "lager". La levadura ale fermenta sobre la superficie del mosto, a una temperatura que va de los 15 a 24 °C durante 4 a 7 días. Las levaduras lager se caracterizan por fermentar desde la base del tanque, con una temperatura que oscila los 8 y 15 °C. En estas condiciones la actividad metabólica es lenta e implica fermentaciones poco vigorosas que se extienden aproximadamente por 2 semanas. Independiente al tipo que se emplee todas las levaduras siguen un patrón de crecimiento. A fin de comprender la multiplicación de estos microorganismos, se divide el proceso en cuatro etapas: 1) lag o de latencia; 2) logarítmica; 3) de desaceleración, y 4) fase estacionaria y de lisis. Durante la fase de latencia, la levadura se aclimata al ambiente, pero no hay crecimiento. A continuación, sigue la fase logarítmica donde las células crecen y se multiplican rápidamente; en este período tienen a su disposición gran cantidad de nutrientes que generan un medio propicio para la multiplicación. Cuando el contenido de nutriente empieza a limitarse y los desechos se acumulan progresivamente, el crecimiento celular disminuye. Finalmente, las levaduras alcanzan la fase estacionaria que si sigue evolucionando puede resultar en un descenso del número de microorganismos por muerte y lisis debido a la alta concentración de residuos o a la deficiencia de nutrientes.

1.1.4 Lúpulo

El lúpulo es una planta trepadora de la familia de las Canabináceas; cuyas inflorescencias femeninas tienen en la base glándulas de lupulina. Estas glándulas contienen resinas responsables del amargor y aceites esenciales asociados al sabor y aroma. Las resinas incluyen a los denominados alfa-ácidos y al igual que los aceites esenciales su contenido puede variar de forma considerable; dependiendo principalmente de la variedad y de las condiciones del cultivo.

1.1.5 Adjuntos

Los adjuntos, son ingredientes anexos a los 4 básicos, agregados en determinados estilos para modificar las características organolépticas de la cerveza. Pueden adicionarse en el proceso de macerado o en el hervido, según sea la naturaleza del ingrediente. Algunos ejemplos son la miel, el azúcar, los copos de cereal, los cereales no malteados, algunas especias.

1.2 Elaboración de cerveza

El proceso de elaboración, consta de 5 etapas: molienda y maceración, lavado de granos, cocción, fermentación, maduración y acondicionamiento.

1.2.1 Molienda y maceración

La molienda procura romper el grano malteado, tal que, su interior quede expuesto a la hidratación en el proceso de macerado. Es importante que la molienda no sea excesiva ni tampoco queden granos enteros, ya que cualquiera de los dos extremos complicará la elaboración. En el primer caso, un exceso de harina dificultaría el filtrado, mientras que los granos enteros impedirán la extracción de azúcares. La malta molida es posteriormente macerada a diferentes temperaturas. Si bien este proceso puede realizarse de diferentes formas, una de las técnicas más comunes resulta ser la infusión durante 1,5 a 2 horas período en el que se extrae la mayor parte de los azúcares. Esto puede llevarse a cabo de forma isotérmica (a una temperatura fija) o bien con escalonamiento de temperatura (normalmente se comienza a temperaturas de 65 °C para luego ir aumentándola hasta 75 °C). La temperatura del macerado tiene influencia directa sobre el cuerpo de la cerveza. Finalizada la maceración se realiza el filtrado. Su objetivo es extraer las partículas que se encuentran en suspensión de manera tal de obtener un producto límpido. Para tal fin se

utilizan las "cáscaras" de la malta, que forman un filtro natural compacto en el fondo del macerador. Luego de recircular el mosto sobre la cama de grano, las partículas quedan retenidas en los canalículos formados, y se obtiene un mosto limpio, libre de granos.

En este punto se extrae el bagazo resultante de la maceración.

1.2.2 Lavado de granos

Tiene por objeto, extraer los azúcares adsorbidos en los granos. Idealmente se realiza 75 °C, ya que, una temperatura inferior aumenta la viscosidad de la solución dificultando la correcta extracción, mientras que temperaturas superiores, extraen compuestos astringentes de la cáscara de los granos.

1.2.3 Cocción

Esta etapa consiste en hervir de forma vigorosa el mosto, durante al menos 1 hora. Tiene varios objetivos:

- Inactivación de enzimas de la malta: El tratamiento térmico provoca la desnaturalización de las enzimas activas en el macerado.
- Formación de turbios por coagulación de proteínas: Con la temperatura, las proteínas del mosto precipitan. Con el fin de mejorar la formación de turbio, muchos cerveceros agregan clarificantes electronegativos, cerca del final de la ebullición.
- Esterilización del mosto: Es necesario brindar a las levaduras un ambiente no contaminado, que le permita fermentar libre de otros microorganismos que competirán por el sustrato. Hay que tener en cuenta que es un sustrato rico en nutrientes, donde pueden desarrollarse hongos y bacterias que arruinarían la cerveza.
- Solubilización de los compuestos asociados al amargo: los principales compuestos responsables del amargor son los denominados alfa ácidos que son aportados por el lúpulo. La solubilidad de estos compuestos aumenta a temperatura de hervor, con lo cual es el grado de amargor estará ligado a tres factores: a) la cantidad de lúpulo adicionada, b) de la concentración de alfa ácidos en el lúpulo empleado y c) el porcentaje de utilización del lúpulo, factor claramente dependiente del tiempo de hervor.
- Fijación del color: El mosto previo al hervor, tiene un color que se debe a la proporción de maltas utilizadas. Durante el hervor, reaccionan proteínas y azúcares que fijarán el color del producto.
- Eliminación de compuestos azufrados: Durante el hervor se volatilizan compuestos azufrados, principalmente DMS (di-metil sulfuro) que aporta a las cervezas notas a choclo o verduras cocidas.

Finalizada la cocción del mosto, se apaga el fuego y agita vigorosamente a fin de formar un remolino; esta acción es conocida como Whirlpool y tiene por objeto concentrar el precipitado en el centro de la base para favorecer la extracción del mosto. Es necesario enfriar el mosto y prepararlo para el inóculo de las levaduras. A partir de este momento, será fundamental que el equipo esté perfectamente desinfectado y sanitizado a fin de evitar eventuales contaminaciones. Con similar objetivo, el enfriado debe demorar no más de 30 o 40 minutos pues caso contrario sería un riesgo para la proliferación de otros microorganismos.

1.2.4 Fermentación

Luego de la cocción y enfriado, deben inocular las levaduras para que conviertan los azúcares en alcohol y CO₂. Es importante considerar que debido al desprendimiento de gas, el recipiente no debe ser con cierre hermético. Si se desea

obtener una cerveza sin defectos de fermentación, es necesario respetar las temperaturas recomendadas por el fabricante para dicho proceso. Si por alguna razón, se superan las temperaturas máximas establecidas, las levaduras generarán ésteres con aromas afrutados o acetona y alcoholes superiores responsables del dolor de cabeza. En cambio, si la temperatura fuese inferior, las levaduras sedimentan e interrumpen la fermentación dando como producto cervezas dulces y con intermediarios de fermentación como diacetilo (aroma a manteca) y acetaldehído (olor a manzana verde). El tiempo de la fermentación es determinado por la levadura y la temperatura del proceso.

1.2.5 Maduración y acondicionamiento

Concluida la fermentación, es necesario precipitar proteínas y remanentes de levadura que enturbian la cerveza. Esto se logra al disminuir la temperatura (próxima a 0 °C) durante un período aproximado de 10 días. En el caso de las levaduras, algunas cepas floculan rápidamente y forman un sedimento compacto en la base del fermentador lo que permite una anticipada extracción de la levadura; otras en cambio, quedan en suspensión requieren una mayor cantidad de días para ser extraídas. Por otro lado, los polifenoles y proteínas forman el turbio frío o chill haze que aparece en las cervezas, cuando la temperatura de servicio es inferior a la de madurado.

La cerveza obtenida luego del madurado, posee una cantidad de CO₂ reducida. Para obtener una gasificación apropiada, el cervecero, tapa las botellas a presión previo al agregado de azúcar fermentable (glucosa, azúcar de maíz, de caña, miel, etc.) a razón de 6 g/L. Las botellas son colocadas al abrigo de la luz y a la temperatura óptima de fermentación durante 20-25 días. El acondicionamiento y tiempo de duración de una cerveza, estará relacionado a la cantidad de alcohol y lúpulo que contenga la bebida. Cabe destacar, que también puede adicionarse CO₂ envasado a fin de carbonatar la cerveza. Con esta técnica, se obtienen cervezas en menor tiempo debido a que no es necesaria la fermentación secundaria.

Capítulo 2. Compostaje

2.1 Importancia de la materia orgánica

Aunque no existe un concepto único sobre la materia orgánica del suelo, se considera que la materia orgánica es cualquier tipo de material de origen animal o vegetal que regresa al suelo después de un proceso de descomposición en el que participan microorganismos. Puede ser hojas, raíces muertas, exudados, estiércoles, orín, plumas, pelo, huesos, animales muertos, productos de microorganismos, como bacterias, hongos, nematodos que aportan al suelo sustancias orgánicas o sus propias células al morir. Es justamente en esa diversa composición donde radica su importancia, pues en el proceso de descomposición, se obtienen muy diversos productos que actúan como ladrillos del suelo para construir materia orgánica.

Estos materiales inician un proceso de descomposición o de mineralización, y cambian de su forma orgánica (seres vivos) a su forma inorgánica (minerales, solubles o insolubles). Estos minerales fluyen por la solución de suelo y finalmente son aprovechados por las plantas y organismos, o estabilizados hasta convertirse en humus, mediante el proceso de humificación.

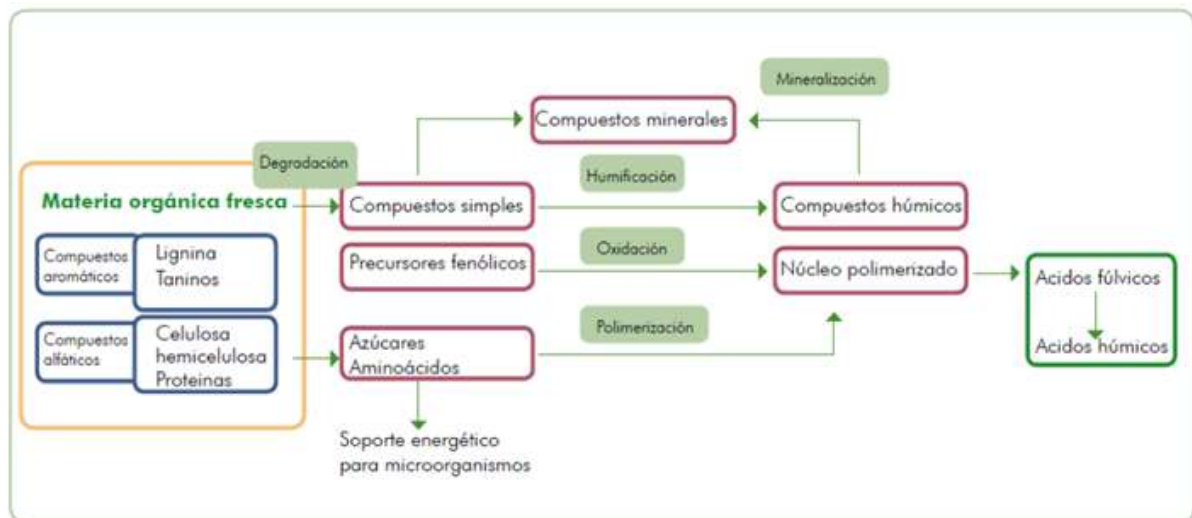


Figura 2-1: “Esquema de diferentes procesos de degradación de materia orgánica”

La materia orgánica puede ser aplicada al suelo en las siguientes formas:

- Fresca, como el caso de los estiércoles en el mismo potrero.
- Seca, como mantillo o de las coberturas muertas, producto de los residuos de cosecha (paja o barbecho),
- Procesada, bien sea en forma de compost, vermicompost, purines o estabilizados (por ejemplo, de estiércol o guano de aves- gallinaza, pavo)

Una vez alcanza el máximo grado de descomposición, todas estas sustancias que quedan en el suelo, inician la formación de complejos de carbono, altamente estables y de lenta degradación. Este nuevo material es el humus.

La aplicación de materia orgánica en suelos debe ser una práctica permanente, pensando no solamente en incrementar el porcentaje de materia orgánica o en alimentar a los microorganismos del suelo, sino también en los diversos beneficios que aporta al suelo:

Mejora las propiedades físicas

- Facilitando el manejo del suelo para las labores de arado o siembra.
- Aumentando la capacidad de retención de la humedad del suelo.
- Reduciendo el riesgo de erosión.
- Ayudando a regular la temperatura del suelo (temperatura edáfica).
- Reduciendo la evaporación del agua y regulando la humedad.

Mejora las propiedades químicas

- Aportando macronutrientes, como N, P, K y micronutrientes.
- Mejorando la capacidad de intercambio de cationes.

Mejora la actividad biológica

- Aportando organismos (como bacterias y hongos) capaces de transformar los materiales insolubles del suelo en nutrientes para las plantas y degradar sustancias nocivas.
- Mejorando las condiciones del suelo y aportando carbono para mantener la biodiversidad de la micro y macrofauna (lombrices).

2.2 Proceso de compostaje

El compostaje es el camino de la degradación de la Materia Orgánica llamado catabolismo, mediante un proceso fisicoquímico que en cada paso va perdiendo energía en forma de calor y generando CO_2 y H_2O , hasta llegar a estructuras más sencillas o simples, y transformarlas en sustancias que serán los "alimentos" de los vegetales, reiniciando el ciclo del anabolismo.

El anabolismo es el proceso inverso, la construcción de la Materia Orgánica (desde ahora "M.O.") llevado a cabo por la fotosíntesis de los vegetales en que se va acumulando Energía en forma de azúcares, almidones, madera, etc

El compostaje es necesario para reciclar a todas las sustancias orgánicas. En la Figura 2-2 se puede apreciar las distintas etapas de formación y degradación de los elementos simples.

Otros beneficios complementarios del proceso de compostaje están en la reducción de malos olores producto de la pudrición y en la eliminación de vectores como insectos y ratas. También tiene una función muy importante en la eliminación de patógenos humanos, bacterias contaminantes de alimentos, de las semillas de malezas y otras plantas no deseadas

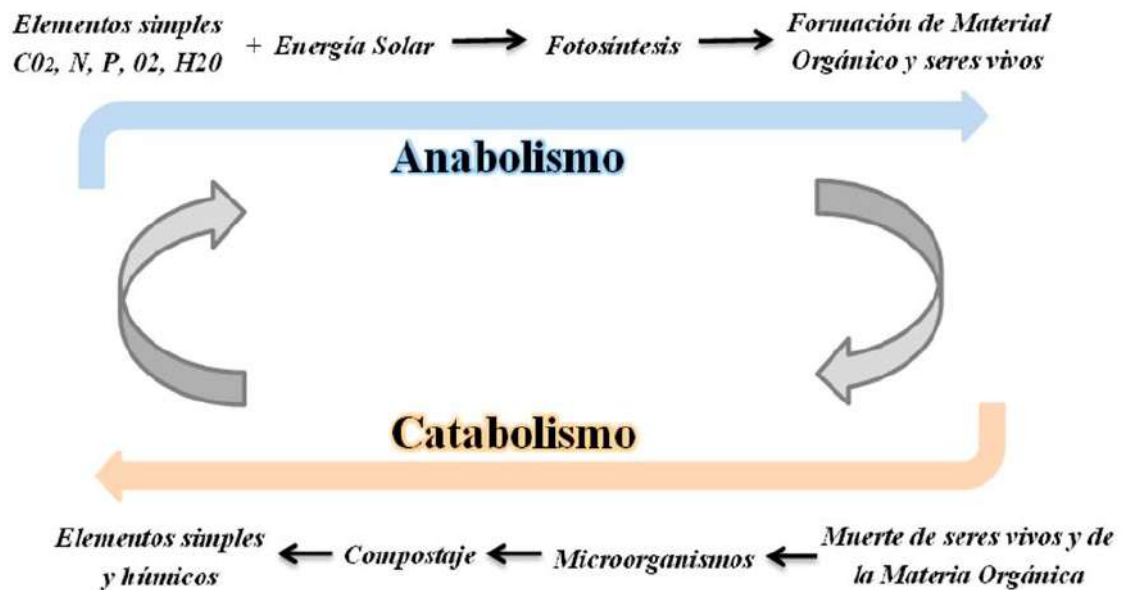


Figura 2-2: “Ciclo de biodegradación y retroalimentación de elementos simples”

2.3 Principales factores intervinientes en el proceso

2.3.1 Los microorganismos

(de micro: micrón, la milésima parte del milímetro)

La Naturaleza tiene previsto los mecanismos de reciclaje de la M.O. y de los seres vivos, que en vida lo proveen de sustancias útiles para su supervivencia. Cuando muere, las condiciones de la M.O. cambia y comienza los procesos de fermentación -putrefacción. Estos procesos son llevados a cabo por los microorganismos, constituidos por hongos, bacterias y enzimas.

Cuando una pila de MO. ya sea de cualquier estiércol, hojas, pasto cortado, viruta, aserrín, restos de alimentos, aceites y grasas vegetales, etc, comienza a compostarse, esta pasa por distintas etapas.

1er etapa: fase bacteriana mesófila aeróbica. (Temperatura intermedia y presencia de oxígeno)

Aquí la pila recién hecha está esponjosa, bien aireada y húmeda (70% de saturación). El agua es el iniciador del proceso; las bacterias y hongos mesófilos (las que actúan entre 15° y 40 ° C) son las primeras en proliferar, recordando que ya estaban presentes en la Materia orgánica

Los microorganismos acidifican el medio (hasta valores de pH cercanos a 4.0-4.5 upH). y elevan la temperatura hasta ciertos límites. Son todos aeróbicos (necesitan oxígeno para vivir).

Su crecimiento y desarrollo es vertiginoso hasta cierto punto donde su alimento ya deja de serle útil, esta población mesófila comienza a decrecer, y preparará el terreno a otras *micro bacterias* que están presentes en la pila, esperando el momento de actuar, y comenzar la 2da etapa.

Esta fase dura pocos días (entre dos y ocho días)

2da etapa: o etapa termófila. (de termo: temperatura. Filos, amor)

Los microorganismos de la etapa anterior mueren liberando un sin número de sustancias ya digeridas. Proliferan los que soportan temperaturas crecientes (cuyo rango de óptimo rendimiento es de entre 50°C y 70° C) Son los microorganismos termófilos.

Algunos continúan de la etapa anterior, llamados termófilos facultativos, y otros crecen a partir de los 40°C, llamados termófilos obligados. Estos microorganismos causan un daño económico muy grande, por la auto combustión de una amplia gama de materiales orgánicos almacenados como los depósitos de cereal, los basurales domiciliarios municipales, estercoleros, etc,

Existen microorganismos que se desarrollan a distintos grados de temperatura, pues cada grupo consume y metaboliza en forma específica distintas estructuras de los componentes que forman la Materia orgánica rompiendo los enlaces y las cadenas entre las moléculas del almidón, de los azúcares, de las grasa, aceites y ceras haciéndolos de cadenas más y más cortas (proceso inverso de la fotosíntesis)

Cada enlace molecular que se rompe libera Energía en forma de calor, que en gran parte se trasmite a la pila y el resto los usa para su desarrollo.

Esta etapa térmica de la pila, es muy adecuada para la muerte de un sin número de bacterias patógenas, parásitos, semillas, etc.

Luego de cierto período, cuando el alimento básico disponible para los termófilos se termina, decrece su población y la pila comienza a enfriarse lentamente.

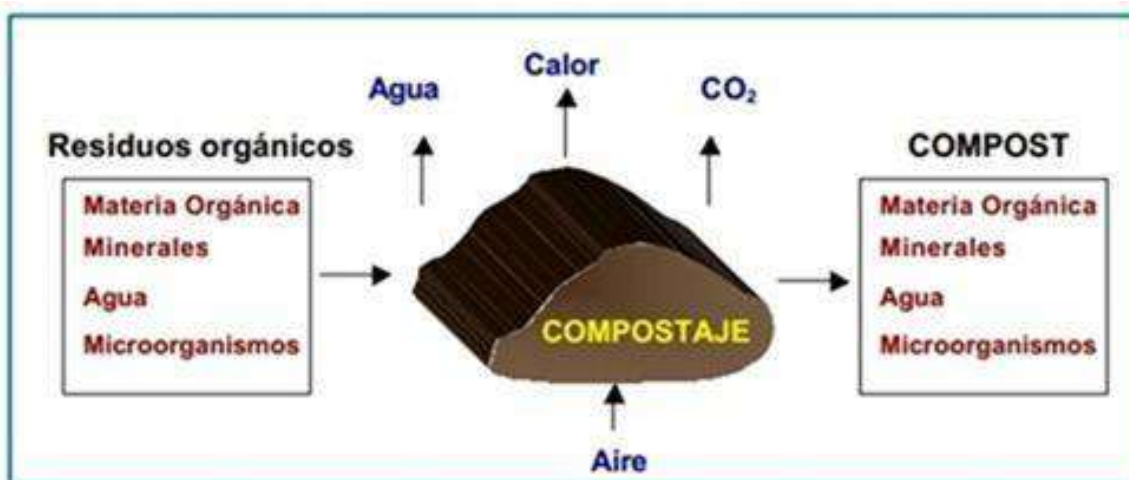


Figura 2-3: “Diagrama de flujo de Compostaje”

El proceso de catabolismo, o reciclaje de MO, se lleva a cabo por **ENZIMAS** que son fabricadas por bacterias y hongos y que tiene la capacidad de actuar sobre la materia orgánica rompiendo las moléculas más complejas y haciéndolas más pequeñas y digeribles

Las ENZIMAS son *catalizadores biológicos* ya que no forman parte de las combinaciones químicas, pero actúan sobre la velocidad de reacción. Si las enzimas no existieran las reacciones serían muy lentas y el metabolismo sería imposible

En el supuesto caso de que pudiéramos suprimir las micobacterias la fermentación no se llevaría a cabo. Es el método que se aplica para la conservación de los alimentos.

2.3.2 La humedad

La humedad es un parámetro estrechamente vinculado a los microorganismos, ya que, como todos los seres vivos, usan el agua como medio de transporte de los nutrientes y elementos energéticos a través de la membrana celular.

La MO para compostarse debe tener una humedad óptima de "trabajo". Si la saturamos de agua, es decir tapamos todos sus poros y cámaras de aire de su interior, hay encharcamiento quitándole el aire y la convertimos en fermentaciones anaeróbicas, con malos olores y aspecto nauseabundo.

En el otro extremo tenemos la deshidratación. Al estar seca la MO no se producen las fermentaciones correspondientes, al estar frenada la actividad microbiana.

Para mantener la humedad apropiada el riego siempre debe ser en forma de lluvia para una mejor humectación de la pila y no en chorro grueso, para evitar apelmazamientos y túneles de drenaje del agua hacia el fondo sin humedecer.

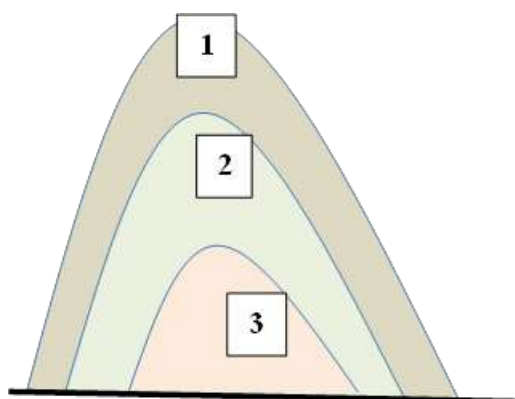
El viento es el elemento más deshidratante a que tenemos que tener en cuenta.

2.3.3 Aireación

El aire que respiramos tiene, en forma general, la siguiente composición:

- 79,5% de Nitrógeno (N)
- 19,5% de Oxígeno (O)
- 0,003 de dióxido de Carbono (CO₂)
- y un resto de gases raros

El O₂ el gas más importante en la oxidación de la MO, impidiendo los malos olores y la atracción de los insectos. Como se detalla en la figura 2-4, el porcentaje de O₂ varía de la superficie hacia el interior de la pila, dependiendo de la porosidad, de la humedad, del tipo, composición de la MO y de las necesidades metabólicas.



ZONA 1: Porcentaje de oxigenación parecido a la atmósfera (19%). Los primeros 20 cm de profundidad.

ZONA 2: Porcentaje de oxígeno entre un 0,5 y 5%.

Aún en porcentajes muy bajos de O₂, hay fermentación aeróbica.

ZONA 3: Área sin oxígeno. Fermentaciones sin oxígeno. Anaeróbicas, formación de gases y olores

Figura 2-4: "Niveles de oxigenación en montículos"

En el manejo de los compostajes es importante el manejo de la ventilación de las pilas. Tanto de permitir el venteo de los gases que se producen, como la de la llegada del oxígeno a la intimidad de la pila, para evitar fermentaciones anaeróbicas mal olientes e impedir elevaciones de la temperatura que causen auto ignición con fuegos y/o humos.

Un exceso de aireación provocaría el descenso de temperatura y una mayor pérdida de la humedad por evaporación, haciendo que el proceso de descomposición se detenga por falta de agua. Las células de los microorganismos se deshidratan, algunos producen esporas y se detiene la actividad enzimática encargada de la degradación de los diferentes compuestos.

Por el contrario, una baja aireación, impide la suficiente evaporación de agua, generando exceso de humedad y un ambiente de anaerobiosis. Se producen entonces malos olores y acidez por la presencia de compuestos como el ácido acético, ácido sulfhídrico (H_2S) o metano (CH_4) en exceso.

Si la pila excede los 50 cm de altura se le debe implementar métodos de aireación y enfriamiento, como: mezclarlo con MO como virutas, hojas caduciformes, ramas, etc, o con "chimeneas", mojarlos, o revolverlos (volteo).

2.3.4 La temperatura

Es un factor muy importante a tener en cuenta en el proceso de catabolismo, destrucción o compostaje de la MO, para que pueda nuevamente ser utilizada por otros organismos. Su variación será acompañada del cambio de fases en el proceso y caracterizada por el pH (figura 2-5).

Este proceso es llevado a cabo por distintos grupos de microorganismos (bacterias, hongos y actinomicetos) que van haciendo su aparición, desarrollo, crecimiento y muerte en forma programada y secuencial.

En el caso de los microbios que producen liberación de calor al procesar la MO, se llaman exotérmicos, y tienen un rango de temperatura óptima actividad hasta los 55 grados centígrados.

En las pilas altas y grandes se desarrollan en su interior, acumulación de calor, debido a la baja conducción de calor de la MO, pudiendo alcanzar altas temperaturas, con el riesgo de provocar auto ignición, con incendios, explosiones y/o emanaciones de humos en forma permanente o periódicas que son llevados por lo vientos.

Las pilas con mayor porcentaje de proteínas o su relación C/N es baja (C=carbono; N=nitrógeno), elevan aún más la temperatura de la pila. De esta relación se hablará más adelante.

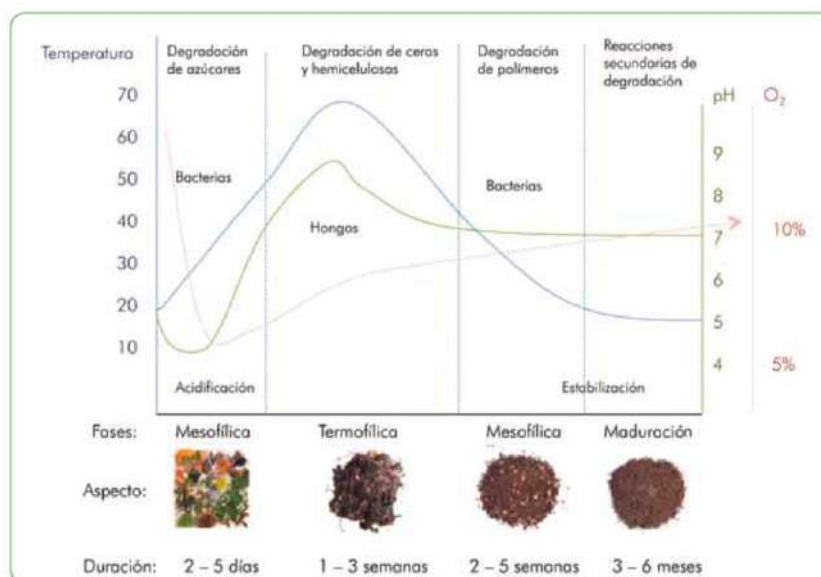


Figura 2-5: “Variación de la temperatura durante el proceso de compostaje”

(Manual FAO, 2013)

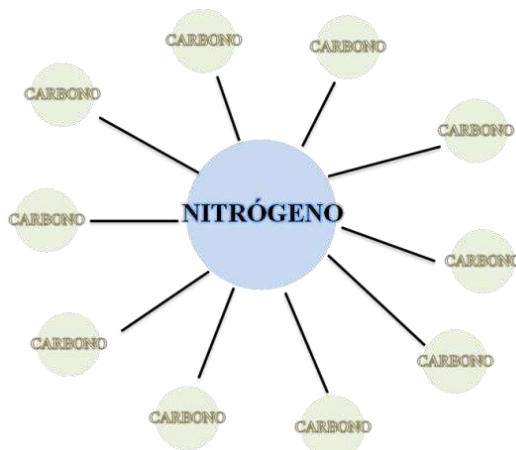
2.3.5 La relación Carbono – Nitrógeno

Todo elemento orgánico, vivo o muerto, tiene una proporción de C que se puede relacionar con distintos elementos. En general se lo relaciona con el N porque tiene mayor utilidad.

En las plantas varía de 20 – 30 / 1 (en legumbres) hasta 80 – 90 / 1 (residuos de paja)

En los microorganismos la relación es mucho menor 4 – 9 / 1 (en tejido de bacterias, que en general tiene más proteínas que los hongos)

En los suelos la relación es de 10 – 12 / 1.



Como se muestra en la figura 2-6, la relación C/N se lo podría graficar como “por cada 10 ladrillos de carbono, tengo un nitrógeno que los une o cementa.”

Figura 2-6: “Esquema de la unión Nitrógeno Carbono”

La MO (materia orgánica) a compostar se va rompiendo y simplificando. Los Microorganismos usan el C como sustancia combustible (fuente de energía) y el N para formar el “relleno” de su protoplasma microbiano (síntesis proteica) (vitaminas, enzimas, proteínas).

Una relación adecuada entre estos dos nutrientes, favorecerá un buen crecimiento y reproducción.

Una relación C/N óptima de entrada, es decir de material “crudo o fresco” a compostar es de 25 unidades de Carbono por una unidad de Nitrógeno, es decir $C(25)/N(1) = 25$.

En términos generales, una relación C/N inicial de 20 a 30 se considera como adecuada para iniciar un proceso de compostaje

Relación C/N alta

Cuando hay mucho C y poco N (relación C /N alta) los microorganismos tienen combustible para reproducirse muchísimo, pero el límite lo marca el N.

Para cubrir éste déficit recurren al N que está en el suelo. Este N le falta a la planta como nutriente y ésta amarillea, presenta enanismo y menor desarrollo radicular.

Un material que presente una C/N superior a 30, requerirá para su biodegradación un mayor número de generaciones de microorganismos, y el tiempo necesario para alcanzar una relación C/N final entre 12-15 (considerada apropiada para uso agronómico) será mayor.

Relación C/N baja

Cuando la MO tiene exceso de N, C/N de 5/1, como en el estiércol de gallina, de cerdo, de feedlot, etc., la relación C/N es muy baja.

Los microorganismos eliminan el exceso de N transformándolo en amoníaco, que se disipa en el aire, con el olor característico en el área. La pila genera gran cantidad de calor y olores nauseabundos. Deben ser aireados y se debe evitar la auto ignición.

Balance de Nutrientes

Si el material que dispongamos no presenta una relación C/N inicial apropiada para su compostaje, debemos proceder a realizar una mezcla con otros materiales para lograr una relación apropiada. Este procedimiento se conoce como *Balance de Nutrientes*.

Con respecto al Balance de Nutrientes podemos sacar las siguientes reglas básicas:

1. Utilizando materiales con una buena relación C/N, no es necesario realizar mezclas.
2. Los materiales con relativo alto contenido en Carbono deben mezclarse con materiales con relativo alto contenido en Nitrógeno y viceversa.

A título de ejemplo, supongamos que disponemos de aserrín (C/N=400) y excreta bovina (C/N=15), un balance adecuado se lograría mezclando 3 partes de excreta bovina con una parte de aserrín, obteniendo una relación C/N de entrada de aproximadamente 20. Cuando nos referimos a partes, las mismas pueden estar representadas por unidades ponderales (Kg, Ton) o Volumétricas (lts, m3). Desde el punto de vista práctico es aconsejable manejarse con medidas volumétricas.

2.4 Valores de control del proceso de compostaje

Según el MANUAL DE COMPOSTAJE DEL AGRICULTOR (FAO) - Pilar Román María M. Martínez Alberto Pantoja - Santiago de Chile, 2013

Oxígeno

La saturación de oxígeno en el medio no debe bajar del 5%, siendo el nivel óptimo el 10%. Si supera el 15% se presentan problemas de bajas temperaturas.

Porcentaje de aireación	Problema		Soluciones
<5%	Baja aireación	Insuficiente evaporación de agua, generando exceso de humedad y un ambiente de anaerobiosis	Volteo de la mezcla y/o adición de material estructurante que permita la aireación .
5% - 15% Rango ideal			
>15%	Exceso de aireación	Descenso de temperatura y evaporación del agua, haciendo que el proceso de descomposición se detenga por falta de agua.	Picado del material a fin de reducir el tamaño de poro y así reducir la aireación. Se debe regular la humedad, bien proporcionando agua al material o añadiendo material fresco con mayor contenido de agua (restos de fruta y verduras, césped, purines u otros)

Humedad

La humedad óptima para el compost es alrededor del 55%, aunque varía dependiendo del estado físico y tamaño de las partículas, así como del sistema empleado para realizar el compostaje (ver sección sobre Tamaño de Partícula). Si la humedad baja por debajo de

45%, disminuye la actividad microbiana, sin dar tiempo a que se completen todas las fases de degradación, causando que el producto obtenido sea biológicamente inestable. Si la humedad es demasiado alta (>60%) el agua saturará los poros e interferirá la oxigenación del material.

Porcentaje de humedad	Problema		Soluciones
<45%	Humedad insuficiente	Puede detener el proceso de compostaje por falta de agua para los microorganismos	Se debe regular la humedad, ya sea proporcionando agua al material o añadiendo material fresco con mayor contenido de agua (restos de fruta y verduras, césped, purines u otros)
45% - 60% Rango ideal			
>60%	Oxígeno insuficiente	Material muy húmedo, el oxígeno queda desplazado. Puede dar lugar a zonas de anaerobiosis.	Volteo de la mezcla y/o adición de material con bajo contenido de humedad y con alto valor en carbono, como serrines, paja u hojas secas.

Temperatura

Es deseable que la temperatura no decaiga demasiado rápido, ya que, a mayor temperatura y tiempo, mayor es la velocidad de descomposición y mayor higienización.

Temperatura (°C)	Causas asociadas		Soluciones
Bajas temperaturas (T° ambiente < 35°C)	Humedad insuficiente.	Las bajas temperaturas pueden darse por varios factores, como la falta de humedad, por lo que los microorganismos disminuyen la actividad metabólica y por tanto, la temperatura baja.	Humedecer el material o añadir material fresco con mayor porcentaje de humedad (restos de fruta y verduras, u otros)
	Material Insuficiente.	Insuficiente material o forma de la pila inadecuada para que alcance una temperatura adecuada.	Añadir más material a la pila de compostaje.
	Déficit de nitrógeno o baja C:N.	El material tiene una alta relación C:N y por lo tanto, los microorganismos no tienen el N suficiente para generar enzimas y proteínas y disminuyen o ralentizan su actividad. La pila demora en incrementar la temperatura mas de una semana.	Añadir material con alto contenido en nitrógeno como estiércol.
Altas temperaturas (T ambiente > 70°C)	Ventilación y humedad insuficiente	La temperatura es demasiado alta y se inhibe el proceso de descomposición. Se mantiene actividad microbiana pero no la suficiente para activar a los microorganismos mesofílicos y facilitar la terminación del proceso.	Volteo y verificación de la humedad (55-60%). Adición de material con alto contenido en carbono de lenta degradación (madera, o pasto seco) para que ralentice el proceso.

pH

El pH del compostaje depende de los materiales de origen y varía en cada fase del proceso (desde 4.5 a 8.5). En los primeros estadios del proceso, el pH se acidifica por la formación de ácidos orgánicos. En la fase termófila, debido a la conversión del amonio en amoníaco, el pH sube y se alcaliniza el medio, para finalmente estabilizarse en valores cercanos al neutro. El pH define la supervivencia de los microorganismos y cada grupo tiene pH óptimos de crecimiento y multiplicación. La mayor actividad bacteriana se produce

a pH 6,0-7,5, mientras que la mayor actividad fúngica se produce a pH 5,5-8,0. El rango ideal es de 5,8 a 7,2.

Relación Carbono-Nitrógeno (C/N)

C:N	Causas Asociadas		Soluciones
>35:1	Exceso de Carbono	Existe en la mezcla una gran cantidad de materiales ricos en carbono. El proceso tiende a enfriarse y a ralentizarse	Adición de material rico en nitrógeno hasta conseguir una adecuada relación C:N.
15:1 – 35:1 Rango ideal			
<15:1	Exceso de Nitrógeno	En la mezcla hay una mayor cantidad de material rico en nitrógeno, el proceso tiende a calentarse en exceso y se generan malos olores por el amoníaco liberado.	Adición de material con mayor contenido en carbono (restos de poda, hojas secas, aserrín)

Tamaño de partícula

Tamaño de las partículas (cm)	Problema		Soluciones
>30 cm	Exceso de aireación	Los materiales de gran tamaño crean canales de aireación que hacen bajar la temperatura y desaceleran el proceso.	Picar el material hasta conseguir un tamaño medio de 10-20 cm
5 – 30 cm Rango ideal			
<5 cm	Compactación	Las partículas demasiado finas crean poros pequeños que se llenan de agua, facilitando la compactación del material y un flujo restringido del aire, produciéndose anaerobiosis.	Volear y/o añadir material de tamaño mayor y volteos para homogenizar

2.4.1 Planilla resumen de variables del proceso

pH	Causas asociadas		Soluciones
<4,5	Exceso de ácidos orgánicos	Los materiales vegetales como restos de cocina, frutas, liberan muchos ácidos orgánicos y tienden a acidificar el medio.	Adición de material rico en nitrógeno hasta conseguir una adecuada relación C:N.
4,5 – 8,5 Rango ideal			
>8,5	Exceso de nitrógeno	Cuando hay un exceso de nitrógeno en el material de origen, con una deficiente relación C:N, asociado a humedad y altas temperaturas, se produce amoníaco alcalinizando el medio.	Adición de material mas seco y con mayor contenido en carbono (restos de poda, hojas secas, aserrín)

En la tabla 2-1 podemos observar el resumen de las variables del proceso relacionadas a la fase en el tiempo en la cual se encuentra la mezcla.

Asimismo, podemos conocer las características fisicoquímicas que deberá poseer la materia prima del proceso para poder lograr un producto de gran calidad utilizando los menores recursos posibles.

Parámetro	Rango ideal al comienzo (2-5 días)	Rango ideal para compost en fase termofílica II (2-5 semanas)	Rango ideal de compost maduro (3-6 meses)
C:N	25:1 – 35:1	15/20	10:1 – 15:1
Humedad	50% - 60%	45%-55%	30% - 40%
Concentración de oxígeno	~10%	~10%	~10%
Tamaño de partícula	<25 cm	~15 cm	<1,6 cm
pH	6,5 – 8,0	6,0-8,5	6,5 – 8,5
Temperatura	45 – 60°C	45°C-Temperatura ambiente	Temperatura ambiente
Densidad	250-400 kg/m ³	<700 kg/m ³	<700 kg/m ³
Materia orgánica (Base seca)	50%-70%	>20%	>20%
Nitrógeno Total (Base seca)	2,5-3%	1-2%	~1%

Tabla 2-1: “Resumen de parámetros característicos de la mezcla para la obtención de compost según la fase de transición”

2.5 Ventajas y desventajas del proceso de compostaje

Entre las ventajas y desventajas que se le atribuyen al compost se destacan:

2.5.1 Ventajas

- **Recuperación y mejora del suelo:** La presencia de materia orgánica en el suelo en proporciones adecuadas es fundamental para asegurar la fertilidad y evitar la desertización. Además, produce efectos de repercusión agro biológica muy favorable.
- **Mejora las propiedades físicas del suelo:** La materia orgánica contribuye favorablemente a mejorar la estabilidad de la estructura de los agregados del suelo agrícola (serán más permeables los suelos pesados y más compactos los ligeros); aumenta la permeabilidad hídrica y gaseosa; contribuye a aumentar la capacidad de retención hídrica del suelo mediante la formación de agregados.
- **Mejora las propiedades químicas:** La materia orgánica aporta macro nutrientes N, P, K y micronutrientes; mejora la capacidad de intercambio de cationes del suelo. Esta propiedad consiste en absorber los nutrientes catódicos del suelo, poniéndolos a largo plazo a disposición de las plantas.
- **Mejora la actividad biológica del suelo:** La materia orgánica del suelo actúa como fuente de energía y nutrición para los microorganismos presentes en el suelo. Estos viven a expensas del humus y contribuyen a su mineralización. Una población microbiana activa es índice de fertilidad de un suelo.
- **Aplicabilidad al suelo:** Tanto el compost como los estiércoles sin compostar tienen alto valor fertilizante para los suelos. Normalmente la materia orgánica se añade al suelo directamente, proporcionándole calidades comparables a las que alcanzaría con el compost.
- **Destruye los patógenos:** La destrucción de patógenos durante la fase termófila (fase de altas temperaturas) permite la utilización no contaminante del abono orgánico.

- **Producto comercializable:** Una de las características más atractivas del compostaje es que existe un mercado para el producto. Entre los compradores potenciales se incluyen los agricultores que practican agricultura ecológica u horticultura más o menos intensiva, fruticultores, particulares que poseen viviendas con jardín, dueños de pastizales, operadores de campos de golf y propietarios de viveros. El precio de los compost varía considerablemente en función de las características, envasado y calidad, materiales de partida utilizados y destino del producto terminado. El precio depende también del mercado local.

2.5.2 Desventajas

- **Tipo económico:** Se debe tener en cuenta que este proceso supone una cierta inversión, ya que se necesitan una serie de equipos (principalmente maquinaria) y a veces unas mínimas instalaciones.
- **Disponibilidad de terreno:** Dentro del proceso de compostaje hay que prever un terreno para almacenar los materiales de partida, otro para mantener los compost durante la fase de maduración y otro para almacenar los productos ya terminados, además del espacio dedicado al compostaje propiamente dicho.
- **Tipo climatológico:** Si el clima es muy frío, el proceso se alarga debido a las bajas temperaturas e incluso, a veces, se detiene debido a la imposibilidad de hacer funcionar los equipos adecuadamente a causa de las heladas y nevadas. Las lluvias excesivas también pueden dar lugar a problemas de encharcamientos y anaerobiosis si no hay un buen drenaje y una inclinación adecuada del terreno.
- **Tipo medioambiental:** Estas desventajas se pueden evitar con una buena práctica a la hora de realizar el proceso y con una buena elección del terreno donde se van a almacenar, tanto los materiales iniciales como los compost en fase de maduración, ya que es en este periodo donde hay más peligro que las pérdidas de nitrógeno, en forma de nitratos, contaminen las aguas subterráneas
- **Valor fertilizante:** Si los compost son sometidos a malas prácticas (ej. acumulación del producto final en el exterior, sometido a la acción de intensas lluvias que promueven su lavado), el contenido en nitrógeno que estos poseen es muy bajo. Si bien no es una desventaja de por sí, otro punto a tener en cuenta es que la cantidad que hay que aplicar de compost es superior a la que habría que aplicar cuando se usan fertilizantes químicos de síntesis, debido a que en un compost los nutrientes se encuentran en formas muy complejas que necesitan sufrir en el suelo un proceso de mineralización para ser asimilados por las plantas. Adicionalmente, la liberación de nutrientes por parte del compost es lenta. En cantidades altas, este tipo de mejoras puede resultar negativo para las plantas, recomendándose generalmente sustratos con 30 a 50% de compost.
- **Contenido de semillas:** En un principio se sugirió que la resistencia de las semillas al proceso de compostaje estaba relacionada por un lado a las temperaturas que se alcanzaban en el proceso y por otro a las diferencias entre semillas de distintas especies. Actualmente se ha demostrado que también la presencia de “puntos fríos” (ciertas zonas que no alcanzan dentro de una pila de compost las temperaturas propias del proceso), el número de volteos y el contenido de humedad de la pila de compost influyen en la cantidad de semillas viables en el compost. Además, durante la etapa de madurez, sobre todo si se realiza al aire libre, el compost puede

contaminarse con semillas dispersadas por el viento. La introducción de semillas de especie exóticas con el compost como vector, tanto en producción agrícola extensiva e intensiva, y en la restauración de ambientes degradados, puede ocasionar daños ambientales y económicos. En este sentido algunos países han establecido reglamentaciones para la comercialización del compost respecto al número de semillas viables

2.6 Sistemas de compostaje

Existen diversos sistemas de compostaje, el objetivo principal es, además de transformar los residuos en compost, conseguir las condiciones consideradas letales para patógenos, parásitos y elementos germinativos (semillas, esporas). Los sistemas de compostaje son: en pilas, en reactores, en cajas o composteras, abiertas o cerradas (figura 2-7)



Figura2-7: “Sistemas de compostajes comunes”

2.6.1 Sistema en Pilas

Pilas es la denominación que se le da a la masa de residuos en compostaje cuando la misma presenta una morfología y dimensiones determinadas. A los sistemas donde se procesa el material mediante la conformación de estas estructuras se los denomina Sistema en Pilas.

De acuerdo al método de aireación utilizado, este sistema se subdivide además en: Pilas Móviles, cuando la aireación y homogeneización se realiza por remoción y reconfiguración de las pilas, y Pilas Estáticas cuando la aireación se realiza mediante instalaciones fijas, en las áreas o canchas de compostaje, que permiten realizar una aireación forzada sin necesidad de movilizar las pilas.

En el compostaje en pilas, el tamaño de la misma, en especial la altura, afecta directamente al contenido de humedad, de oxígeno y la temperatura. Pilas de baja altura y de base ancha, a pesar de tener buena humedad inicial y buena relación C/N, hacen que el calor generado por los microorganismos se pierda fácilmente, de tal forma que los pocos grados de temperatura que se logran, no se conservan. El tamaño de una pila viene definido por la cantidad de material a compostar y el área disponible para realizar el proceso (ROMAN, P., et al. 2013). Normalmente, se hacen pilas de entre 1,5 y 2 metros de alto para facilitar las tareas de volteo, y de un ancho de entre 1,5 y 3 metros. La longitud de la pila dependerá del área y del manejo.

2.6.2 Sistema en Reactores

Otros procesos de compostaje, no se basan en la conformación de pilas si no que los residuos orgánicos son procesados en instalaciones que pueden ser estáticas o dinámicas, que se conocen como Reactores.

Básicamente los reactores son estructuras, por lo general metálicas, cilíndricas o rectangulares, donde se mantienen controlados determinados parámetros (humedad, aireación), procurando que permanezcan en forma relativamente constante. Los reactores móviles, además, posibilitan la mezcla continua de los desechos mediante dispositivos mecánicos, con lo que se logra un proceso homogéneo en toda la masa en compostaje. Este tipo de sistemas, permite acelerar las etapas iniciales del proceso. Finalizadas estas etapas activas biológicamente, el material es retirado del reactor y acopiado para que se cumpla la “maduración”.

Los sistemas de compostaje en reactores son siempre sistemas industriales. Se aplican en aquellas situaciones donde diariamente se reciben volúmenes importantes de desechos, y para los cuales sería necesario disponer de superficies muy extensas.

Capítulo 3. Caracterización del bagazo

Para poder obtener datos fehacientes del bagazo generado en la zona de aplicación del estudio, se coordinó con el encargado de una cervecería artesanal para poder conocer y estudiar todo el proceso de fabricación de la cerveza.

Para realizar este estudio se utilizó un bagazo de malta utilizado para la fabricación de cerveza Rubia en las instalaciones de “Cooper”, cervecería artesanal ubicada en la ciudad de Rosario.

3.1 Características Físicas

3.1.1 Densidad

Terminado el proceso de maceración, se dejó enfriar el bagazo y se llenó un recipiente de volumen de un litro para poder obtener su peso y, así, calcular su densidad.



Figura 3-1: “Pesaje del bagazo”

Para caracterizar el bagazo se utilizó un volumen estimado de 1 Lt. y se realizaron varias mediciones de peso”.

Estimando las incertezas del volumen adoptado y la precisión de la balanza utilizada, para facilitar los cálculos y el estudio se despreciarán, logrando trabajar con valores relativamente fehacientes, que no influirán notablemente en las siguientes etapas.

Luego del proceso de medición se confecciona la tabla 3-1, donde se puede deducir la densidad estimada del bagazo extraído del proceso.

	Mediciones tomadas [Grs.]	Masa de Bagazo[Grs.]	Promedio[Grs.]
1	860	800	799
2	859	799	
3	859	799	
4	858	798	
5	859	799	
	Masa de recipiente vacío [Grs.]	60	

Tabla 3-1: “Pesaje de bagazo en balanza SF-400”

Con los valores obtenidos se deduce:

Densidad de Bagazo:

$$\delta_B = \frac{799 \text{ Grs}}{1 \text{ Litro}} = \frac{0.799 \text{ Kg}}{0.001 \text{ M}^3} = 799 \frac{\text{Kg}}{\text{M}^3}$$

3.1.2 Tamaño de partícula

Para realizar el proceso de fabricación de la cerveza artesanal, la Malta se tritura para obtener las propiedades deseadas del grano en la maceración. Es por ello que el tamaño de partícula de bagazo queda cercano a un cuarto del grano inicial de la malta (figura 3-2).

Con la ayuda de un calibre digital, distribuyendo el bagazo sobre una superficie, se eligieron los granos de mayor tamaño. Siendo estos los que mayor complejidad en el proceso traerán, se adoptará como tamaño total, asegurando así que tamaños menores terminarán el proceso correctamente. (figura 3-3).

Pueden encontrarse granos sin triturar los cuales se hinchan gracias al proceso llegando a un tamaño de 9.3 mm



Figura 3-3: “Medición de tamaño del grano con Calibre Digital”



Figura 3-2: “Tamaños de granos antes y después de la cocción”

“A la izquierda los granos de Malta sin triturar, a la derecha el bagazo luego de triturarlos y realizar el proceso de maceración”

A pesar de que el material posee bastante humedad, posee un tamaño de partícula bastante homogéneo y de pequeño volumen, lo cual resulta extremadamente beneficioso para la realización de compost, pero impone la necesidad de realizar correctamente los volteos y aireación de la mezcla.

3.2 Características Químicas

3.2.1 Medición de pH

Por las características generales del bagazo, sobre todo su gran humedad, no fue necesario realizar una digestión o proceso de licuado.

Para obtener la característica ácida del bagazo, simplemente se utilizaron tiras medidoras y se realizó la comparación con los patrones característicos (figura 3-4).



Figura 3-4: “Proceso de medición de Ph”

Se coloca la tira medidora sobre el bagazo permitiendo absorber la humedad que posee y se compara con los patrones característicos”

Se observa una medición estimada de pH de 5 upH.

Como re-verificación de la medición, se mezcló una porción de bagazo con agua desmineralizada, una vez filtrado el material orgánico, se volvió a repetir el procedimiento de medición de pH. Como se observa en la figura 3-5, se obtuvieron valores idénticos a los anteriores.

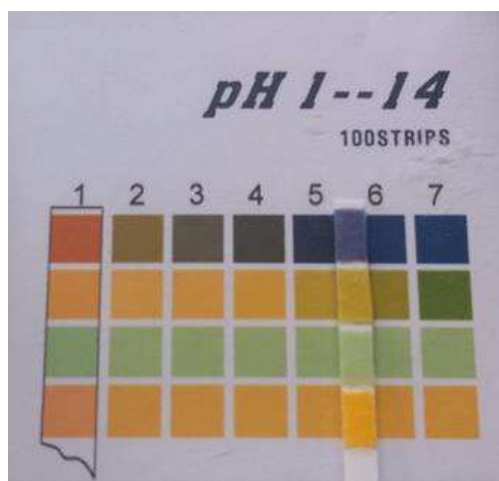


Figura 3-5: “Medición de pH con materia diluido y filtrada”.

Observamos que por comparativa los valores se asemejan a los obtenidos sin el proceso de dilución”

3.2.2 Relación Nitrógeno – Carbono

El bagazo está compuesto por un 80% de agua, y el 20% seco restante es un material rico en proteínas (24-26%), un 8% de grasas y el resto por fibras, principalmente fibra dietética insoluble (celulosa y hemicelulosas procedentes de la cascarilla o parte externa del grano), ya que el almidón presente en la parte interna del grano pasa al mosto

Según un estudio realizado por Uzodinma y Ofoefule, (Universidad de Nigeria, 2008) la composición química del bagazo varía de acuerdo a las variedades de cebada utilizada,

las condiciones de cosecha, malteado y maceración del proceso, como también, la calidad y cantidad de adjuntos agregados al momento de la elaboración.

Utilizando datos de varios autores (Prentice y Refsguard (1978) Kamunachi et al. (2001) Fukuda et al. (2002)) hicieron una tabla de composición química promedio del bagazo de cerveza artesanal. (tabla 3-2) donde se observa la relación C/N dentro del rango ideal de trabajo para la formación de compost.

<i>Parámetro</i>	<i>BAGAZO</i>
<i>Humedad</i>	<i>14,1 %</i>
<i>PH</i>	<i>5,03</i>
<i>Solidos Totales</i>	<i>67,3 %</i>
<i>Solidos Volátiles</i>	<i>14,84 %</i>
<i>Carbono</i>	<i>47 %</i>
<i>Nitrógeno</i>	<i>1,82%</i>
<i>Relación C/N</i>	<i>25,9</i>

Tabla 3-2: “Tabla de características químicas del bagazo” realizada por Uzodinma y Ofoefule (Universidad de Nigeria, 2008)”

No intente ser un hombre de éxito.
Intente ser un hombre de valor.

(Albert Einstein)

Capítulo 4. Desarrollo de diseño

4.1 Propósitos del diseño

Estudiando todas las variables del sistema, condiciones límites y objetivos del diseño, se desarrolla la tabla 4-1, nombrando y describiendo los propósitos a cumplir.

Medición de la temperatura de la mezcla de materia orgánica	La medición de temperatura nos brindara información sobre la etapa en que se encuentra el proceso.
Medición y regulación de humedad de la mezcla	Los valores de humedad se deben mantener dentro del rango apropiado para la eficacia del proceso
Aireado de la mezcla	Debe permitir el ingreso de oxígeno para evitar fermentaciones anaeróbicas que provoquen aumento de temperatura y disminuyan el pH
Medición del Ph de la mezcla de materia orgánica	El seguimiento del Ph de la materia nos brinda información sobre su estado de descomposición.
Destruir terrones de materia compactada	El apiñamiento de la materia impide el ingreso de oxígeno alterando el proceso dentro del volumen compactado
Uso eficiente de la energía	De relativa importancia para los factores económicos y medio ambientales.
Durabilidad y confiabilidad en el tiempo	La producción no será de vital importancia, pero podrá tener impacto en la economía regional de agricultores
Independencia de las variables climáticas	Las altas temperaturas y las lluvias abundantes generan efectos adversos si se relacionan con el proceso
Capacidad de carga variable	Sería deseable que el sistema pueda adaptarse fácilmente a diferentes capacidades de producción.
Disminuir costo de inversión	Agricultores locales serían los principales beneficiados del producto final, tanto para su utilización directa como comercialización.
Facilidad de carga y descarga	Ya sea de manera manual o semiautomática la carga y descarga de la materia debe ser lo más efectiva posible.

Tabla 4-1: “Propósitos a desarrollar para el diseño del equipo”

4.2 Planteamiento de alternativas

Seguidamente se exponen las alternativas planteadas para el diseño de la máquina, para luego realizar una comparación y decidir cuál es la alternativa más adecuada para cumplir con los objetivos.

Las alternativas planteadas son totalmente de diseño propio, teniendo en cuenta los objetivos y propósitos antes mencionados. Para esta etapa se descarta la posibilidad de realizar un compostaje en sistema de pilas (2.6.1) ya que presenta muchas incompatibilidades con los objetivos buscados. En los tipos de sistemas en reactores (2.6.2) la trazabilidad de las variables y control de proceso resulta de mucha más fidelidad, pudiendo cumplir con la calidad de materia final buscada en el menor tiempo de proceso posible.

4.2.1 Propuesta tecnológica: Silos Cilindros verticales

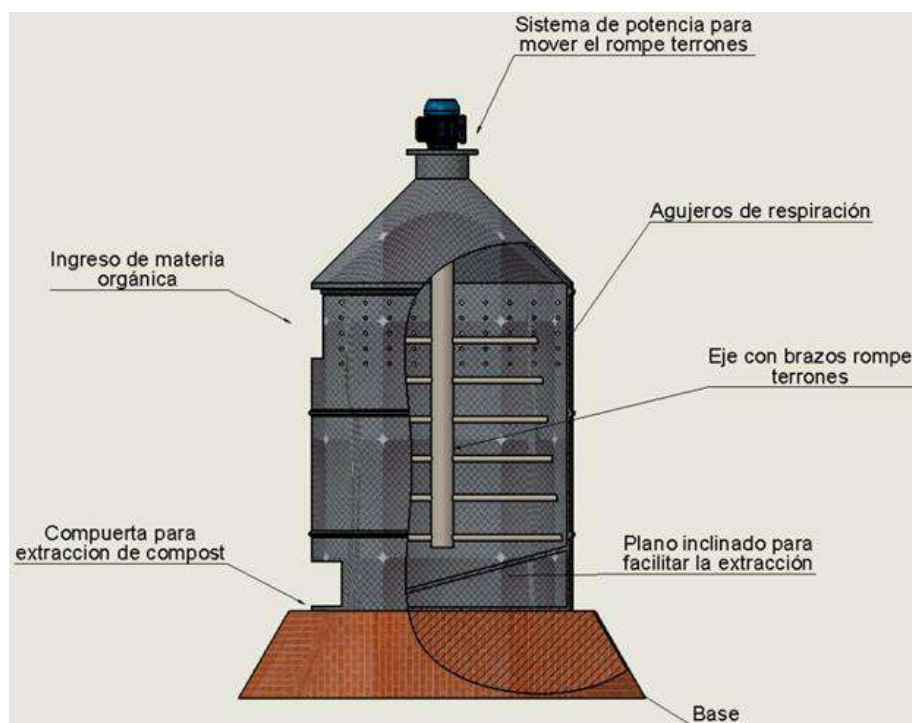


Figura 4-1: “Propuesta de cilindros verticales con detalle de elementos”

Este sistema estará conformado por uno o varios silos cilindros, dependiendo de la capacidad necesaria.

Los cilindros contarán con sensores distribuidos estratégicamente para la medición de las variables (Ph, humedad y temperatura) y con un sistema interno, cuya principal función será evitar la formación de terrones y airear la materia orgánica. En caso de ser necesario se puede inyectar aire a presión desde la parte inferior para controlar las variables del proceso. (figura 4-1).

Todo el proceso estará automatizado y se regulará desde una central, la cual se ubica en una zona cómoda y de fácil acceso. Esta central mostrara el estado del proceso de compostaje, tiempo estimado de proceso, y todo tipo de información relevante al proceso.

- Ventajas:

- Evita la acumulación de agua por posibles precipitaciones

- - Proceso de volteado simple
 - Toma de información de las variables continua.
 - Control casi absoluto de insectos y roedores, no deseados.
 - Fácil extracción de los líquidos generados en el proceso
 - Fácil extracción del compost terminado
 - Se puede inyectar aire a presión en caso de ser necesario
- Desventajas:
 - Cargar de materia orgánica por sobre el nivel del suelo
 - Gradiente de temperatura muy disperso en el interior.
 - Capacidad limitada al volumen del silo.
 - Limitación de capacidad productiva, ya que se debería llenar con la materia necesaria, evitando mezclar distintas cargas parciales.

4.2.2 Propuesta tecnológica: Silos Cilindro Horizontal

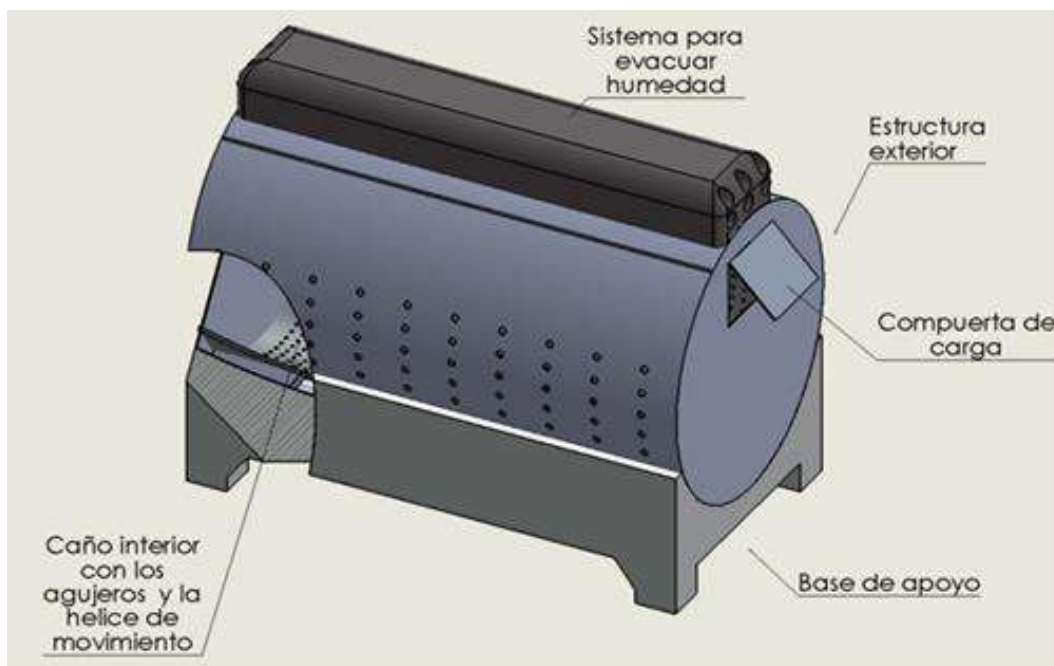


Figura 4-2: “Propuesta de cilindros horizontales con detalle de elementos”

Es este caso, el silo o tacho se coloca en forma horizontal, facilitando el movimiento de mezclado de la materia orgánica (figura 4-2).

Constará principalmente de un cilindro interno concéntrico a otro externo. Cuya función será recolectar los fluidos generados en el proceso, sobre la parte inferior. Sobre la parte superior, gracias a un sistema complementario, evacuará el aire húmedo del cilindro interno, controlando así la humedad relativa de la mezcla. En ambos laterales tendrá respiraderos para que ingrese libremente el aire del exterior.

La rotación y mezclado de la materia se generará gracias al movimiento de una paleta cuyo diseño buscará rotar la materia de la parte externa del cilindro hacia adentro, pero también generar un movimiento de esta hacia el centro, para que nuevamente se redistribuya. (figura 4-3)

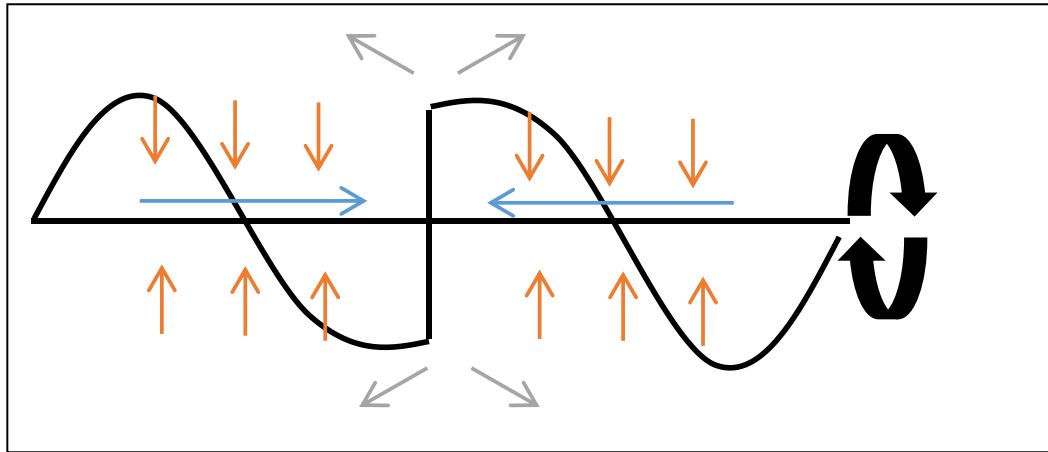


Figura 4-3: “Diseño y redistribución de la materia de la paleta interna”

Sobre la parte central del eje de la paleta se colocarán, debidamente ubicados, los sensores. De esta manera se logra una toma de valores confiable, representativa de la muestra de materia orgánica que posee el cilindro.

Para generar la carga de la materia orgánica, sobre uno de los laterales existirá una abertura, y gracias a un tornillo sin fin o cinta transportadora, evitará el trabajo manual de cargar a nivel superior del suelo. La descarga se realizará en una boca inferior ubicada sobre el centro, aprovechando el trabajo de la paleta que arrastra la materia hacia allí.

▪ Ventajas:

- Facilidad de carga y descarga
- Baja velocidad de giro de paleta necesaria
- No influyen las precipitaciones
- Al ser un sistema cerrado las posibilidades de infección por insectos o animales es muy baja
- Simpleza para toma de variables y modificación de estas.
- Fácil evacuación de líquidos generados en el proceso

▪ Desventajas:

- Capacidad limitada
- No se puede lograr una carga completa (espacio desperdiciado)
- No soporta distintas etapas de carga

4.2.3 Propuesta tecnológica: Canal con cabezal de trabajo

La propuesta se basa en el diseño de un bastidor lineal donde se almacenará la materia a trabajar, y un cabezal superior que, al trasladarse sobre el bastidor, generará la mezcla y aireación de la materia al mover un sistema de palas mezcladoras (Figura 4-4).

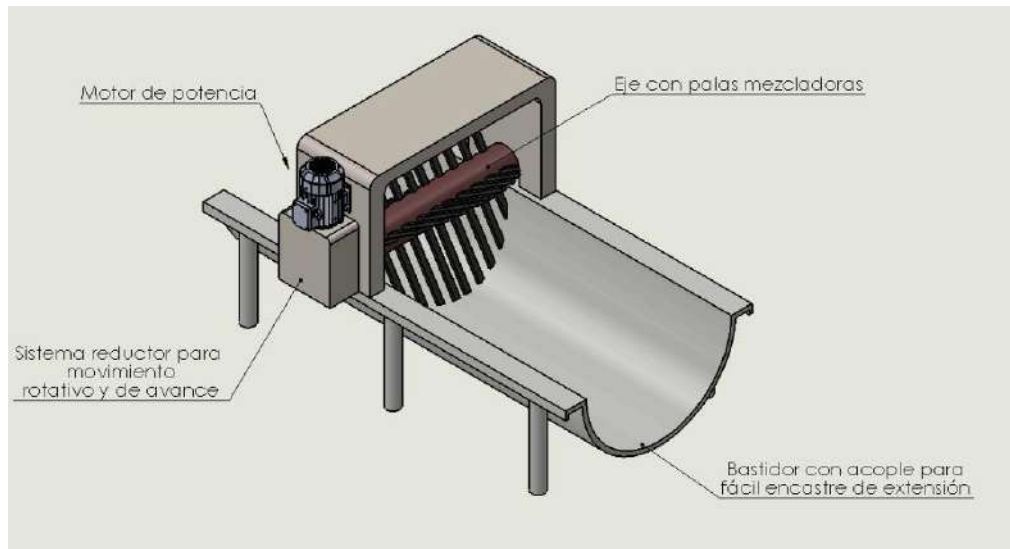


Figura 4-4: “Diagrama de diseño del bastidor con el cabezal de trabajo”

Este sistema permitirá una capacidad variable de producción gracias a un sistema de acople de nuevos bastidores independientes.

En este caso, la toma de variables se realizará de manera manual, y se recomendaría que se instale en una zona techada, resguardada de las inclemencias del tiempo.

La carga se podría realizar con cualquier sistema de elevación, como ser sin fin, cangilones, o cinta; para la descarga, se tendrá una compuesta lateral facilitando el vaciado.

El mezclado/aireado de la materia se realizará en dos etapas; la primera consistirá de un sistema tipo arado cuya principal función será descompactar, aflojar y remover la materia orgánica, la segunda realizará el aireado total utilizando ejes con palas mezcladoras. Este sistema deberá poseer una relación entre las velocidades de avance y mezclado para evitar compactación por alta velocidad de avance o salpicadura de material por altas velocidades de mezclado.

Por la naturaleza del diseño, el cabezal se desplazará en ambas direcciones mientras trabaja, elevando la eficiencia del movimiento y mezclado de la materia.

Por diseño los líquidos se extraerán por la parte baja del sistema.

▪ Ventajas:

- Facilidad de carga y descarga
- Capacidad variable de producción según necesidad
- Soporta distintas etapas de carga
- Baja velocidad de giro de paleta necesaria
- No influyen las precipitaciones
- Las posibilidades de infección por insectos o animales son bajas

- Fácil evacuación de líquidos generados en el proceso
- Desventajas:
 - Gran espacio lineal necesario
 - Complejidad de toma de variables (manuales en casi todos los casos)

4.3 Toma de decisión de propuestas tecnológicas

4.3.1 Elección de proceso por método cualitativo por puntos

Este método consiste en definir los principales Factores determinantes de una decisión, para asignarles valores ponderados de peso relativo, de acuerdo con la importancia que se les atribuye.

PROCEDIMIENTO

1. Desarrollar una lista de factores relevantes.
2. Asignar un peso a cada factor para indicar su importancia relativa (los pesos deben sumar 1.00).
3. Asignar una escala común a cada factor (Del 1 al 5 en este caso, donde 5 es muy deseable y 1 no deseable).
4. Calificar a cada sitio potencial de acuerdo con la escala designada y multiplicar la calificación por el peso.
5. Sumar la puntuación de cada sitio y elegir el de máxima puntuación.

Teniendo en cuenta los factores relevantes planteados en las ventajas y desventajas, se realizó la tabla 4-2, donde se observan las asignaciones a cada posibilidad y el puntaje total de cada una de ellas.

Se define así que la propuesta elegida será: “Canal con cabezal de trabajo”.

<i>Factores relevantes</i>	<i>Peso Asignado</i>		<i>Calificación</i>	<i>Calificación ponderada</i>		<i>Calificación</i>	<i>Calificación ponderada</i>		<i>Calificación</i>	<i>Calificación ponderada</i>
Medición de variables	0,2	Automáticas. Difieren según altura de medición por compactación de la mezcla.	3	0,6	Automáticas Homogeneas	5	1	Manuales	2	0,4
Capacidad de carga	0,15	Limitada, se debe agregar más silos	2	0,3	Limitada, se debe agregar más silos	2	0,3	Ilimitada, fácil adaptación	5	0,75
Costo/Inversión	0,2	Medio	2	0,4	Alto	1	0,2	Mediano (la estructura de la planta puede poseer techo y servicios)	3	0,6
Horas hombre necesarias	0,15	Mínimas, carga y descarga	4	0,6	Mínimas, carga y descarga	4	0,6	Mínimas, carga y descarga	4	0,6
Superficie designada	0,05	Baja	5	0,25	Mediana	3	0,15	Mediana/Baja	4	0,2
Incidencia de condiciones climáticas	0,05	Baja	4	0,2	Baja	4	0,2	Moderada/Baja	3	0,15
Complejidad de los mecanismos	0,2	Mediana	3	0,6	Mediana/Alta	2	0,4	Mediana	3	0,6
	1			2,95			2,85			3,3

Tabla 4-2: “Elección de proceso por método cualitativo por puntos”

4.4 Diseño de componentes

Para diseñar los componentes se tendrán en cuenta las variables específicas de cada uno, para poder cumplir los objetivos generales de manera eficiente.

La base del proyecto será la capacidad de producción variable, por lo tanto, el primer paso será la designación de la forma y propósitos del bastidor del equipo.

4.4.1 Bastidor

Esta pieza posee varias funciones esenciales, siendo la principal el contener la materia orgánica a trabajar y ser guía y apoyo del cabezal mezclador.

- Principales características:
 - Modular: permite modificar fácilmente la capacidad total de producción
 - Diseño simple, liviano y resistente
 - Debe poseer drenaje para la recolección de líquidos generados durante el proceso
 - Forma geométrica que evite zonas de compactación
- Funciones:
 - Soporte de materia orgánica
 - Debe poseer una guía sobre la cual se trasladará el cabezal
 - Soporta el peso de cabezal

Se estudia la forma geométrica que podría poseer según las necesidades y funciones a cumplir, conformando la tabla 4-3, donde resulta como consecuencia un diseño rectangular para el bastidor.

Forma geométrica del bastidor	Ventajas	Desventajas
	Buena capacidad de carga Correcta distribución de materia orgánica	Zonas de mayor compactación en el centro Distribución de tensiones desigual
	Drenaje natural de fluidos hacia la parte inferior Menor peso soportado por estructura	Baja capacidad Zonas de alta compactación
	Gran capacidad de carga Drenaje de fluidos hacia el centro Distribución de materia homogénea	Mayor peso pero mejor distribuido

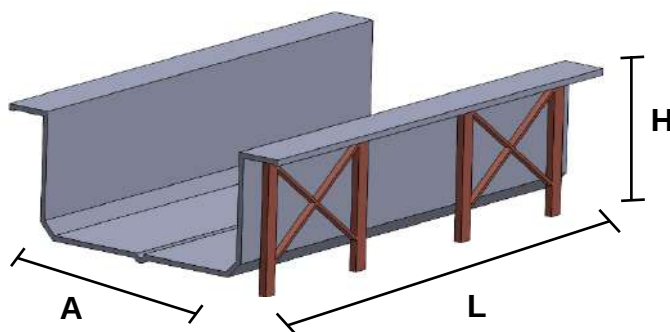
Tabla 4-3: “Formas geométricas del bastidor y sus ventajas-desventajas”

Para su capacidad de carga se designará un volumen de 3m^3 de material para poder extender la producción según sea necesario.

Se adoptará una altura total de trabajo de 0.5 metros, siendo la suficiente para obtener una correcta capacidad y evitar zonas de alta presión por materia acumulada, lo que generaría apelmazamientos y zonas de difícil acceso para la aireación. Para evitar que la materia mezclada se desparrame durante el proceso, se agregaran 10 a 20 cm por sobre el nivel de trabajo, pero no influirá en la capacidad productiva.

Para facilitar el diseño y la seguridad del cabezal, el ancho interior del bastidor será de 1 metro. Esto nos permitirá diseñar ejes de menor dimensión para el sistema de mezclado y aireación, minimizando el pandeo (y por lo tanto tensiones) que poseerá. Asimismo, nos permite un diseño más liviano del cabezal, minimizando la energía necesaria para generar el movimiento lineal.

Teniendo en cuenta la figura 4-5,



Adopto $A = 1\text{ m}$ y $H = 0.5\text{ m}$

De esta manera tengo un ancho estándar y una profundidad baja, evitando sobrepresiones en el fondo y facilitando el volteo de la materia prima

Figura 4-5: “Medidas generales del bastidor”

Así el módulo medirá:

$$Vol = A \cdot L \cdot H = 3\text{ m}^3 = 1\text{ m} \cdot 0.5\text{ m} \cdot L \leftrightarrow L = 6\text{ m}$$

El modelado del bastidor tendrá en cuenta una canaleta inferior recolectora de los líquidos producidos por el proceso. Estos serán de relativa importancia ya que si el productor lo desea los puede reinsertar o bien utilizar para otros procesos por sus propiedades.

Para conocer más detalles de su cálculo, dirigirse al ANEXO B – Cap 5.

4.4.2 Sistema de des compactación

La principal función de este sistema será la de des compactar la materia orgánica, generando también la acción de volteo para homogeneizar el estado.

Su diseño consistirá de un bastidor donde se colocarán 4 brazos de arado, dos centrales y dos extremos para lograr voltear la materia sobre las paredes (Figura4-6).

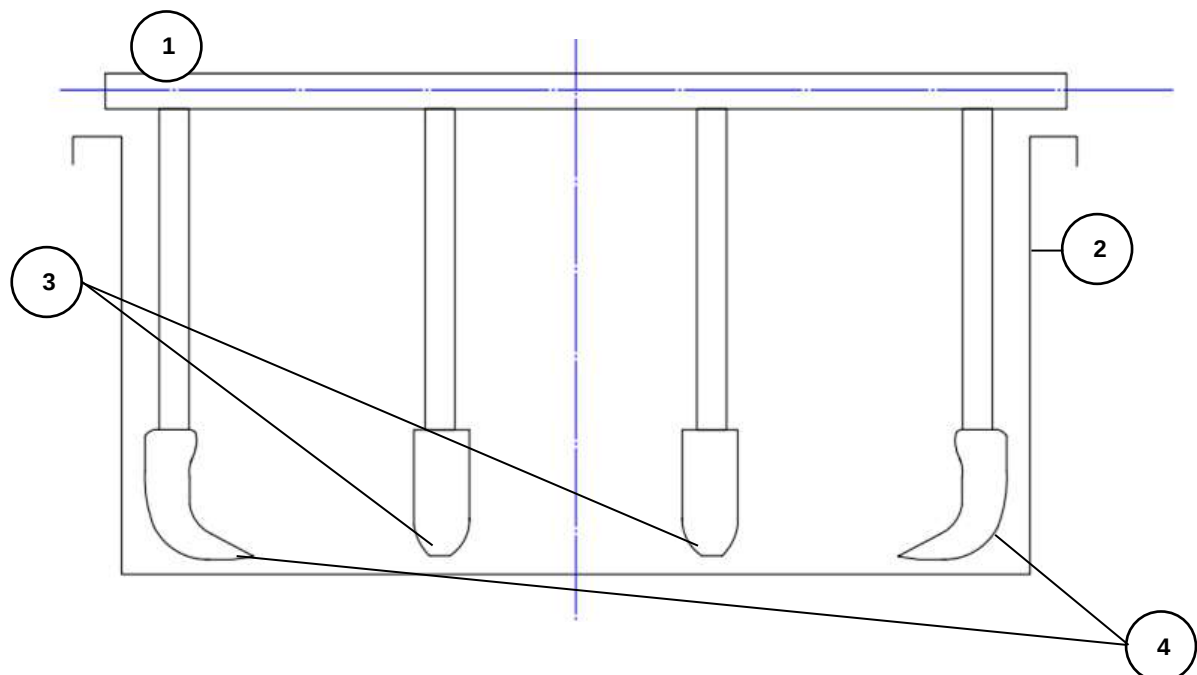


Figura 4-6: “Elementos del sistema de arado” 1 – Bastidor de brazos de arado. 2- Bastidor contenedor de materia. 3- Cuchillas de arado central. 4- Cuchillas de arado extremas.

Dado que la maquina se debe desplazar en ambos sentidos de trabajo, el sistema tendrá la capacidad de elevarse, dejando todas las cuchillas por sobre la materia en un extremo, y en el otro (hacia donde avanzaría), en posición de trabajo.

El sistema de elevación será comandado por un cilindro tipo neumático o hidráulico, el cual estará asociado a una cadena que comandará ambos ejes de los bastidores. De esta manera, cuando el cilindro este completamente estirado, un bastidor estará elevado y el otro en posición de trabajo; si por el contrario el cilindro se encuentra comprimido, el bastidor opuesto estará elevado. Se dejará al estudio posterior la posibilidad de contar con dos cilindros independientes.

Para conocer más detalle de la confección y diseño del sistema de des compactación, dirigirse al ANEXO B – Cap.1

4.4.4 Sistema de avance del cabezal

El cabezal que contiene los brazos de arado se desplazará por sobre guías del bastidor, encausando los brazos dentro el bastidor, evitando que el sistema se cruce o desvíe, y algún brazo golpee las paredes internas.

Para esto se utilizarán motores eléctricos independientes que podrán ser seteados según la necesidad de la máquina. Esta velocidad estará influenciada por la cantidad de materia, su humedad, su compactación; estará comandada por un sistema eléctrico que facilitará al usuario poder decidir la correcta velocidad de avance según su propia experiencia o bien una guía de ayuda que se podría proveer con la máquina, explicando los factores a tener en cuenta al momento de setear la velocidad.

Para definir el sistema de avance se trabajará en varias opciones, pudiendo mencionar:

- Sistema de avance con ruedas: Asociando el eje conductor del motor a una rueda de caucho o goma, que genere tracción sobre la base de bastidor,

imprimiendo una fuerza de avance del cabezal. Este sistema tendrá la ventaja de ser bastante económico, pero podría generar varios inconvenientes si la rueda deslizara (sin rodadura perfecta), conllevando que el avance sea desperejo entre los extremos, dificultando el avance del cabezal, pudiendo incluso tener que detenerlo totalmente para su corrección. Se podría evitar esto, elevando la fuerza de roce entre la rueda y la base, ya sea, aumento el peso del cabezal o colocando materiales de alto roce en las superficies, esto implicaría un aumento de costo, desechando su principal ventaja.

- Utilización de sistema planetario: se estudió la posibilidad de implementar un sistema planetario para generar el avance del cabezal, incluyendo una cremallera asociada al bastidor
El sistema planetario tendría el eje del rodillo como eje conductor central, brindando así una relación directa entre la velocidad de giro del motor alimentador y el avance de cabezal, manteniendo la proporción constante según el diseño. Dado el funcionamiento de este tipo de sistemas, a medida que el engranaje externo avance sobre la cremallera asociada al bastidor, el eje del rodillo girara en forma inversa, pero con distinta velocidad y torque necesario.
Esta opción presenta la ventaja de tener velocidades variables, gran capacidad de esfuerzo posible, conformando un sistema de movimiento por contacto de gran durabilidad y confianza. Conllevaría mayor inversión y peso al sistema, ya que debería existir un sistema en cada extremo del cabezal.
- Sistema de avance a través de un sistema de Cintas o cadenas que transmitan el movimiento al cabezal: colocando en un extremo del bastidor un motor, el cual alimentara de movimiento a una cinta o cadena asociada al cabezal, arrastrándolo hacia el lado correcto de trabajo. Este sistema presenta la ventaja de no tener que colocar el motor de avance en el cabezal, sino que quedaría fijo en un extremo del bastidor; como contrapartida, deberá poseer un tensor que mantenga la cinta o cadena con cierta rigidez, y representara un gran problema al momento de tener que expandir o contraer la capacidad de carga de la maquina (es decir, incluir o excluir un nuevo módulo de bastidor). Deberá tener un sistema en cada lado del cabezal, correctamente sincronizados para evitar un cruce del mismo al momento de trabajar.
- Sistema de avance directo con engranaje y cremallera: engranaje de avance, alimentado por un motor eléctrico directo, brindando velocidades de avance pre programadas. El engranaje correrá por una cremallera fija al bastidor, pudiendo ser de dientes rectos, (generando un movimiento levemente pulsante) o de dientes helicoidales, brindando un movimiento más continuo. En este último caso la tensión en el punto de contacto será mayor.
Con este sistema se obtendrían relaciones de velocidades de avance muy precisas, pudiendo setearlas desde la configuración de la máquina. Brindaría seguridad y durabilidad en el tiempo; como desventaja tendrá un alto costo de inversión, la necesidad de mantener el cuidado para no obstruir las cremalleras.

Luego de un estudio y discusión del caso, por facilidad de aplicación y ventaja sobre el sistema y diseño, en este diseño se aplicará un sistema de avance por engranaje y cremallera en cada extremo del cabezal.

El detalle del cálculo y diseño del sistema se encuentra en el ANEXO B – Cap.

4.5 Diseño final de la Máquina

Luego de obtener los detalles de diseño y cálculo de las piezas y secciones, utilizando un software CAD, se desarrollaron y unieron, formando la máquina diseñada.

4.5.1 Plano Generales

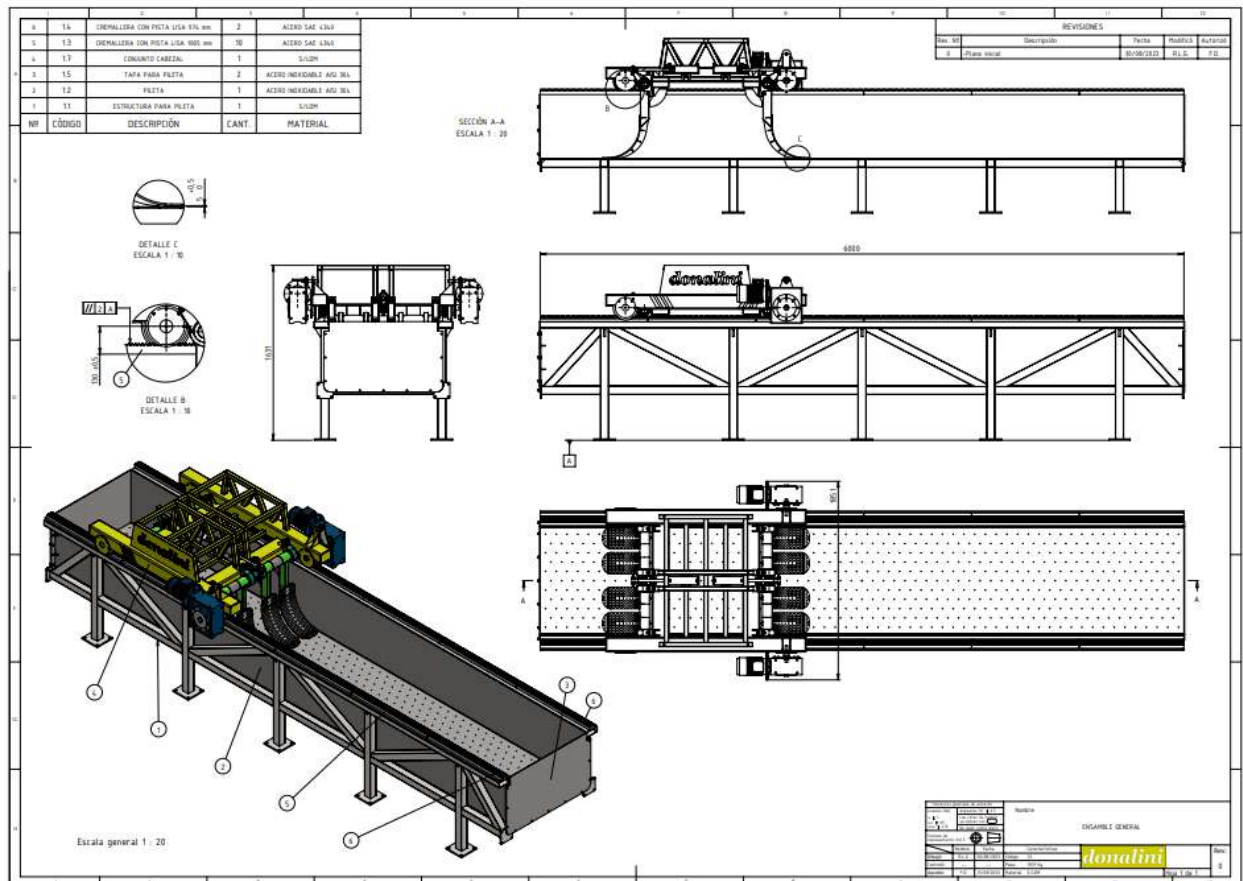


Figura4-7:” Plano general de la máquina”

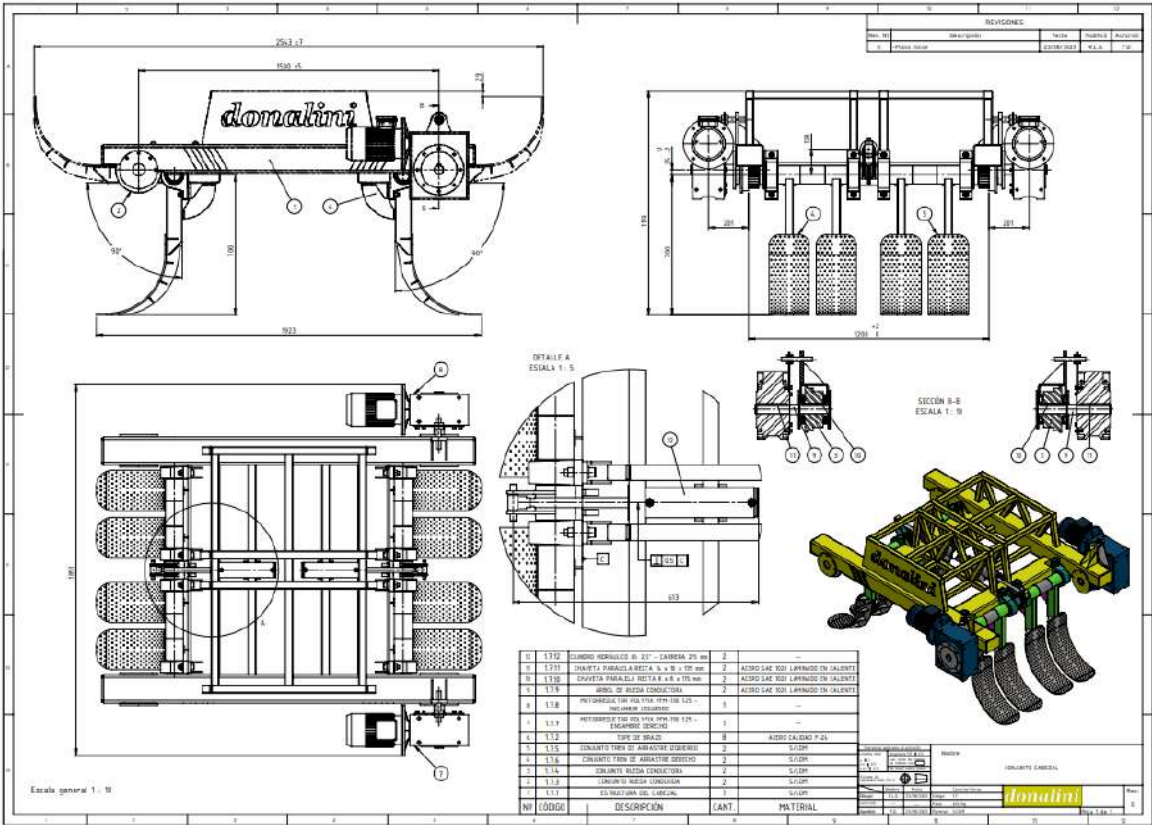


Figura 4-8:” Plano general del Conjunto Cabezal”

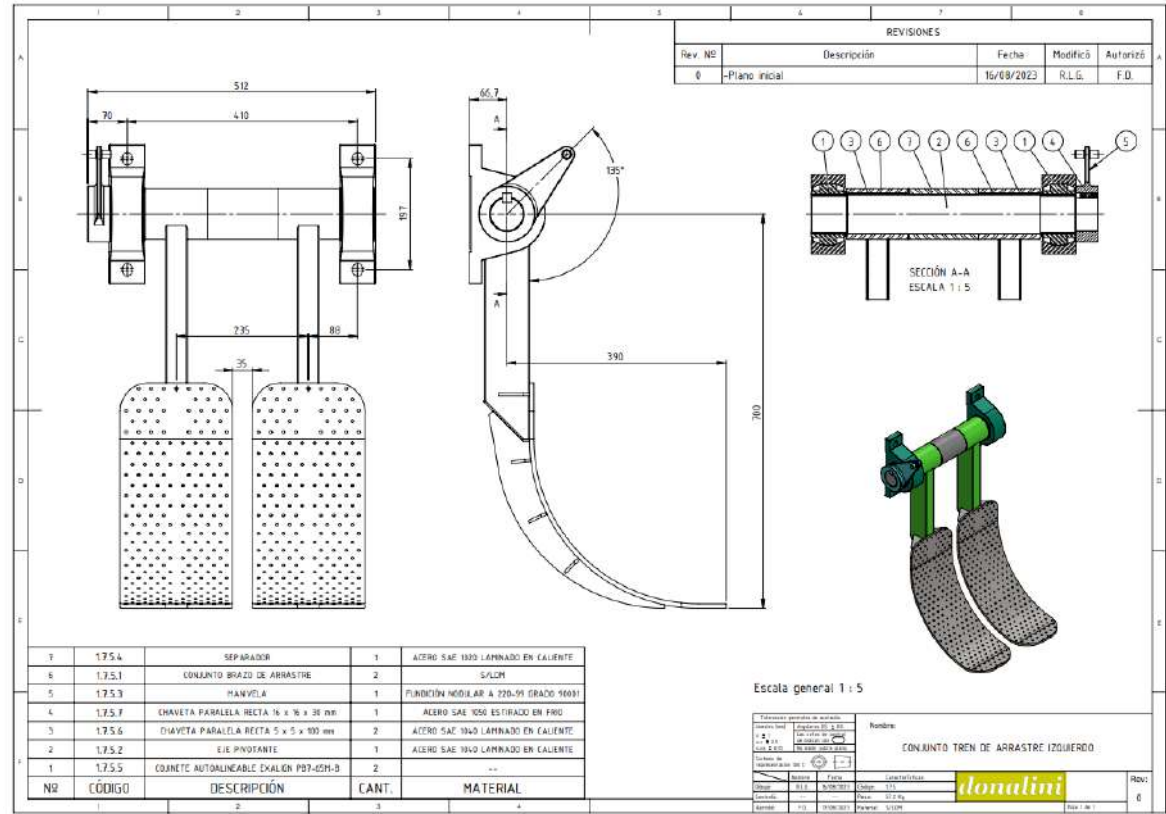


Figura 4-9:” Plano de Conjunto de Tren de Arrastre”

4.5.2 Planos detalles de piezas diseñadas

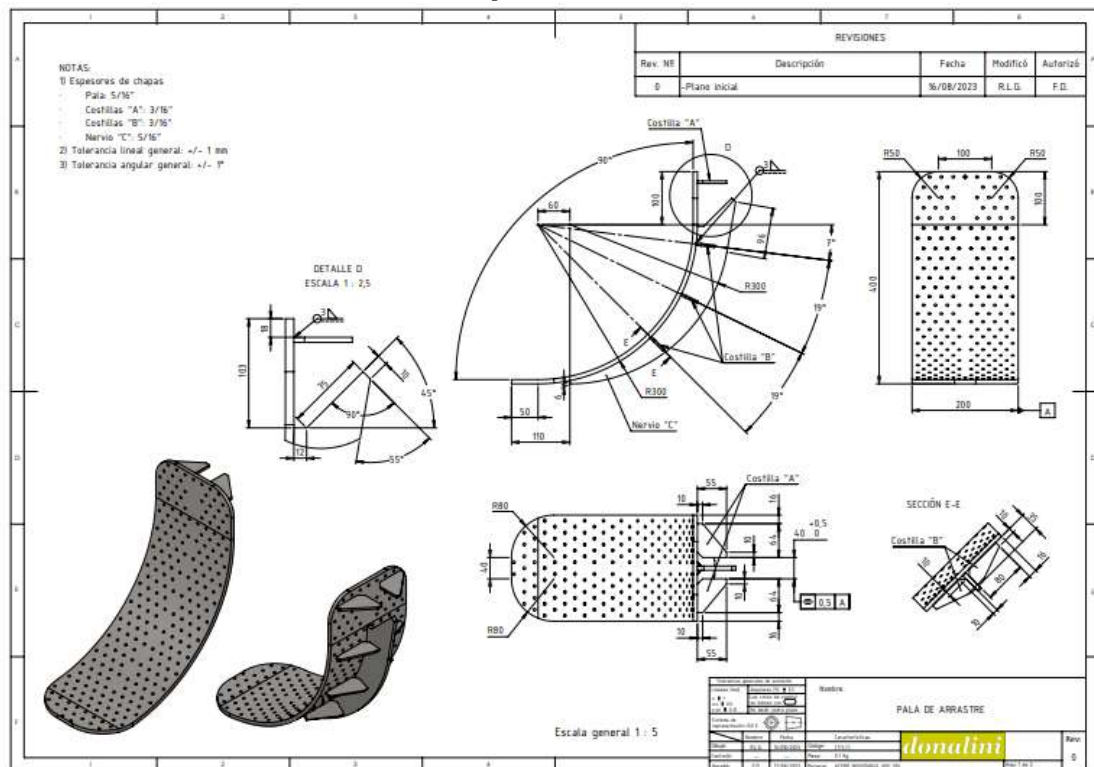


Figura4-10: “Plano detalle de la Pala de Arrastre”

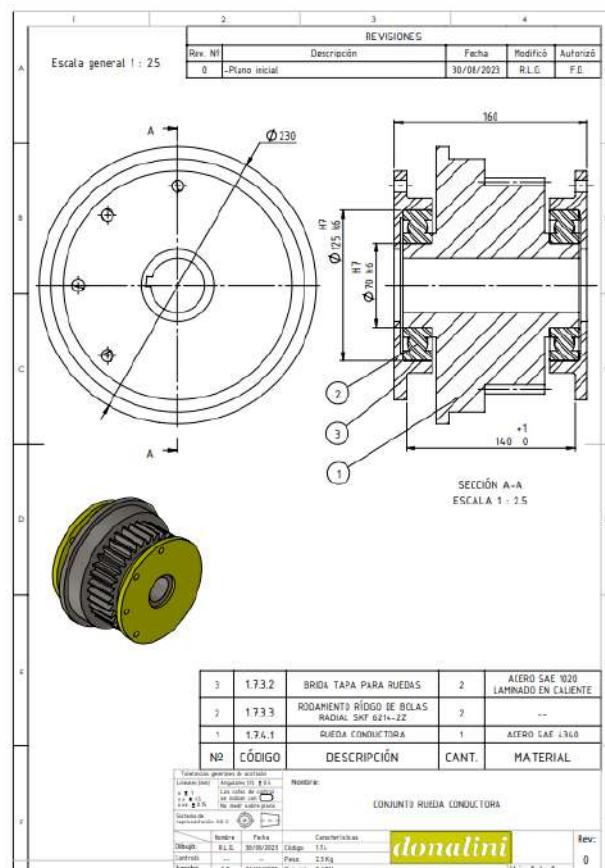


Figura 4-11: “Plano de Rueda Conductora”

La gente habla de conseguir golpes de suerte en sus carreras. Yo soy la prueba de que la teoría de los golpes de suerte es simplemente errónea. Uno consigue su propia suerte. El mundo está dirigido por los que se dan a conocer, no por los que esperan a que se pregunte por ellos
(Steve Blank)

Capítulo 5. Conclusión

En Rosario y toda la región, desde hace varios años, la industria de la fabricación de cerveza artesanal está presentando un gran desarrollo, elevando notablemente los niveles productivos del sector. Este crecimiento viene acompañado por una alta demanda social, desarrollada por la formación de sectores culinarios y patios cerveceros en varias zonas de la ciudad y sus alrededores.

Desgraciadamente, en este tipo de industrias alimenticias, el desarrollo y crecimiento viene acompañado por una elevación notable de la cantidad de desechos orgánicos que genera durante su producción. Es responsabilidad de todos el poder minimizar el impacto que estos generan sobre el medio ambiente. Desde el gobierno, con la implantación de normas, leyes que controlen y adecuen el impacto generado por los distintos desechos productivos; de las empresas, invirtiendo en nuevas y mejores tecnologías que minimicen los desechos generados; y de la sociedad toda, que innovando y acompañando al avance, puede generar nuevos métodos de reutilización o re inserción de desechos en los procesos y tratamientos, para evitar así que dejen una huella imborrable en nuestro medio ambiente.

El puntapié inicial de este proyecto, fue el deseo de ser parte de este nuevo movimiento ambiental, tan necesario para mejorar el mundo que nos rodea.

Estudiando las posibilidades de reutilización del Bagazo, nos encontramos con muchas limitaciones e impedimentos, provenientes, desde las leyes y normas contractuales, hasta de la tecnología y posibilidades reales aplicables en la situación actual que el país está viviendo. Sin embargo, habiendo realizado un estudio de las principales posibilidades, entendemos, pudimos encontrar una aplicación real, factible, aplicable desde lo normativo y tecnológico, encontrando así una solución real al problema que inicio la creación de este proyecto.

La máquina diseñada, primeramente, en un boceto, con ideas y funcionalidades listadas, fue tomando forma y detalle a medida que se realizaba el estudio y diseño de cada una de sus partes. Acompañando este desarrollo con estudios y ensayos reales realizados en una fábrica de cerveza artesanal de un compañero de facultad, pudimos darle forma y vida a estas ideas de diseño y funcionalidad. Durante todo el proceso se buscó elevar al máximo la eficiencia de mecanismos y movimientos, simplificando los procesos y basándonos, siempre, en la factibilidad de la época actual.

Se obtuvo como resultado un diseño mecánico que cumple, con creces, las exigencias impuestas como punto de partida a este estudio. En la actualidad, el Bagazo es desechado como producto urbano, generando una gran incongruencia, tanto en el cuidado del medio ambiente, como en el cumplimiento de las normas existentes. Gracias a este estudio, se podrá reutilizar como materia prima de un nuevo proceso productivo, pudiendo obtenerse un producto de fácil comercialización, compuesto enteramente por elementos orgánicos, que ayudarán a elevar la eficiencia y productividad de las tierras donde sea aplicado, conllevando aún más beneficios económicos y medio ambientales.

Tecnológica y constructivamente, este diseño presenta algunas complicaciones, no definidas del todo en este estudio, siendo como ejemplo enunciativo: diseños electrónicos necesarios, diseño de tendido eléctrico de potencia, estudio de vibraciones, procedimientos para cargas y descargas de materiales, tiempos apropiados de procesos; aun así, como se detalla durante todo el proyecto, se tuvieron en cuenta una gran cantidad de variables, haciendo de este estudio un avance muy importante en el proceso de diseño general de toda la máquina.

Durante todo el desarrollo de este proyecto debimos aplicar conocimientos y metodologías asimiladas durante nuestros años de estudiantes en la facultad, representando nuestras principales herramientas de desarrollo y avance, forjando una base teórica/práctica muy importante, lo que nos permitió saber, entender y deducir el camino correcto a seguir en cada paso transitado.

Fue, desde nuestro punto de vista, extremadamente grato poder desarrollar y concebir este proyecto desde sus orígenes; nos dejó grandes enseñanzas y motivos para observar la amplia capacidad de desarrollo que, aún hoy en día, la industria en general posee, entendiendo que la concepción del avance no siempre debe estar en producir más, sino en producir con conciencia, implantando en las generaciones futuras la trascendental idea de la importancia que tiene el cuidado del medio ambiente.

ANEXO A

Proceso de elección a través de estudio ponderado de alternativas

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2023

ANEXO A. Alternativas de tratamiento de residuos proveniente de cereales del tipo grano de cebada malteados

Para el tratamiento de residuos generado en este tipo de procesos, dada la característica orgánica de los mismos, se proponen y estudian varias alternativas:

- Disposición en Relleno sanitarios
- Quema de desechos
- Alimento para ganado
- Bio metanización (digestión anaerobia)
- Compostaje
- Material base para investigación en la obtención de anti oxidantes.
- Material base para la construcción de aislantes utilizados en techos verdes.

La primer opción quedaría desechada citando el Decreto provincial N° 2151/14, "Considerando que los rellenos sanitarios están concebidos para la disposición de residuos de origen domiciliario por parte de las Comunas y Municipios y no corresponde la disposición de residuos de procesos o actividades industriales o de servicios.", y al art 6 °,inc 2 del mismo Decreto : "Dispónese, siempre que las condiciones de orden técnico lo permitan, como prioritario la reutilización de estos residuos como materia prima o insumo de otro proceso productivo o el reciclado de los mismos."

La segunda alternativa resulta inviable debido a que la Ordenanza 8335/06 (basura cero) en su art 26° determina "Queda prohibida la incineración de residuos domiciliarios y compatibles, en cualquiera de sus formas, con o sin recuperación de energía, así como la contratación de empresas incineradoras de residuos localizadas en otras jurisdicciones.

Si se analiza destinar el bagazo para alimento de animales, el alto contenido proteico, aproximadamente un 25 %, permite aprovecharlo íntegramente, pero el problema en este punto rige en las grandes distancias entre la zona productiva y espacios de crías de ganado, y en la gran diversificación de posibles alimentos preparados para los animales, de poco costo y gran rendimiento.

La bio metanizacion es un proceso por el cual la materia orgánica se fermenta en ausencia de oxígeno, a través de un conjunto de procesos bio-degradativos realizados por asociaciones bacterianas y que, como resultado, forman biogases con alto contenido en metano. Así se obtiene el desdoblamiento de la materia orgánica en sus componentes energéticos (metano e hidrógeno) y fertilizantes (nitrógeno, fósforo, potasio) de una forma natural y espontánea, conservando la totalidad de elementos minerales. Este proceso debe realizarse en condiciones muy controladas de temperatura principalmente, y conlleva un control de proceso muy riguroso ya que se trabaja con un gas muy inflamable y de alto riesgo de manejo.

En el compostaje, la fermentación de los residuos no se realiza en forma anaeróbica, sino por lo contrario se realiza utilizando el aire como componente de las reacciones

químicas. Se basa en un proceso biológico, que asegura la transformación de los restos orgánicos en alimentos homogéneos y muy asimilables para nuestro suelo. La consecuencia de dicho proceso es la liberación de Dióxido de Carbono y Agua, y la materia o "compost" restante, la cual se utiliza para la fertilización de suelos, siendo un factor fundamental en la elaboración de productos agrícolas.

Tanto como material para investigación, así como para la construcción de aislantes, entendemos que se encuentra en etapas investigativas y de muy poca exigencia de volumen para tener en cuenta en este proyecto.

Requisitos del proceso a elegir:

- Que encuadre dentro de las normativas provinciales y municipales.
- Que utilice los residuos como materia prima de otro proceso.
- Simplificación del proceso de reciclado.
- Amplio rango de aplicación de los productos derivados del proceso de tratamientos de residuos.
- Minimizar el impacto ambiental generado tanto por los residuos como por el proceso de reciclado de estos.
- Realizable en corto o mediano plazo.
- Menor costo posible durante todo el proceso de reciclado (desde la recolección de los residuos hasta la distribución del producto final del tratamiento)

Toma de decisión para el desarrollo del proyecto:

- Dados los objetivos esperados del proceso, y los posibles tratamientos existentes, podemos destacar tres posibilidades de abarcar el proceso de tratamiento:
- Generación de Bio-gas en una planta central.
- Generación de Compost a gran escala en un centro de acopio.
- Generación local de Compost, de forma sectorizada, para productores agrícolas.

Este último punto, se analiza de la Ordenanza de la Municipalidad de Rosario N° 8871/11, la cual trata sobre la aplicación de productos fitosanitarios (*), delimitando una zona muy amplia donde se debe producir en forma agroecológica u orgánica, siendo necesario para todos los productores agrícolas de esa área, el poseer materia orgánica para la fertilización de los suelos, a bajo costo y de alta calidad.

(*)Sustancia o mezcla de sustancias destinadas a prevenir evitar, destruir, atraer, repeler o combatir cualquier plaga o enfermedad, o destruir directamente, insectos, ácaros, moluscos, hongos, bacterias, etc. Se incluyen también las sustancias reguladoras del crecimiento vegetal o fitorreguladores.

Elección de proceso por método cualitativo por puntos.

Este método consiste en definir los principales Factores determinantes de una decisión, para asignarles valores ponderados de peso relativo, de acuerdo con la importancia que se les atribuye.

PROCEDIMIENTO

1. Desarrollar una lista de factores relevantes.
2. Asignar un peso a cada factor para indicar su importancia relativa (los pesos deben sumar 1.00).
3. Asignar una escala común a cada factor (Del 1 al 5 en este caso)
4. Calificar a cada sitio potencial de acuerdo con la escala designada y multiplicar la calificación por el peso.
5. Sumar la puntuación de cada sitio y elegir el de máxima puntuación.

Alternativas:

- Generación de Bio-gas en una planta central.
- Generación de Compost a gran escala en un centro de acopio.
- Generación local de Compost, de forma sectorizada, para productores agrícolas.

Factores relevantes:

- I. Espacio necesario: el mayor espacio lo necesitara un centro de acopio, en donde se debería juntar todo el bagazo y prepararlo para el proceso, realizar el compostaje, y almacenar el producto final. Para la planta de Bio gas no es necesario un gran metraje, pero sí un espacio exclusivo destinado al biodigestor y un proceso productivo o de viviendas cercano para su utilización. La generación de compost en forma sectorizada queda en cada productor el espacio que pueda asignarle.
- II. Transporte de materia: considera el transporte de materia prima y el del producto obtenido. Así la opción del centro de acopio tiene un gran gasto para ambos traslados; la planta de biogás, de transporte de materia prima y producto (ya que se deduce que el gas será transportado hasta el lugar de uso); la última opción, nos deja con un transporte de materia prima muy complejo, ya que deberíamos llevarla a cada agricultor, pero el producto final ya se encontraría en el lugar de uso futuro.
- III. Necesidad de infraestructura: para el centro de compostaje se necesita un terreno de grandes dimensiones, resguardado de condiciones climáticas, es decir, techado y ubicado en una zona de la ciudad donde se permita este tipo de procesos,

regulado en el plan urbano de Rosario, y con condiciones de continuo ingreso y egreso de vehículos de transporte.

Para la planta de biogás es necesario un equipo biodigestor, área techada, con piso y ventilada para instalarlo, área de ingreso y egreso continuo de vehículos, aporte continuo de sustrato (residuo orgánico a degradar) y tuberías de distribución hasta un proceso productivo o grupo de viviendas que lo utilice

La transformación del compost en pequeña escala no necesita infraestructura adicional más que una zona techada o resguardada de la inclemencia del tiempo.

- IV. Mano de obra calificada: la planta de Bio gas necesitara controles muy complejos para su puesta en funcionamiento y personal capacitado para un mantenimiento riguroso que no altere el proceso, los centros de compostaje no necesitan tanto control de manera continua.

- V. Tiempo de proceso: El tiempo de degradación de la materia orgánica depende entre otros factores, del tamaño de partícula y de la cantidad de materia a degradar.

En el caso del biogás, una vez alcanzado el régimen de producción, debe mantenerse la alimentación de manera regular de modo que el sustrato no exceda o limite la velocidad de degradación de las bacterias presentes.

Para el caso del compostaje, considerando el tamaño de la semilla de cebada y su previo proceso de maceración, se pueden armar pilas o "porciones" como procesos tipo bach. Se estima un proceso inicial de tres meses. El compost obtenido se utiliza o almacena, mientras se puede iniciar la degradación simultánea de otra pila similar.,

- VI. Aprovechamiento del residuo: Considerando que la Ordenanza 8871/14 prohíbe el uso de fitosanitarios para la producción agrícola en la zona periurbana de Rosario, la recuperación del bagazo en compost se transformaría en un insumo para los huerteros. En caso que la cantidad de compost obtenido supere la cantidad de insumo necesario para la fertilización del terreno productivo, puede ser comercializado.

El biogás podría considerarse como recurso energético complementario para los elaboradores de cerveza y sólo para uso particular, también complementario, para el caso de los huerteros.

Así se generó la tabla (Tabla A-1) en donde se puede observar que la opción 3, "Generar local de Compost, de forma sectorizada, para productores agrícolas", logro obtener la mayor puntuación.

		<i>Instalar Planta de Biogas</i>		<i>Crear un centro de acopio para compost</i>		<i>Generar Compost en forma individual</i>	
Factor Relevante	Peso Asignado	Calificación	Calificación ponderada	Calificación	Calificación ponderada	Calificación	Calificación ponderada
Espacio Necesario	0,2	3	0,6	1	0,2	4	0,8
Transporte de Materia Prima	0,07	3	0,21	4	0,28	1	0,07
Transporte de Producto obtenido	0,07	2	0,14	3	0,21	5	0,35
Necesidad de infraestructura	0,2	2	0,4	2	0,4	4	0,8
Mano de obra calificada	0,1	1	0,1	3	0,3	4	0,4
Aprovechamiento del residuo	0,16	2	0,32	2	0,32	3	0,48
Tiempo de Proceso	0,2	4	0,8	2	0,4	2	0,4
	1		2,57		2,11		3,3

Tabla A-1: “Resumen de método cualitativo para alternativas planteadas”

ANEXO B

Desarrollo y Cálculo de Diseño

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2023

ANEXO B. Desarrollo de diseño

Diseño de componentes

Sistema de des compactación

La principal función de este sistema será la de des compactar la materia orgánica, generando también la acción de volteo para homogeneizar el estado.

Su diseño consistirá de un bastidor donde se colocarán 4 brazos de arado, dos centrales y dos extremos para lograr voltear la materia sobre las paredes (Figura AB 1).

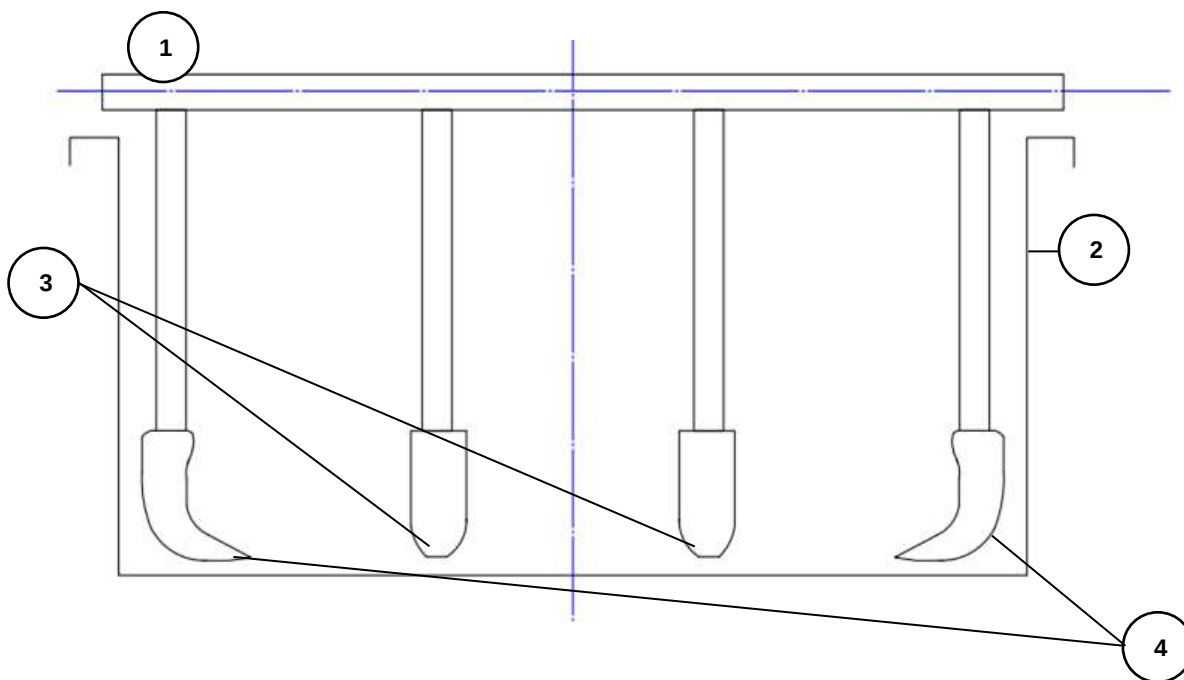


Figura AB-1: “Elementos del sistema de arado” 1 – Bastidor de brazos de arado. 2- Bastidor contenedor de materia. 3- Cuchillas de arado central. 4- Cuchillas de arado extremas.

Cálculo de reja de arrastre

La resistencia específica que generaría la materia orgánica al avance de las rejas delanteras, se podría tomar como tierra de resistencia media-baja (ver tabla AB-1), debido a que no se encuentra compactado, sino que más bien desterronado, pero con humedad de 50%, lo que lo ubica en una resistencia superior al suelo arenoso.

<u>Resistencia específica del suelo (β)</u>	
Suelos arenosos -----	2 a 3 N/cm ²
Suelos medios-----	3 a 4 N/cm ²
Suelos arcillosos -----	4 a 7 N/cm ²

Tabla AB-1: “Resistencia de los suelos” según Sanchez Girón Renedo V. (1996) – Dinámica y Mecánica de los suelos

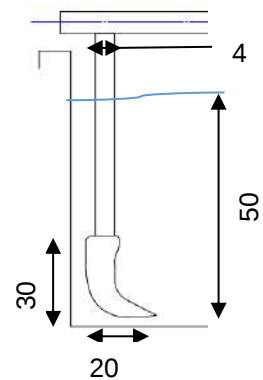
Así la fuerza de arrastre total dependerá del número de rejas (N) y el área de arrastre (A)

$$F(\text{fuerza de arrastre}) = \beta \cdot N \cdot A$$

$$A = 20 \text{ cm} \cdot 30 \text{ cm} + 4 \text{ cm} \cdot 20 \text{ cm} = 680 \text{ cm}^2$$

Así,

$$F = 3 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \times 4 \times 680 \text{ cm}^2 = 8160 \text{ N}$$



Adoptando una velocidad de avance de 0.5 m/seg podemos calcular la potencia necesaria:

$$P = F \times v = 8160 \text{ N} \times 0.5 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 5.48 \text{ HP}$$

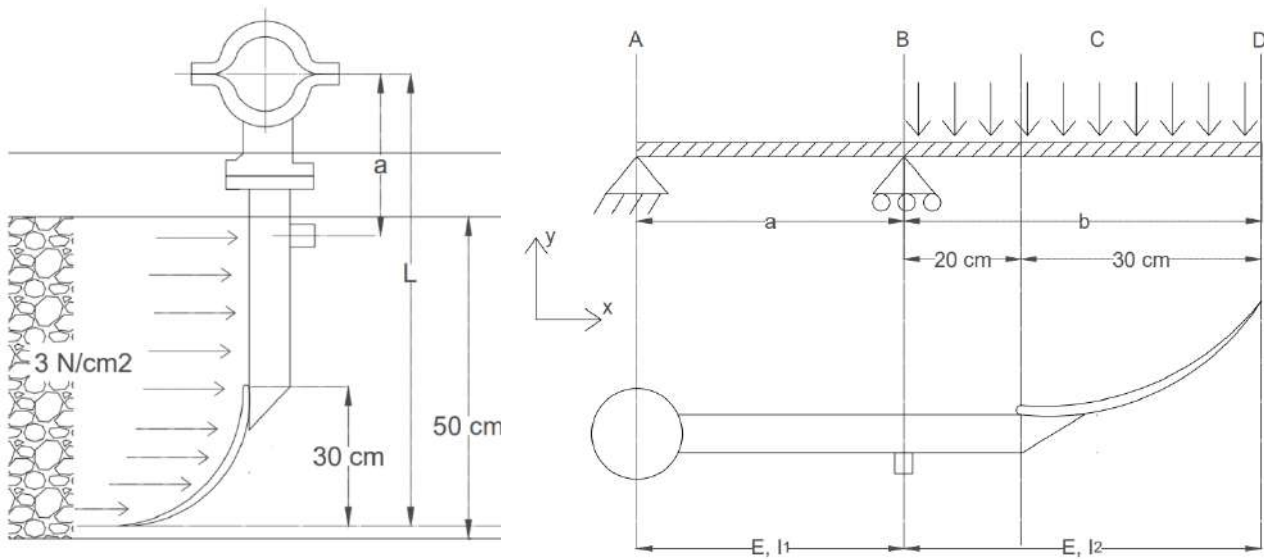


Figura AB 2: “Medidas y diagrama simplificado de reja en funcionamiento”

▪ TRAMO A-B

Observando la figura AB-2, al adoptar un valor de $a = 20\text{cm}$, definiendo el material como acero, $E = 2.1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$

Podemos definir la ecuación del momento flector como,

$$M = \frac{-q \cdot b^2 \cdot x}{2 \cdot a} \rightarrow \text{si } x = a, \text{ entonces } M_{\text{máx}} = \frac{-q \cdot b^2}{2}$$

Siendo q la fuerza aplicada en la sección de la reja, $q = 60 \frac{\text{N}}{\text{cm}}$ obtenemos,

$$M = \frac{-q \cdot b^2 \cdot x}{2 \cdot a} \rightarrow \text{si } x = a, \text{ entonces } M_a = \frac{-q \cdot b^2}{2} = 75.000 \text{ Ncm}$$

Para determinar el valor máximo de la deflexión en el tramo A-B y la posición “ x ” donde se encuentra este valor, utilizamos la ecuación de deflexión de una viga con carga repartida q ,

$$y = \frac{q b^2 x (a^2 - x^2)}{12 a E I_1}$$

Así,

$$Y_{\text{max}} \rightarrow \frac{\partial y}{\partial x} = 0 \leftrightarrow 0 = \frac{q b^2 (a^2 - 3x^2)}{12 a E I_1} \rightarrow x = \frac{a}{\sqrt{3}}$$

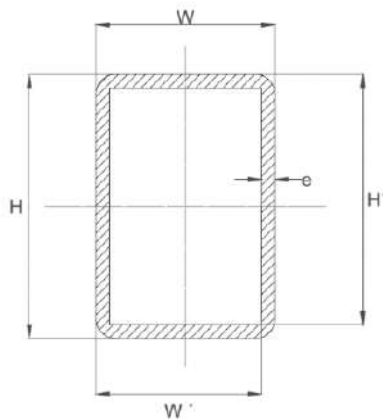
Ahora, si

$$x = \frac{a}{\sqrt{3}} \rightarrow y = \frac{q b^2 a^2}{18 \sqrt{3} E I_1}$$

Reemplazando,

$$y_{\max} = \frac{0.092 \text{ cm}^5}{I_1}$$

Será necesario calcular la Inercia,



$$I_{1x} = \frac{1}{12} (W H^3 - W' H'^3)$$

$$W_{1x} = I_{1x} \frac{2}{H}$$

$$\sigma_{t \max} = \frac{M_{\max}}{W_{1x}} \rightarrow W_{1x} = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}}$$

Se adopta un material F – 24, acero al carbono de uso estructural, fácil acceso y excelentes propiedades mecánicas y de mecanizado, según tabla:

Tipo de Acero	Tensión al límite de fluencia σ_F (N/mm ²)
F-20	200
F-22	220
F-24	240
F-26	260
F-30	300
F-36	360

Nota: los valores mínimos de tensión en el límite de fluencia para espesores superiores a **30 mm** deben ser disminuidos en **20 N/mm²** (200 kgf/cm²).
 $1 \text{ N/mm}^2 = 1 \text{ MPa} = 10 \text{ kgf/cm}^2$

- Módulo de elasticidad longitudinal $E = 210000 \text{ N/mm}^2$ (210000 kgf/cm²)
- Módulo de elasticidad transversal $G = 81000 \text{ N/mm}^2$ (81000 kgf/cm²)
- Coefficiente de Poisson en período elástico lineal $\nu = 0,296$
- Coefficiente de Poisson en período plástico $\nu = 0,5$
- Coefficiente de dilatación térmica $\alpha_s = 12 \cdot 10^{-6} \frac{\text{cm}}{\text{cm}^\circ\text{C}}$
- Peso específico $\gamma_s = 78,5 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3}$ ($7850 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3}$)

Se propone un caño rectangular de 80 x 40 de espesor 1.6 mm, obteniendo:

$$W_x = 7.9 \text{ cm}^3 \quad I_x = 31,8 \text{ cm}^4 \quad \text{y se adoptara un factor de seguridad, } \vartheta = 2$$

Así obtenemos,

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{240 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2} = 12000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad \text{por lo tanto,} \quad W_{1x} = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}} = 6,25 \text{ cm}^3$$

Pudiendo calcular la deflexión total,

$$y_{\max} = \frac{0.092 \text{ cm}^5}{I_1} = \frac{0.092 \text{ cm}^5}{31,8 \text{ cm}^4} = 0.003 \text{ mm}$$

Con los valores calculados se comprueba que la tensión de trabajo sea menor a la tensión admisible calculada,

$$\sigma_t = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{75000 \text{ N cm}}{7.9 \text{ cm}^3} = 9494 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} < 12000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = \sigma_{\text{adm}}$$

▪ **TRAMO B-C**

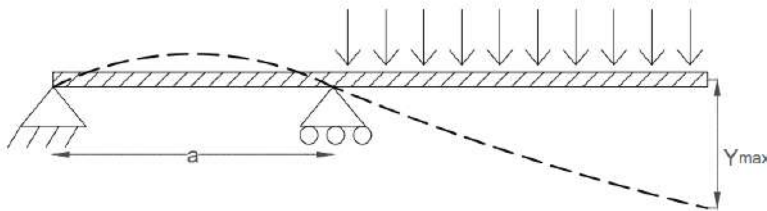
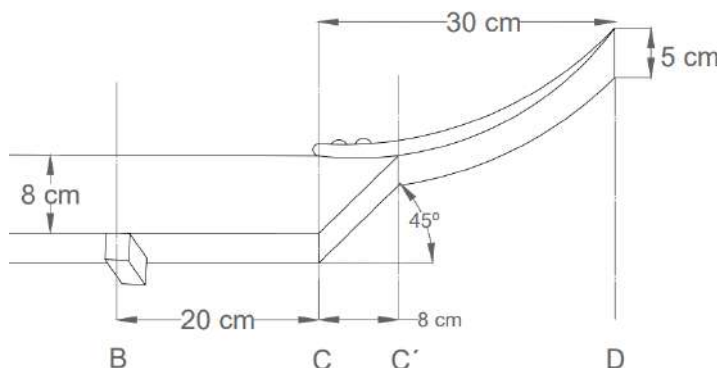


Diagrama de Flexión del tramo B-C

Aplicando la ecuación de deflexión, podemos obtener la flecha máxima sobre el extremo libre (figura AB-3),

$$y = \frac{q b^2 x (a^2 - x^2)}{12 a E I_2} \quad \text{tomando } x = a + b \rightarrow y_{\max} = \frac{-q b^3 (4a + 3b)}{24 E I_2}$$

Sera necesario calcular la inercia I_2 , correspondiente a este segmento



Extremo del arado

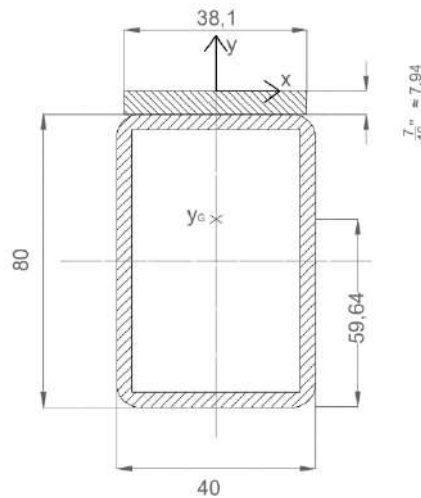
Si nos posicionamos sobre el punto "C", podemos tomar:

$$M = \frac{-q \cdot b^2 \cdot x}{2 \cdot a} \rightarrow \text{si } x = a + 20 \text{ cm, entonces}$$

$$M_c = \frac{-q \cdot [b - (a + 20 - a)]^2}{2} = \frac{-60 \frac{\text{N}}{\text{cm}}}{2} (50 \text{ cm} - 20 \text{ cm})^2 = -27\,000 \text{ N cm}$$

La tensión en el extremo se define por,

$$\sigma_c = \frac{M_c}{W_c} \rightarrow \text{Es necesario calcular } W_c \text{ con el perfil elegido}$$



Perfil de extremo de arado – unidades en mm

Cálculo de centro de masa:

dado que la masa se distribuye de manera equitativa respecto al eje X, sabemos que el centro de masa se desplazará exclusivamente sobre el eje “y”. Siendo A_1 y A_2 las áreas del perfil y de la cuña de arado respectivamente, podemos deducir:

$$Y_G = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A_1 + A_2} = 2,83 \text{ cm}$$

A continuación, podemos calcular la Inercia respecto a este punto,

$$I_{x'} = I_{x1} + I_{x2} + A_1(y_1 - y_g)^2 + A_2(y_2 - y_g)^2$$

Sabiendo que,

$$I_{x1} = \frac{1}{12} 3,81 \text{ cm} (0,794 \text{ cm})^3 = 0,159 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{1}{12} 4 \text{ cm} (8 \text{ cm})^3 - \frac{1}{12} (4 - 2 \cdot 0,16) \text{ cm} (8 - 2 \cdot 0,16 \text{ cm})^3 = 31,75 \text{ cm}^4$$

Podemos calcular

$$I_{x'} = I_{x1} + I_{x2} + A_1(y_1 - y_g)^2 + A_2(y_2 - y_g)^2 = 64.3 \text{ cm}^4$$

Entonces el momento resistente a flexión desde la base del perfil se define como:

$$W_c = \frac{I_{x'}}{5,964 \text{ cm}} = 10,8 \text{ cm}^3$$

Y la tensión,

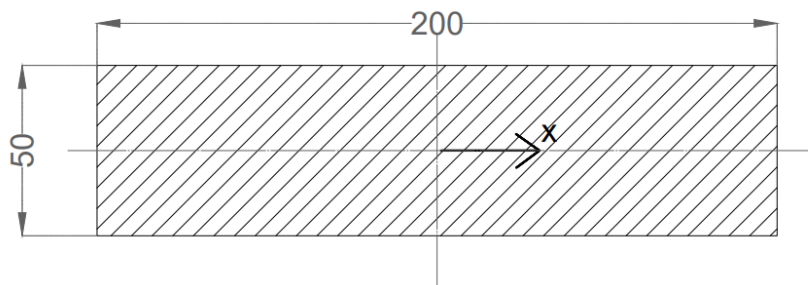
$$\sigma_c = \frac{M_c}{W_c} = \frac{-27000 \text{ N cm}}{10,8 \text{ cm}^3} = -2500 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Para comprobar el correcto dimensionamiento,

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{24000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}}{9} = 2500 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad \text{por lo tanto,} \quad \vartheta \cong 9.6$$

Es decir, se tiene un coeficiente de seguridad cercano a 10, brindando un correcto dimensionamiento de la pieza.

Para estudiar el extremo (punto D) vemos que:



Sección en el extremo, punto D

En el extremo del Arado, podemos ver:

$$I_d = \frac{1}{12} 20 \text{ cm} (5 \text{ cm})^3 = 208,3 \text{ cm}^4$$

Entonces la flecha máxima,

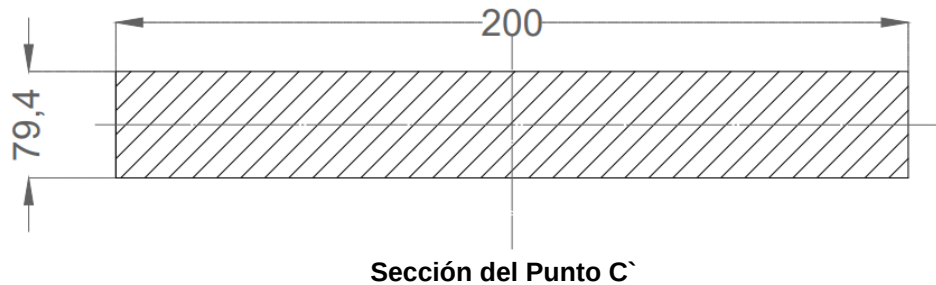
$$y = \frac{q b^2 x (a^2 - x^2)}{12 a E I_2} \quad \text{tomando } x = a + b \rightarrow y_{\text{max}} = \frac{-q b^3 (4a + 3b)}{24 E I_2}$$

$$y_{\text{max}} = 0,016 \text{ cm}$$

$$y_{\text{adm}} = \frac{b}{500} = 0.1 \text{ cm} = 1 \text{ mm}$$

Comprobamos que $y_{\max} < y_{\text{adm}}$

Si se estudia el punto C', observamos:



El momento flector se deduce como:

$$M_{c'} = \frac{-q \cdot [b - (x - a)]^2}{2} \rightarrow \text{siendo } x = 48 \text{ cm}, M_{c'} = -14520 \text{ N cm}$$

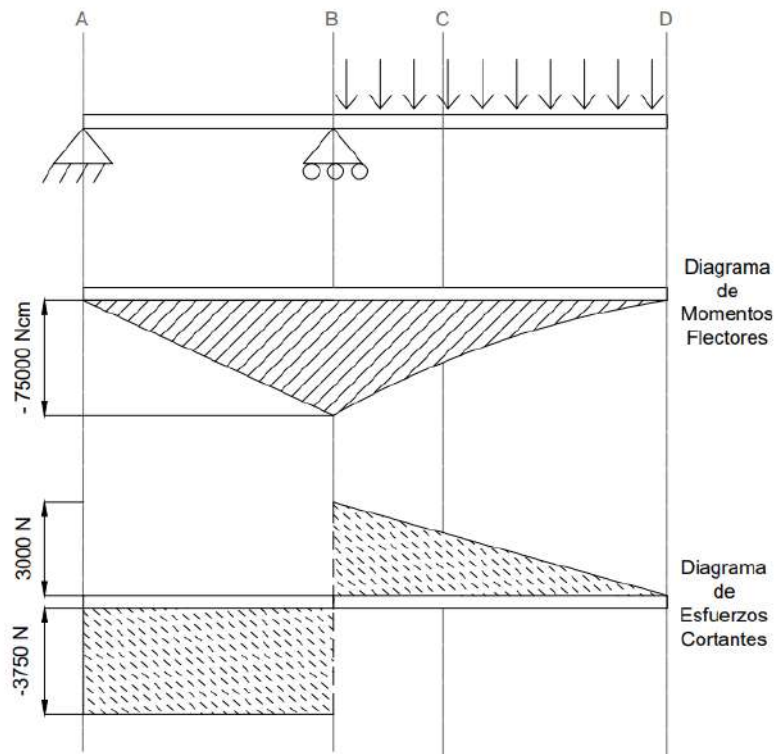
La inercia,

$$I_{c'} = \frac{1}{12} 20 \text{ cm} (0.794 \text{ cm})^3 = 0,83 \text{ cm}^4$$

Así obtenemos el momento resistente a flexión,

$$W_{c'} = \frac{2 \times I_{c'}}{0,794 \text{ cm}} = 2,1 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{c'} = \frac{-14520 \text{ N cm}}{2,1 \text{ cm}^3} = 6914,3 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} < \sigma_{\text{adm}} = 12000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (\vartheta \cong 3,5)$$



Diagramas de momentos y esfuerzos cortantes aplicados en la reja

Tramo A-B:

$$V_{(x)} = \frac{-q b^2}{2a} = -3750 \text{ N}$$

Tramo B-D:

$$V_{(x)} = q x \rightarrow \text{en D, } x = 0 \therefore V_{(D)} = 0$$

$$\rightarrow \text{en B, } x = 50 \text{ cm} \therefore V_{(B)} = 3000 \text{ N}$$

Reacciones de los apoyos:

$$R_{(A)} = \frac{-q b^2}{2a} = -3750 \text{ N}$$

$$R_{(B)} = \frac{q (2a + b)b}{2a} = 6750 \text{ N}$$

▪ **Cálculo del eje pivote**

Consideraciones para el cálculo.

- 1°. Las solicitaciones consisten en el peso de 4 brazos de arrastre, los esfuerzos del arrastre de material al avanzar, y el momento torsor durante el movimiento de pivote de los brazos.

Realizar el eje en una sola pieza conlleva varias complicaciones, como realizar todos los escalones para posicionar axialmente los cojinetes, los brazos y la manivela que provoca el pivote del eje. Dicho de otra manera, el resultado sería un eje con muchas operaciones de mecanizado y diámetros mucho mayores de lo necesario sólo para poder generar escalones de apoyo.

Por otro lado, los ejes largos necesitan tener estos diámetros excesivos para evitar grandes deformaciones, sobre todo las originadas por la aplicación del momento torsor.

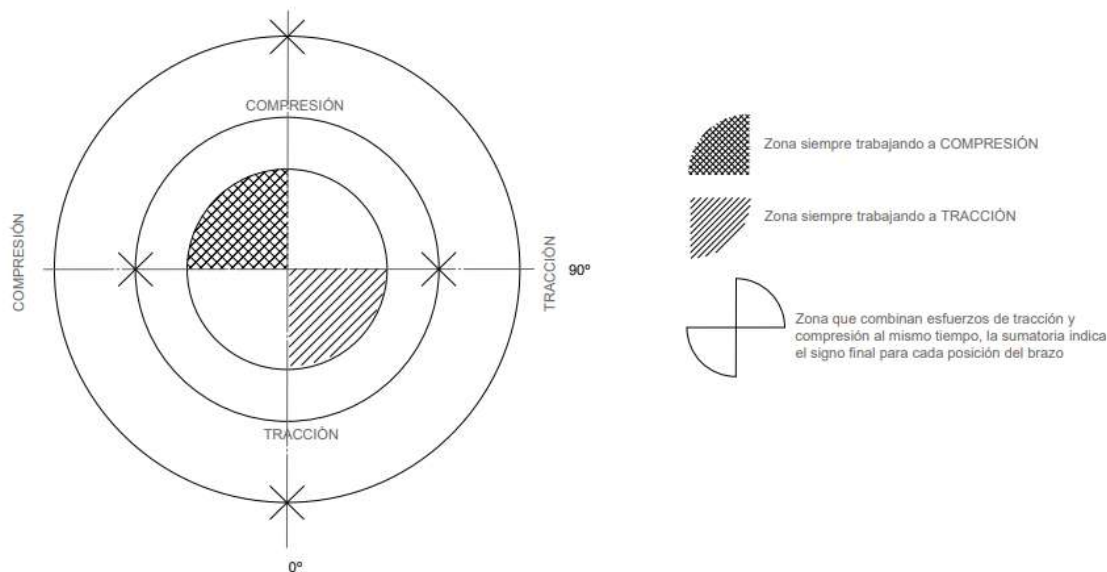
Por ello, se define dividir cada eje en dos piezas. Cada uno de estos ejes más pequeños, soportará el peso y los esfuerzos generados por 2 brazos en lugar de los 4 brazos.

- 2°. Mientras el conjunto de 4 brazos del frente del carro durante el avance remueve el material, los 4 brazos traseros deben ir levantados (a 90° respecto de los otros), sin contacto con el material para evitar frenar el carro. Esto permite disminuir la potencia total necesaria y por lo tanto, el consumo de energía.
- 3°. Al llegar al final de carrera, debe invertirse el movimiento de traslación del carro. En ese momento, deben descender los brazos que estaban levantados, para poder remover en el sentido opuesto, y deben levantarse los brazos que estaban realizando el trabajo. Si estos movimientos se efectúan al mismo tiempo, los brazos que ascienden golpearían el extremo de la pileta, debido a que dicho movimiento es pivotante respecto a un eje. Por ello, se define realizar una secuencia lógica, mediante actuadores, válvulas y límites de carrera, de la siguiente manera:
 - I. Se acciona el final de carrera al llegar el carro a un extremo del recorrido
 - II. Frenado de el/los motor/es de traslación
 - III. Descenso de los brazos opuestos
 - IV. Arranque de el/los motor/es de traslación en sentido inverso
 - V. Ascenso de los brazos que realizaron el trabajo en la etapa anterior
- 4°. Al tener movimiento pivotante y no rotativos, los cojinetes serán bujes, no rodamientos.
- 5°. Los ciclos de traslación de ida y vuelta se harán cuando el producto requieras ser mezclado y volteado. Es decir, no es un funcionamiento continuo.
- 6°. En ambas posiciones extremas, los esfuerzos sobre el eje son diferentes, así como también durante el ascenso y descenso en cada grado de inclinación. Pero, según el punto nº5, esto no representa un ciclo continuo. En la posición levantada, los esfuerzos son muy pequeños (como se verá en el análisis), en comparación con los de la posición de trabajo.

El recorrido total del brazo es de 90° (ver figura 4-17). Estas zonas de esfuerzo se generan debido al peso del brazo y su brazo de palanca respecto al eje, a las componentes de la fuerza de arrastre, y a la fuerza del actuador para pivotar el eje.

Excepto por el peso, todas las fuerzas y momentos varían punto a punto al ascender o descender, pero manteniendo las zonas de trabajo como se muestra en la figura- 4-16.

Esto genera zonas de esfuerzos fluctuantes, pero no alternados ni invertidos.



Zonas de compresión y tracción sobre el eje pivotante

Si quisiéramos estudiar cualitativamente la zona de tracción, podríamos definir un diagrama Tensión Vs Tiempo como muestra la figura AB-9.

Por este comportamiento y el hecho de que $\sigma_{min} \ll \sigma_{max}$ es que no se considerara un análisis por falla por fatiga. En lugar de ello, se analizarán los esfuerzos resultantes en posiciones específicas entre 0° y 90° según el análisis a continuación.

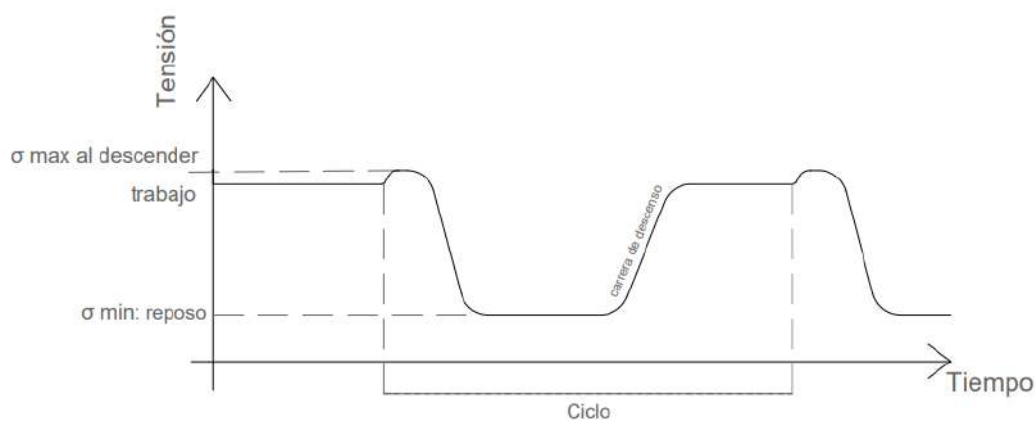


Diagrama cualitativo de la tensión en el tiempo en la zona de tracción

El equipo puede quedar en reposo durante un tiempo prolongado hasta que la mezcla requiera un nuevo ciclo de trabajo, hacer pocos ciclos y luego volver a entrar en modo reposo.

▪ Análisis de cargas y momentos

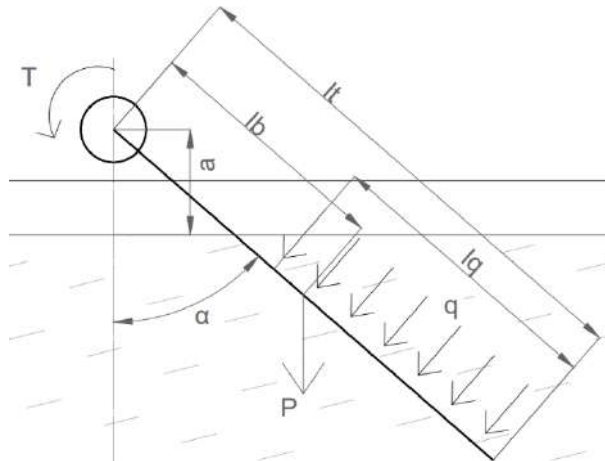


Diagrama de eje pivote para rejas

Posición de trabajo ($\alpha=0^\circ$)

Al analizar los esfuerzos sobre el brazo en esta posición, se determinaron las cargas sobre el eje:

- $M_0 = 0 \text{ NCm}$
- $F_{0z} = 0 \text{ N}$ (a lo largo de todo el eje)
- $F_{0x} = 3750 \text{ N}$ (positiva en la dirección de translación)
- $F_{0y} = -82 \text{ N}$ (peso del brazo)

Posición de reposo ($\alpha=90^\circ$)

El brazo no está en contacto con el compost, y se encuentra en posición horizontal.

Con la geometría del conjunto brazo-reja propuesto anteriormente, se obtiene, dibujando en SolidWorks:

$$P = 82 \text{ N} \qquad l_b = 440 \text{ mm} \qquad l_t = 700 \text{ mm}$$

- $M_0 = P l_b = 3608 \text{ NCm}$
- $F_{0z} = 0 \text{ N}$
- $F_{0x} = 82 \text{ N}$
- $F_{0y} = 0 \text{ N}$

Movimiento de ascenso ($0^\circ < \alpha < \alpha_{\text{máx.}}$)

$\alpha_{\text{máx.}}$: ángulo máximo donde el brazo deja de arrastrar material.

Según la figura 4-18, podemos decir que, siendo

$$l_t \text{ (largo total)} = 700\text{mm} \quad l_q = l_t - \frac{a}{\cos \alpha} \quad \alpha_{\max} = \cos^{-1} \left(\frac{a}{l_t} \right) \quad q = 60 \frac{\text{N}}{\text{cm}} \quad a = 20 \text{ cm}$$

$$\sum M_0 = 0 \leftrightarrow T - P l_b \sin \alpha - q l_q \left(\frac{a}{\cos \alpha} + \frac{l_q}{2} \right) = 0$$

Conociendo los valores de las variables en la figura 4-16b, podemos escribir las ecuaciones de sumatoria como:

$$\sum F_x = F_{ox} - q l_q \cos \alpha = 0 \leftrightarrow F_{ox} = q l_q \cos \alpha$$

$$\sum F_y = F_{oy} - P - q l_q \alpha = 0 \leftrightarrow F_{oy} = P + q l_q \alpha$$

$$\sum M_0 = M_0 - P l_b \alpha - q l_q \left(\frac{a}{\cos \alpha} + \frac{l_q}{2} \right) = C$$

Siendo "C" las cargas, podemos deducir:

$$F_{ox} = q l_q \cos \alpha = q \left(l_t - \frac{a}{\cos \alpha} \right) = q (l_t \cos \alpha - a)$$

$$F_{oy} = P + q l_q \alpha = P + q \left(l_t - \frac{a}{\cos \alpha} \right) \alpha = P + q (l_t \alpha - a \alpha)$$

$$F_{oz} = 0$$

Y,

$$M_0 = P l_b \alpha + q l_q \left(\frac{a}{\cos \alpha} + \frac{l_q}{2} \right)$$

trabajando se obtiene,

$$M_0 = P l_b \sin \alpha + \frac{q}{2} [l_t^2 - \left(\frac{a}{\cos \alpha} \right)^2]$$

Utilizando un sistema de iteración sabiendo que el ángulo de trabajo sería entre 0° y $\alpha_{\max}$ podemos obtener los valores máximos de esfuerzos:

$$\alpha_{\max} = \cos^{-1} \left(\frac{a}{l_t} \right) \cong 73^\circ$$

$$F_{ox} = 3000 \text{ N con } \alpha = 0^\circ$$

$$F_{oy} = 1789 \text{ N} + 82 \text{ N} = 1871 \text{ N con } \alpha = 49^\circ$$

$$F_{oz} = 0 \text{ N para todo } \alpha$$

$$M_0 = 135265 \text{ N Cm con } \alpha = 8^\circ$$

Movimiento de descenso ($0^\circ \leq \alpha \leq \alpha_{\max}$)

$$\sum F_x = F_{ox} - q l_q \cos \alpha = 0 \leftrightarrow F_{ox} = q l_q \cos \alpha$$

$$\sum F_y = F_{oy} + q l q \alpha - P = 0 \leftrightarrow F_{oy} = P - q l q \alpha$$

$$\sum M_0 = M_0 + P l b \alpha - q l q \left(\frac{a}{\cos \alpha} + \frac{l q}{2} \right) \rightarrow M_0 = \frac{q}{2} [l t^2 - \left(\frac{a}{\cos \alpha} \right)^2 - P l b \alpha$$

$$F_{oz} = 0 \text{ N para todo } \alpha$$

Durante los momentos de ascensos y descensos donde el sistema no se encuentra en contacto con la materia orgánica, el único esfuerzo ejercido es el peso mismo del sistema. Durante el ascenso representa un esfuerzo a vencer, mientras que en el descenso acompaña al movimiento.

Estos valores de tensiones no adoptan suficiente importancia para ser estudiados.

▪ **Propuesta del eje pivotante**

Si observamos la figura AB-8 y adoptando los valores de longitudes l6: 30 cm; l5:140cm; l4:110 cm; l3:140cm; l2:30cm y l1:40cm; obtenemos,

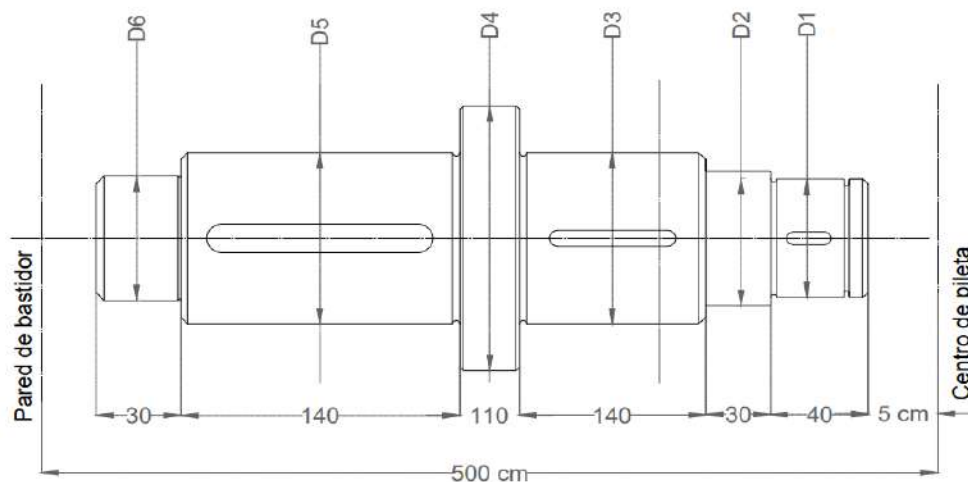


Figura AB-3: “Propuesta de semi eje” – el dibujo no se encuentra a escala.

Nota: Los diámetros de redondeo son grandes, lo que genera un $k=1.5$ (factor de concentración de tensiones)

Determinación de reacciones en los apoyos, momentos flectores y torsiones máximos - esfuerzos contantes en el eje

Teniendo en cuenta ambos tipos de movimientos ascendente y descendente, las cargas horizontales son idénticas en ambos casos. Sin embargo, las verticales son mayores en el ascenso, ya que el peso del brazo y la carga de arrastre (su componente vertical), actúan en el mismo sentido, a diferencia del descenso, donde actúan en sentidos contrario.

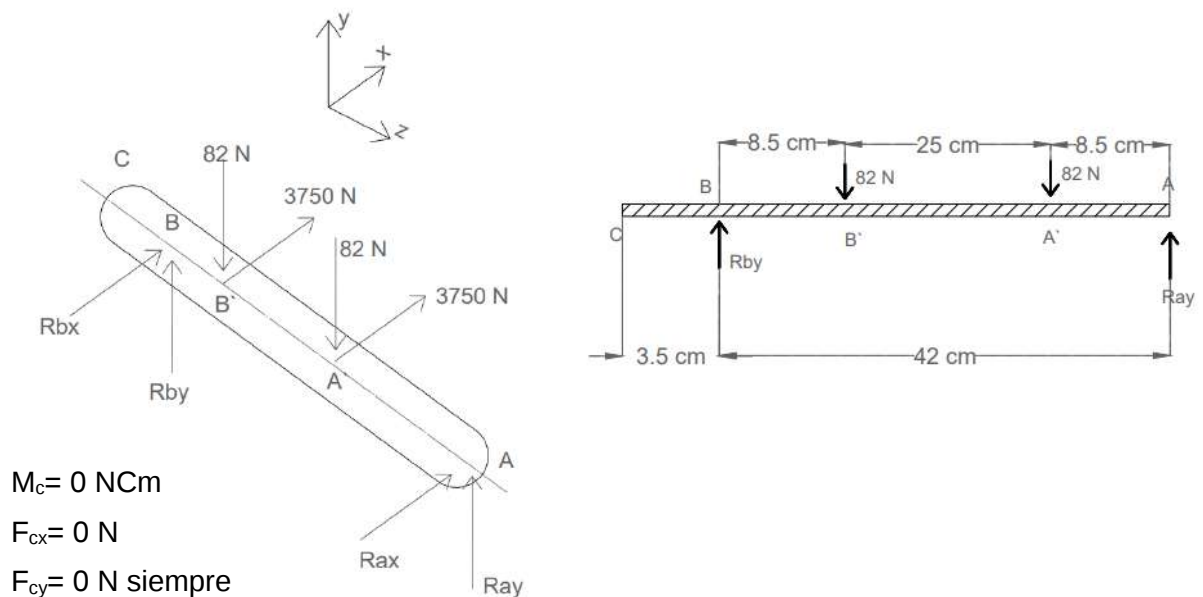
En cuanto al momentos aplicados por las cargas sobre el eje, tenemos el máximo en ascenso a los 8° , resumiendo:

- $M_{o \max} = 135265 \text{ Ncm}$; por brazo en un ángulo de 8° .
- $F_{z \max} = 0 \text{ N}$ (a lo largo de todo el eje)
- $F_{x \max} = 3750 \text{ N}$; por brazo en posición de trabajo.
- $F_{y \max} = 1871 \text{ N}$; por brazo en un ángulo de 49°

En el momento en que el ángulo es 0° , el cilindro neumático no efectúa ningún esfuerzo, en esta situación, como se analizó previamente, el brazo descansa en un apoyo intermedio. Es por ello que en el análisis $0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$, el valor de F_x no coincide con el obtenido en la posición de trabajo. En ese rango, el brazo actúa como una viga en voladizo empotrada, donde el momento reactivo lo efectuar el cilindro para cada valor de alfa. Es como considerar a la viga en equilibrio para cada valor de alfa, pero con cargas diferentes.

▪ **CASO A para $\alpha=0^\circ$**

Plano v.7

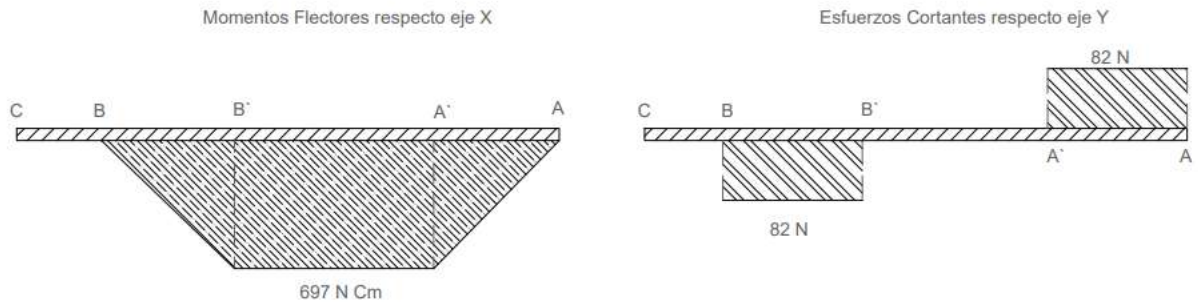
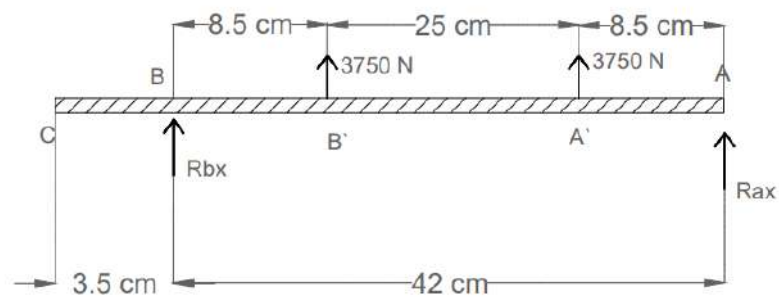


$$\sum F_y = R_{ay} + R_{by} - 82 - 82 = 0$$

$$\sum M_A = 82 \text{ N} * 8.5 \text{ cm} + 82 \text{ N} * 33.5 \text{ cm} - R_{by} * 42 \text{ cm} = 0$$

$$R_{by} = \frac{82 \text{ N} * (8.5 \text{ cm} + 33.5 \text{ cm})}{42 \text{ cm}} = 82 \text{ N} \quad \therefore \quad R_{ay} = 82 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 82 \text{ N} * 8.5 \text{ cm} = 697 \text{ N cm}$$

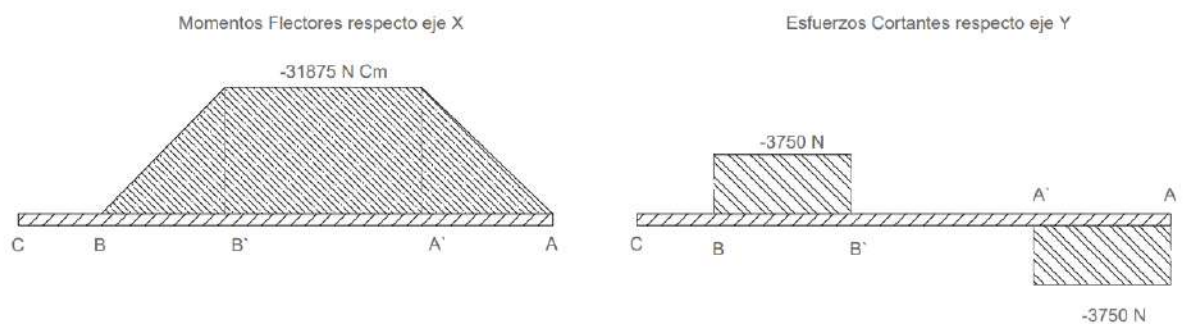
Plano x-z

$$\sum F_y = R_{ax} + R_{bx} + 3750 \text{ N} + 3750 \text{ N} = 0$$

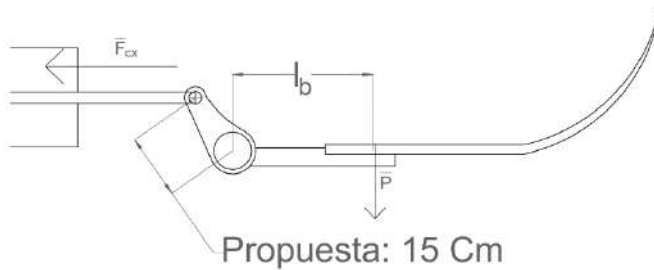
$$\sum M_A = -3750 \text{ N} * 8.5 \text{ cm} - 3750 \text{ N} * 33.5 \text{ cm} - R_{bx} * 42 \text{ cm} = 0$$

$$R_{bx} = -3750 \text{ N} \therefore R_{ax} = -3750 \text{ N}$$

$$M_{\max} = -3750 \text{ N} * 8.5 \text{ cm} = -31875 \text{ N Cm}$$



▪ **CASO B para $\alpha=90^\circ$**



$$\sum M_T = F_{cx} 15 \text{ cm} \cos \beta - P l_b 4 = 0$$

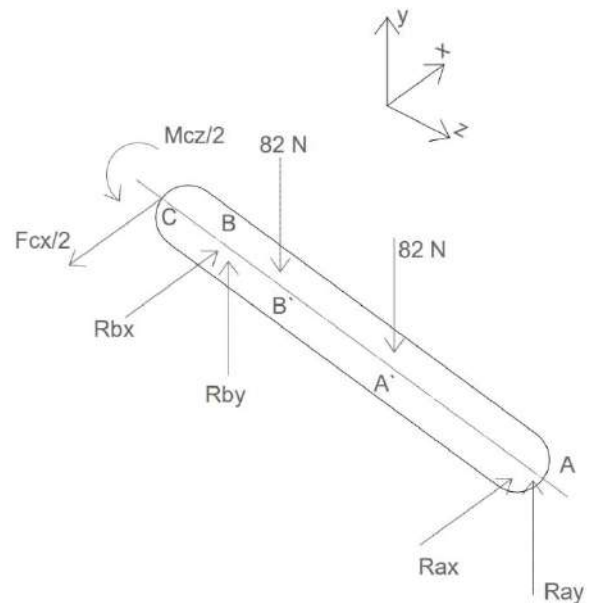
β es el ángulo que forma la vertical con el eje de la manivela. Para esta posición,

$$\beta = -45^\circ.$$

Así,

$$F_{cx} = 1361 \text{ N}$$

$$M_{cz} = 4 \cdot 82 \text{ N} \cdot 44 \text{ Cm} = 14432 \text{ N Cm}$$



Un cilindro accionará el eje que soporta los 4 brazos del mismo lado. Cada eje estará sometido a la mitad del esfuerzo total y a un torque de la mitad del momento.

Plano y-z

Idénticamente al caso A,

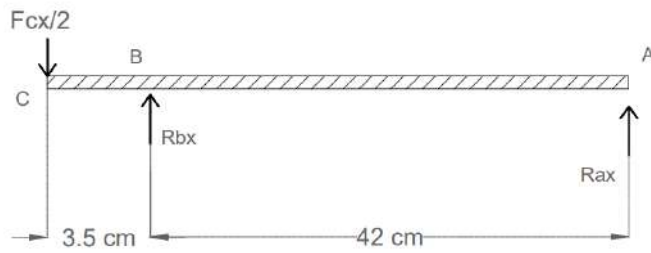
$$R_{ay} = 82 \text{ N}$$

$$R_{by} = 82 \text{ N}$$

$$V = 82 \text{ N}$$

$$M_{max} = 697 \text{ N}$$

Plano x-z

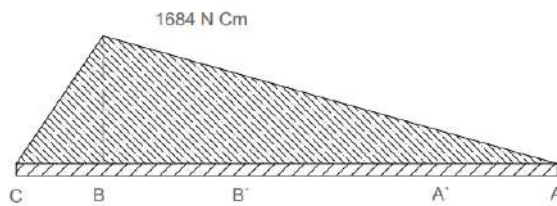


$$\sum F_x = R_{ax} + R_{bx} - F_{cx} = 0$$

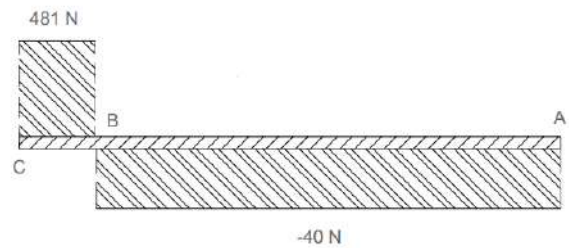
$$\sum M_A = \frac{F_{cx}}{2} 45,5 \text{ cm} - R_{bx} 42 \text{ cm} = 0$$

$$R_{ax} = -40 \text{ N} \therefore F_{cx} = 962 \text{ N}$$

Momentos Flectores respecto eje X



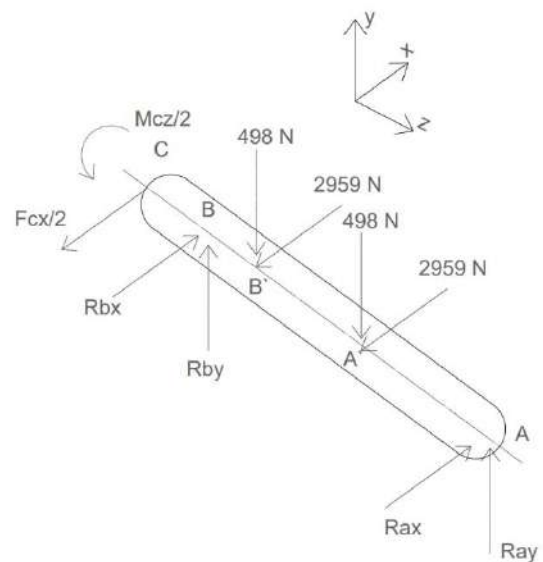
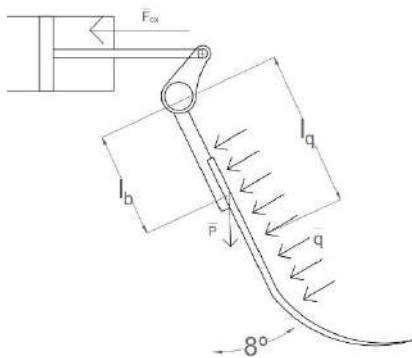
Esfuerzos Cortantes respecto eje Y



$$M_{\max} = 1684 \text{ N m}$$

▪ **CASO C para $\alpha=8^\circ$**

Momento tordente por brazo

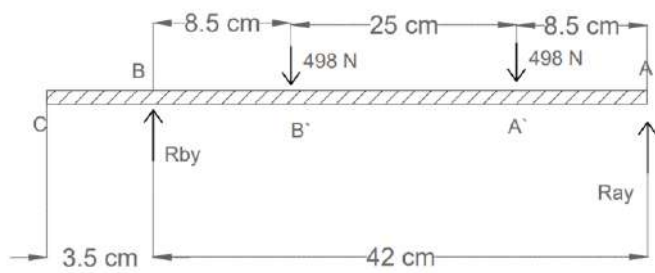


$$M_0 = 135265 \text{ N cm}$$

$$M_{cz} = 4 M_0 = 541060 \text{ N cm}$$

Planteando sumatorias de momentos, obtengo

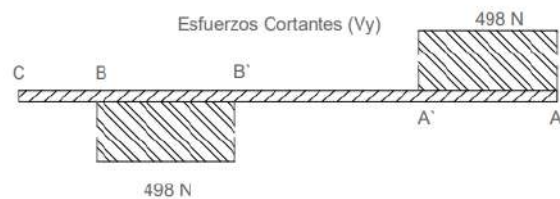
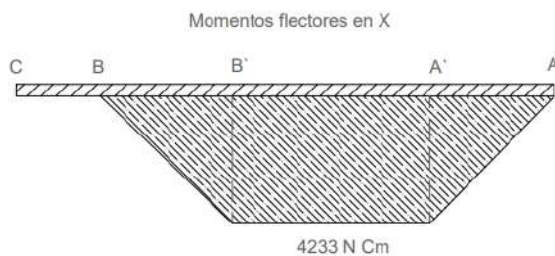
$$F_{cx} = 45166 \text{ N}$$



$$\sum F_y = R_{ay} + R_{by} - 2 \times 498 \text{ N} = 0$$

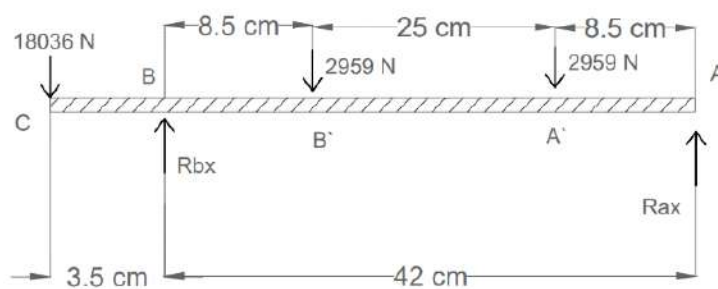
$$\sum M_A = 2 \times 498 \times 8,5 \text{ cm} - R_{bx} \times 42 \text{ cm} = 0$$

$$R_{ay} = 498 \text{ N} \therefore R_{by} = 498 \text{ N}$$



$$M_{\max} = 498 \text{ N} \times 8,5 \text{ cm} = 4233 \text{ N cm}$$

Plano x-z

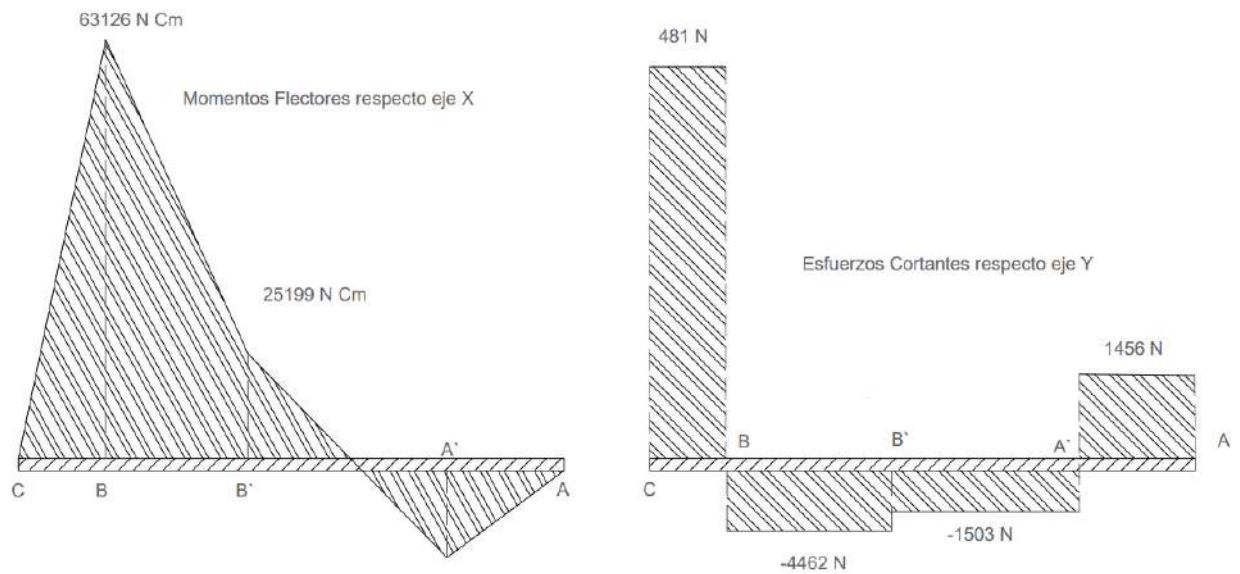


$$\sum F_y = R_{ax} + R_{bx} - 2 \times 2959 \text{ N} - 22583 \text{ N} = 0$$

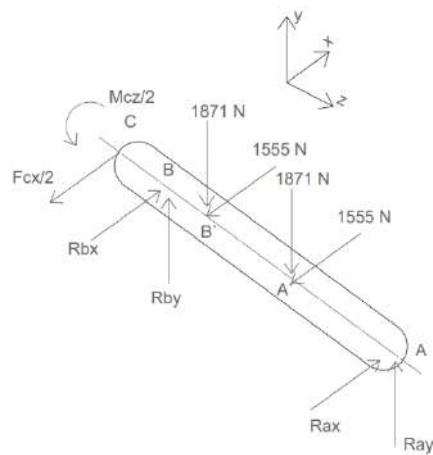
$$\sum M_A = 2965 \text{ N} \times 8,5 \text{ cm} + 2965 \text{ N} \times 33,5 \text{ cm} + 18036 \text{ N} \times 45,5 \text{ cm} - R_{bx} \times 42 \text{ cm} = 0$$

$$R_{bx} = 27424 \text{ N} \therefore R_{ax} = 1077 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 22583 \text{ N} \times 3,5 \text{ cm} = 79041 \text{ N cm}$$



▪ **CASO D para $\alpha=49^\circ$ ($\beta=-4^\circ$)**

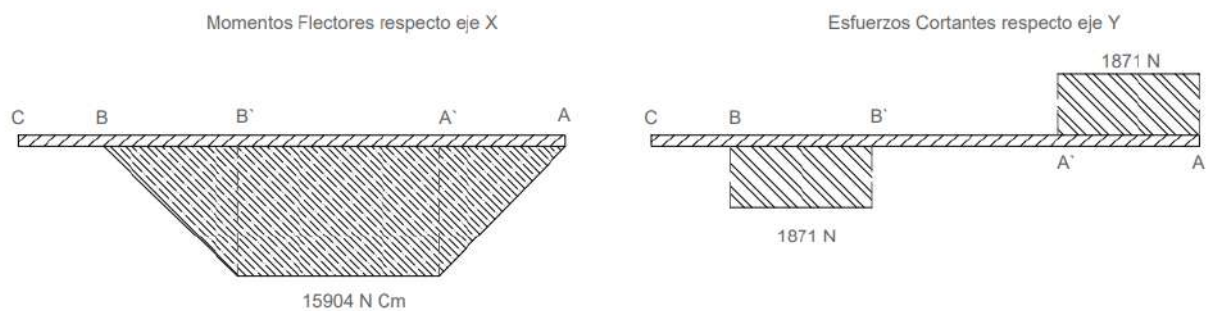


Momento tordente por brazo

$$M_0 = 121843 \text{ N cm}$$

$$M_{cz} = 4 M_0 = 487372 \text{ N cm}$$

$$\sum M_T = F_{cx} 15 \text{ cm} \cos \beta - M_{cz} = 0$$



$$F_{cx} = 32571 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 1871 \text{ N} \quad \therefore R_{by} = 1871 \text{ N}$$

Resumen de Momentos Máximos y Cortantes Máximos

	Momentos Flectores	Momento Torsor	Cortantes
<u>Punto A</u>	$M_X = M_Y = 0$	$M_Z = 0$	$V_X = 3750 \text{ N } (\alpha = 0^\circ)$ $V_Y = 1871 \text{ N } (\alpha = 49^\circ)$
<u>Punto A'</u>	$M_X = 15904 \text{ N cm } (\alpha = 49^\circ)$ $M_Y = 31875 \text{ N cm } (\alpha = 0^\circ)$	$M_Z = 135265 \text{ N cm } (\alpha = 8^\circ)$	$V_X = 3750 \text{ N } (\alpha = 0^\circ)$ $V_Y = 1871 \text{ N } (\alpha = 49^\circ)$
<u>Punto B'</u>	$M_X = 15904 \text{ N cm } (\alpha = 49^\circ)$ $M_Y = 32135 \text{ N cm } (\alpha = 49^\circ)$	$M_Z = 135265 \text{ N cm } (\alpha = 8^\circ)$	$V_X = 4462 \text{ N } (\alpha = 0^\circ)$ $V_Y = 1871 \text{ N } (\alpha = 49^\circ)$
<u>Punto B</u>	$M_X = 0 \text{ N cm } (\alpha = 49^\circ)$ $M_Y = 63126 \text{ N cm } (\alpha = 8^\circ)$	$M_Z = 270530 \text{ N cm } (\alpha = 8^\circ)$	$V_X = 18036 \text{ N } (\alpha = 0^\circ)$ $V_Y = 1871 \text{ N } (\alpha = 49^\circ)$
<u>Punto C</u>	$M_X = M_Y = 0$	$M_Z = 270530 \text{ N cm } (\alpha = 8^\circ)$	$V_X = 18036 \text{ N } (\alpha = 8^\circ)$ $V_Y = 0$

Cálculo de diámetros

▪ Punto A

Solicitud: corte puro

$$\alpha = 0^\circ \left[\begin{array}{l} V_X = 3750 \text{ N} \\ V_Y = 3750 \text{ N} \end{array} \right] \rightarrow V = \sqrt{V_X^2 + V_Y^2} = 3751 \text{ N}$$

$$\alpha = 49^\circ \left[\begin{array}{l} V_X = 1555 \text{ N} \\ V_Y = 1871 \text{ N} \end{array} \right] \rightarrow V = \sqrt{V_X^2 + V_Y^2} = 2433 \text{ N}$$

Utilizamos la resultante de la posición $\alpha = 0^\circ$ por ser la de mayor módulo,

Tensión de Corte:

$$\tau = \frac{V}{A} \text{ siendo } A = \frac{\pi}{4} D_6^2$$

Al no existir Momento Flexionante, no se considera ningún factor de concentración de tensiones en la transición $D_6 - D_5$.

Tensión admisible de corte

$$\tau_{ADM} = 0.577 \sigma_{ADM}$$

siendo σ_{ADM} : tensión adminisble de flexión.

$$\sigma_{ADM} = \frac{\sigma_{flu}}{N}$$

siendo σ_{flu} la tensión de Fluencia y N, el factor de seguridad

Nota: Al tomar el compost como suelo limoso medio, las cargas resultantes ya están sobreestimadas. Por lo tanto, podemos tomar un valor del factor de seguridad de:

$$N = 2,5$$

Material

Se utilizará para la construcción un SAE 1040 Laminado en Caliente

$$\sigma_{flu} = 290 \text{ MPa y } \delta = 18 \%$$

Entonces,

$$\sigma_{ADM} = 116 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ADM} = 67 \text{ MPa}$$

$$D_{6 \text{ MIN}} \rightarrow \tau \leq \tau_{ADM} \rightarrow \frac{V}{A} \leq 67 \text{ MPa}$$

Obteniendo,

$$D_{6 \text{ MIN}} = 8,4 \text{ mm}$$

▪ Punto A`

Solicitud: Flexión, Torsión y Cortante

$$\alpha = 0^\circ \begin{cases} M_x = 697 \text{ N Cm} \\ M_y = 31875 \text{ N Cm} \\ M_z = 135000 \text{ N Cm} \end{cases} \quad V = 3751 \text{ N} \begin{cases} V_x = 3750 \text{ N} \\ V_y = 82 \text{ N} \end{cases}$$

El diámetro D5 cuenta con un chavetero de perfil para ubicar el primer brazo y transmitir el momento torsor para el ascenso y el descenso del mismo. Esto genera un efecto de concentración de tensiones y se debe aplicar un factor a la tensión de flexión, cuyo valor es 2 para este tipo de chavetero. Para el esfuerzo torsional no se aplicará, ya que se mantendrá constante y en ese caso no se produce el efecto de concentración de tensiones.

Se desprecia el cortante, frente a los esfuerzos de flexión y torsión que poseen un módulo mucho mayor.

Tensión de Flexión

$$\sigma = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{N}{A}$$

Así tenemos,

$$W_x = W_y = \frac{\pi}{32} D_5^3$$

Como no existen cargas axiales,

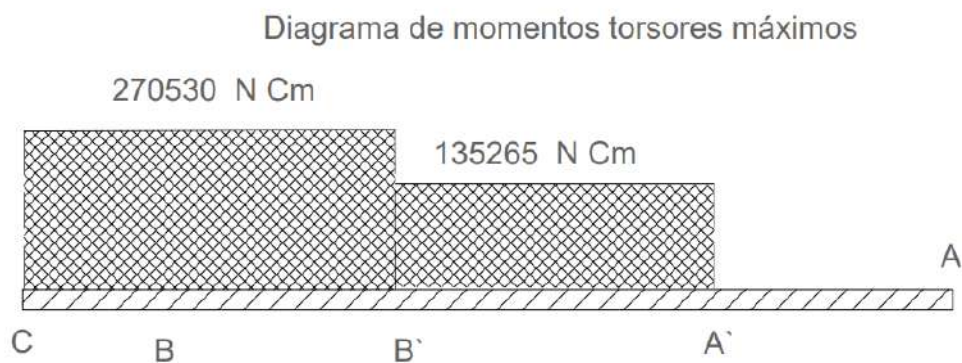
$$\frac{N}{A} = 0$$

Entonces la flexión se calculará como,

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_x^2 + M_y^2}{W_x}}$$

Tensión Cortante por Torsión

$$\tau = \frac{M_z}{W_z} \text{ siendo } W_z = 2 W_x = \frac{\pi}{16} D_5^3$$



Tensión Combinada de Von-Misses

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{ADM}$$

Sabiendo que,

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(K \sigma)^2 + 3 \tau^2}$$

Y

$$\sigma_{ADM} = 116 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Trabajando podemos despejar,

$$D_5 \geq 4,9 \text{ Cm} = 49 \text{ mm}$$

Si ahora estudiamos cuando alfa eleva su magnitud,

$$\alpha = 8^\circ \begin{cases} M_X = 4233 \text{ N Cm} \\ M_Y = 12376 \text{ N Cm} \\ M_Z = 135265 \text{ N Cm} \end{cases}$$

Aplicando la misma secuencia de pasos, según la fórmula de Von Misses, obtenemos que:

$$D_5 \geq 4,72 \text{ Cm} = 47,2 \text{ mm}$$

Elevando aún más el Angulo Alfa,

$$\alpha = 49^\circ \begin{cases} M_X = 15904 \text{ N Cm} \\ M_Y = 1709 \text{ N Cm} \\ M_Z = 121843 \text{ N Cm} \end{cases}$$

Brindando como resultado,

$$D_5 \geq 4,6 \text{ Cm} = 46 \text{ mm}$$

Debemos adoptar el mayor valor obtenido para asegurar el correcto dimensionamiento para las demás situaciones, siendo este cuando el ángulo Alfa está en reposo, pudiendo determinar:

$$\mathbf{D_5 \geq 49 \text{ mm}}$$

▪ **Punto B`**

Solicitud: Flexión, Torsión y Cortante

Para $\alpha = 0^\circ$, las condiciones son las mismas que para el apoyo del brazo en la A', dando como resultado:

$$D_3 \geq 49 \text{ mm}$$

Para

$$\alpha = 8^\circ \begin{cases} M_X = 4233 \text{ N Cm} \\ M_Y = 25199 \text{ N Cm} \\ M_Z = 135265 \text{ N Cm} \end{cases}$$

Donde, el esfuerzo cortante puro puede despreciarse.

Adoptaremos un $K=2$, trabajando con la misma aplicación, obteniendo,

$$D_3 \geq 48,2 \text{ mm}$$

Ahora sí,

$$\alpha = 49^\circ \begin{cases} M_X = 15904 \text{ N Cm} \\ M_Y = 32135 \text{ N Cm} \\ M_Z = 121843 \text{ N Cm} \end{cases}$$

Nos arroja que,

$$D_3 \geq 48,2 \text{ mm}$$

Luego el estudio adoptaremos que el diámetro estudiado debe cumplir las tres condiciones.

▪ **Punto B**

Dado que se obtienen los mayores módulos de momentos y esfuerzos cuando $\alpha = 8^\circ$, se estudia esta situación, desestimando las demás.

$$\alpha = 8^\circ \begin{cases} M_X = 0 \text{ N Cm} \\ M_Y = 63126 \text{ N Cm} \\ M_Z = 270530 \text{ N Cm} \end{cases}$$

Obteniendo por cálculo,

$$D_2 \geq 59,7 \text{ mm}$$

▪ **Punto C**

Solicitud: Torsión y Cortante

$$\alpha = 8^\circ \begin{cases} V = 18036 \text{ N} \\ M_Z = 270530 \text{ N Cm} \end{cases}$$

Tomando un $K=2$ podemos llegar a que

$$D_1 \geq 59 \text{ mm}$$

▪ **Resumen de datos:**

$$D_1 \geq 59 \text{ mm}$$

$$D_2 \geq 59,7 \text{ mm}$$

$$D_3 \geq 48,2 \text{ mm}$$

$$D_5 \geq 49 \text{ mm}$$

$$D_6 \geq 8,4 \text{ mm}$$

Como se observa, D6 es muy pequeño a comparación de D5. Entonces, D6 se sobre dimensionará para acercarse a D5 y así disminuir la concentración de tensión en la transición y la cantidad de material a mecanizar.

Por cuestiones prácticas de construcción y montaje, D5 y D3 se igualar junto con D4. En lugar de distanciar los brazos mecanizados, el escalón al diámetro D4, se colocará un buje separador mecanizado de 110 mm de largo.

Debido a que los cálculos indican que D2 es mayor que el mínimo para D3, se genera una complicación para sostener el buje soporte del eje en esa posición axial, al no contar con un escalón que funcione como tope. Se decide que el propio brazo (B`) sea quien funcione como localizador del buje.

Los diámetros entonces serán:

$$D_1 = 60 \text{ mm}$$

$$D_2 = 66 \text{ mm}$$

$$D_3 = 60 \text{ mm}$$

$$D_4 = 60 \text{ mm}$$

$$D_5 = 60 \text{ mm}$$

$$D_6 = 50 \text{ mm}$$

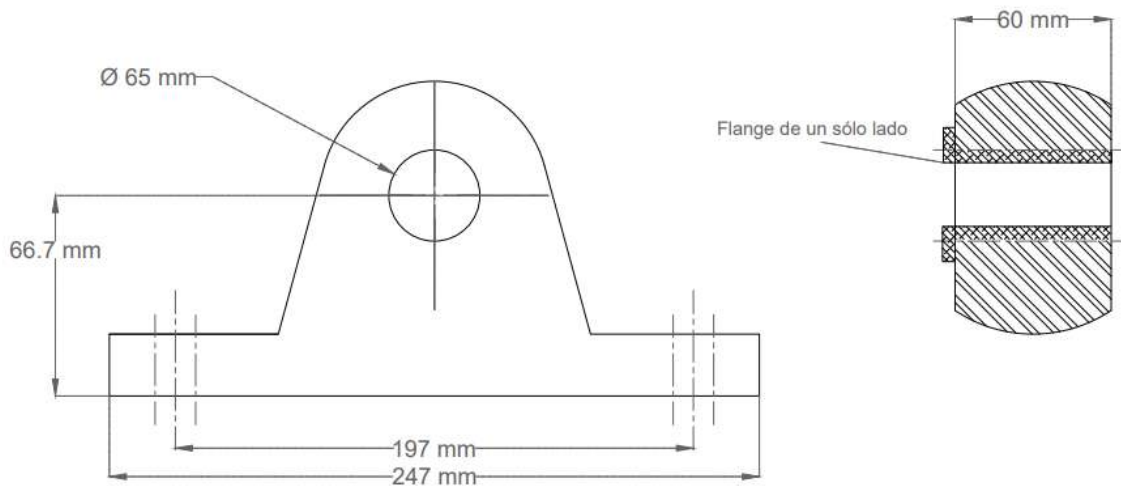
D2 se aumenta a 66mm para tener un escalon de apoyo para la manivela de accionamiento.

D3, D4, D5 se aumentan a 60 mm para mejorar la transición de D2 y poder generar un tope conveniente para el buje.

Selección de Cojinetes

De catálogo GGB, línea EXALIGN, pag. 14 y 15:

Para D6 y D2 seleccionamos el modelo PB7-65M-B



Re cálculo de diámetro

Debido a que inicialmente se supuso un ancho de 30 mm y se seleccionó uno de 60mm, se debe modificar la geometría del eje y recalcular los esfuerzos y diámetros requeridos.

Nota: Como D6 se diseñó de manera de soportar cargas mayores a las aplicadas, no se volverá a realizar su estudio y cálculo, tomando el valor previamente calculado como correcto.

En D5 tenemos,

$$M_Y = -31875 \text{ NCm}$$

$$M_X = 695 \text{ NCm}$$

$$M_Z = 135000 \text{ NCm}$$

Los valores se mantienen iguales al cálculo inicial, y por lo tanto el diámetro calculado también.

En D3.

$$M_Y = 64916 \text{ NCm}$$

$$M_X = 4233 \text{ NCm}$$

$$M_Z = 135265 \text{ NCm}$$

Siendo

$$D3_{\text{Min}} = 53,6 \text{ mm}$$

En D2.

$$M_Y = 112915 \text{ NCm}$$

$$M_X = 0 \text{ NCm}$$

$$M_z = 270530 \text{ NCm}$$

Siendo,

$$D_{2\text{Min}} = 61,1 \text{ mm}$$

En D1, la nueva configuración no altera el cálculo y el diámetro previamente obtenido mantiene su valor.

Conclusión, siendo los diámetros previamente calculados:

$$D1 = 60 \text{ mm}$$

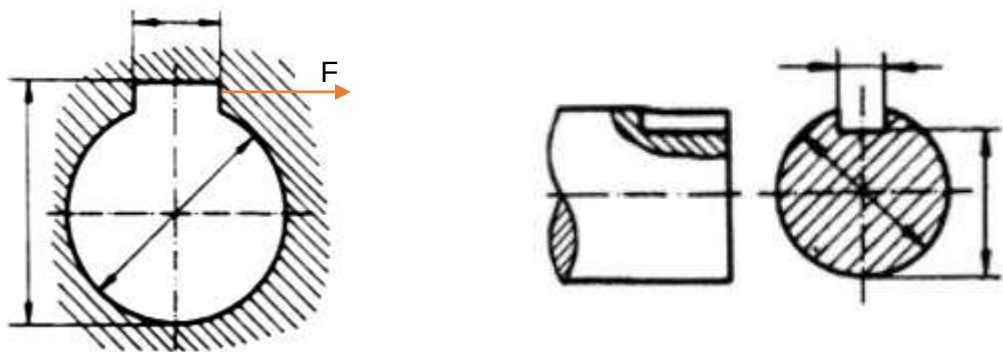
$$D2 = 65 \text{ mm}$$

$$D3 = D4 = D5 = 70 \text{ mm}$$

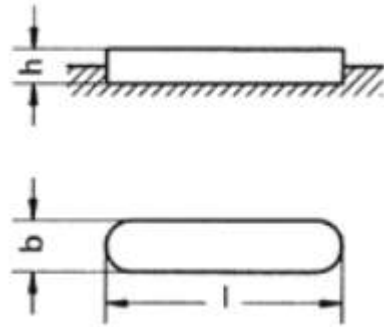
$$D6 = 65 \text{ mm}$$

Los diámetros adoptados pueden mantenerse ya que cumplen con los requerimientos mínimos recalculados.

Calculo de las chavetas



D	Mz [NCm]		F [N]
D5=60 mm	135265		38647
D3= 60 mm	135265		38647
D1= 60 mm	270530		77294



Diseño por esfuerzo cortante:

$$\tau \leq \tau_{adm} \rightarrow \frac{\tau_{Fl}}{N} = \frac{0.577 \sigma_{Fl}}{N}$$

Siendo el material:

AISI 1050 ESTIRADO EN FRIO

$$\sigma_{Fl} = 579 \text{ MPa}$$

Y adoptando un N (coeficiente de seguridad) de 2,

$$\tau_{adm} = 16704 \text{ N/cm}^2$$

Entonces,

$$\tau = \frac{F}{L a} \leq \tau_{adm} \rightarrow a \geq \frac{F}{L \tau_{adm}}$$

Si adopto un L de 100mm para los D3 y D5; y un L de 30 mm para D1,

D	b [mm]
D5	2,3
D3	2,3
D1	15,4

Para los diámetros D3 y D5 podemos adoptar un material menos resistente, ya que los valores obtenidos representan un espesor de muy bajo valor.

Se propone un acero AISI 1040 laminado en caliente, con tensión de fluencia de 290 MPa. Esto genera un valor para a de 4,6 mm

Entonces se definen las siguientes medidas de chavetas paralelas:

Para D3 y D5: 5 x 5 x 100 mm

Para D1: 16 x 16 x 30 mm

Calculo de la manivela

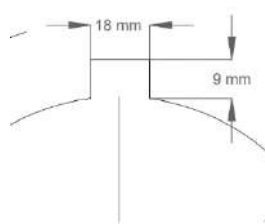
Material:

Fundición nodular A 220-99 Grado 90001

$$\sigma_{Fl} = 621 \text{ MPa}$$

Y adoptando un N (coeficiente de seguridad) de 2,

$$\tau_{adm} = 311 \text{ MPa}$$



Podemos plantear el **Caso A** donde,

$$\beta = 0^\circ (\alpha = 45^\circ)$$

Podemos plantear como una viga empotrada en un extremo con un esfuerzo en el otro,

$$M_z = 125551 \text{ N cm}$$

$$F = \frac{2 M_z}{15} = 16740 \text{ N}$$

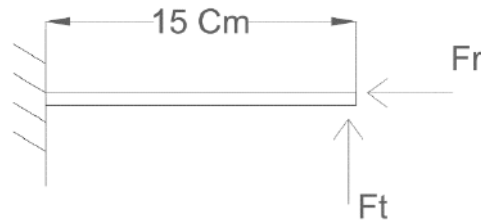
$$\sigma = \frac{M_z}{W} \leq \sigma_{ADM} \rightarrow W \geq 8.1 \text{ cm}^3 \quad \text{siendo } W = \frac{1}{6} e (10 \text{ cm})^2$$

$$e \geq 4.9 \text{ mm}$$

Adoptamos,

$$e = 8 \text{ mm}$$

Si planteamos el **Caso B** donde,



$$\beta = 37^\circ (\alpha = 8^\circ)$$

$$M_z = 135265 \text{ N Cm} \rightarrow M_{c_z} = 270530 \text{ N Cm}$$

$$F_t = 18036 \text{ N}$$

$$F_R = F_T \operatorname{Tg} \beta = 13591 \text{ N en compresión}$$

$$F = \frac{F_T}{\cos \beta} = 22584 \text{ N}$$

Así comprobamos que la tensión de trabajo cumple con la condición de ser menor a la tensión admisible:

$$\sigma = \frac{M_{c_z}}{W} + \frac{F_R}{A} \leq \sigma_{ADM}$$

y el resultado verifica esta condición.

Si planteamos el **Caso C**, donde,

$$\beta = -4^\circ (\alpha = 49^\circ)$$

$$M_z = 121843 \text{ N Cm} \rightarrow M_{c_z} = 243686 \text{ N Cm}$$

$$F_t = 16246 \text{ N}$$

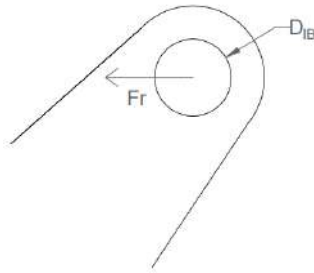
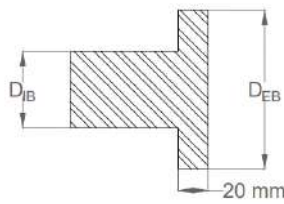
$$F_R = F_T \operatorname{Tg} \beta = -1136 \text{ N en tracción}$$

$$F = \frac{F_T}{\cos \beta} = 16285 \text{ N}$$

Así comprobamos que la tensión de trabajo cumple con la condición de ser menor a la tensión admisible:

$$\sigma = \frac{M_{c_z}}{W} + \frac{|F_R|}{A} = 18,464 \leq \sigma_{ADM}$$

Cálculo del Perno



$F_{\max} = 22584 \text{ N}$ en corte puro

$$\tau = \frac{F}{L a} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} D_{IB}^2} \leq \tau_{\text{adm}}$$

$$D_{IB} \geq 12,7 \text{ mm}$$

Adoptamos un $D_{IB} = 15 \text{ mm}$

$$\sigma_{Fl} = 621 \text{ MPa}$$

Y adoptando un N (coeficiente de seguridad) de 2,

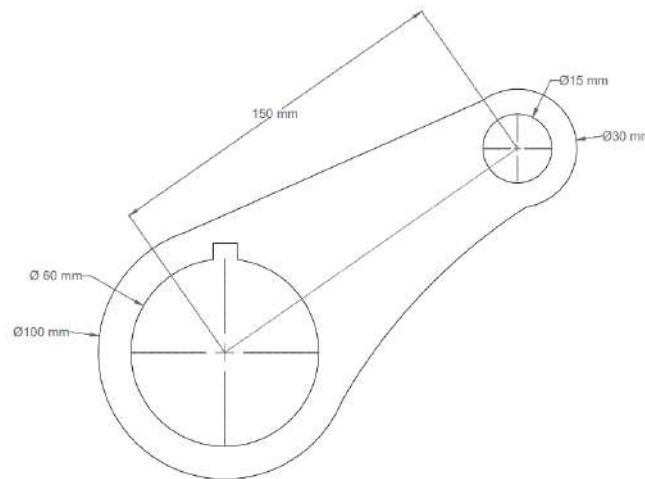
$$\tau_{\text{adm}} = \frac{0,577 \sigma_{Fl}}{N} = 17916 \text{ N/cm}^2$$

Verificación a mitad del brazo para el caso mas desfavorable,

$$\beta = 37^\circ (\alpha = 8^\circ)$$

$$\sigma = -\frac{18036 \text{ N} \times 7.5 \text{ cm}}{\frac{1}{6} 0.8 \text{ cm} (6.5 \text{ cm})^2} - \frac{13591 \text{ N}}{0.8 \text{ cm} \cdot 6.5 \text{ cm}} = -26626 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} < \tau_{\text{adm}}$$

Entonces,



2- Selección de Equipamiento Neumática para sistema de elevación

Datos para la selección del cilindro neumático

- Fuerza máxima ascendente

$$F_{\text{máx}} = 22584 \text{ N para } \alpha = 8^\circ \text{ (por eje)}$$

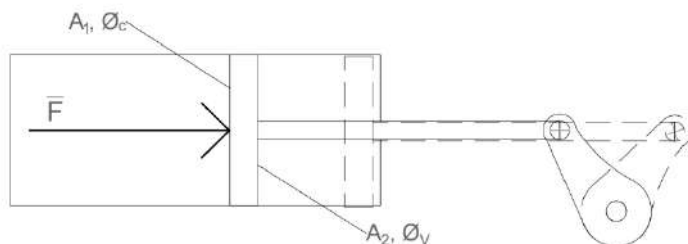
- Fuerza máxima ascendente

$$F_{\text{máx}} = 22527 \text{ N para } \alpha = 1^\circ \text{ (por eje)}$$

- Presión de trabajo

$$P = 7 \text{ bar} \cong 70 \text{ N/cm}^2$$

Diámetros del Pistón



$$A_1 = \frac{F}{P} \cong 644 \text{ Cm}^2$$

Es decir,

$$\frac{\pi}{4} \varnothing_c^2 \geq 644 \text{ Cm}^2$$

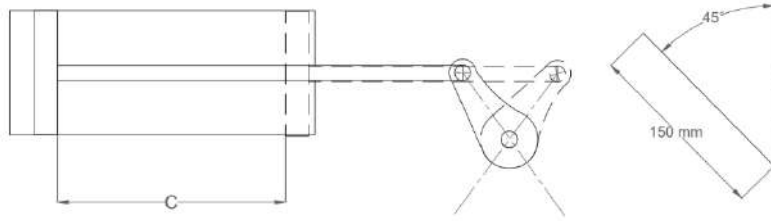
$$\varnothing_c \geq 28.6 \text{ Cm}$$

El resultado es un cilindro de dimensiones muy grandes para lo utilizado en las industrias, al considerar el ascenso, resultaran un tamaño mayor aún, ya que área de trabajo es anular (debido al área ocupada del vástago), y la fuerza de valor de valor similar.

Se define así, que el uso de un cilindro neumático no será la opción más acertada para solucionar este punto.

Implementación de circuito hidráulico

Las principales ventajas que conlleva son una considerable reducción del tamaño del cilindro y evitar la necesidad de instalar una red de aire comprimido, minimizando el espacio necesario para este subsistema del equipo.



- Fuerza máxima ascendente
 $F_{\text{máx}} = 45168 \text{ N para } \alpha = 8^\circ \text{ (por eje)}$
- Fuerza máxima descendente
 $F_{\text{máx}} = 45054 \text{ N para } \alpha = 1^\circ \text{ (por eje)}$
- Presión de trabajo
 $P = 20 \text{ MPa} \cong 20 \text{ N/mm}^2$

Debemos adoptar la carrera así:

$$C = 215 \text{ mm}$$

Longitud cerrado, por construcción:

$$L_{C_{\text{min}}} = 110 \text{ mm}$$

Longitud abierto:

$$L_A = L_C + C = 365 \text{ mm}$$

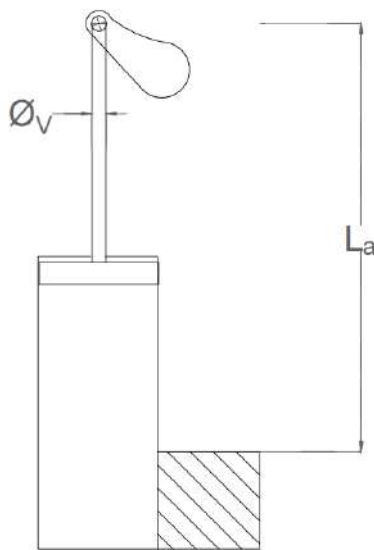
Diámetro del vástago (ϕ_V)

Se calcula por falla por pandeo (Solo en carrera de descenso para este caso)

1)- Suponemos que se trata de una columna larga y aplicamos la ecuación de Euler, según el método y la ecuación 6-9 del libro “Diseño de elementos de Maquinas – Robert L. Mott”, pag. 247 – para secciones circulares sólidas;

$$\phi_V = \left[\frac{64 \text{ N F (K L)}^2}{\pi^3 E} \right]^{1/4}$$

Al tener un extremo empotrado y el otro articulado, K debe valer 0,7.



$L=L_a$ Será la longitud desde el anclaje fijo al anclaje articulado, en posición totalmente abierto

Siendo F la carga máxima admisible: 45054 N

$$N=3$$

$$E=207 \text{ GPa}$$

Trabajando los valores, la fórmula nos devuelve un valor de:

$$\phi_V = 19,05 \text{ mm} \rightarrow [3/4'']$$

2)- Se debe calcular la relación de esbeltez:

$$\frac{K \cdot L}{r_{\min}}$$

Donde $r_{\min}$ representa el radio de giro mínimo de la sección del vástago.

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \frac{\phi_V}{4} = 4,76 \text{ mm}$$

Así obtenemos que la *relación de esbeltez* es de 53,7.

3)- Se debe calcular la relación de esbeltez de transición:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{\sigma_{fl}}} = 118,7$$

Así definimos el material:

AISI 1040 LAMINADO EN CALIENTE

$$\sigma_{fl} = 290 \text{ MPa}$$

$$E = 207 \text{ GPa}$$

Corroboración de hipótesis de columna larga

$$\frac{K L_a}{r} < C_c \rightarrow \text{Es columna corta} \rightarrow \text{Aplicamos la fórmula de JOHNSON}$$

$$\phi_V = \left[\frac{4 N F}{\pi \sigma_{fl}} + \frac{4 \sigma_{fl} (K L_a)^2}{\pi^2 E} \right]^{1/2}$$

Obteniendo,

$$\phi_V = 25,1 \text{ mm}$$

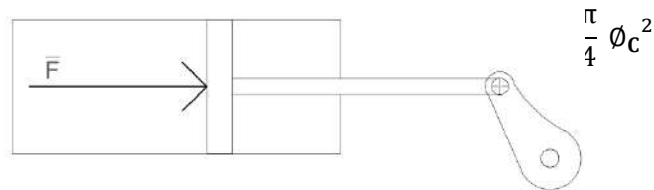
Adoptamos, $\phi_V = 25,4 \text{ mm [1'']}$

Recalculamos las relaciones de esbeltez, para corroborar:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{K \cdot L}{r_{\min}} = 40,2 \\ C_c = 118,7 \end{array} \right\} \frac{K \cdot L}{r_{\min}} < C_c$$

Diámetro del cilindro, (ϕ_c)

Descenso

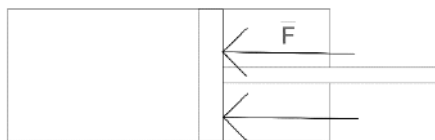


$$F = 45054 \text{ N}$$

$$P = 20 \text{ N/mm}^2$$

$$\phi_c = \sqrt{\frac{4 F}{\pi P}} \cong 53,6 \text{ mm}$$

Ascenso



$$P = \frac{\pi}{4} (\phi_c^2 - \phi_V^2)$$

$$F = 45168 \text{ N}$$

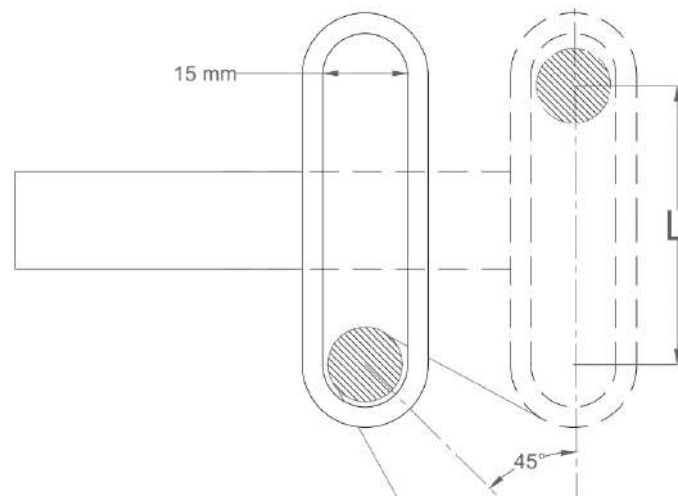
$$P = 20 \text{ N/mm}^2$$

$$\phi_c \cong 59,3 \text{ mm}$$

Así adoptamos:

$$\phi_c = 63.5 \text{ mm [2,5'']}$$

Anclajes



$$l = 150 \text{ mm} \times \cos 45^\circ = 43.9 \text{ mm} \rightarrow \text{Adoptamos } l = 50 \text{ mm}$$

Caudal de aceite (Q)

$$Q = A \times v$$

Durante el avance (descenso), A representa la cara llena del pistón, mientras que en el retroceso (ascenso) representa la cara con el vástago.

$$A_1 = \pi/4 \, \phi_c^2 \quad A_2 = \pi/4 \, (\phi_c^2 - \phi_v^2)$$

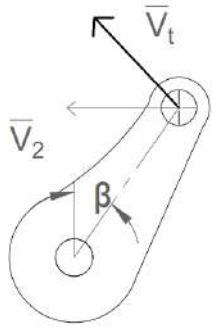
Siendo ω_A la aceleración angular al momento del ascenso y v_t la velocidad que tomara el vértice superior,

$$\omega_A = \theta/t_{\min} = 0.393 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$t_{\min}$ propuesto: 4 Seg

$$|\vec{v}_t| = \omega_A \times 15 \text{ cm} = 5,9 \frac{\text{cm}}{\text{Seg}}$$

Así,



$$|\vec{v}_2| = |\vec{v}_t| \times \cos \beta$$

Siendo $|\vec{v}_2| = cte$

$$|\vec{v}_t|_{\max} = \frac{|\vec{v}_t|}{\cos \beta_{\min}}$$

$$-45^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$$

$$\cos \beta_{\min}$$

$$\left. \begin{array}{l} \beta = 45^\circ \\ \beta = -45^\circ \end{array} \right\}$$

Entonces,

$$|\vec{v}_t|_{\max} = |\vec{v}_t|_{45^\circ} \rightarrow |\vec{v}_2| = |\vec{v}_t|_{\max} \cos 45^\circ \rightarrow |\vec{v}_2| = 4,2 \text{ cm/Seg}$$

Así podemos calcular el caudal,

$$Q = A_2 |\vec{v}_2| = 6,7 \text{ Lts/min}$$

Y la velocidad

$$|\vec{v}_1| = \frac{Q}{A} \cong 3,5 \text{ cm/Seg}$$

Selección de la bomba

Se busca un equipamiento que cumpla con los requerimientos,

$$P = 20 \text{ MPa} \cong 200 \text{ Bar}$$

$$Q = 6,7 \text{ Lts/min}$$

De catálogo VENTURI Serie A-92 de bombas de engranajes:

$$Q = \frac{V \eta_v N}{1000} [\text{Lts/Min}]$$

Siendo,

$$V [\text{cm}^3/\text{Rev}] = \text{Cilindrada de la bomba}$$

η_v = Rendimiento Volumétrico $\rightarrow$ se adopta un valor standar de 0,97

N = Velocidad de rotación [$^{\circ}\text{rev/min}$]

Despejando la cilindrada de la bomba, obtengo,

$$V = \frac{1000 Q}{\eta_v N} \rightarrow V = 4,6 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Con todos estos datos, de Pag. 1, ver ANEXO, seleccionamos **BOMBA A92**, siendo sus principales características:

$$V = 5,5 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

$$Q = 11 \text{ Lts}/\text{min} \text{ a } 2000 \text{ rpm}$$

$$P_{\max} = \begin{array}{l} \text{Contínuo: 250 bar} \\ \text{Intermitente: 280 bar} \\ \text{Pico: 300 bar} \end{array}$$

$$\eta_t (\text{rendimiento total, teniendo en cuenta el mecánico y volumétrico}) = 0.85$$

$$N = 1500 \text{ rev}/\text{min}$$

Potencia necesaria

Luego de seleccionar la bomba, calculamos la potencia necesaria en el eje de la bomba, sabiendo que:

$$P = \frac{p V N}{612000 \eta_t} \therefore P = 4,3 \text{ HP}$$

Con la presión de trabajo calculamos el torque necesario.

Sabiendo que,

$$\eta_m: \text{rendimiento mecánico: } 0.88$$

$$M (\text{Torque necesario en el eje})[\text{Nm}] = \frac{p V}{62.8 \eta_m} \rightarrow \mathbf{M = 19,9 \text{ Nm}}$$

Para presiones de trabajo mayores a 180 bares, se recomienda la utilización de **filtros Bx=75 de 10 µm**.

Con estos datos, podemos seleccionar el motor de alimentación de la bomba.

Siendo,

$$N = 1500 \text{ rev}/\text{min}$$

$$P = 4,3 \text{ HP}$$

$$M = 19,9 \text{ Nm}$$

La potencia entregada por el motor se verá afectada por el rendimiento del motor ($\eta_{motor} = 0.82$), por lo que debo tenerlo en cuenta al momento de calcular la potencia nominal que debe poseer el motor.

$$P_{diseño} = \frac{P_{trabajo}}{\eta_{motor}} \rightarrow P_{diseño}: 5,24 \text{ HP}$$

Del catálogo de WEG, (pag.12) seleccionamos:

Motor Trifásico cerrado W21

- IV Polos – 1500 rpm
- Tensión: 380 V
- Frecuencia: 50 Hz
- Potencia: 4 KW – 5,5 HP
- Rpm: 1440
- Momento Nominal: 26,83 Nm

Verificamos el caudal por la disminución de Rpm,

$$Q = \frac{V \text{ Rpm } \eta_v}{1000} = 7,7 \text{ Lts/min}$$

Comprobando que el caudal entregado logra satisfacer la necesidad del sistema para cumplir su función.

3- Diseño y Calculo de la Estructura del Cabezal Motriz

Para la estructura que soportará las cargas de arrastre del material, el peso propio, el peso de los brazos y ejes, el peso de la central hidráulica y de los componentes del circuito, se propone un reticulado base (el cual soportará la mayoría de las cargas), y un reticulado superior, el cual tiene el propósito de rigidizar el conjunto y evitar una flexión excesiva de la estructura base que pueda llegar a provocar la colisión entre las uñas y el fondo de la pileta durante el avance.

Se presentarán las cargas en los nodos de las estructuras y se calcularán las cargas en las barras con el método de los nodos.

Finalmente, se propondrá una sección transversal adecuada y calcularán sus dimensiones mínimas mediante métodos de resistencia de materiales.

Abajo, se presente una imagen de la estructura resultante.

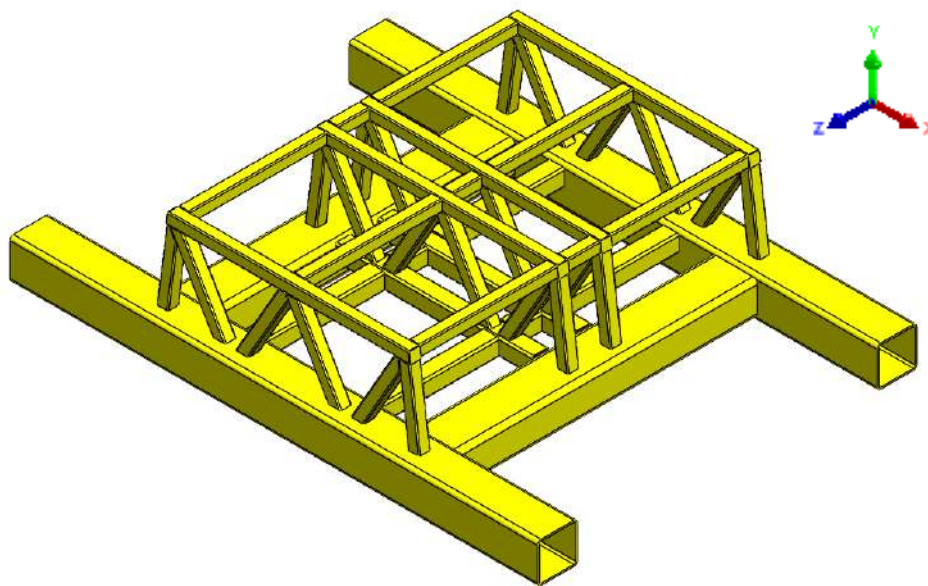
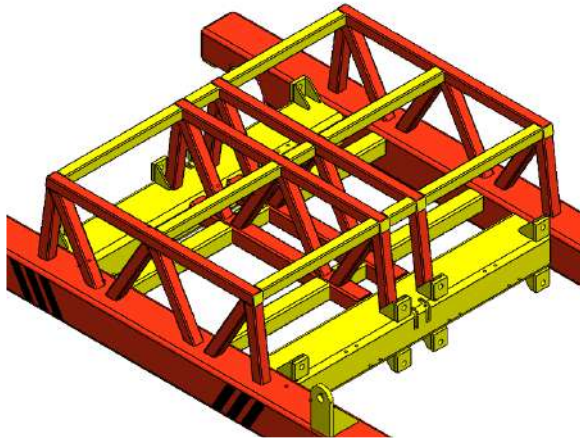


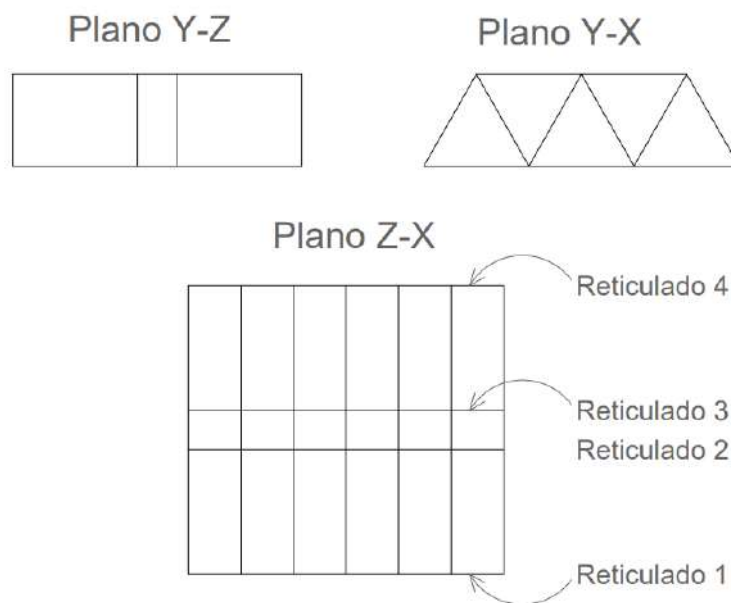
Figura AB-3: “Reticulado de estructura del cabezal”

Como se observa en la figura AB-3, los reticulados superiores, con sus diagonales, se encuentran todos en planos Y-X. Esto puede plantearse así, debido a que las cargas actúan sólo en 2 ejes (X e Y), excepto en el eje Z. En la práctica, pueden generarse cargas laterales por acomodamiento del material, desalineación de las guías y de las ruedas, desnivel de la mesa, etc, pero esas cargas serán mucho menores a las de trabajo y será suficiente con la colocación de los travesaños mostrados que apuntan en dirección del eje Z.

Reticulados superiores

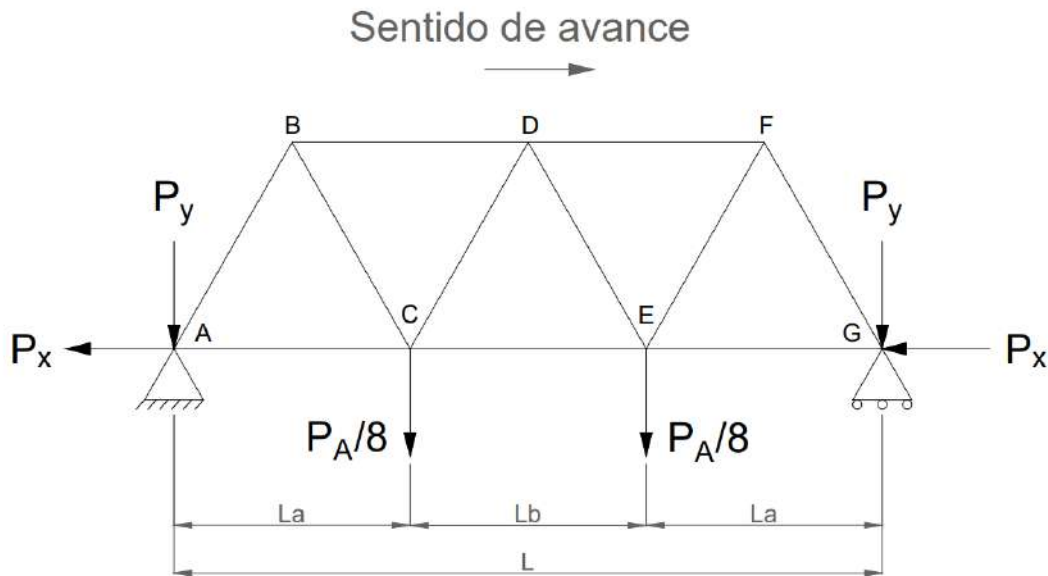


En la figura siguiente, se muestran esquemáticamente los reticulados superiores resaltados en la figura anterior en rojo, junto con los ejes de referencia.



Debido a la simetría geométrica y a la simetría de cargas que presenta el sistema respecto al plano medio Y-X, el problema se simplifica, pudiendo resolverse analizando solamente los reticulados 1 y 2. Esto es, los reticulados 1 y 4 son idénticos entre sí y, por otro lado, los reticulados 2 y 3.

▪ **Reticulado 1**



DATOS:

P_x : La figura anterior representa la condición más desfavorable, donde los 8 brazos están sumergidos a un ángulo $\alpha = 0^\circ$. Esto sucede cuando, en el final de carrera, descienden los 4 brazos que estaban levantados, y justo antes de comenzar la carrera hacia la dirección opuesta. En ese instante, los 8 brazos están desplazando material en su máxima resistencia. Como ya fue analizado anteriormente, en la posición de trabajo para cada brazo, la reacción en el apoyo del eje pivote, tiene un valor máximo de 3750 N en la dirección de avance y la reacción en el apoyo del brazo, un valor de 6750 N en la dirección opuesta. Esto genera, sobre la estructura, una fuerza neta de 3000 N en sentido opuesto al de avance por cada brazo. Como se planteó un reticulado por cada brazo, este valor se aplica directamente en el análisis de esta sección.

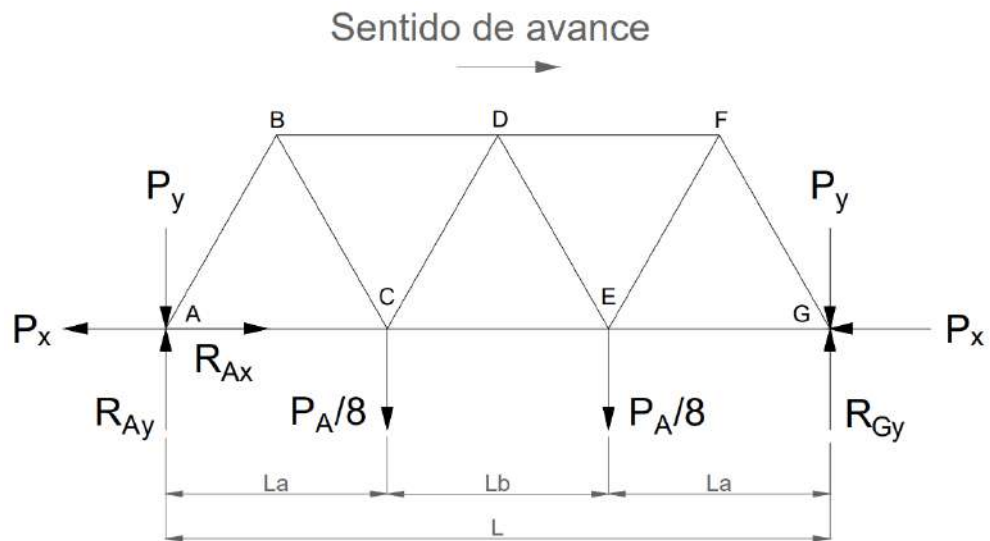
P_y : Para determinar este valor, se tiene en cuenta el peso de cada brazo y la mitad del peso de cada eje (ya que cada eje soporta 2 brazos). Se estima en 300 N.

P_A : Este valor está compuesto por el peso estimativo de los componentes del circuito hidráulico y el peso propio estimado del reticulado a calcular (ya que resultará significativo en comparación con las demás cargas verticales). Resulta ser aproximadamente 2000 N. Como se tienen 4 reticulados y 2 nodos por reticulado que van a transmitir esta carga a los apoyos, en cada nodo se tiene 1/8 del valor total.

Resumiendo:

- $L = 850 \text{ mm}$
- $L_a = 241 \text{ mm}$
- $L_b = 369 \text{ mm}$
- $P_x = 3000 \text{ N}$
- $P_y = 300 \text{ N}$
- $P_A = 2000 \text{ N}$

DETERMINACIÓN DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS



Planteamos las ecuaciones de equilibrio: $\sum F_x = 0$ $\sum F_y = 0$ $\sum M_A = 0$

$$\sum F_x = R_{Ax} - P_x - P_x = 0 \quad \rightarrow \quad R_{Ax} = 2 \times P_x \quad \rightarrow \quad R_{Ax} = 6000 \text{ N}$$

$$\sum M_A = R_{Gy} \times L - P_y \times L - \frac{P_A}{8} \times \frac{2}{3} \times L - \frac{P_A}{8} \times \frac{1}{3} \times L = 0 \quad \rightarrow \quad R_{Gy} = P_y + \frac{P_A}{8}$$

$$\rightarrow R_{Gy} = 550 \text{ N}$$

$$\sum F_y = R_{Ay} + R_{Gy} - P_y - P_y - \frac{P_A}{8} - \frac{P_A}{8} = 0 \quad \rightarrow \quad R_{Ay} = 2 \times P_y + \frac{P_A}{4} - R_{Gy}$$

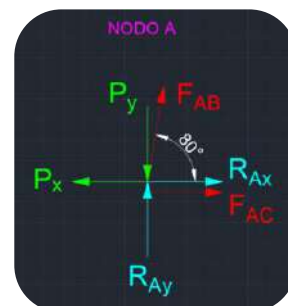
$$\rightarrow R_{Ay} = 550 \text{ N}$$

RESOLUCION POR EL METODO DE LOS NODOS

NODO A

$$\sum F_y = R_{Ay} + F_{AB} \times \sin 80^\circ - P_y = 0$$

$$\rightarrow F_{AB} = \frac{P_y - R_{Ay}}{\sin 80^\circ}$$



$$\rightarrow F_{AB} = -254 \text{ N}$$

Conclusión: La barra AB trabaja a COMPRESIÓN

$$\sum F_x = R_{Ax} + F_{AC} + F_{AB} \times \cos 80^\circ - P_x = 0$$

$$\rightarrow F_{AC} = P_x - R_{Ax} - F_{AB} \times \cos 80^\circ$$

$$\rightarrow F_{AC} = -2956 \text{ N}$$

Conclusión: La barra AC trabaja a COMPRESIÓN

NODO B

$$\sum F_y = F_{AB} \times \cos 10^\circ - F_{BC} \times \cos 30^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_{BC} = F_{AB} \times \frac{\cos 10^\circ}{\cos 30^\circ}$$

$$\rightarrow F_{BC} = 289 \text{ N}$$

Conclusión: La barra BC trabaja a TRACCIÓN

$$\sum F_x = F_{BD} + F_{AB} \times \sin 10^\circ + F_{BC} \times \sin 30^\circ = 0$$

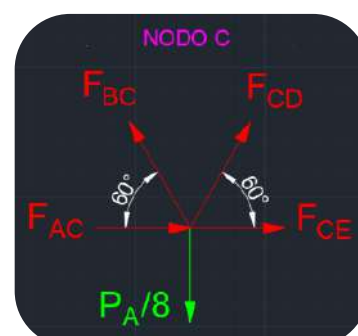
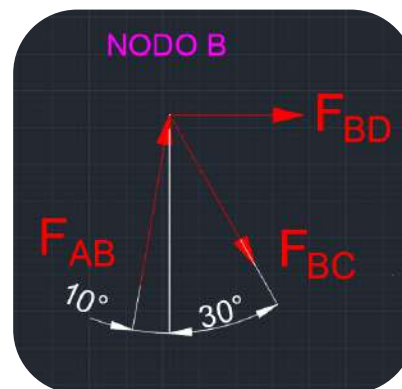
$$\rightarrow F_{BD} = -F_{AB} \times \sin 10^\circ - F_{BC} \times \sin 30^\circ$$

$$\rightarrow F_{BD} = -189 \text{ N}$$

Conclusión: La barra BD trabaja a COMPRESIÓN

NODO C

$$\sum F_y = F_{BC} \times \sin 60^\circ - F_{CD} \times \sin 60^\circ - \frac{P_A}{8} = 0$$



$$\rightarrow F_{CD} = -F_{BC} + \frac{P_A}{8 \times \sin 60^\circ}$$

$$\rightarrow F_{CD} = 0 \text{ N}$$

Conclusión: La barra CD es un elemento de fuerza CERO

$$\sum F_x = F_{CE} + F_{AC} + F_{CD} \times \cos 60^\circ - F_{BC} \times \cos 60^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_{CE} = (F_{BC} - F_{CD}) \times \cos 60^\circ - F_{AC}$$

$$\rightarrow F_{CE} = -2812 \text{ N}$$

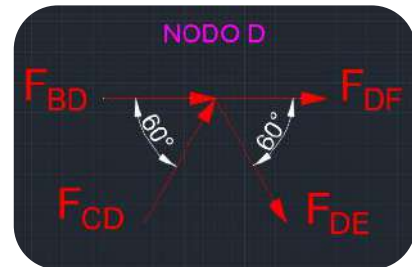
Conclusión: La barra CE trabaja a COMPRESIÓN

NODO D

$$\sum F_y = F_{CD} \times \sin 60^\circ - F_{DE} \times \sin 60^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_{DE} = F_{CD}$$

$$\rightarrow F_{DE} = 0 \text{ N}$$



Conclusión: La barra DE es un elemento de fuerza CERO

$$\sum F_x = F_{DF} + F_{BD} + F_{CD} \times \cos 60^\circ - F_{DE} \times \cos 60^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_{DF} = (F_{CD} - F_{DE}) \times \cos 60^\circ - F_{BD}$$

$$\rightarrow F_{DF} = -189 \text{ N}$$

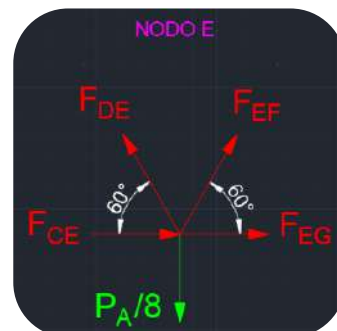
Conclusión: La barra DF trabaja a COMPRESIÓN

NODO E

$$\sum F_y = F_{DE} \times \sin 60^\circ + F_{EF} \times \sin 60^\circ - \frac{P_A}{8} = 0$$

$$\rightarrow F_{EF} = -F_{DE} + \frac{P_A}{8 \times \sin 60^\circ}$$

$$\rightarrow F_{EF} = 289 \text{ N}$$



Conclusión: La barra EF trabaja a TRACCIÓN

$$\sum F_x = F_{EG} + F_{CE} + F_{EF} \times \cos 60^\circ - F_{DE} \times \cos 60^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_{EG} = (F_{DE} - F_{EF}) \times \cos 60^\circ - F_{CE}$$

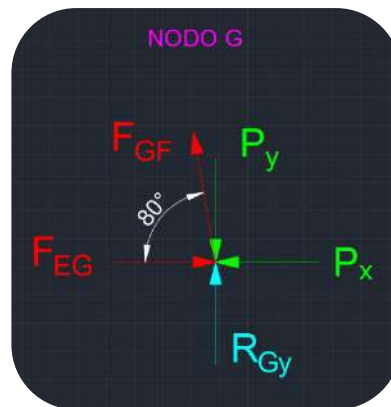
$$\rightarrow F_{EG} = -2956 \text{ N}$$

Conclusión: La barra EG trabaja a COMPRESIÓN**NODO G**

$$\sum F_y = F_{GF} \times \sin 80^\circ - P_y + R_{Gy} = 0$$

$$\rightarrow F_{GF} = \frac{P_y - R_{Gy}}{\sin 80^\circ}$$

$$\rightarrow F_{GF} = -254 \text{ N}$$

**Conclusión: La barra GF trabaja a COMPRESIÓN**

$$\sum F_x = F_{EG} - P_x - F_{GF} \times \cos 80^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_{EG} = P_x + F_{GF} \times \cos 80^\circ$$

$$\rightarrow F_{EG} = 2956 \text{ N}$$

Conclusión: La barra EG trabaja a COMPRESIÓN. Este resultado coincide con el obtenido al estudiar el NODO E.

NODO F (VERIFICACIÓN)

$$\sum F_y = F_{GF} \times \sin 80^\circ - F_{EF} \times \sin 60^\circ$$



$$\checkmark = 254 \text{ N} \times \sin 80^\circ - 289 \text{ N} \times \sin 60^\circ = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_x = F_{DF} - F_{EF} \times \cos 60^\circ - F_{GF} \times \cos 80^\circ$$

$$\checkmark = 189 \text{ N} - 289 \text{ N} \times \cos 60^\circ - 254 \text{ N} \times \cos 80^\circ = 0 \text{ N}$$

▪ **Reticulado 2**

La disposición geométrica del reticulado es la misma que para el reticulado anterior, como así también la dirección y sentido de las cargas, con la excepción de los ángulos principales de los reticulados son 81° en lugar de 80° , y 63° en lugar de 60° . Sin embargo, el valor de P_x es mucho mayor al anterior, ya que este reticulado debe soportar las reacciones en el apoyo B' del eje. En este caso, se analiza la posición angular $\alpha = 8^\circ$, donde P_x tiene su valor máximo. El valor P_y también difiere del anterior, ya que el ángulo genera una componente vertical debido al arrastre del material, la cual se suma a los pesos de los brazos y ejes.

Por lo tanto, no se desarrollarán las ecuaciones del método de los nodos, y solamente se mostrarán los resultados obtenidos.

DATOS:

- $L = 850 \text{ mm}$
- $L_a = 241 \text{ mm}$
- $L_b = 369 \text{ mm}$
- $P_x = 28230 \text{ N}$
- $P_y = 716 \text{ N}$
- $P_A = 2000 \text{ N}$

DETERMINACIÓN DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS

$$R_{Ax} = 56460 \text{ N}$$

$$R_{Gy} = 966 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 966 \text{ N}$$

RESUMEN DE RESULTADOS

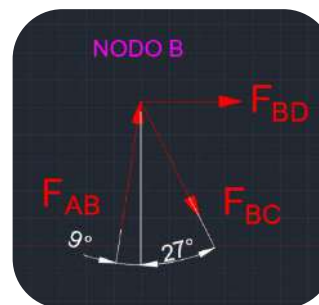
$F_{AB} = -253 \text{ N}$ La barra AB trabaja a COMPRESIÓN

$F_{AC} = -28115 \text{ N}$ La barra AC trabaja a COMPRESIÓN



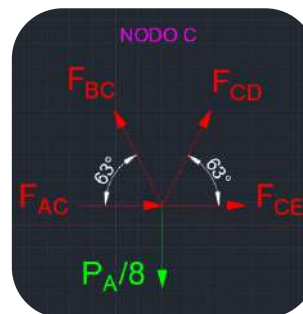
$F_{BC} = 280 \text{ N}$ La barra BC trabaja a TRACCIÓN

$F_{BD} = -167 \text{ N}$ La barra BD trabaja a COMPRESIÓN



$F_{CD} = 0 \text{ N}$ La barra CD es un elemento de fuerza CERO

$F_{CE} = -27988 \text{ N}$ La barra CE trabaja a COMPRESIÓN



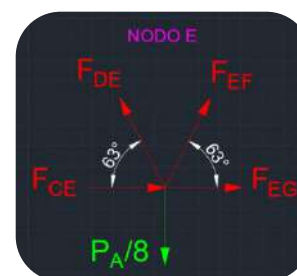
$F_{DE} = 0 \text{ N}$ La barra DE es un elemento de fuerza CERO

$F_{DF} = -167 \text{ N}$ La barra DF trabaja a COMPRESIÓN



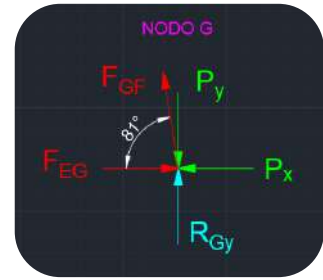
$F_{EF} = 280 \text{ N}$ La barra EF trabaja a TRACCIÓN

$F_{EG} = -28115 \text{ N}$ La barra EG trabaja a COMPRESIÓN



$$F_{GF} = -253 \text{ N}$$

La barra GF trabaja a COMPRESIÓN



DETERMINACIÓN DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DE LAS BARRAS

Habiendo determinado las cargas axiales sobre cada barra, se puede determinar la sección transversal mínima para soportar las tensiones de tracción y compresión que se generan en el material.

$$\sigma_t = \frac{F_n}{A} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N} \rightarrow A_{mín} = \frac{F_n \times N}{\sigma_{fl}}$$

donde:

σ_t : Tensión normal máxima [MPa]

F_n : Fuerza normal máxima [N]

A : Área de la sección transversal [mm²]

$A_{mín}$: Área mínima necesaria [mm²]

σ_{adm} : Tensión admisible [MPa]

σ_{fl} : Tensión de fluencia [MPa]

N : Factor de seguridad = 2

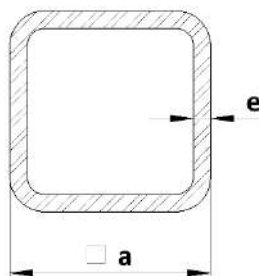
Material: se define utilizar tubo estructural SAE 1020 laminado en caliente.

$$\sigma_{fl} = 207 \text{ MPa}$$

Con los valores adoptados y las fuerzas normales calculadas, se tienen los siguientes valores de $A_{mín}$ para cada barra.

$A_{\min} [\text{mm}^2]$											
BARRAS RETICULADOS	AB	AC	BC	BD	CD	CE	DE	DF	EF	EG	GF
RETICULADO 1	2,5	28,6	2,8	1,8	0	27,2	0	1,8	2,8	28,6	2,5
RETICULADO 2	2,4	271,6	2,7	1,6	0	270,4	0	1,6	2,7	271,6	2,4

▪ Sección Propuesta



$$A \cong a^2 - (a - 2 \times e)^2 = 4 \times a \times e - 4 \times e^2 = 4 \times e \times (a - e)$$

Reticulado 1.

Las barras más solicitadas son AC y EG, para las cuales el área mínima debe ser de 28,6 mm².

Dado, que la selección adecuada depende de 2 variables, se realiza un proceso iterativo, suponiendo valores comerciales para el espesor e, y calculando el ancho necesario del perfil.

- PROPUESTA 1: e = 2 mm

$$\rightarrow 28,6 \text{ mm}^2 = 4 \times 2 \text{ mm} \times (a - 2 \text{ mm})$$

$$\rightarrow a = \frac{28,6 \text{ mm}^2}{4 \times 2 \text{ mm}} + 2 \text{ mm}$$

$$\rightarrow a = 5,58 \text{ mm}$$

- PROPUESTA 2: e = 1,2 mm

$$\rightarrow 28,6 \text{ mm}^2 = 4 \times 1,2 \text{ mm} \times (a - 1,2 \text{ mm})$$

$$\rightarrow a = \frac{28,6 \text{ mm}^2}{4 \times 1,2 \text{ mm}} + 1,2 \text{ mm}$$

$$\rightarrow a = 7,16 \text{ mm}$$

En vista de que las dimensiones resultantes son muy pequeñas, se adopta para los reticulados 1 y 4, el tubo estructural de sección cuadrada comercial de dimensiones **15 x 1,2 mm.**

Reticulado 2.

Las barras más solicitadas son AC y EG, para las cuales el área mínima debe ser de 271,6 mm².

Dado, que la selección adecuada depende de 2 variables, se realiza un proceso iterativo, suponiendo valores comerciales para el espesor e, y calculando el ancho necesario del perfil.

- PROPUESTA 1: e = 2 mm

$$\rightarrow 271,6 \text{ mm}^2 = 4 \times 2 \text{ mm} \times (a - 2 \text{ mm})$$

$$\rightarrow a = \frac{271,6 \text{ mm}^2}{4 \times 2 \text{ mm}} + 2 \text{ mm}$$

$$\rightarrow a = 35,95 \text{ mm}$$

- PROPUESTA 2: e = 1,2 mm

$$\rightarrow 271,6 \text{ mm}^2 = 4 \times 1,2 \text{ mm} \times (a - 1,2 \text{ mm})$$

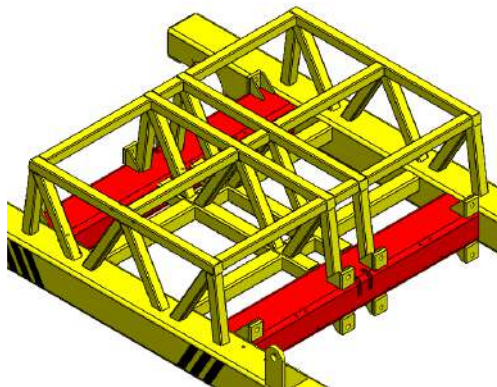
$$\rightarrow a = \frac{271,6 \text{ mm}^2}{4 \times 1,2 \text{ mm}} + 1,2 \text{ mm}$$

$$\rightarrow a = 57,78 \text{ mm}$$

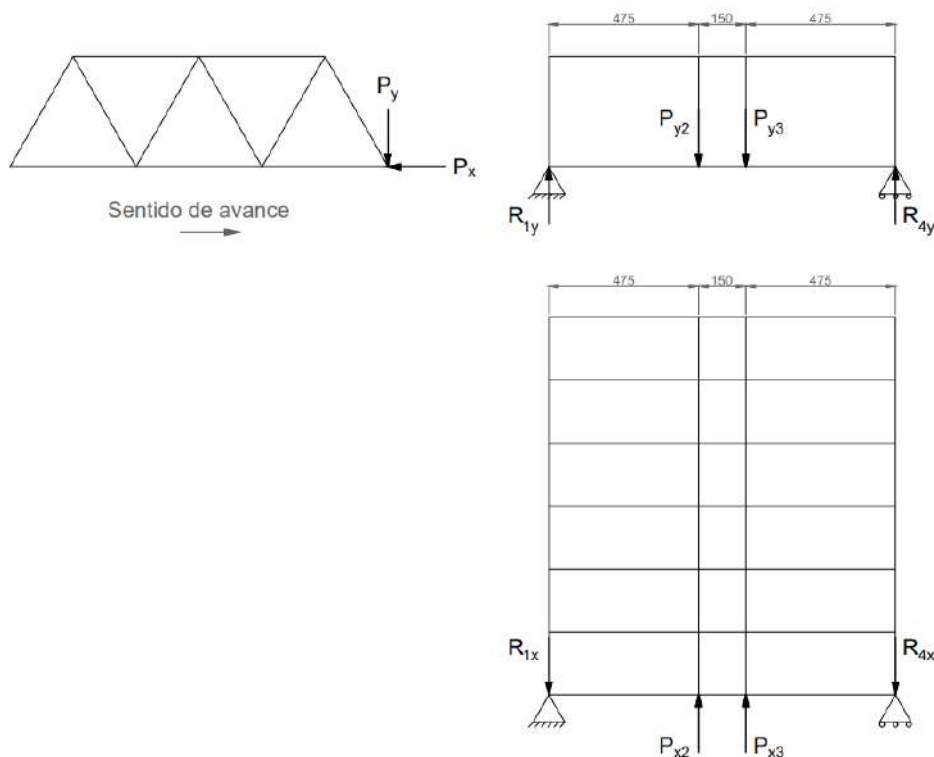
Dado que las resultantes son dimensiones del orden de las más utilizadas en la industria, se adopta para los reticulados 2 y 3, el tubo estructural de sección cuadrada comercial de dimensiones **40 x 40 x 2 mm**.

Ahora bien, entre los tubos definidos para los reticulados se tienen diferencias de dimensiones que, a la hora de la fabricación de la estructura, del montaje y la alineación entre reticulados diferentes, generan dificultades innecesarias. Entonces, se redefine la selección del tubo estructural de los reticulados 1 y 4 como los mismos utilizados en los reticulados 2 y 3. Es decir, tubos de **40 x 40 x 2 mm**.

Viga frontal horizontal para soporte de los ejes

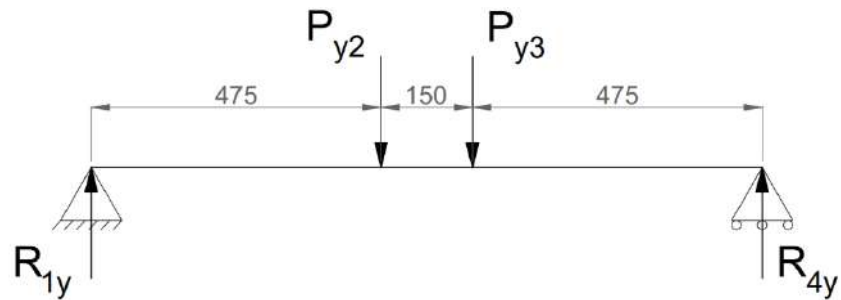


Ahora es el turno de la barra que soporta la parte principal del sistema de arrastre. Es decir, soporta los ejes y brazos con sus cargas asociadas. A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre para el análisis.



Como se puede apreciar, sólo se tienen en cuenta las cargas sobre los reticulados 2 y 3, ya que las correspondientes a los reticulados 1 y 4 son de magnitud mucho menor que las otras y además actúan prácticamente sobre los apoyos, y por lo tanto no aportan mucho a los esfuerzos totales generados en el material.

PLANO Y-Z



$$\sum M_1 = R_{y4} \times 110 \text{ cm} - P_{y3} \times 62,5 \text{ cm} - P_{y2} \times 47,5 \text{ cm} = 0$$

$$\rightarrow R_{y4} = 498 \text{ N}$$

$$\sum F_y = R_{y1} + R_{y4} - P_{y2} - P_{y3} = 0$$

$$\rightarrow R_{y1} = P_{y2} + P_{y3} - R_{y4}$$

$$\rightarrow R_{y1} = 498 \text{ N}$$

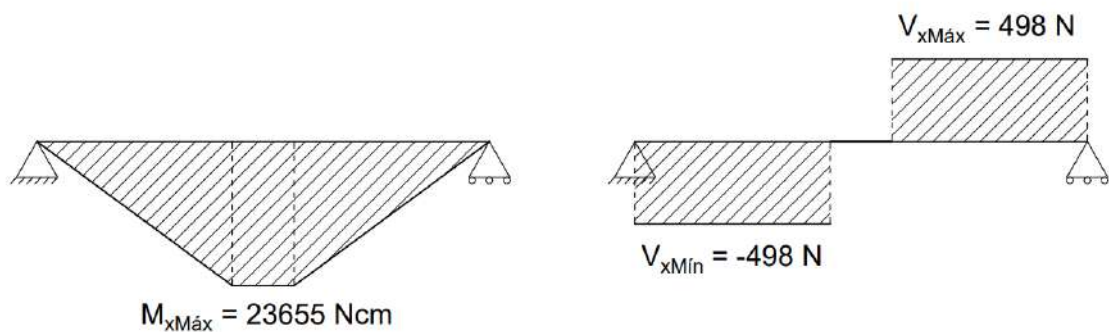
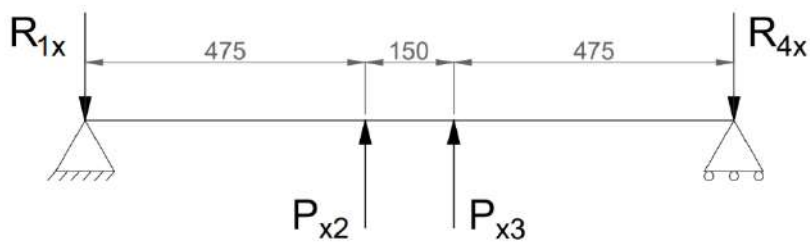


Diagrama de momentos y esfuerzos cortantes

PLANO X-Z

$$\sum M_1 = -R_{x4} \times 110 \text{ cm} + P_{x3} \times 62,5 \text{ cm} + P_{x2} \times 47,5 \text{ cm} = 0$$

$$\rightarrow R_{x4} = 28230 \text{ N}$$

$$\sum F_x = R_{x1} + R_{x4} - P_{x2} - P_{x3} = 0$$

$$\rightarrow R_{x1} = 28230 \text{ N}$$

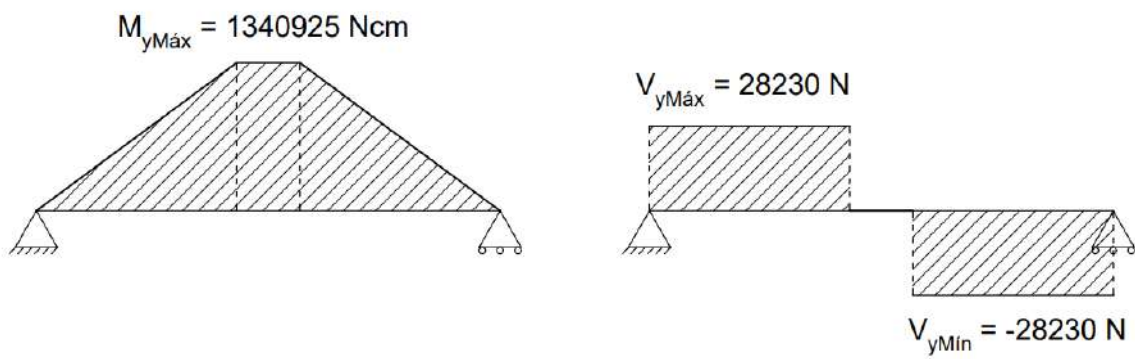
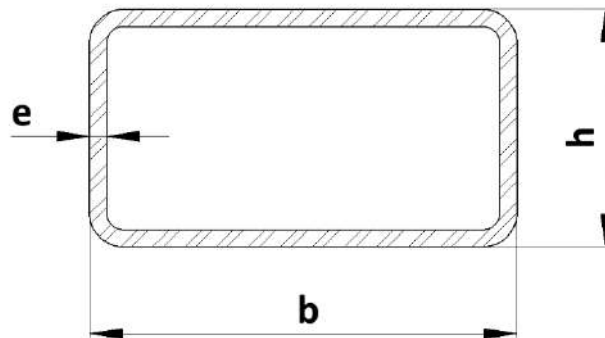


Diagrama de momentos y esfuerzos cortantes

▪ **Determinación de la sección transversal**

SECCIÓN PROPUESTA



Material: SAE 1020 Laminado en caliente

$$\sigma_{fl} = 207 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N} = \frac{207 \text{ MPa}}{2} = 103,5 \text{ MPa} = 10350 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Propuesta 1:

$$h = 120 \text{ mm} \quad b = 160 \text{ mm} \quad e = 6,35 \text{ mm}$$

Propiedades geométricas:

$$I_y = \frac{1}{12} \times [h \times b^3 - (h - 2 \times e) \times (b - 2 \times e)^3]$$

$$\rightarrow I_y = 1238,4 \text{ cm}^4$$

$$I_x = \frac{1}{12} \times [b \times h^3 - (b - 2 \times e) \times (h - 2 \times e)^3]$$

$$\rightarrow I_x = 787,8 \text{ cm}^4$$

$$W_y = \frac{2}{b} \times I_y$$

$$\rightarrow W_y = 154,8 \text{ cm}^3$$

$$W_x = \frac{2}{h} \times I_x$$

$$\rightarrow W_x = 131,3 \text{ cm}^3$$

Cálculo de tensiones resultantes:

$$\sigma_t = \frac{M_{yMáx}}{W_y} + \frac{M_{xMáx}}{W_x} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_t = \frac{1340925 \text{ Ncm}}{154,8 \text{ cm}^3} + \frac{23655 \text{ Ncm}}{131,3 \text{ cm}^3} = 8842,5 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$\rightarrow \sigma_t < \sigma_{adm}$$

El factor de seguridad resultante es:

$$N = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma_t} = \frac{20700 \text{ N/cm}^2}{8842,5 \text{ N/cm}^2} = 2,34$$

Propuesta 2:

$$h = 100 \text{ mm} \quad b = 160 \text{ mm} \quad e = 6,35 \text{ mm}$$

Propiedades geométricas:

$$I_y = \frac{1}{12} \times [h \times b^3 - (h - 2 \times e) \times (b - 2 \times e)^3]$$

$$\rightarrow I_y = 1088,2 \text{ cm}^4$$

$$I_x = \frac{1}{12} \times [b \times h^3 - (b - 2 \times e) \times (h - 2 \times e)^3]$$

$$\rightarrow I_x = 516,6 \text{ cm}^4$$

$$W_y = \frac{2}{b} \times I_y$$

$$\rightarrow W_y = 136,0 \text{ cm}^3$$

$$W_x = \frac{2}{b} \times I_x$$

$$\rightarrow W_x = 103,3 \text{ cm}^3$$

Cálculo de tensiones resultantes:

$$\sigma_t = \frac{M_{yMáx}}{W_y} + \frac{M_{xMáx}}{W_x} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_t = \frac{1340925 \text{ Ncm}}{136 \text{ cm}^3} + \frac{23655 \text{ Ncm}}{103,3 \text{ cm}^3} = 10088,7 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$\rightarrow \sigma_t < \sigma_{adm}$$

El factor de seguridad resultante es:

$$N = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma_t} = \frac{20700 \text{ N/cm}^2}{10088,7 \text{ N/cm}^2} = 2,05$$

Se define entonces utilizar para las vigas horizontales, el **tubo estructural rectangular de 100 x 160 x 6,35 mm**.

Tope de Brazo para la posición de trabajo ($\alpha=0^\circ$)

Habiendo dimensionado la estructura del carro, ahora debemos determinar la geometría adecuada del tope para la posición de trabajo. Si bien, la posición máxima podría quedar determinada por la carrera del cilindro hidráulico, los posibles errores en la posición de montaje y alineación del mismo podrían generar una posición final inadecuada de las uñas y provocar colisiones con el fondo de la pileta. Además el cálculo de los brazos, ejes y estructura están sujetos a los valores determinados de las reacciones en los apoyos de los ejes, los cuales dependen fuertemente de la existencia de este tope.

Dada la disposición de la pieza, vemos que puede ser analizada como una viga de 16 cm de largo con un extremo empotrado (la cara de apoyo de la viga horizontal del carro) y el otro en voladizo (donde actúa la carga).

La carga de 6750 N es la que se determinó en el análisis de diseño del brazo.

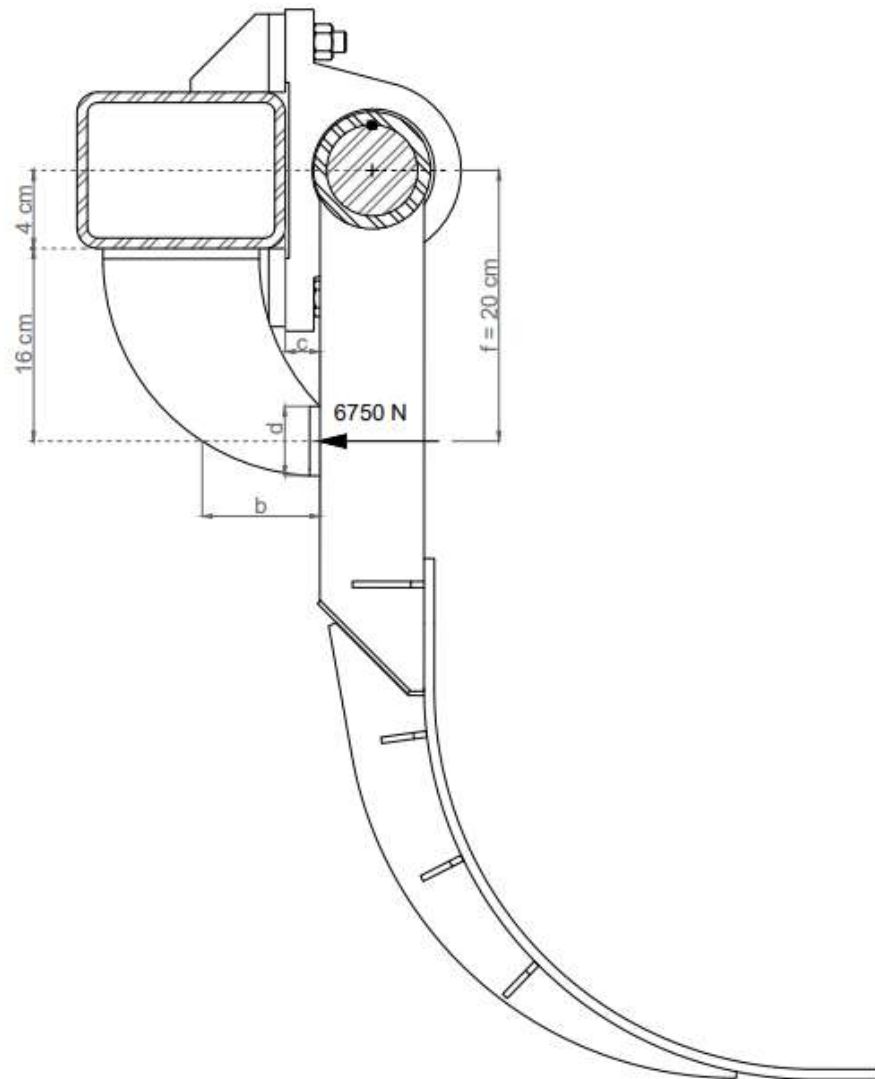
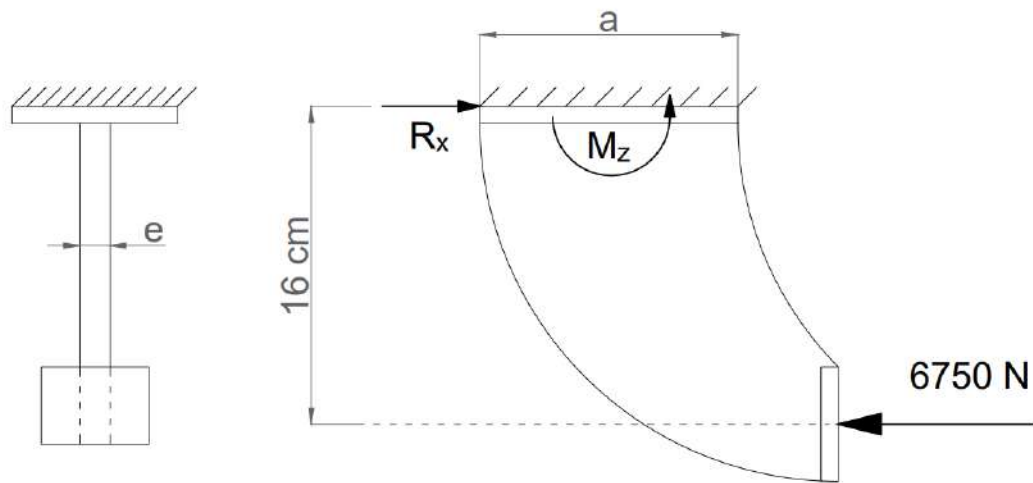


Fig. AB-4: “Disposicion general del brazo”

En la Figura AB-04 se muestra la disposición general para el análisis y en la figura siguiente, el diagrama de cuerpo libre de la misma.

**Diagrama de esfuerzos aplicados**

Las principales dimensiones a determinar por cálculo, son el largo de la cara de anclaje “a”, el espesor del nervio “e” y el ancho de carga “b”. Las cotas “c” y “f” están definidas por el diseño de los componentes asociados (tubo horizontal, brazo y soporte de cojinete). La cota “d” será definida por la geometría resultante.

Como puede verse, tanto en la parte superior como en la inferior tiene asociada una placa de apoyo. Estas placas se soldarán a la placa principal. La superior tendrá agujeros para abulonar con la viga horizontal. Por su parte, la placa inferior será lisa y del ancho del brazo (4 cm) para que la carga sea uniforme y no se genere el apoyo solamente en una zona reducida.

Volviendo a la definición de la geometría, definimos “c” como la distancia entre la cara lateral del tubo estructural y la cara posterior del brazo.

$$c = 6,67 \text{ cm} - 4 \text{ cm} = 2,67 \text{ cm}$$

Por su parte, “f” ya se definió como la distancia desde el punto de aplicación de la carga al centro del pivote. También definimos “d” de igual valor que el ancho de la placa:

$$f = 20 \text{ cm} \quad d = 4 \text{ cm}$$

Ahora pasamos al cálculo de las demás dimensiones.

Calculamos el momento flector máximo, el cual se da en el empotramiento:

$$\sum M_o = M_o - 6750 \text{ N} \times 16 \text{ cm} = 0$$

$$\rightarrow M_o = 108000 \text{ Ncm}$$

Ahora planteamos la tensión máxima en esa sección.

$$\sigma_t = \frac{108000 \text{ Ncm}}{W_z} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N}$$

Definimos utilizar chapa de calidad F-24:

$$\sigma_{fl} = 24000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

y $N = 2$:

$$\rightarrow \sigma_{adm} = 12000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$\rightarrow W_z \geq 9 \text{ cm}^3$$

Propiedades geométricas:

Calculamos el módulo resistente respecto al eje Z.

$$I_z = \frac{1}{12} \times e \times a^3 \quad , \text{ Inercia respecto al eje Z}$$

$$W_z = \frac{2 \times I_z}{a} = \frac{e \times a^2}{6}$$

Debemos definir uno de los dos valores “a” o “e” y calcular el otro. Dado que la pieza debe ir apoyada contra la cara inferior del tubo estructural, cuya longitud es de 16 cm, y tiene radios de 1,6 cm, queda una longitud útil de apoyo de 12,8 cm. Se adopta entonces el siguiente valor:

$$a = 12 \text{ cm}$$

$$\rightarrow W_z = \frac{e \times (12 \text{ cm})^2}{6} \geq 9 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow e \geq 0,375 \text{ cm} = 3,75 \text{ mm}$$

Se adopta la medida comercial inmediatamente superior

$$e = 4,7625 \text{ mm } [3/16"]$$

Finalmente, se puede ver que la reacción en el eje X, R_x resulta ser **6750 N**. Este valor se utilizará en la selección de los bulones de sujeción de la placa superior.

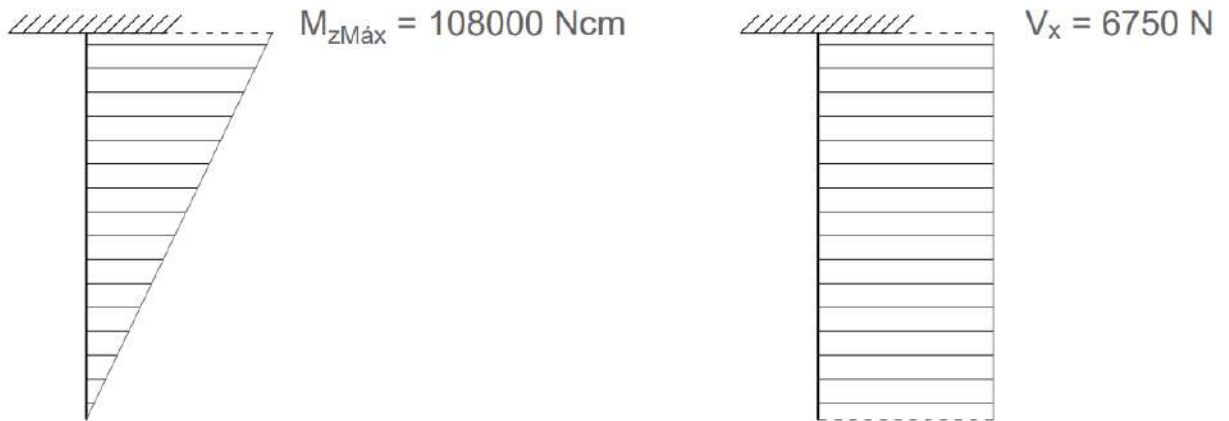


Diagrama de momentos flectores y esfuerzos cortantes

Ahora, para el cálculo de la dimensión “b”, como en esa sección el momento es CERO, se calcula bajo el esfuerzo cortante $V_x = 6750 \text{ N}$.

Planteamos el esfuerzo cortante en dicha sección:

$$\tau = \frac{6750 \text{ N}}{b \times e} \leq \tau_{\text{adm}} = 0,577 \times \sigma_{\text{adm}}$$

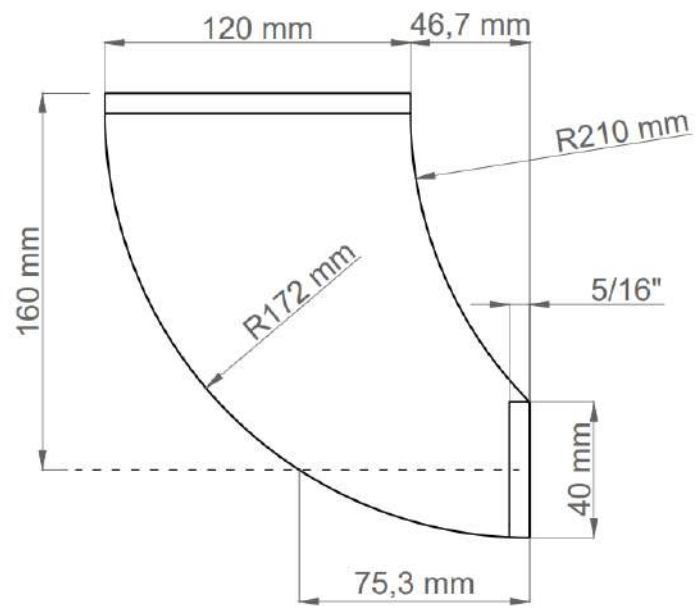
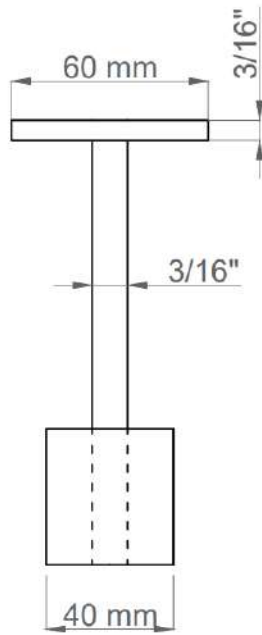
$$\rightarrow b \geq \frac{6750 \text{ N}}{0,47625 \text{ cm} \times 0,577 \times 12000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}}$$

$$\rightarrow \mathbf{b \geq 2,05 \text{ cm} = 20,5 \text{ mm}}$$

Al dibujar la pieza con flancos de arcos de círculo centrados en la cara horizontal superior de la misma, resultan las siguientes medidas:

$$b = 75,3 \text{ mm}$$

Se puede ver que “b” cumple con la condición calculada.



4- Sistema de Traslación

Según el diseño planteado, el carro debe trasladarse en línea recta sobre las barandas laterales de las piletas. Con el fin de mantener la alineación en todo el recorrido, facilitar la tracción y evitar deslizamientos entre las ruedas y las guías, se define utilizar un sistema de piñón-cremallera.

En la figura AB-5 se muestra un esquema de montaje y un diagrama de cuerpo libre del engrane.

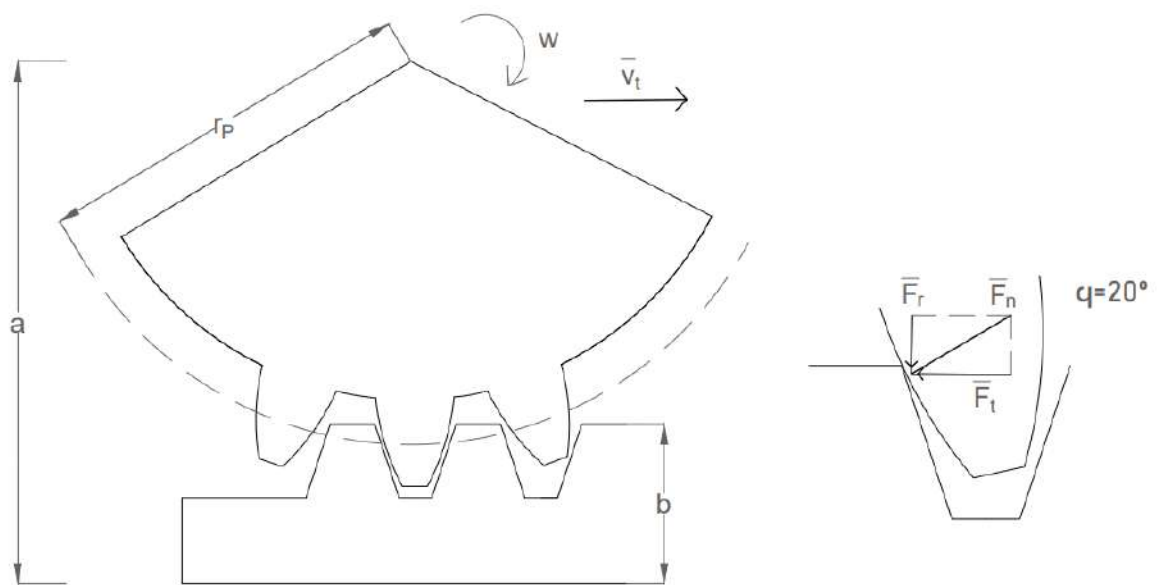


Figura AB-5: “Esquema de Montaje de Engranaje”

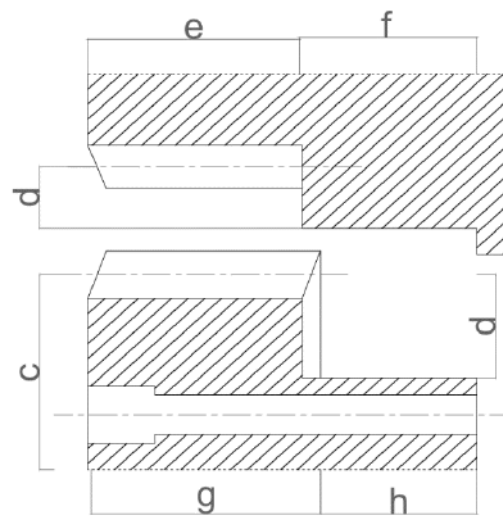
Puede apreciarse en sentido de avance del carro dado por el vector $\vec{v}$, al girar el piñón con velocidad angular ω .

Como se observa en el diagrama de cuerpo libre, se define utilizar piñón y cremallera de dientes rectos. Los dientes del piñón serán de perfil de involuta con un ángulo de presión de 20° .

Dado que la cremallera será montada horizontalmente, para lograr la separación para un engrane correcto (cota “a”), debe existir un apoyo solidario a ambas partes (el piñón y la cremallera), donde descansa el peso del sistema y las otras cargas verticales.

Las cotas “b” y “c” se determinarán al seleccionar la cremallera adecuada.

Teniendo en cuenta el montaje, se decide colocar un riel liso, solidario a la cremallera, y una rueda lisa solidaria al piñón, como se muestra en la imagen siguiente.



En pos del correcto montaje, se plantean ciertas restricciones geométricas, a saber:

$$f < h, \quad g + h = e + f$$

También se plantean las siguientes tolerancias para la distancia de montaje entre ruedas y entre guías “z”:

$$z_{\text{ruedas}} = 1200 \text{ mm } {}^0_{-2} \quad z_{\text{guías}} = 1200 \text{ mm } {}^0_{-2}$$



En el análisis, se despreciará el rozamiento por rodadura, ya que al tratarse de superficies de acero rectificadas, el coeficiente de rodadura resulta ser muy bajo en comparación con las cargas debidas al arrastre del material y al momento torsor de los motorreductores.

En la figura AB-6, se muestra el ensamble propuesto para el montaje de las ruedas, tanto de las conducidas, como de las conductoras

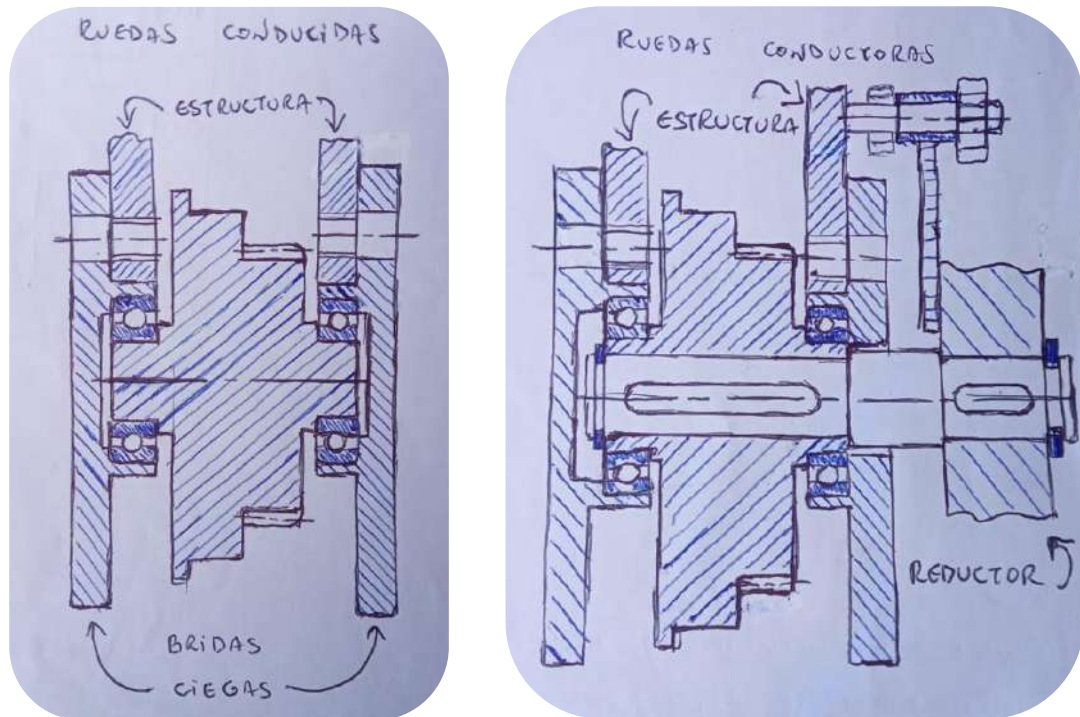


Figura AB-6: "Ensamble propuesto para el montaje de las ruedas"

Como puede observarse, las ruedas descansan sobre rodamientos rígidos de bolas radiales. La geometría de las mismas consta de una pista lisa para la rodadura sobre el riel liso, asientos y escalones para los rodamientos, y los dientes del piñón, todo mecanizado sobre una misma masa. En el caso de las ruedas conducidas, las mismas tienen el centro ciego (sin mecanizar), mientras que las conductoras, tienen mecanizado un cubo con un chavetero para alojar el árbol y la chaveta para la transmisión de la potencia del motorreductor.

El conjunto de la rueda, con los rodamientos, el eje y el motorreductor, queda soportado por las bridas laterales, las cuales se abulonnan a la estructura del carro, la cual también tiene mecanizados los agujeros roscados y el pasaje de las ruedas.

El eje posee la geometrías necesaria para poder montar la rueda y el reductor. También tiene chaveteros mecanizados para transmitir la potencia desde el motorreductor hacia la rueda. La posición lateral se asegura mediante aros de sujeción.

Por último, el motorreductor se asegura mediante un brazo que absorbe el momento de reacción.

Cálculo de la Potencia Necesaria

Se considera la peor condición del servicio, la cual ocurrirá cuando los 8 brazos se encuentren sumergidos en el material. Esta particular posición existe cuando, al final el recorrido en un sentido habiendo descendido los 4 brazos opuestos, comienza la carrera en sentido opuesto sin que los 4 brazos que estaban trabajando asciendan a su posición de reposo. Esto es necesariamente así porque si se elevaran los brazos antes de comenzar a mover el carro, estos colisionarían con la tapa del extremo de la pileta.

Teniendo en cuenta que la fuerza neta que actúa en cada brazo en la posición de trabajo ($\alpha = 0^\circ$), es de $F_x = 3000 \text{ N}$, entonces la fuerza total sobre los 8 brazos será de:

$$F_{\text{total}} = 8 \times F_x = 24000 \text{ N}$$

Se considerarán además, 2 ruedas conductoras y 2 ruedas conducidas. Entonces, al tener 2 motorreductores (1 en cada cremallera), la fuerza total se divide a la mitad para el cálculo de la potencia.

$$F_{\text{rueda}} = \frac{F_{\text{total}}}{2} = 12000 \text{ N}$$

Recordando que la velocidad de avance propuesta era de $0,5 \text{ m/s}$, la potencia necesaria que debe entregar cada motorreductor a la rueda es:

$$P_m = F_{\text{rueda}} \times |\vec{v}| = 12000 \text{ N} \times 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 6000 \text{ W} \cong 8 \text{ HP}$$

Selección de los Moto Reductores

Del catálogo de la marca Polyfix, teniendo en cuenta la potencia neta requerida de 8 HP, y con una velocidad nominal del motor de 1500 rpm, se selecciona:

REDUCTOR POLYFIX PFM-130 con relación de transmisión de **1:25**. Las características del mismo son:

$$n_{\text{entrada}} = 1500 \text{ rpm}$$

$$i = 25$$

$$P_{\text{motor}} = 10 \text{ HP}$$

$$T_{\text{salida}} = 100,3 \text{ kgfm}$$

$$\eta_{\text{total}} = 84 \%$$

Con estos valores, resulta luego:

$$n_{\text{salida}} = \frac{n_{\text{entrada}}}{i} = \frac{1500 \text{ rpm}}{25} = 60 \text{ rpm}$$

$$P_{\text{salida}} = \eta_{\text{total}} \times P_{\text{motor}} = 0,84 \times 10 \text{ HP} = 8,4 \text{ HP}$$

La potencia de salida del motorreductor es mayor a la mínima requerida. Por lo tanto se utilizará sin problemas.

Cálculo del piñon

Como primer paso, se calculará el diámetro primitivo requerido para transmitir el par del motorreductor y provocar el avance del carro a la velocidad establecida de 0,5 m/s.

$$r_p = \frac{T_{\text{salida}}}{F_{\text{rueda}}} = \frac{100,3 \text{ kgfm}}{12000 \text{ N}} \times \frac{10 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \cong 83,6 \text{ mm}$$

Adoptamos entonces el valor:

$$r_p = 85 \text{ mm}$$

Al adoptar un valor diferente al calculado anteriormente, se debe recalcular la velocidad de avance. El valor teórico resultante es:

$$|\vec{v}| = r_p \times n_{\text{salida}} = 85 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \times \frac{60 \text{ rev}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{2 \times \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}$$

$$\rightarrow |\vec{v}| \cong 0,54 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ahora bien, la velocidad real (práctica) del motor del reductor, no gira a 1500 rpm, sino que según el fabricante, su velocidad real es de 1400 rpm. Con este valor, se tiene una velocidad de salida del reductor de:

$$n_{\text{salida real}} = \frac{n_{\text{entrada real}}}{i} = \frac{1400 \text{ rpm}}{25} = 56 \text{ rpm}$$

Con este nuevo valor, la velocidad de traslación tiene un valor real de:

$$|\vec{v}| = r_p \times n_{\text{salida real}} = 85 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \times \frac{56 \text{ rev}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{2 \times \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}$$

$$\rightarrow |\vec{v}| \cong 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Geometría de los Dientes

Por otro lado, definimos que el perfil de los dientes será de involuta con un ángulo de presión de 20° .

$$\varphi = 20^\circ$$

Se recomienda para un sistema de engrane piñón-cremallera, donde el piñón tiene dientes de perfil de involuta a 20° , a fin de evitar que haya interferencias, que el número de dientes Z del mismo no sea menor a 18 (“Diseño de Elementos de Máquinas” – Robert L. Mott, pág. 320), tal como se ve en la imagen siguiente:

TABLA 8-6 Número de dientes del piñón, para asegurar que no haya interferencia

Para un piñón engranado con una cremallera		Para un piñón de 20° , profundidad total, engranado con un engrane	
Forma del diente	Número mínimo de dientes	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
Envolvente $14\frac{1}{2}^\circ$, profundidad total	32	17	1309
Envolvente 20° , profundidad total	18	16	101
Envolvente 25° , profundidad total	12	15	45
		14	26
		13	16

Se adopta como módulo de los dientes el valor:

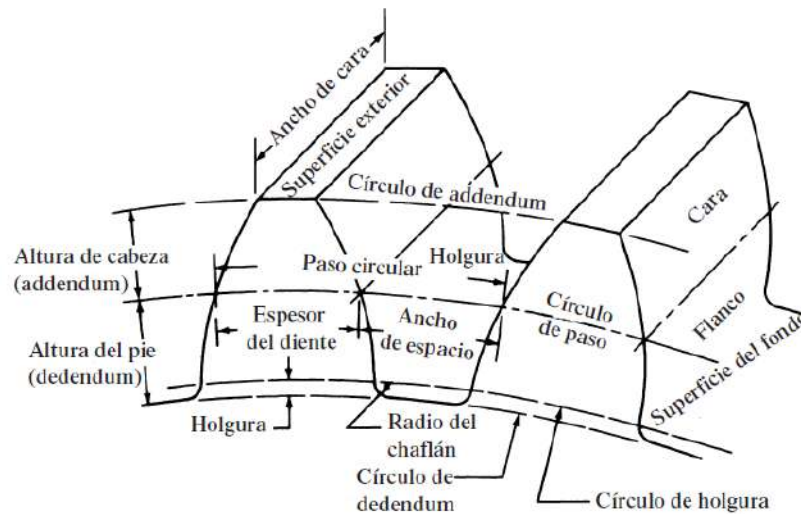
$$m = 5$$

La cantidad de dientes del piñón resulta:

$$Z_{\text{piñón}} = \frac{D_p}{m} = \frac{2 \times r_p}{m}$$

$$\checkmark \quad Z_{\text{piñón}} = 34 > 18$$

La geometría y disposición de los dientes, queda entonces definida por los siguientes valores:



- Paso circular, p :

$$p = \pi \times m \cong 15,7 \text{ mm}$$

- Addendum, a :

$$a = m = 5 \text{ mm}$$

- Dedendum, d :

$$d = 1,25 \times m = 6,25 \text{ mm}$$

- Holgura, h :

$$h = d - a = 1,25 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior (o del círculo de addendum) $\varnothing_e$:

$$\varnothing_e = \varnothing_p + 2 \times a = 180 \text{ mm}$$

- Diámetro de raíz (o del círculo de Dedendum) $\varnothing_r$:

$$\varnothing_r = \varnothing_p - 2 \times d = 157,5 \text{ mm}$$

- Altura total, h_t :

$$h_t = a + d = 11,25 \text{ mm}$$

- Profundidad de trabajo, h_k :

$$h_k = 2 \times a = 10 \text{ mm}$$

- Espesor del diente, t :

$$t = \frac{p}{2} = 7,85 \text{ mm}$$

- Ancho del diente, F . Adoptamos:

$$F = 50 \text{ mm}$$

Selección del Material

Habiendo definido la geometría completa del piñón y sus condiciones de servicio, podemos seleccionar el material, de tal manera que soporte los esfuerzos generados por dichas condiciones. Para ello, se calcula el Número de Esfuerzo Flexionante S_t , y se compara con el Número de Esfuerzo Flexionante Admisible S'_{at} , de tal manera que:

$$S_t \leq S'_{at}$$

El valor S_t , se puede calcular mediante la ecuación:

$$S_t = \frac{F_{rueda}}{m \times F \times J_p} \times K_o \times K_s \times K_m \times K_B \times K_v$$

del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott (Ec. 9-15). Donde:

m : Módulo métrico

F : Ancho de cara del diente [mm]

J_p : Factor de geometría del piñón

K_o : Factor de sobrecarga para la resistencia flexionante

K_s : Factor de tamaño para la resistencia flexionante

K_m : Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante

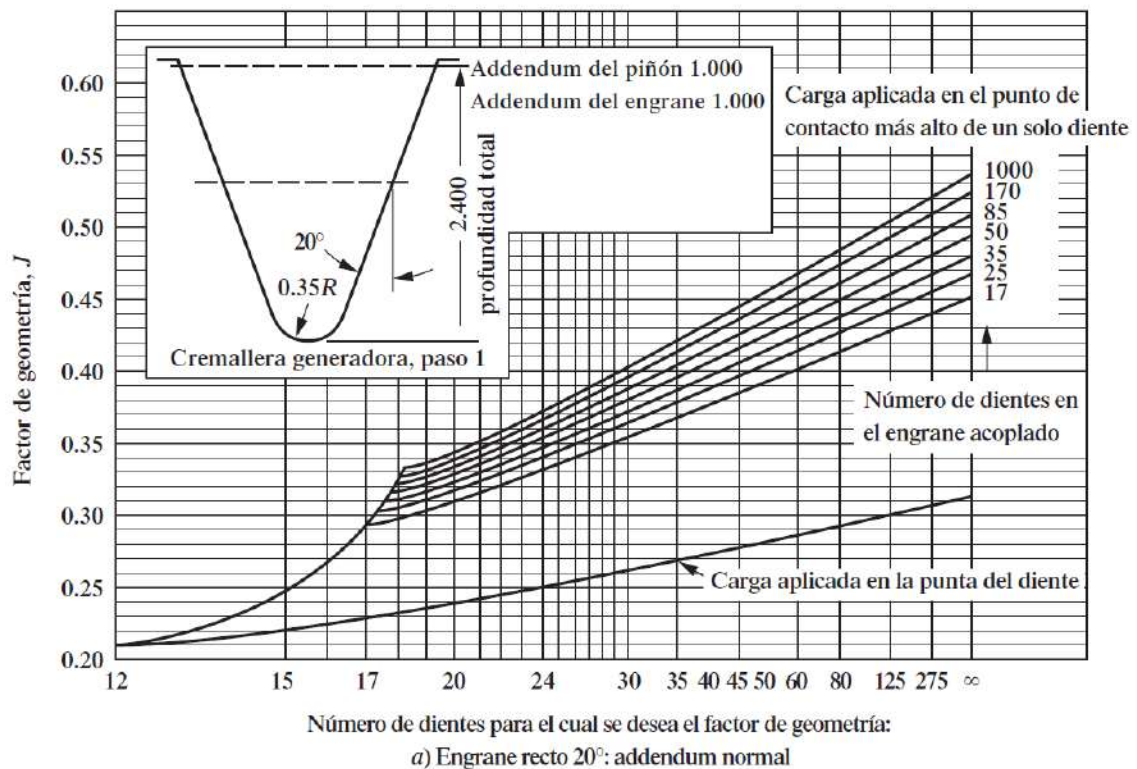
K_B : Factor de espesor de orilla

K_v : Factor dinámico para la resistencia flexionante

J_p : Factor de geometría del piñón

Es un que depende de la forma del diente, el ángulo de presión, el paso diametral, el número de dientes en el engrane, la forma y tamaño del chaflán en la raíz del diente y el lugar donde actúa F_{rueda} .

De la figura 9-17 a) para dientes con ángulo de presión de 20° , del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott (pág. 387), con $Z = 34$ dientes para el piñón en el eje horizontal y extrapolando a una curva $Z = \infty$ para la cremallera, obtenemos:



$$J_p = 0,435$$

K_o : Factor de sobrecarga para la resistencia flexionante

El factor de sobrecarga considera la probabilidad de que variaciones de carga, vibraciones, choques, cambios de velocidad y otras condiciones específicas de la aplicación, puedan causar cargas máximas mayores que F_{rueda} , aplicada a los dientes del engrane durante el funcionamiento.

Las consideraciones principales son la naturaleza de la fuente de potencia y de la máquina impulsada, en conjunto.

Según la tabla 9-5 del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott (pág. 389), podemos obtener este valor. Las consideraciones son las siguientes:

- **Fuente de potencia:** motor eléctrico. Es una fuente **uniforme**
- **Máquina impulsada:** transportador con carga uniforme. Es una máquina de **choque ligero**.

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Así, el valor correspondiente en la tabla es:

$$K_o = 1,25$$

K_s : Factor de tamaño para la resistencia flexionante

De la tabla 9-6 del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott (pág. 389), con módulo métrico $m = 5$, obtenemos el valor:

$$K_s = 1,00$$

TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

K_m : Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante

Su determinación se basa en muchas variables en el diseño de los engranes mismos, pero también en los ejes, cojinetes, cajas y la estructura donde se instalarán. Si la intensidad de carga en todas las partes de todos los dientes en contacto, en cualquier momento, fuera uniforme, el valor de K_m sería 1.00. Sin embargo, casi nunca sucede así. Cualquiera de los factores siguientes pueden causar desalineamientos de los dientes del piñón en relación con los de la cremallera:

1. Dientes con poca precisión
2. Desalineamiento de los ejes que sostienen los engranes

3. Deformación elástica de los engranes, los ejes, los cojinetes, las cajas y las estructuras de soporte
4. Holguras entre los ejes y los engranes, los ejes y los cojinetes, o entre los ejes y la caja
5. Distorsiones térmicas durante el funcionamiento
6. Coronación o desahogo lateral de los dientes de los engranes

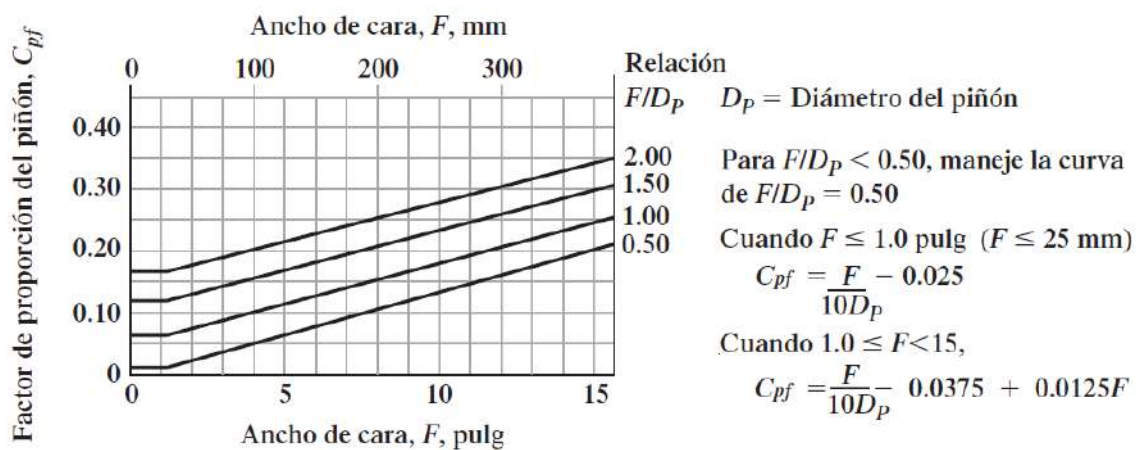
Como aproximación, puede utilizarse la siguiente ecuación (del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott – Ec. 9-16, pág. 390), para calcular el valor del factor de distribución de carga:

$$K_m = 1,0 + C_{pf} + C_{ma}$$

C_{pf} : factor de proporción del piñón (figura 9-18, pág. 391)

C_{ma} : factor por alineamiento del engranado (figura 9-19, pág. 391)

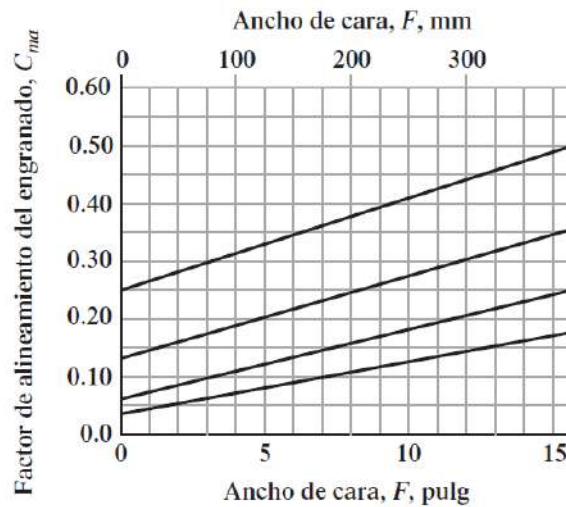
Para C_{pf} :



Como $F = 50 \text{ mm} \cong 2 \text{ pulg}$, se debe aplicar la segunda ecuación de la figura, y como $\frac{F}{D_p} = 0,294 < 0,50$, se debe utilizar la curva para $F/D_p = 0,50$. Es decir:

$$C_{pf} = \frac{1}{10} \times (0,50) - 0,0375 + 0,0125 \times 2 \text{ pulg} \cong \mathbf{0,038}$$

Para C_{ma} :



Engranajes abiertos $C_{ma} = 0.247 + 0.0167F - 0.765 \times 10^{-4}F^2$

Unidades comerciales cerradas de engranajes $C_{ma} = 0.127 + 0.0158F - 1.093 \times 10^{-4}F^2$

Unidades de precisión cerradas de engranajes $C_{ma} = 0.0675 + 0.0128F - 0.926 \times 10^{-4}F^2$

Unidades de extraprecisión cerradas de engranajes $C_{ma} = 0.0380 + 0.0102F - 0.822 \times 10^{-4}F^2$

Dado que se trata de una unidad de engrane abierto, y $F = 50$ mm, tenemos:

$$C_{ma} = 0,247 + 0,0167 \times 2 \text{ pulg} - 0,765 \times 10^{-4} \times (2 \text{ pulg})^2 \cong 0,28$$

Por lo tanto:

$$K_m = 1,0 + 0,038 + 0,28$$

$$\rightarrow K_m = 1,318$$

K_B : Factor de espesor de orilla

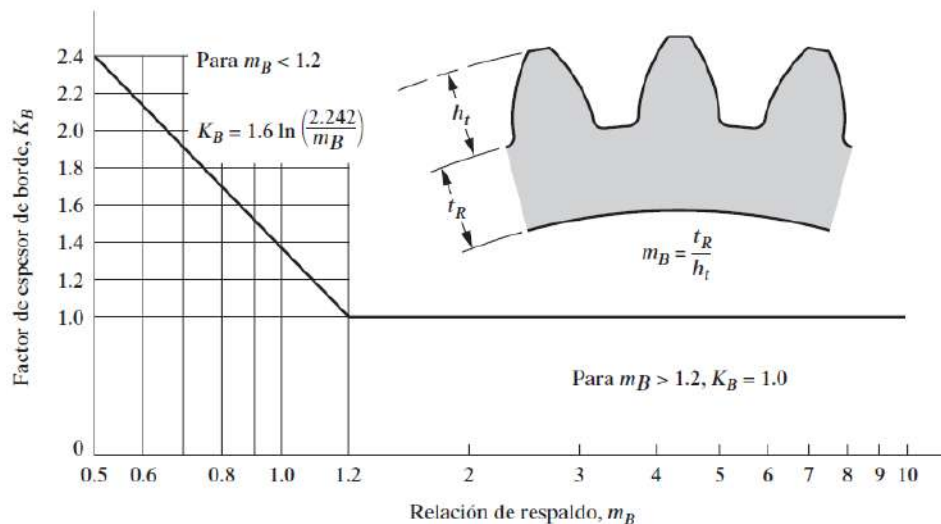
En la ecuación dada para St , se supone que el diente del engrane se comporta como una viga en voladizo, fija a una estructura de soporte perfectamente rígida en su base. Si la orilla del engrane es muy delgada, se puede deformar, y causa que el punto de esfuerzo máximo se mueva, desde el área del chaflán del diente hasta un punto interior a la orilla.

Para estimar la influencia del espesor de la orilla, se puede emplear la figura 9-20 del libro "Diseño de Elementos de Máquinas" de Robert L. Mott, pág. 392. El parámetro geométrico principal se llama relación de respaldo, m_B , donde:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

t_R : espesor de la orilla

h_t : profundidad total del diente



Para $m_B > 1.2$, la orilla es bastante fuerte para soportar al diente, y $K_B = 1.0$. También, el factor K_B se puede usar cerca de un chavetero, donde existe poco espesor de metal entre la parte superior del chavetero y la parte inferior del espacio entre dientes. Este es nuestro caso. Por lo tanto, para la zona del chavetero vamos a elegir $m_B > 1.2$. Entonces t_R se determina de modo que:

$$t_R > m_B \times h_t = 1.2 \times 11.25 \text{ mm}$$

$$\rightarrow t_R > 13.5 \text{ mm}$$

Cumpliendo con esta condición, obtenemos el valor de K_B :

$$K_B = 1.0$$

K_v : Factor dinámico para la resistencia flexionante

Con el factor dinámico se considera que la carga es resistida por un diente, con cierto grado de impacto, y que la carga real sobre el diente es mayor que la carga transmitida sola. El valor de K_v depende de la exactitud del perfil del diente, sus propiedades elásticas y la velocidad con la cual se ponen en contacto los dientes.

La figura 9-21 del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott, pág. 393, muestra la gráfica de valores de K_v , recomendada por AGMA, donde los números Q_v son los números de calidad AGMA, la cual especifica las cantidades permisibles de variación en la forma real de los dientes, respecto de la forma teórica, o la variación compuesta,

mediante dicho valor como un número de calidad. Los aspectos que se evalúan son la forma del perfil del diente, la alineación del diente, el radio de raíz, el descentramiento, etc.

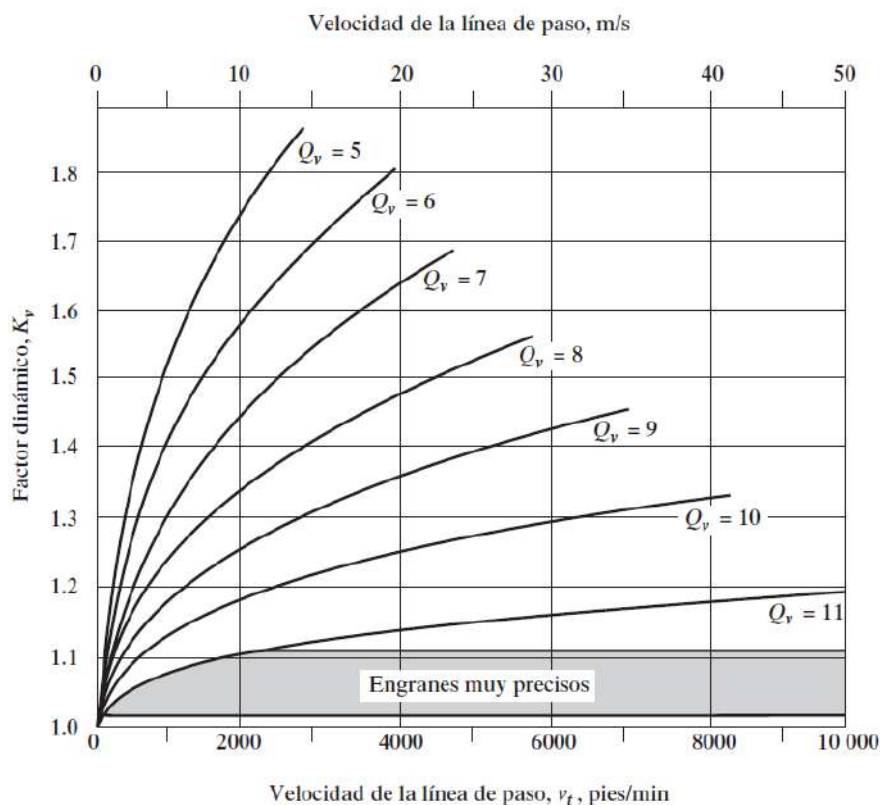
Los engranes en un diseño típico de máquina serían de las clases representadas por las curvas 5, 6 o 7, que corresponden a engranes fabricados por rectificado o tallado con herramental de promedio a bueno. Si los dientes se acaban por rectificado o rasurado para mejorar la exactitud de su perfil y distanciamiento, se deberían usar las curvas 8, 9, 10 u 11.

En nuestro caso, vamos a optar por fabricar el piñón por fresado y luego rectificado con herramental promedio, apuntando a un número de calidad $Q_v = 6$.

La velocidad de la línea de paso, para nuestro caso, es la de avance del carro.

$$v_t = 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cong 98,4 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

Entonces con los valores anteriores, determinamos K_v , según las ecuaciones de la figura:



Curvas 5-11

$$v_{t\text{máx}} = [A + (Q_v - 3)]^2 \text{ (unidades inglesas)}$$

$$v_{t\text{máx}} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \text{ (unidades SI)}$$

donde $v_{t\text{máx}}$ = punto del final de las curvas de K_v (pies/min o m/s)

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right)^B \text{ (unidades inglesas)}$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200v_t}}{A} \right)^B \text{ (unidades SI)}$$

donde $A = 50 + 56(1.0 - B)$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4}$$

Q_v = número de calificación de la exactitud de la transmisión

Determinamos los valores previos de B y A para luego calcular K_v , y utilizamos la ecuación correspondiente a unidades SI con $v_t = 0,5$ m/s:

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0,667}}{4} = 0,826$$

$$A = 50 + 56 \times (1,0 - B) = 59,744$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \times v_t}}{A} \right)^B$$

$$\rightarrow K_v = 1,136$$

Habiendo definido todos los coeficientes, ya podemos calcular el número de esfuerzo flexionante:

$$K_0 = 1,25 \quad K_s = 1,00 \quad K_m = 1,318 \quad K_B = 1,00 \quad K_v = 1,136$$

$$S_t = \frac{12000 \text{ N}}{5 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 0,435} \times 1,25 \times 1,00 \times 1,318 \times 1,00 \times 1,136$$

$$\rightarrow S_t = 206,5 \text{ MPa}$$

El material elegido debe ser tal que tenga un esfuerzo flexionante admisible mayor a 206,5 MPa. Además al valor de S_{at} se deben aplicar algunos factores adicionales para producir un valor de esfuerzo flexionante admisible ajustado S'_{at} . Con este valor ajustado debe cumplirse que:

$$S'_{at} > S_t$$

Los factores a aplicar son:

$$S'_{at} = S_{at} \times \frac{Y_N}{N \times K_R}$$

Y_N : Factor por ciclos de esfuerzo

K_R : Factor de confiabilidad

N : Factor de seguridad

También existe un factor por temperatura, pero este debe tenerse en cuenta a partir de 120 °C. En este caso, la rueda trabajará a temperatura ambiente en un lugar ventilado y

sin fuentes de calor cercanas. Por lo tanto, este factor no se tendrá en cuenta para este análisis.

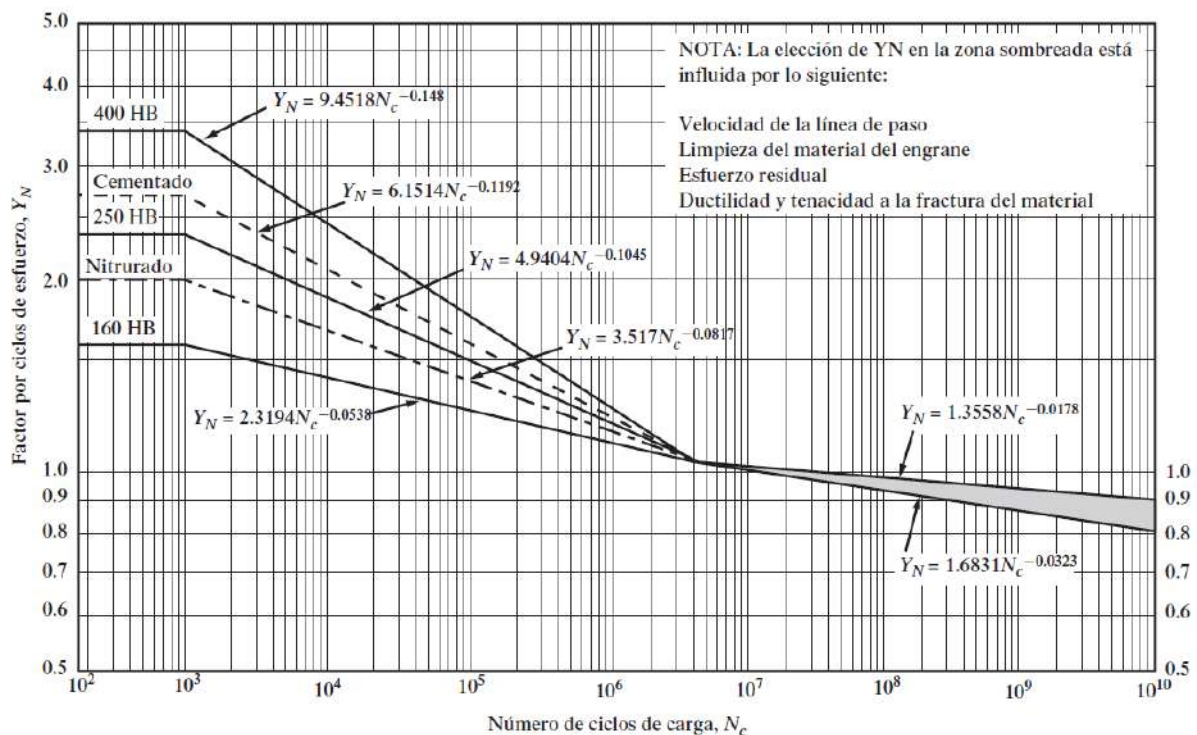
Trabajando con ambas ecuaciones, se llega a la condición final a cumplir:

$$S_{at} > S_t \times \frac{K_R \times N}{Y_N}$$

A continuación se determinará cada uno de los factores.

Y_N : Factor por ciclos de esfuerzo

La figura 9-22 del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott , pág. 395, permite determinar el factor de ajuste de vida, Y_N , si se espera que los dientes del engrane a analizar tengan un número de ciclos de carga muy diferente de 10^7 .



Para obtener el valor de Y_N , primero debemos calcular el valor N_c , con la siguiente ecuación:

$$N_c = 60 \times L \times n_{rueda} \times q$$

N_c : número de ciclos de carga esperado

L: Vida de diseño, en horas

n_{rueda} : velocidad de giro del engrane, en rpm

q: número de aplicaciones de carga por revolución

El valor de L normalmente utilizado para máquinas industriales en general es 20000 h, tal como lo muestra la tabla 9-7 del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott , pág. 396. Por lo tanto, se adopta este valor.

TABLA 9-7 Vida de diseño recomendada

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

El valor real de n_{rueda} es de 56 rpm.

En cuanto al valor de q, dado que en cada revolución de la rueda, transmite la carga sólo a la cremallera, este valor es 1.

Entonces, tenemos:

$$N_C = 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \times 20000 \text{ h} \times 56 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 1 \frac{\text{ciclos}}{\text{rev}}$$

$$\rightarrow N_C = 6,72 \times 10^7 \text{ ciclos}$$

Como N_C es mayor a 10^7 ciclos, se aplica la siguiente ecuación para Y_N :

$$Y_N = 1,3558 \times (6,72 \times 10^7)^{-0,0178}$$

$$\rightarrow Y_N = 0,984$$

K_R: Factor de confiabilidad

Se define una confiabilidad requerida de 1 falla en 1000, Por lo tanto, según la tabla 9-8 del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott , pág. 396, el valor de K_R es:

$$K_R = 1,25$$

TABLA 9-8 Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

N: Factor de seguridad

Debido a que se consideraron varios factores de incertidumbre en los factores anteriores para St y para Sat, se adopta un valor moderado:

$$N = 1,20$$

Finalmente, el valor requerido de Sat para el material a seleccionar es:

$$S_{at} > 206,5 \text{ MPa} \times \frac{1,25 \times 1,20}{0,984}$$

$$\rightarrow S_{at} > 315 \text{ MPa} \cong 45,7 \text{ ksi}$$

Condiciones de servicio.

Durante el avance, puede encontrarse material compactado que genera cargas de impacto sobre las uñas y que se transmiten a los dientes de los engranajes. Por lo tanto, es conveniente que el material sea dúctil para resistir estas cargas, y que a su vez se endurezca la superficie de los dientes para mejorar su resistencia al desgaste.

Así elegimos, basándonos en la tabla 9-3 del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott - pág. 381, un acero grado 2 (según norma AGMA 2001) con temple superficial a la llama con una dureza de 54 HRc ($\cong 550 \text{ HB}$).

TABLA 9-3 Números de esfuerzo admisibles para materiales de engranes de acero templado.

	Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{at} (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} (ksi)		
Dureza en la superficie	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR15N	Vea la figura 9-14			150	163	175
84.5 HR15N	Vea la figura 9-14			155	168	180
Nitrurados, nitr alloy 135M: ^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			170	183	195
Nitrurados, nitr alloy N: ^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			172	188	205
Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio)						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15			155	172	189
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			176	196	216

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

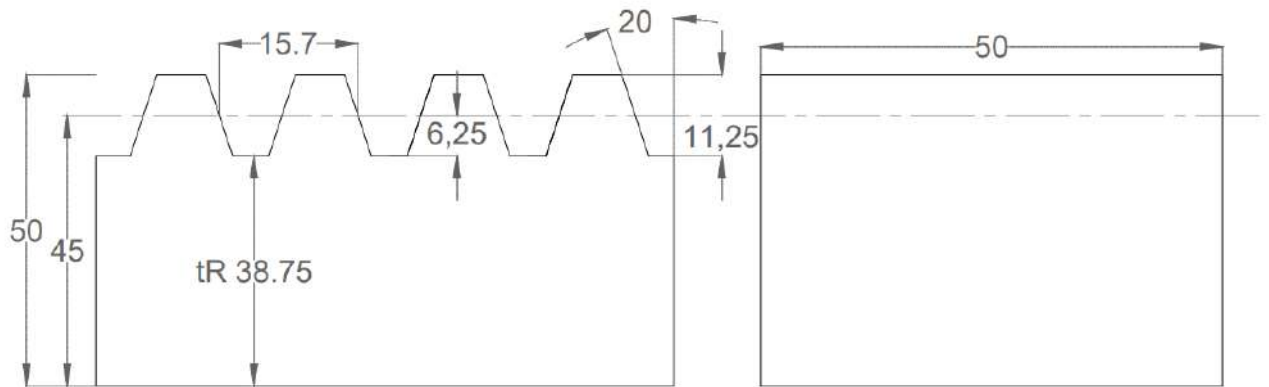
El valor que se puede lograr para S_{at} , una vez templado el acero es de:

$$S_{at} = 55 \text{ ksi} \cong 380 \text{ MPa} > 315 \text{ MPa}$$

Para lograr estos niveles de dureza se debe especificar un material base capaz de endurecerse por temple. Se seleccionará un acero aleado de medio carbono **AISI 4340**, y se templará a la llama la superficie de los dientes para luego enfriar en aceite a 200 °C. La dureza que se puede conseguir es de **555 HB** $\cong$ 55 HRC, con un límite elástico de 1570 MPa.

Calculo de la Cremallera

Datos geométricos.



- Ángulo de presión, φ :

$$\varphi = 20$$

- Módulo, m :

$$m = 5$$

- Paso, p :

$$p = \pi \times m \cong 15,7 \text{ mm}$$

- Addendum, a :

$$a = m = 5 \text{ mm}$$

- Dedendum, d :

$$d = 1,25 \times m = 6,25 \text{ mm}$$

- Holgura, h :

$$h = d - a = 1,25 \text{ mm}$$

- Altura total del diente, h_t :

$$h_t = a + d = 11,25 \text{ mm}$$

- Distancia de referencia exterior, H :

$$H > 2,2 \times h_t = 24,75 \text{ mm}$$

$$\text{Adoptamos } H = 50 \text{ mm}$$

- Espesor de orilla, t_R :

$$t_R > 1,2 \times h_t = 13,5 \text{ mm}$$

$$\checkmark t_R = H - h_t = 38,75 \text{ mm}$$

- Distancia de referencia a la línea primitiva, C:

$$C = H - m = 45 \text{ mm}$$
- Profundidad de trabajo, h_k :

$$h_k = 2 \times a = 10 \text{ mm}$$
- Espesor del diente, t:

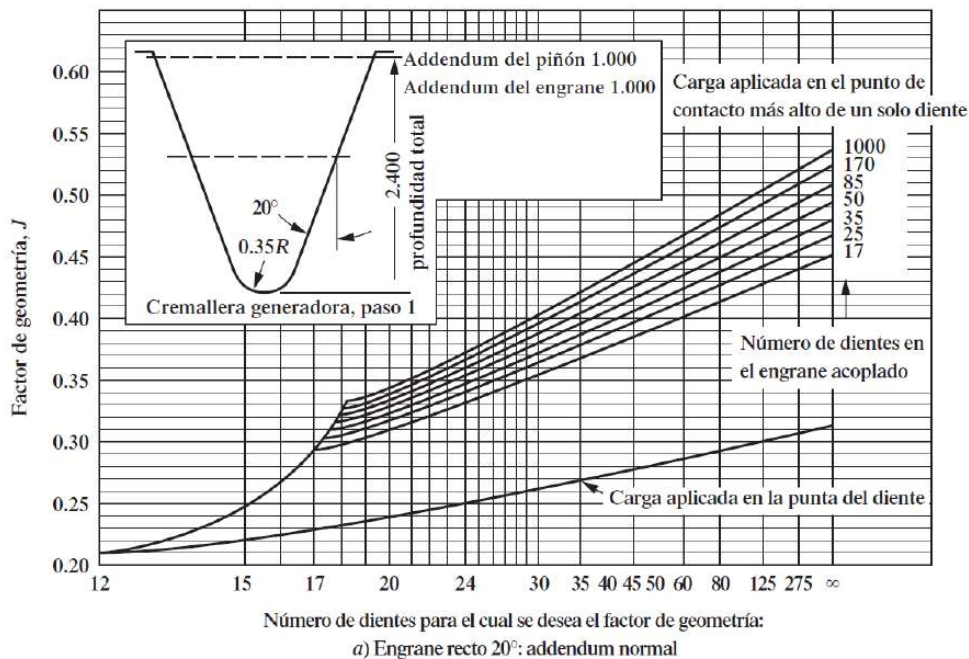
$$t = \frac{p}{2} = 7,85 \text{ mm}$$
- Ancho del diente, F:

$$F = 50 \text{ mm}$$

El procedimiento de cálculo es similar al del piñón, y los valores de los factores para S_t y S_{at} son en su mayoría iguales, excepto el factor de geometría J.

De la figura 9-17 a) para dientes con ángulo de presión de 20° , del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott (pág. 387), con $Z = \infty$ dientes para la cremallera en el eje horizontal y la curva $Z = 34$ para el piñón, obtenemos:

$$J_C = 0,49$$



Con los valores dados, el valor de S_t resulta:

$$S_t = \frac{12000 \text{ N}}{5 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 0,49} \times 1,25 \times 1,00 \times 1,318 \times 1,00 \times 1,136$$

$$\rightarrow S_t = 183,3 \text{ MPa}$$

Para S_{at} , tenemos entonces:

$$S_{at} > 183,3 \times \frac{1,25 \times 1,20}{0,984}$$

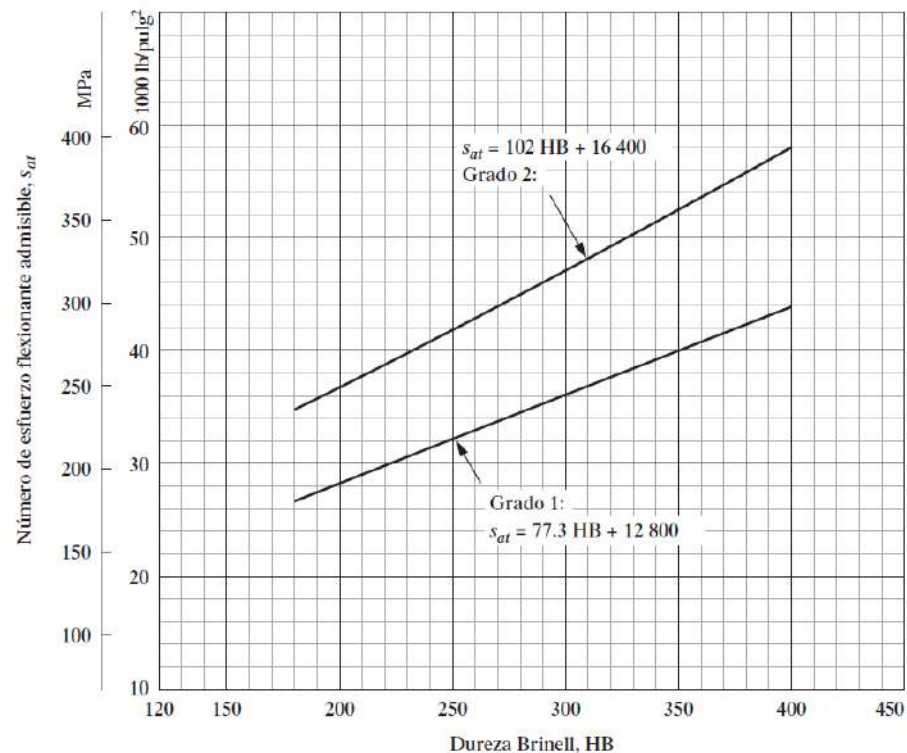
$$\rightarrow S_{at} > 279 \text{ MPa} \cong 40 \text{ ksi}$$

Elegimos un acero de grado 1 templado completamente. Según la figura 9-10 del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L. Mott (pág. 379), para obtener 40 ksi de esfuerzo admisible para este tipo de acero, es necesario endurecerlo hasta un valor mínimo de:

$$HB = \frac{40000 - 12800}{77,3} = 352$$

FIGURA 9-10

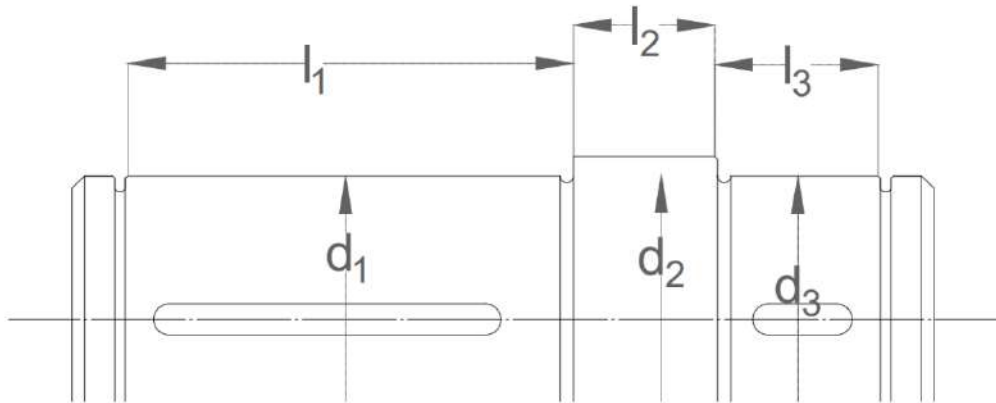
Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{at} , para engranes de acero templado total (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Para lograr estos niveles de dureza se debe especificar un material base capaz de endurecerse por temple. Se seleccionará un acero aleado de medio carbono **AISI 4340**, y se templará por completo para luego enfriarse en aceite a 540 °C. La dureza que se puede conseguir es de **363 HB**, con una ductilidad del 16 % y un límite elástico de 1090 MPa.

Cálculo del Arbol de Transmisión

Habiendo ya definido la disposición general de los componentes del conjunto de las ruedas conducidas, se propone la siguiente geometría para el árbol de transmisión.



Material propuesto: AISI 1020

$$\sigma_{fl} = 207 \text{ MPa}$$

Según el reductor seleccionado Polyfix PFM-130, la geometría de ese extremo queda determinada por:

$$d_3 = 45 \text{ mm} \quad l_3 = 165 \text{ mm}$$

A su vez, la chaveta a emplear debe ser del tipo paralela de dimensiones **14 mm x 10 mm x 135 mm**.

Dado que las cargas tanto verticales como horizontales, debido al sistema de montaje del conjunto, son soportadas por los asientos de los rodamientos, los cuales están mecanizados en las ruedas, el eje sólo se encuentra sometido al momento torsor que ejerce el motorreductor para transmitir la potencia a la rueda. Por lo tanto, el diámetro d_1 se calcula como sigue:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times T}{\pi \times \tau_{adm}}}$$

donde:

$$T = 100,3 \text{ kgfm} = 1,003 \times 10^6 \text{ Nmm} \quad , \quad \text{momento torsor de entrada}$$

$$\tau_{adm} = 0,577 \times \frac{\sigma_{fl}}{N} = 59,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad , \quad \text{Tensión de corte admisible (con } N=2)$$

Entonces,

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 1,003 \times 10^6 \text{ Nmm}}{\pi \times 59,72 \text{ N/mm}^2}} = 44,1 \text{ mm}$$

Se adopta:

$$d_1 = 45 \text{ mm}$$

Ya obtenidos los dos diámetros de transmisión, la función del diámetro central es solamente generar un escalón de apoyo para la rueda y el reductor para determinar su posición axial. Es así que se escoge el valor comercial:

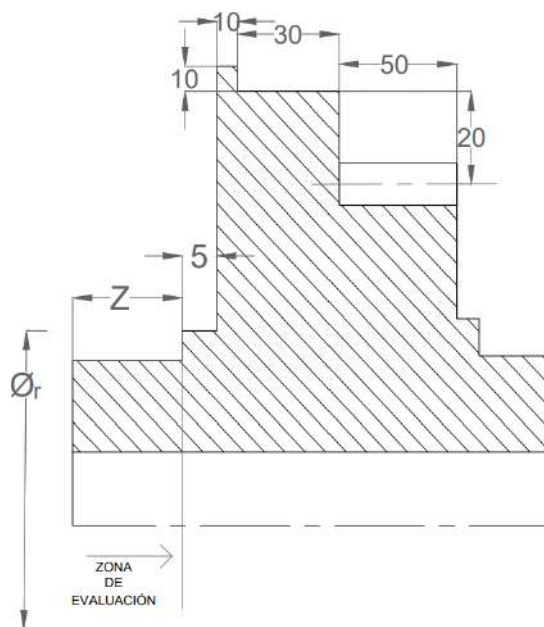
$$d_2 = 50,8 \text{ mm}$$

Con esta definición evitamos mecanizar la cara cilíndrica central.

En cuanto a la longitud central, se puede determinar puramente por la disposición del montaje a fin de localizar correctamente el brazo de reacción del motorreductor, siendo ideal el valor:

$$l_2 = 50 \text{ mm}$$

Finalmente, la longitud l_1 , depende exclusivamente del ancho total de la rueda, la cual aun no se ha definido por completo. Si observamos la siguiente imagen, se encuentra definido el ancho de los dientes, el ancho de la rueda lisa, el ancho del labio y se define un ancho de 5 mm a cada lado para el escalón de apoyo de la pista interior de los rodamientos. Solamente resta definir el ancho del asiento de los rodamientos denotado como Z . Para ello, se debe seleccionar el rodamiento adecuado pero para ello primero debemos determinar el diámetro del asiento, que designaremos como $\emptyset_e$.

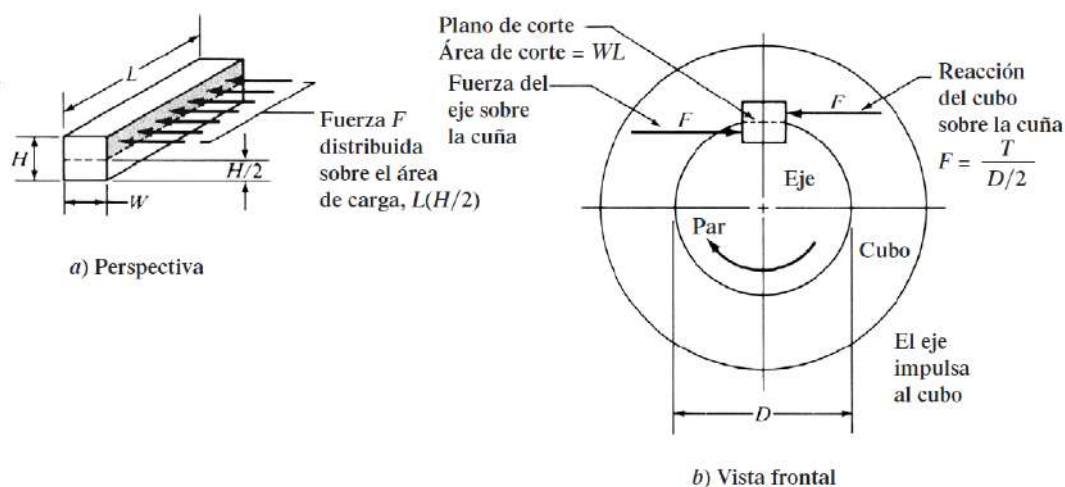


Selección de los Rodamientos

Para determinar el valor de ϕ_e , vemos que la peor condición se presenta en la rueda conductora, al tener mecanizado un cubo para el eje. El diámetro del cubo se determinó en 45 mm. También vemos que al tener mecanizado un chavetero, debe haber un diámetro mínimo para no debilitar el espesor en la zona de apoyo del rodamiento. Entonces, primero determinamos el tamaño de chaveta mínima que debemos colocar.

Sabemos que el fabricante del motorreductor propone una chaveta de 14 mm x 10 mm x 135 mm, la cual verifica bien por corte y por compresión, como vemos a continuación:

Verificación por corte:



El esfuerzo cortante debe ser menor al admisible. Los valores para el cálculo son:

$$H = 10 \text{ mm} \quad W = 14 \text{ mm} \quad L = 135 \text{ mm} \quad D = 45 \text{ mm} \quad T = 1,003 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

El material es AISI 1020, con una tensión de fluencia de 207 N/mm^2 . Y el esfuerzo admisible resulta:

$$\tau_{\text{adm}} = 0,577 \times \frac{\sigma_{\text{fl}}}{N} = 0,577 \times \frac{207 \text{ N/mm}^2}{2} = 59,72 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo cortante al que se somete la chaveta viene dado por:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2 \times T}{D \times W \times L} = \frac{2 \times 1,003 \times 10^6 \text{ Nmm}}{45 \text{ mm} \times 14 \text{ mm} \times 135 \text{ mm}} = 23,6 \text{ N/mm}^2 < \tau_{\text{adm}}$$

Verificación por compresión:

Ya que tanto la cara lateral de la chaveta, como la del chavetero del eje y la del chavetero de la rueda, están sometidas a la misma fuerza normal F debida al torque transmitido y el poseen el mismo área, se debe analizar la cara correspondiente al material más débil.

En este caso, tenemos que el material más débil lo tienen por igual, el eje y la chaveta, como acero AISI 1020. Se decide analizar la chaveta.

La tensión de compresión admisible se define como:

$$\sigma_{c \text{ adm}} = \frac{\sigma_{fl}}{N} = \frac{207 \text{ N/mm}^2}{2} = 103.5 \text{ N/mm}^2$$

La tensión de compresión a la que se somete la chaveta viene dada por:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2 \times T}{D \times (H/2) \times L} = \frac{4 \times 1,003 \times 10^6 \text{ Nmm}}{45 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 135 \text{ mm}} = 66 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{c \text{ adm}}$$

Ahora, sabemos que para la transmisión de potencia a la rueda, también tenemos un diámetro calculado de 45 mm, pero si colocáramos una chaveta igual a la del lado del motorreductor, necesitaríamos un ancho de rueda mínimo de 160 mm, lo cual es excesivo para nuestro esquema de montaje.

Por otro lado, vemos que las verificaciones sobre la chaveta anterior se dan con un buen margen entre los valores de esfuerzos reales de corte y compresión y sus valores admisibles. Esto quiere decir, que se puede colocar una chaveta más pequeña. En este caso, vamos a definir una chaveta con las siguientes medidas:

$$H = 8 \text{ mm} \quad W = 8 \text{ mm} \quad L = 115 \text{ mm}$$

Procedemos a verificar la chaveta propuesta para la rueda.

Verificación por corte:

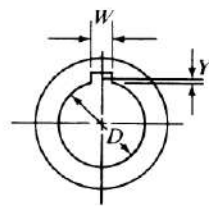
$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2 \times T}{D \times W \times L} = \frac{2 \times 1,003 \times 10^6 \text{ Nmm}}{45 \text{ mm} \times 8 \text{ mm} \times 115 \text{ mm}} = 48,5 \text{ N/mm}^2 < \tau_{\text{adm}}$$

Verificación por compresión:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2 \times T}{D \times (H/2) \times L} = \frac{4 \times 1,003 \times 10^6 \text{ Nmm}}{45 \text{ mm} \times 8 \text{ mm} \times 115 \text{ mm}} = 96,9 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{c \text{ adm}}$$

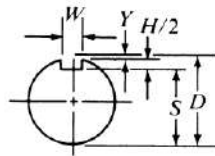
Vemos que cumple con ambas verificaciones y que los valores son bastante cercanos a los admisibles. Por lo tanto, se define la chaveta de esa manera.

Finalmente las dimensiones del chavetero de la rueda y del chavetero del eje se determinan como sigue:



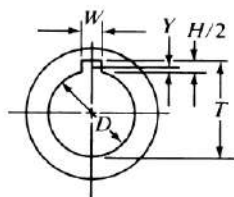
a) Altura de cuerda

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$



b) Profundidad del cuñero en el eje

$$S = D - Y - \frac{H}{2} = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$



c) Profundidad del cuñero en el cubo

$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C$$

Símbolos

C = Margen

+ holgura de 0.005 pulgadas para cuñas paralelas

- interferencia de 0.020 pulg para cuñas inclinadas

D = Diámetro nominal del eje o del barreno, pulgadas

H = Altura nominal de la cuña, pulgadas

W = Ancho nominal de la cuña, pulgadas

Y = Altura de la cuerda, pulgadas

Las que nos interesan son la dimensión "S" del fondo del chavetero del eje, y la dimensión T del fondo del chavetero de la rueda. La holgura "C" para chavetas paralelas, tiene un valor de $C = 0,005 \text{ pulg} \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} = 0,13 \text{ mm}$.

$$S = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} = \frac{45 \text{ mm} - 8 \text{ mm} + \sqrt{(45 \text{ mm})^2 - (8 \text{ mm})^2}}{2}$$

$$S = 40,62 \text{ mm}$$

$$T = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C = \frac{45 \text{ mm} + 8 \text{ mm} + \sqrt{(45 \text{ mm})^2 - (8 \text{ mm})^2}}{2} + 0,13 \text{ mm}$$

$$T = 48,77 \text{ mm}$$

El alojamiento para la chaveta tiene una altura de:

$$T - S = 8,15 \text{ mm}$$

Ahora que tenemos todas las dimensiones calculadas, vemos que con el chavetero, se tiene radio a la esquina superior del chavetero de la rueda de:

$$r_{\text{esq}} = \sqrt{(48,77 \text{ mm} - 22,5 \text{ mm})^2 + (4 \text{ mm})^2} = 26,6 \text{ mm}$$

Es decir, un diámetro de 53.2 mm.

Proponemos para el diámetro del asiento del rodamiento $\varnothing_e$, un valor de 70 mm. Con este valor, el espesor en la esquina del chavetero quedaría:

$$t_{\text{mín}} = 35 \text{ mm} - 26,6 \text{ mm} = 8,4 \text{ mm}$$

Con el valor propuesto para el diámetro del asiento, podemos seleccionar un rodamiento tentativo, sujeto a la verificación del espesor $t_{\text{mín}}$ resultante.

Entonces del catálogo online de SKF, se selecciona el modelo de **RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS RADIALES 6214-2Z**, el cual tiene las siguientes dimensiones:

$$\varnothing_i = 70 \text{ mm} \quad \varnothing_e = 125 \text{ mm} \quad Z = 24 \text{ mm}$$

Las características de construcción y funcionamiento, son:

- Carga estática máxima: 63,7 kN
- Carga dinámica máxima: 45 kN
- Rpm máx: 5600
- Sellado en ambos lados

Dado que la carga radial a soportar es de 3125 N, resulta adecuado. La velocidad máxima también es muy superior a 56 rpm. Y el sellado se hace necesario para evitar el ingreso de partículas, polvo o líquidos que reduzcan la vida útil.

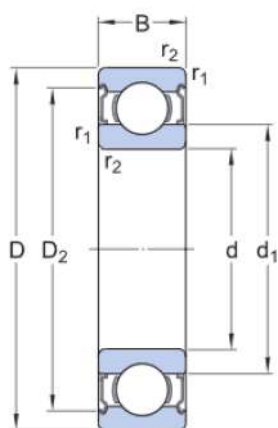
Con la calculadora de vida útil que ofrece la web de SKF, obtuvimos los siguientes valores:

- Carga límite de fatiga: 1900 N
- Relación capacidad/carga: 20,8
- Vida nominal > 200000 h

Por último, volviendo al croquis de la rueda, restaba definir el diámetro del escalón donde se apoyará el rodamiento para fijar su posición axial. Según la imagen siguiente, este valor debe ser menor o igual a 87,05 mm. Se define entonces:

$$\varnothing_r = 86 \text{ mm}$$

Para el rebaje se pide un diámetro mínimo de 111 mm. Se define para la brida, la cual se encargará de hacer de tope para la pista superior, un diámetro de 112 mm.



Dimensiones

d	70 mm	Diámetro interno
D	125 mm	Diámetro exterior
B	24 mm	Ancho
d ₁	≈ 87.05 mm	Diámetro del resalte
D ₂	≈ 111 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán

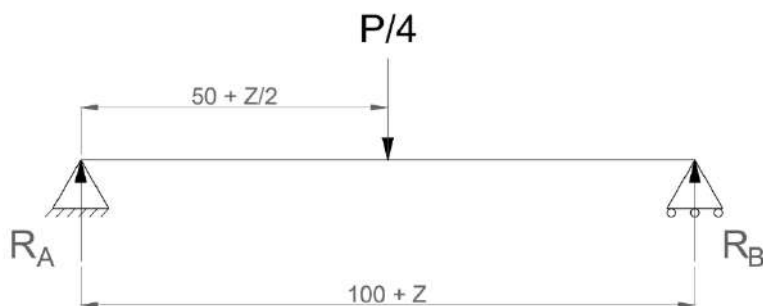
Para el lado opuesto al motorreductor y para las ruedas conducidas podrían utilizarse rodamientos más pequeños y económicos, pero esto supondría tener mayor variedad de piezas y mecanizados, lo cual aumenta indirectamente el costo total. Por ello, se utilizarán los mismos rodamientos en las 8 zonas (4 ruedas).

Verificación de la sección en el apoyo del rodamiento

Ahora debemos calcular los esfuerzos resultantes en la zona marcada como ZONA DE EVALUACIÓN, a fin de verificar si el espesor mínimo de 8,4 mm es adecuado.

Tomamos el lado más desfavorable, el cual se da en el rodamiento del lado del reductor. Allí, tenemos una combinación de esfuerzos de flexión en los dos ejes y esfuerzo cortante por torsión.

Para el cálculo, se modela la rueda como una viga simple biapoyada en sus extremos, con una carga central. Esta carga es la resultante de la carga horizontal total de arrastre de 24000 N y la carga vertical de los pesos de todo el carro completo, de unos 7000 N. Esto da un valor para P de 25000 N.



Las reacciones en los apoyos, R_A y R_B , los cuales se dan en el centro de los rodamientos (en $Z/2$), al ser una condición de carga simétrica, son iguales a $P/8$. Es decir 3125 N.

En la zona de evaluación, el momento flector total es: $M = \frac{P}{8} \times \frac{Z}{2} = 37500 \text{ Nmm}$

El momento torsor es $T = 1003000 \text{ Nmm}$.

Como T es mucho mayor a M , no es necesario calcular la tensión resultante por el método del par torsional equivalente. Directamente se evalúa el esfuerzo cortante por torsión.

$$\tau_T = \frac{T}{W_p}$$

donde W_p , es el módulo de resistencia polar:

$$W_p = \frac{\pi}{16} \times \frac{[(70 \text{ mm})^4 - (48,77 \text{ mm})^4]}{70 \text{ mm}} = 51479 \text{ mm}^3$$

$$\tau_T = \frac{T}{W_p} = \frac{1,003 \times 10^6 \text{ Nmm}}{51479 \text{ mm}^3} = 19,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

A este valor lo debemos comparar con el esfuerzo cortante admisible:

$$\tau_{\text{adm}} = 0,577 \times \frac{\sigma_{\text{fl}}}{N} = 0,577 \times \frac{1570 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2} = 453 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Como puede verse, el diámetro escogido para la rueda y el rodamiento son aptos para el servicio.

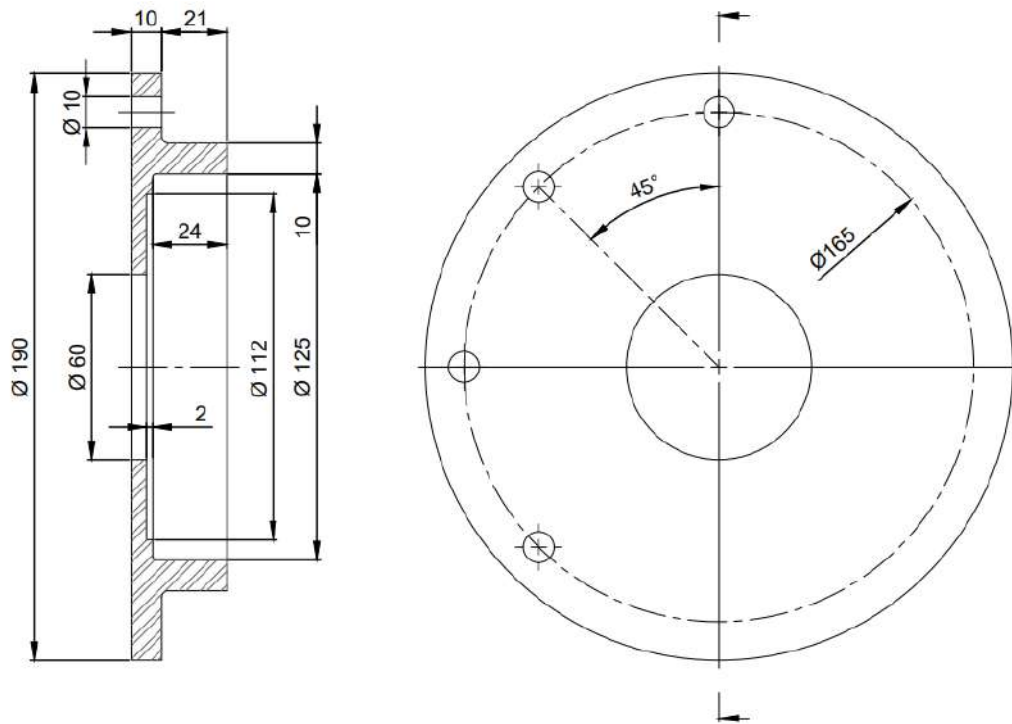
Así puede terminar de definirse el eje y la rueda. La longitud final de la rueda es:

$$L = 100 \text{ mm} + 2 \times Z = 148 \text{ mm}$$

Por lo tanto, para el eje:

$$l_1 = 148 \text{ mm}$$

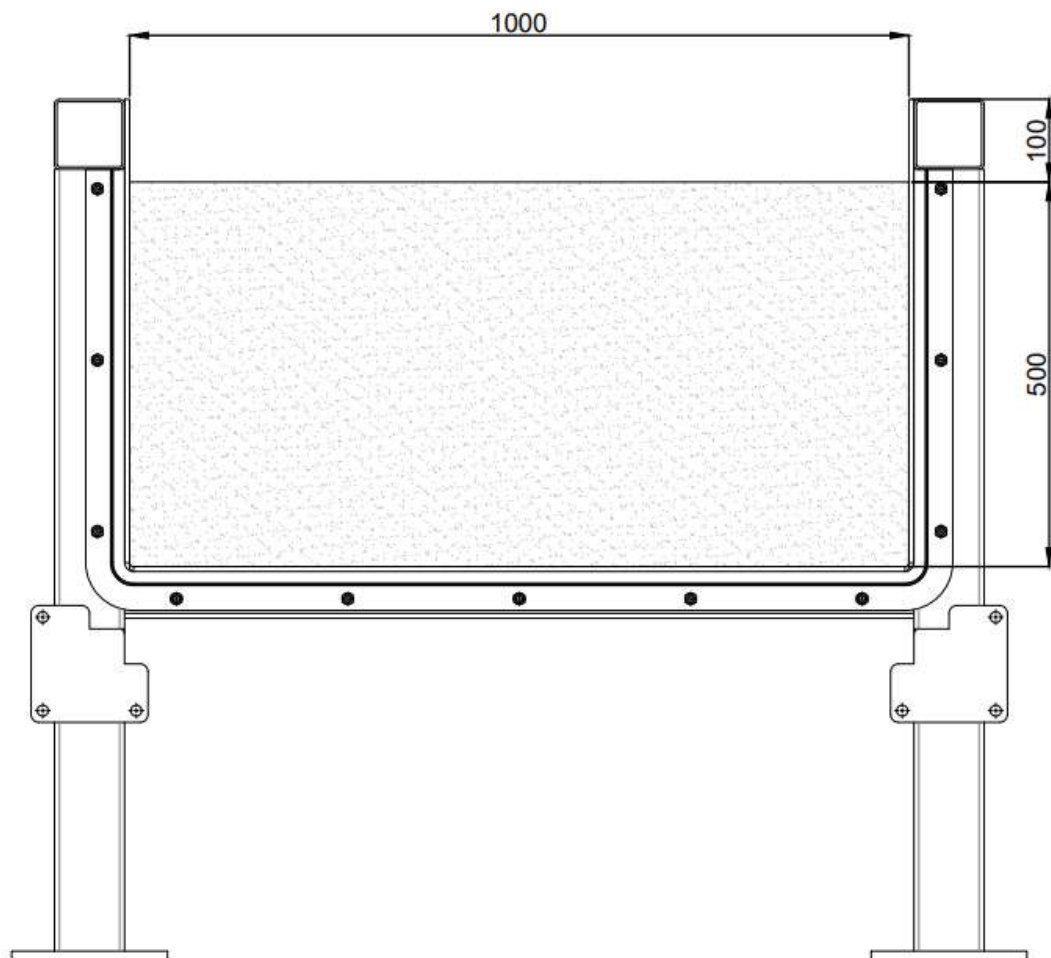
Definición de las Bridas



5- Diseño y Cálculo de la Pileta

Como base del proyecto se plantearon unas condiciones que el diseño debe cumplir:

- La pileta debe ser modular. Cada módulo debe poder cerrarse en sus dos extremos en caso de ser el único con carga de material y debe poder acoplarse y sellarse con otro módulo igual para ampliar la capacidad de producción.
- Cada módulo debe poder contener 3 m³ de material y tener suficiente espacio entre el nivel máximo y el borde, para evitar derrames.
- Se debe poder drenar el exceso de líquidos sin perder material sólido.
- El material de la pileta que esté en contacto con el material, debe poder resistir a la corrosión y oxidación.
- Debe soportar todas las cargas de trabajo y su propio peso.



Partiremos de la condición de capacidad volumétrica para dimensionar la pileta.

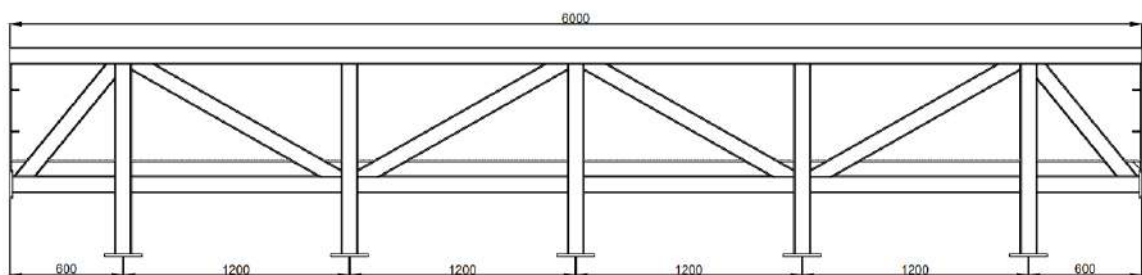
Anteriormente se definió una altura de material de 500 mm y un ancho de pileta de 1000 mm al inicial el cálculo de las uñas de arrastre. La figura siguiente muestra la sección transversal de la pileta con el material.

Para cumplir con la capacidad de 3 m³, la pileta debe tener un largo de:

$$L_{\text{módulo}} = \frac{V_m}{A_m} = \frac{3 \text{ m}^3}{1 \text{ m} \times 0,5 \text{ m}}$$

$$L_{\text{módulo}} = 6 \text{ m} = 6000 \text{ mm}$$

A continuación se muestra la estructura propuesta para soportar los pesos del carro, del material y de la propia estructura y las cargas de trabajo.



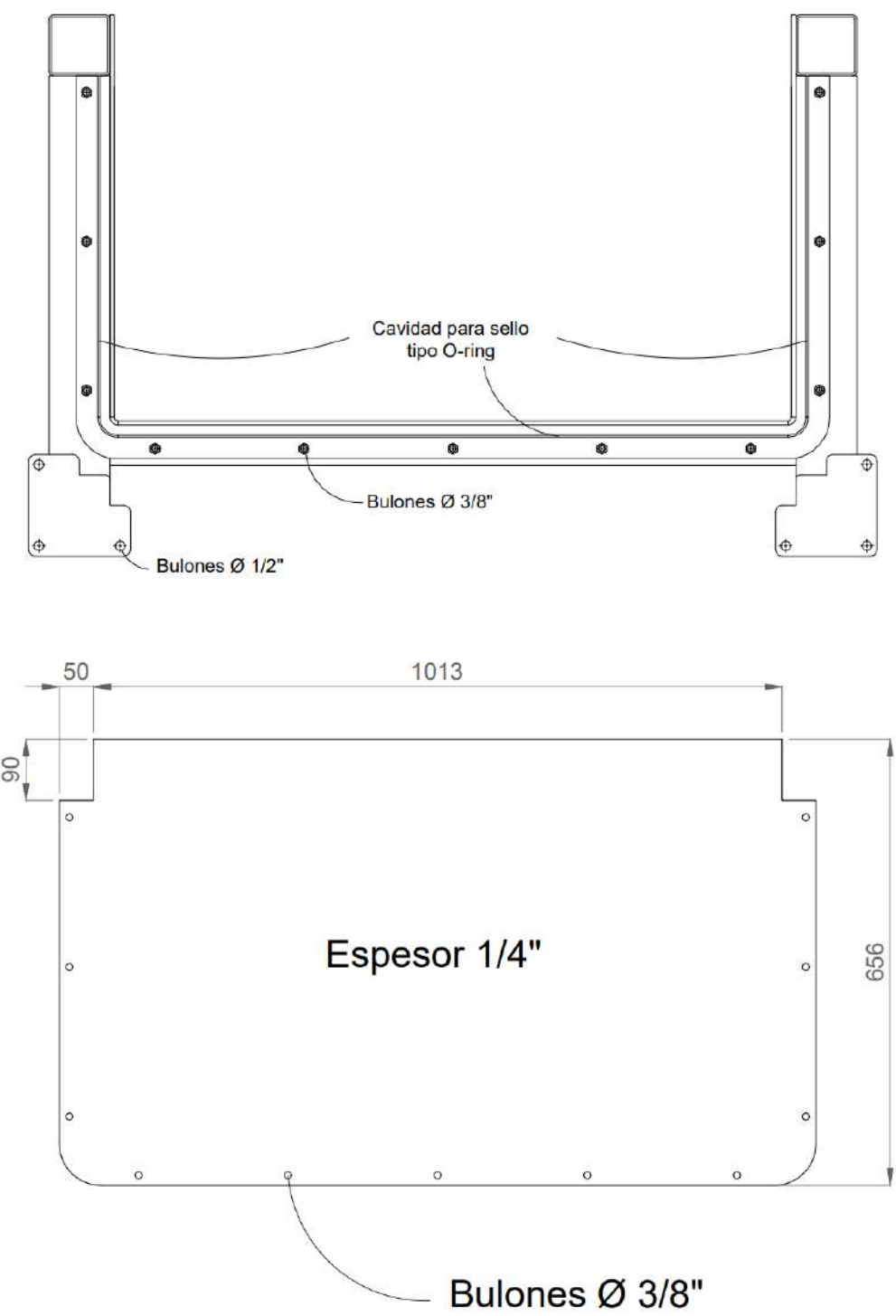
Como se ve en el boceto, cada pie está separado del otro a 1200 mm y los extremos se encuentran en voladizo con 600 mm de saliente. Esto genera una estructura completamente simétrica, tanto en dimensiones, como en la configuración del reticulado lateral. Este reticulado, por supuesto es idéntico al del lateral opuesto.

La fijación de la estructura al piso se hará mediante espárragos de Ø 5/8" insertados en una base de hormigón.

En la vista frontal se puede ver un travesaño por debajo de la pileta, para cada par de patas, a fin de evitar que se deforme la chapa de la pileta por el peso del material.

En los extremos de la pileta se soldará un labio de chapa de 1/4" de espesor, el cual tendrá agujeros pasantes para unir los módulos mediante bulones de Ø 3/8" x 1" de largo. A esos labios también se les mecanizarán cavidades para insertar un sello perimetral, a fin de evitar derrames de líquidos por los costados y el fondo. Ya que la función del sello es solamente contener líquidos por gravedad y la presión máxima de trabajo se da por la presión estática debida a la altura de material, se puede utilizar un O-ring de dimensiones pequeñas y fresar la huella sobre una chapa de espesor 1/4 pulg.

A continuación se muestra un detalle de la sección transversal en la zona de acople entre módulos, una vista de la tapa para los extremos y una vista frontal del extremo:



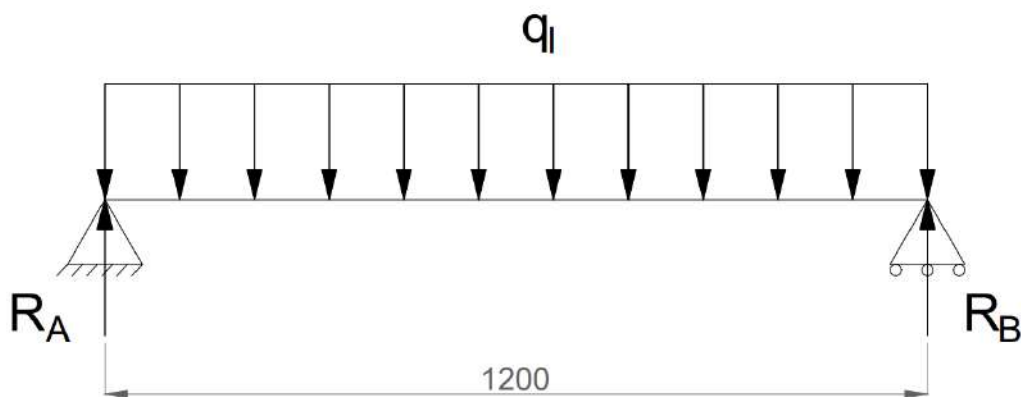
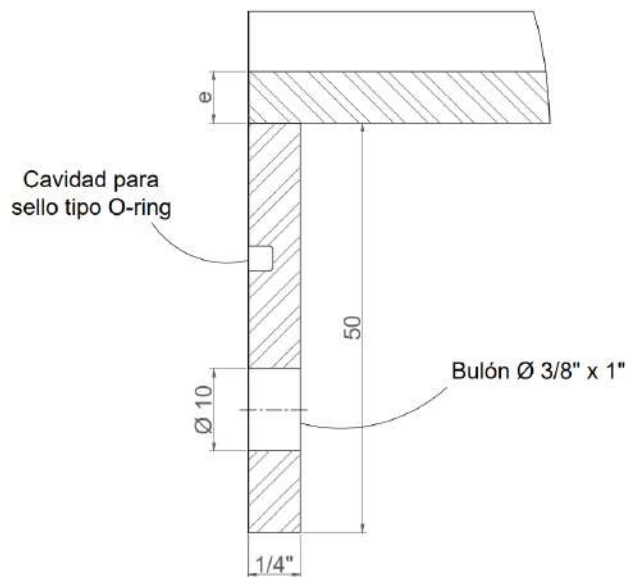
Cálculo del espesor de chapa.

Ya tenemos definido el sistema de acople de los módulos y el sellado entre los mismos. Es momento de calcular las dimensiones más importantes para asegurar que la estructura sea adecuada.

Teniendo definida las dimensiones generales de la pileta, sólo resta definir su material y su espesor e .

Como vimos en la vista lateral de la estructura, la pileta descansa sobre travesaños separados cada 1200 mm, y tiene aplicada una carga repartida sobre el área del fondo, q_m [kg/m²], debido al peso del material.

Entonces resulta factible modelar la chapa como una viga biapoyada en sus extremos, los cuales están separados 1200 mm y cargada con una carga repartida linealmente entre los apoyos, de valor q_l , como se muestra a continuación.



Entonces, como primera medida calcularemos las cargas repartidas.

- Carga repartida en toda el área, q_m :

$$q_m = \frac{\rho \times V}{A_{\text{fondo}}}$$

Sabemos que la densidad del material se midió y tiene un valor promedio de aproximadamente 800 kg/m³, y que el volumen que debe contener es 3 m³. Entonces:

$$q_m = \frac{800 \text{ kg/m}^3 \times 3 \text{ m}^3}{1 \text{ m} \times 6 \text{ m}} = 400 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

Para obtener la carga repartida linealmente, debemos multiplicar este valor por el ancho de la pileta.

$$q_l = 400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \times 1 \text{ m} = 400 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Con este valor calculamos el momento flector máximo, el cual se da en el medio de la separación entre apoyos.

$$M_{\text{máx}} = \frac{q_l \times l^2}{8} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = \frac{400 \text{ kgf/m} \times (1,2 \text{ m})^2}{8} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \times \frac{10 \text{ N}}{1 \text{ kgf}}$$

$$\rightarrow M_{\text{máx}} = 720000 \text{ Nmm}$$

El módulo resistente para la sección rectangular de ancho 1000 mm y alto e , se calcula como:

$$W = \frac{1}{6} \times 1000 \text{ mm} \times e^2$$

Por otro lado, para poder calcular el valor mínimo de e , necesitamos definir la tensión admisible de tracción y, por lo tanto, el material.

Dado que una de las condiciones expresadas al inicio de esta sección, requería que el material sea resistente a la corrosión y oxidación, se define utilizar **chapa de acero inoxidable AISI 304**, con un límite elástico de 241 MPa. Entonces, la tensión admisible es:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}}}{W} \leq \sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{fl}}}{N} = \frac{241 \text{ N/mm}^2}{2} = 120,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Entonces:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{6 \times 720000 \text{ Nmm}}{1000 \text{ mm} \times e^2} \leq 120,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\rightarrow e^2 \geq 35,9 \text{ mm}^2$$

$$\rightarrow e \geq 6 \text{ mm}$$

Adoptamos el valor comercial inmediatamente superior:

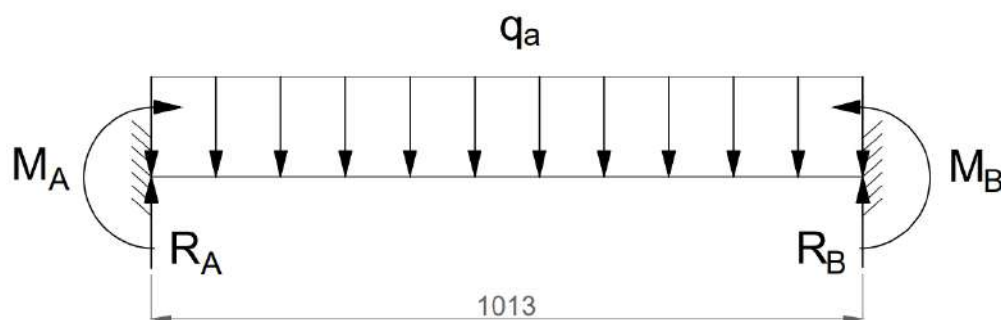
$$e = 6,35 \text{ mm } [1/4 \text{ "}]$$

Cálculo de los travesaños inferiores.

Por un lado, tenemos que el carro se apoya sobre los laterales, los cuales transmiten la carga a los reticulados laterales. Por otro lado, tenemos que las cargas horizontales de arrastre se transmiten a las cremalleras, luego a los largueros superiores y luego a las barras de los reticulados. Entonces sobre los travesaños inferiores sólo actúa la carga repartida debida al material y la carga repartida debida a la pileta.

En este caso, podemos considerarlo como una viga empotrada en ambos extremos, ya que se encontrará soldado a los reticulados laterales, los cuales no tendrán cargas en la dirección axial del travesaño y las cargas verticales no provocarán el pandeo de las columnas a las cuales estará soldado. Esto quiere decir que podemos considerar las columnas como rígidas para el análisis.

Se muestra a continuación el diagrama de cuerpo libre:



Como se expresaba anteriormente, la carga repartida q_a es la suma de la carga repartida del material q_m sobre el travesaño y la carga repartida de la pileta q_p .

La carga q_w se puede calcular como sigue:

$$q_w = \frac{800 \text{ kg/m}^3 \times 3 \text{ m}^3}{5 \times 1 \text{ m}} = 480 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

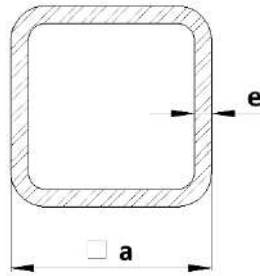
La carga q_p se puede calcular como sigue:

$$q_p = \frac{P_{\text{pileta}}}{5 \times 1 \text{ m}} = \frac{685 \text{ kg}}{5 \text{ m}} = 137 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

Entonces q_a resulta:

$$q_a = q_w + q_p = 480 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + 137 \frac{\text{kg}}{\text{m}} = 617 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

SECCIÓN PROPUESTA: perfil estructural cuadrado. El material es acero de calidad F-24. Por lo tanto, su límite elástico es de 240 MPa.



Ahora calculamos el momento flector máximo y la tensión máxima de tracción.

$$M_{\text{máx}} = \frac{q_a \times l^2}{8} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = \frac{617 \text{ kgf/m} \times (1,013 \text{ m})^2}{8} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \times \frac{10 \text{ N}}{1 \text{ kgf}}$$

$$\rightarrow M_{\text{máx}} = 791430 \text{ Nmm}$$

La tensión máxima es:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}}}{W} \leq \sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{fl}}}{N} = \frac{240 \text{ N/mm}^2}{2} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Entonces:

$$W \geq \frac{791430 \text{ Nmm}}{120 \text{ N/mm}^2} = 6595 \text{ mm}^3$$

El módulo resistente para la sección cuadrada de ancho a y alto e , se calcula como:

$$W = \frac{1}{6} \times a^3 - \frac{1}{6} \times \frac{(a - 2 \times e)^4}{a}$$

Como tenemos dos incógnitas, debemos iterar para encontrar la mejor opción.

1° propuesta:

$$a = 90 \text{ mm} \quad e = 2 \text{ mm}$$

$$W = 20202 \text{ mm}^3$$

El valor obtenido es muy grande y puede mejorarse.

2° propuesta:

$$a = 80 \text{ mm} \quad e = 1,6 \text{ mm}$$

$$W = 12856 \text{ mm}^3$$

El valor obtenido aún puede mejorarse.

3° propuesta:

$$a = 70 \text{ mm} \quad e = 1,2 \text{ mm}$$

$$W = 7446 \text{ mm}^3$$

El valor obtenido es cercano al mínimo requerido de 6595 mm^3 .

4° propuesta:

$$a = 60 \text{ mm} \quad e = 1,2 \text{ mm}$$

$$W = 5424 \text{ mm}^3$$

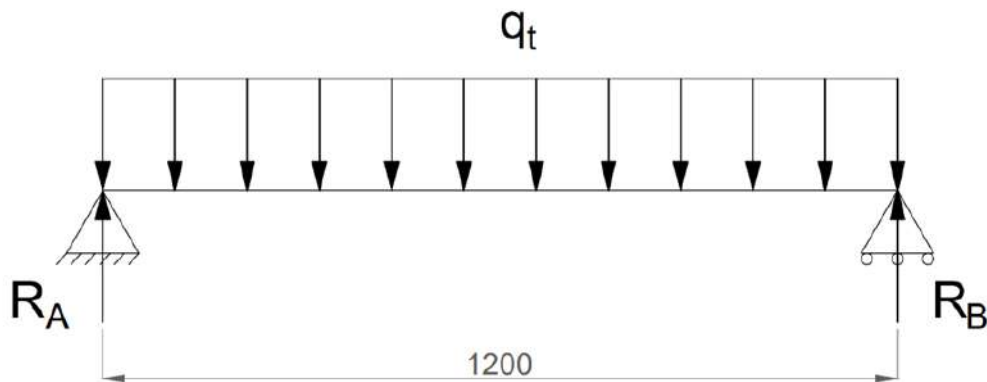
Como este valor es menor al requerido, adoptamos el anterior.

SE ADOPTA EL PERFIL: $a = 70 \text{ mm}$ $e = 1,2 \text{ mm}$

Cálculo de los largueros superiores.

La peor condición de carga se da cuando la rueda del carro se encuentra apoyada justo a la mitad de la distancia entre columnas. Esto es a 600 mm de cada columna.

Al tener la posibilidad de flexionarse las columnas donde descansan estos largueros, se puede modelar el problema como una viga biapoyada en sus extremos con una carga vertical puntual en el centro, P que representa el 25 % del peso del carro y la componente radial del engrane. También se somete a una carga repartida, la cual es la suma del peso propio del segmento de larguero en estudio, del peso de las cremalleras y de las guías. Por último, la carga axial, debida a la componente tangencial del engrane, aunque es la mayor de todas, no genera una tensión apreciable, ya que toda la estructura tendería a inclinarse hacia el lado opuesto al del avance y no tendría una restricción al movimiento que le aplique este esfuerzo al larguero.



El peso total del carro es de 7000 N, así que la carga sobre el larguero es de 1750 N.

La componente radial del engrane se calcula como sigue:

$$F_R = \frac{24000 \text{ N}}{2} \times \tan 20^\circ = 4368 \text{ N}$$

Por lo tanto, la carga puntual P es de:

$$P = 1750 \text{ N} + 4368 \text{ N} = 6118 \text{ N}$$

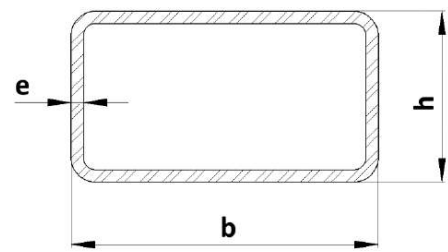
Para la carga repartida total tenemos:

$$q_{\text{cremallera}} = 20 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \quad q_{\text{guía}} = 4,7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \quad q_{\text{larguero}} = q_g \text{ (a definir)}$$

$$q_t = q_{\text{cremallera}} + q_{\text{guía}} + q_g = 24,7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} + q_g$$

SECCIÓN PROPUESTA: perfil estructural rectangular. El material es acero de calidad F-24. Por lo tanto, su límite elástico es de 240 MPa.

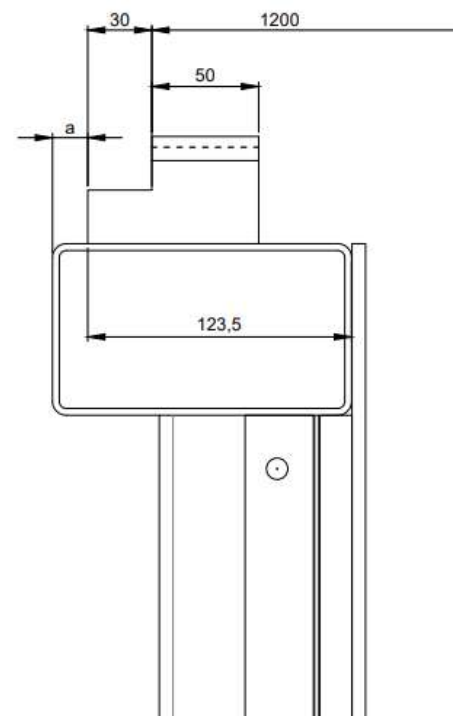
Dado que en la cara mayor superior, se apoyan las cremalleras que guían el carro, y que la piletta tiene 1013 mm de ancho externo y la distancia externa entre cremalleras es de 1200 mm, desde la cara lateral del perfil del larguero que apoya contra la piletta hasta la cara externa de la guía lisa hay una distancia de 123,5 mm, como se ve en la imagen siguiente.



Por otro lado, necesariamente debe existir una distancia mínima a entre la cara lateral de la guía lisa y la cara lateral exterior del larguero, ya que el perfil hueco no permite abulonar la cremallera y el larguero correctamente y en su lugar se deben soldar. Por lo tanto, se hace necesario que la dimensión b sea como mínimo de 130 mm.

Comercialmente, podemos encontrar diversas medidas disponibles. Como debemos definir aún las dimensiones h y e , se iterará el cálculo con diversas opciones hasta encontrar la óptima.

Para calcular la carga repartida del perfil del larguero q_g , tenemos la siguiente fórmula:



$$q_g = [2 \times e \times (h - e) + 2 \times e \times (b - e)] \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \times 7,86 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ m}^2}{10^6 \text{ mm}^2}$$

$$\rightarrow q_g = [2 \times e \times (h + b) - 4 \times e^2] \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \times 7,86 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ m}^3}{10^9 \text{ mm}^3}$$

El momento flector máximo resulta:

$$M_{\text{máx}} = \frac{q_t \times l^2}{8} + \frac{P \times l}{4}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{\left(24,7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} + q_g\right) \times (1,2 \text{ m})^2}{8} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \times \frac{10 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} + \frac{6118 \text{ N} \times 1200 \text{ mm}}{4}$$

$$\rightarrow M_{\text{máx}} = 1800 \times (24,7 + q_g) + 1835400 \text{ Nmm}$$

La tensión máxima es:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}}}{W} \leq \sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{fl}}}{N} = \frac{240 \text{ N/mm}^2}{2} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Entonces el módulo resistente mínimo será:

$$W_{\text{mín}} = \frac{1800 \times (24,7 + q_g) + 1835400 \text{ Nmm}}{120 \text{ N/mm}^2} = 15 \times (24,7 + q_g) + 15295 \text{ mm}^3$$

El módulo de cada sección propuesta será:

$$W_i = \frac{1}{6 \times h} \times [b \times h^3 - (b - 2 \times e) \times (h - 2 \times e)^3]$$

Propuestas	b [mm]	h [mm]	e [mm]	q [kgf/m]	Wmín [mm ³]	W [mm ³]
1°	130	100	6,35	21,7	15991	86593
2°	130	60	8,00	21,9	15994	51025
3°	140	80	4,76	15,7	15902	54163
4°	140	60	6,35	18,7	15946	46580
5°	130	130	4,76	18,7	15947	96041
6°	127	127	2,00	7,9	15783	41021
7°	140	60	2,00	6,2	15758	17656
8°	150	50	2,00	6,2	15758	15130
9°	140	60	1,60	4,9	15740	14365
10°	140	80	3,20	10,7	15827	38365

En la tabla de arriba se resumen los valores obtenidos con diferentes propuestas.

Vemos que el valor de W que supera a Wmín, y que minimiza el peso por metro, se da en la propuesta N°7. Se muestra resaltada en la fila correspondiente.

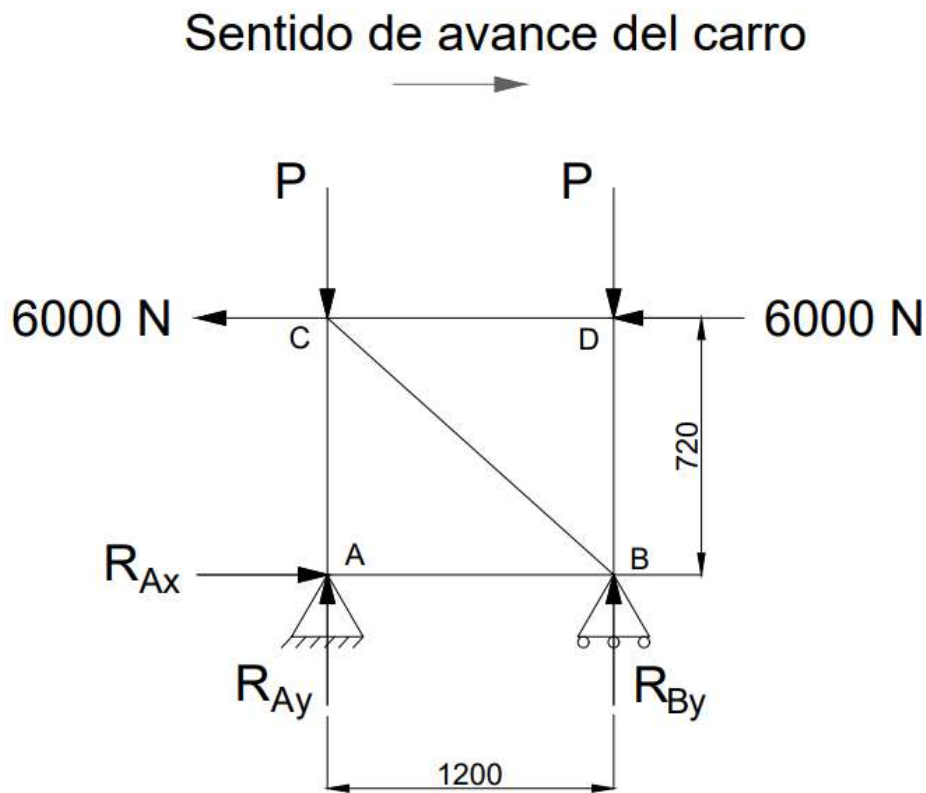
Resumiendo, adoptamos:

$$b = 140 \text{ mm} \quad h = 60 \text{ mm} \quad e = 2 \text{ mm}$$

Cálculo de los reticulados laterales.

Representamos uno de los sectores entre patas, ya que los otros tramos son iguales y los resultados serán los mismos.

El valor de P es el mismo que para los largueros, $P = 6118 \text{ N}$.



Calculamos las reacciones en los apoyos.

$$\sum F_x = R_{Ax} - 6000 \text{ N} - 6000 \text{ N} = 0$$

$$R_{Ax} = 12000 \text{ N}$$

$$\sum M_A = R_{By} \times 1200 \text{ mm} + 6000 \text{ N} \times (720 \text{ mm} + 720 \text{ mm}) - P \times 1200 \text{ mm} = 0$$

$$R_{By} = -1082 \text{ N}$$

$$\sum F_y = R_{Ay} + R_{By} - 2 \times P = 0$$

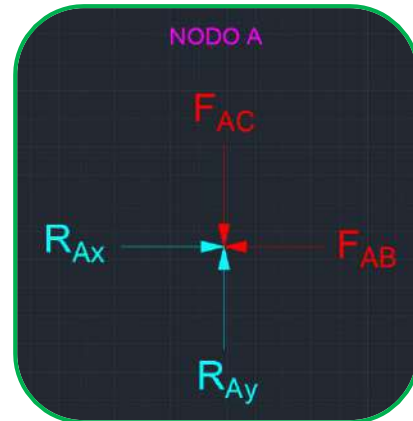
$$R_{Ay} = 13318 \text{ N}$$

Método de los nodos.**NODO A**

$$\sum F_y = R_{Ay} - F_{AC} = 0$$

$$\rightarrow F_{AC} = R_{Ay}$$

$$\rightarrow F_{AC} = 13318 \text{ N}$$



Conclusión: La barra AC trabaja a COMPRESIÓN

$$\sum F_x = R_{Ax} - F_{AB} = 0$$

$$\rightarrow F_{AB} = R_{Ax}$$

$$\rightarrow F_{AB} = 12000 \text{ N}$$

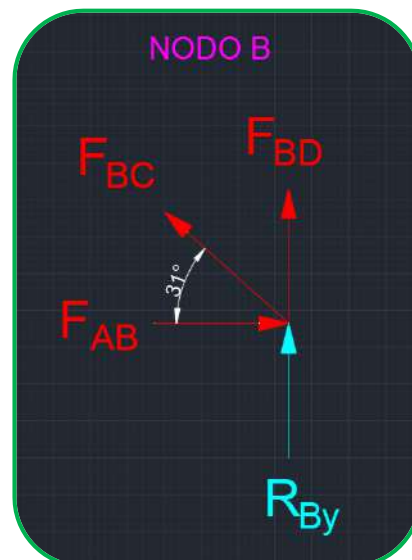
Conclusión: La barra AB trabaja a COMPRESIÓN

NODO B

$$\sum F_x = F_{AB} - F_{BC} \times \cos 31^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_{BC} = \frac{F_{AB}}{\cos 31^\circ}$$

$$\rightarrow F_{BC} = 14000 \text{ N}$$



Conclusión: La barra BC trabaja a TRACCIÓN

$$\sum F_y = R_{By} + F_{BD} + F_{BC} \times \sin 31^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_{BD} = -R_{By} - F_{BC} \times \sin 31^\circ$$

$$\rightarrow F_{BD} = -6129 \text{ N}$$

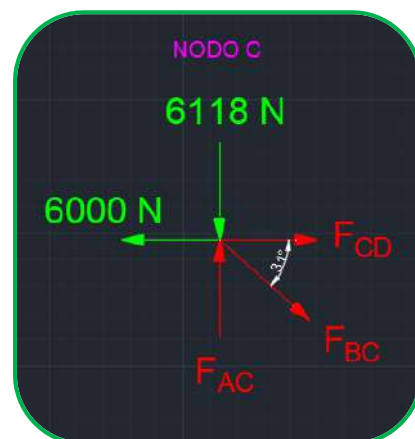
Conclusión: La barra BD trabaja a COMPRESIÓN

NODO C

$$\sum F_x = F_{CD} + F_{BC} \times \cos 31^\circ - 6000 \text{ N} = 0$$

$$\rightarrow F_{CD} = 6000 \text{ N} - F_{BC} \times \cos 31^\circ$$

$$\rightarrow F_{CD} = -6000 \text{ N}$$



Conclusión: La barra CD trabaja a COMPRESIÓN

Verificación:

$$\sum F_y = F_{AC} - 6118 \text{ N} - F_{BC} \times \sin 31^\circ = 13318 \text{ N} - 6118 \text{ N} - 14000 \text{ N} \times \sin 31^\circ = 0$$

El tramo más solicitado es la diagonal BC, sometida a una carga de tracción de 14000 N. Al invertir el sentido de avance del carro, resulta que el tramo más solicitado es el mismo, y bajo la misma magnitud de carga de 14000 N, pero en sentido contrario. Es decir, trabaja a compresión.

En este caso, conviene dimensionar la barra por pandeo, ya que siempre la carga máxima admisible calculada por este método es más conservadora que la obtenida dimensionando a tracción. De esta manera, la sección resultante también soportará la tensión de tracción sin problemas.

CÁLCULO DE LA SECCIÓN DE LAS BARRAS DEL RETICULADO

El método de cálculo por pandeo sugiere comenzar suponiendo que se trata de una columna larga, y utilizar la ecuación de Euler para calcular la carga crítica. Luego, con la sección propuesta, se debe calcular la relación de esbeltez y el radio de giro mínimo de la sección. Posteriormente, se compara la relación de esbeltez con la relación de esbeltez de transición, la cual depende solamente de las propiedades del material. Si el valor obtenido es mayor al de transición, la suposición inicial de columna larga es correcta. En

caso contrario, se trata de una columna corta y debe recalcularse la carga crítica, utilizando la ecuación de Johnson.

La ecuación de Euler establece:

$$P_{\text{crítica}} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{(K \times L)^2}$$

Y aplicando un factor de seguridad N, obtenemos la carga máxima admisible como:

$$P_{\text{adm}} = \frac{P_{\text{crítica}}}{N} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{N \times (K \times L)^2}$$

P_{adm} : Carga máxima admisible. Tomamos el valor máximo obtenido para la diagonal con la carga admisible. Entonces:

$$P_{\text{adm}} = 14000 \text{ N}$$

$P_{\text{crítica}}$: Carga crítica

N: Factor de seguridad. Adoptamos $N = 2$.

E: Módulo de elasticidad

I: Inercia mínima de la sección

K: factor adimensional que afecta a la longitud efectiva de pandeo. Podemos considerar que los extremos de la barra son empotramientos, ya que se encuentran soldados al resto del reticulado. El valor para esta condición es:

$$K = 0,5$$

L: Longitud de la columna

$$L = \frac{1200 \text{ mm}}{\cos 31^\circ} = 1400 \text{ mm}$$

El material elegido es acero de calidad F-24, con las siguientes propiedades:

$$\sigma_{\text{fl}} = 240 \text{ N/mm}^2 \quad E = 207 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$$

Trabajando sobre la ecuación de Euler, vemos que la sección debe cumplir la siguiente condición para que la carga de 14000 N sea segura:

$$I \geq \frac{N \times P_{\text{adm}} \times (K \times L)^2}{\pi^2 \times E}$$

Con los valores definidos, resulta que:

$$I \geq 6716 \text{ mm}^4$$

Además de cumplir esta condición, la cual se determinó utilizando la hipótesis de columna larga, se debe cumplir que la relación de esbeltez, superior supere el valor umbral de transición. De lo contrario la hipótesis inicial es incorrecta. Esta segunda condición se expresa así:

$$\text{rel. esbeltez sección} > \text{rel. esbeltez transición}$$

La relación de esbeltez de transición se calcula como sigue:

$$\text{rel. esbeltez transición} = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{\sigma_{fl}}} = 130,5$$

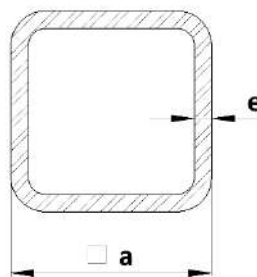
y la relación de esbeltez de la sección:

$$\text{rel. esbeltez sección} = \frac{K \times L}{r_{\min}} = \frac{0,5 \times 1400 \text{ mm}}{r_{\min}} = \frac{700 \text{ mm}}{r_{\min}}$$

Entonces, la segunda condición queda establecida como:

$$\frac{700 \text{ mm}}{r_{\min}} > 130,5 \quad \rightarrow \quad r_{\min} < 5,36 \text{ mm}$$

SECCIÓN PROPUESTA: perfil estructural cuadrado. El material es acero de calidad F-24. Por lo tanto, su límite elástico es de 240 MPa.



La inercia para la sección cuadrada hueca se calcula según la siguiente fórmula:

$$I = \frac{[a^4 - (a - 2 \times e)^4]}{12}$$

y el radio de giro de la sección es: $r = \sqrt{I/A}$

El área de la sección transversal es: $A = 4 \times e \times (a - e)$

Ahora que tenemos todos los ingredientes para determinar la sección óptima, el momento de iterar.

1° propuesta: iniciamos con una sección comercial pequeña para lo disponible en el mercado, pero con la intención de evaluar si se puede considerar como columna larga. Entonces comenzamos con:

$$a = 50 \text{ mm} \quad e = 1,2 \text{ mm}$$

Obtenemos para A, I y r, lo siguiente:

$$A = 234 \text{ mm}^2 \quad I = 93028 \text{ mm}^4 \quad r = 19,95 \text{ mm}$$

Vemos que I es mayor a 6716 mm⁴, pero r no es menor a 5,36 mm. Entonces, la sección no cumple con la hipótesis de columna larga. Vemos además que ambos valores están lejos de sus valores límites y que las dimensiones del perfil no son grandes para lo disponible en el mercado. Esto supone que la sección debería ser ridículamente pequeña para que, en el largo de 1400 mm, pueda ser considerada como columna larga. Se concluye que la barra debe tratarse como columna corta y calcularse bajo la ecuación de Johnson.

Con este cambio de enfoque, la condición de esbeltez se convierten a:

$$r_{\min} > 5,36 \text{ mm}$$

Y la condición de carga admisible que, basada en la fórmula de Johnson, establece que:

$$P_{\text{adm}} \leq \frac{P_{\text{crítica}}}{N} = \frac{A \times \sigma_{\text{fl}}}{N} \times \left[1 - \frac{\sigma_{\text{fl}} \times (K \times L/r)^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right]$$

Siguiendo con la primer propuesta, con los valores antes obtenidos:

$$A = 234 \text{ mm}^2 \quad I = 93028 \text{ mm}^4 \quad r = 19,95 \text{ mm}$$

, tenemos:

$$P_{\text{adm}} = 24019 \text{ N} > 14000 \text{ N}$$

y

$$r = 19,95 \text{ mm} > 5,3 \text{ mm}$$

Vemos que en este caso, ambas condiciones se cumplen.

Podríamos adoptar esta geometría, pero dado que este reticulado va a estar soldado a los largueros y a los travesaños cuyas dimensiones son superiores, y a que los travesaños se sueldan a tope de las columnas, debemos adoptar un ancho mayor o igual que el de los travesaños inferiores para poder soldar.

2° propuesta:

$$a = 76,2 \text{ mm} \quad e = 1,2 \text{ mm}$$

Así, los calculos resultan:

$$A = 360 \text{ mm}^2 \quad I = 337586 \text{ mm}^4 \quad r = 30,6 \text{ mm}$$

$$P_{\text{adm}} = 40544 \text{ N} > 14000 \text{ N}$$

y

$$r = 30,6 \text{ mm} > 5,3 \text{ mm}$$

Por supuesto que esta sección también verifica las condiciones.

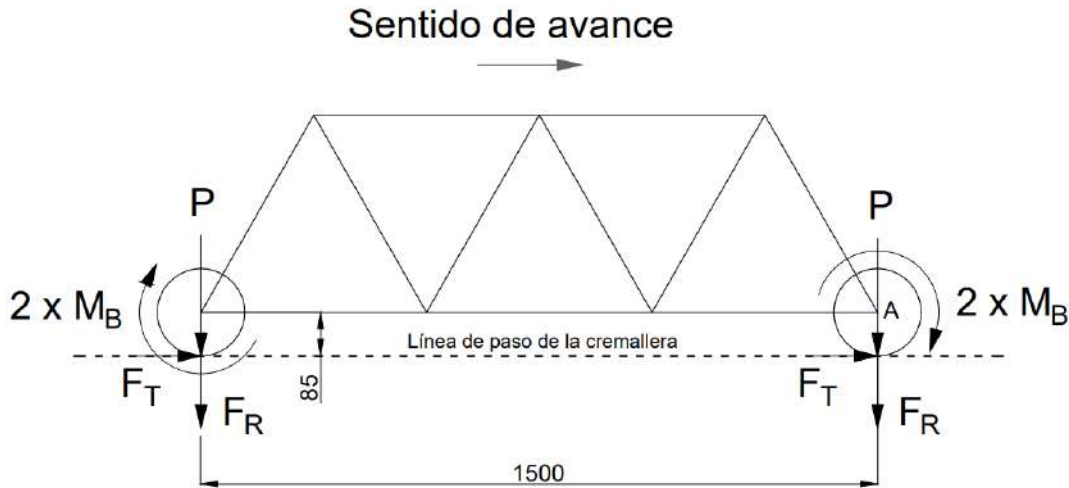
Adoptamos entonces:

$$a = 76,2 \text{ mm} \quad e = 1,2 \text{ mm}$$

VERIFICACIÓN FINAL

En la sección anterior terminamos de definir el diseño completo. En esta última sección, vamos a corroborar la estabilidad del carro durante la operación de arrastre de material.

Nuevamente, planteamos la peor condición con los 8 brazos sumergidos y evaluamos la sumatoria de momentos respecto a la rueda delantera (la que está al frente en el sentido en el que está avanzando). Para que el carro sea estable, si está avanzando hacia la derecha de la hoja, esta sumatoria debería dar un valor positivo (en el sentido antihorario). De lo contrario, el resultado indicaría que la resistencia del material podría provocar el giro del carro respecto a la rueda delantera, generando el atascamiento o el descarrilamiento del mismo dependiendo de la magnitud del valor obtenido.



P : (Peso total del carro)/4 = 1750 N

F_T : Fuerza tangencial del engrane = 6000 N

F_R : Fuerza radial del engrane = 2184 N

M_B : Momento torsor ejercido por el material sobre cada brazo en la posición de trabajo y que se transmite a la estructura y finalmente a las cremalleras = 1350000 Nmm

Como podemos notar, los valores dados, corresponden a la mitad de los valores totales, ya que analizamos el momento sobre una sola de las ruedas delanteras.

Se planten entonces la sumatoria de momentos respecto al centro "A" de la rueda delantera:

$$\sum M_A = F_T \times (85 \text{ mm} + 85 \text{ mm}) + F_R \times 1500 \text{ mm} + P \times 1500 \text{ mm} - 4 \times M_B$$

$$\sum M_A = 1521000 \text{ Nmm}$$

$$\sum M_A > 0$$

Se concluye con este resultado que **EL CABEZAL ES ESTABLE**.

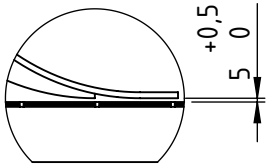
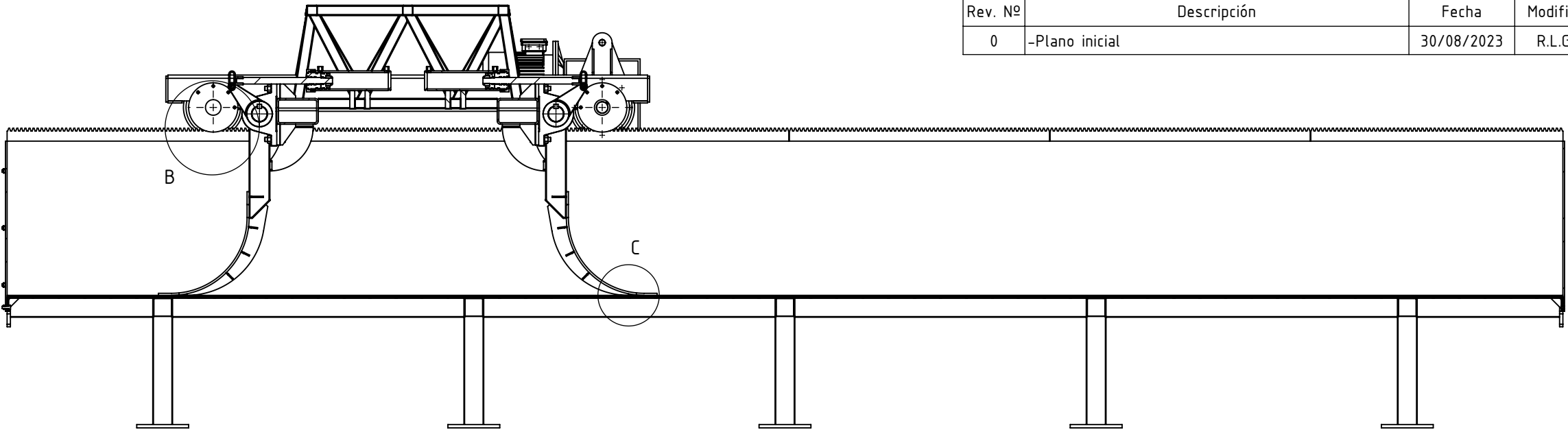
Referencia Bibliográfica

- DR ARBONA Carlos, 1999- *Compendio de lombricultura y ecología*, 3ra edicion.
- PILAR Román, MARTÍNEZ María M., PANTOJA Alberto - *Manual de compostaje del agricultor*, Santiago de Chile, 2013.
- CAMPITELLI Paola, et al. 2010. El Compost: características, calidad y uso. Universidad de Córdoba
- Universidad Nacional de la Plata, Facultad de Ciencias Agrarias y Forestales - *Introducción a la elaboración de cerveza artesanal*, año 2020.
- HAMPTON; OZORES. 2003. Curso Internacional de compostaje, producción, control de calidad y usos del compost.
- SANCHEZ Girón Renedo V. ,1996, *Resistencia de los suelos– Dinámica y Mecánica de los suelos*.
- STZERN Daniel; PRAVIA Miguel. Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos. Lunes 21 de octubre de 2013. www.bvsde.paho.org/bvsars/fulltext/compost.pdf
- L. MOTT Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, Cuarta Edición
- HIBBELER, R. C. Ingeniería Mecánica – *Estática*, Décimo cuarta Edición 2016.
- Ordenanza de la Municipalidad de Rosario N° 8871/11
- Decreto Provincial N°2151/14
- Ordenanza de la Municipalidad de Rosario N° 8335/06
- “Norma DIN 6885 B” para chavetas paralelas
- “Catálogo técnico Polyfix” para motorreductores
- “Tabla-de-Tubos-Estructurales-y-Perfiles-Conformados-Rogiro”
- “Catálogo de cremalleras” – DINAMICA DRIVE SOLUTIONS
- “Catálogo de cojinetes” – GBB EXALIGN
- “Catálogo online de rodamientos” - Página WEB SKF

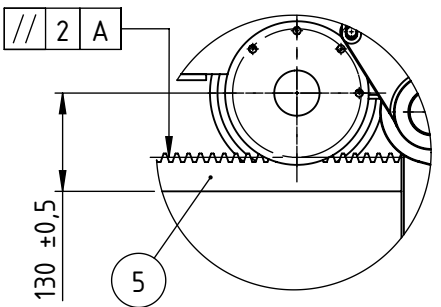
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
6	1.4	CREMALLERA CON PISTA LISA 974 mm	2	ACERO SAE 4340							
5	1.3	CREMALLERA CON PISTA LISA 1005 mm	10	ACERO SAE 4340							
4	1.7	CONJUNTO CABEZAL	1	S/LDM							
3	1.5	TAPA PARA PILETA	2	ACERO INOXIDABLE AISI 304							
2	1.2	PILETA	1	ACERO INOXIDABLE AISI 304							
1	1.1	ESTRUCTURA PARA PILETA	1	S/LDM							
Nº	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANT.	MATERIAL							

REVISIONES				
Rev. Nº	Descripción	Fecha	Modificó	Autorizó
0	-Plano inicial	30/08/2023	R.L.G.	F.D.

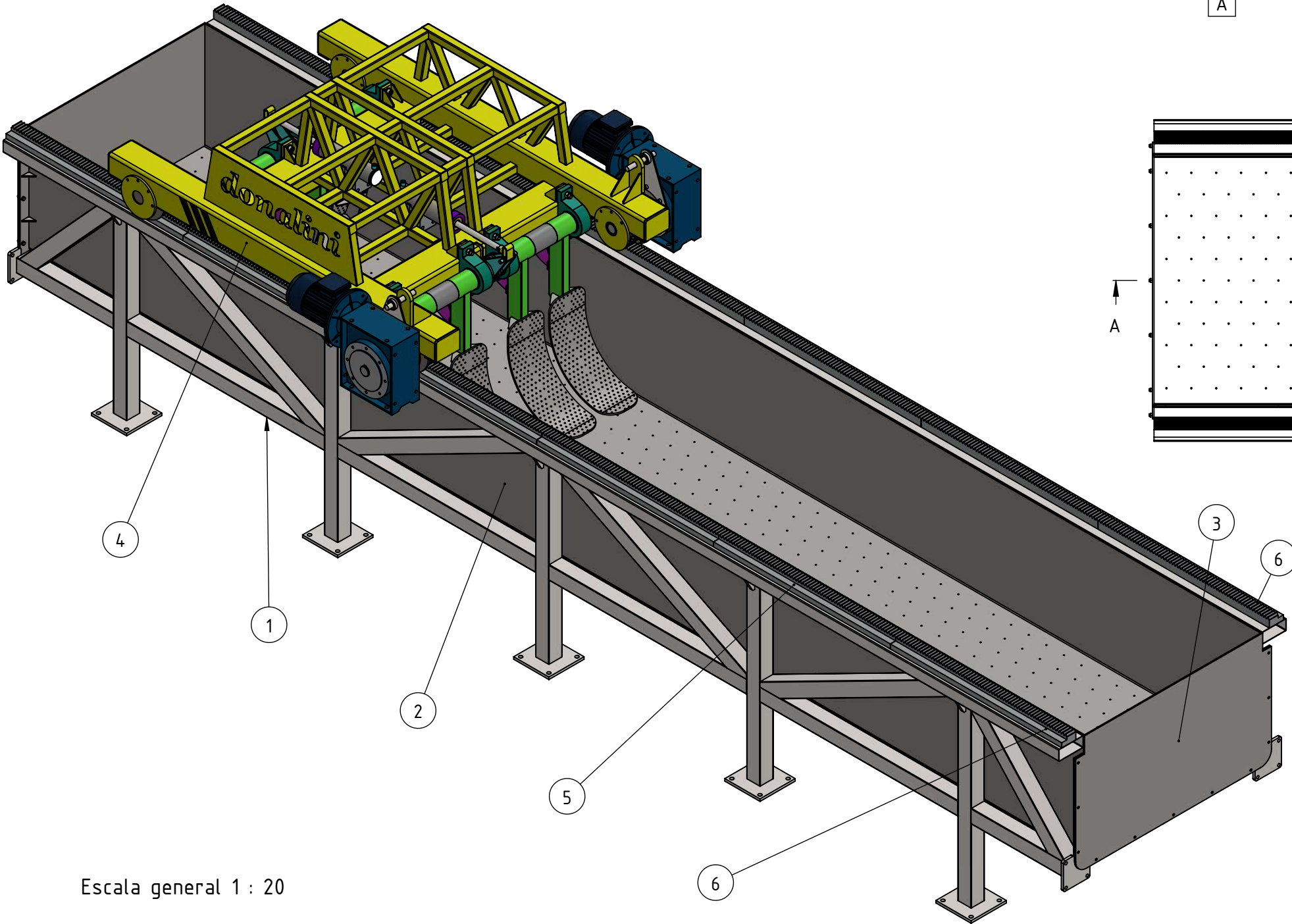
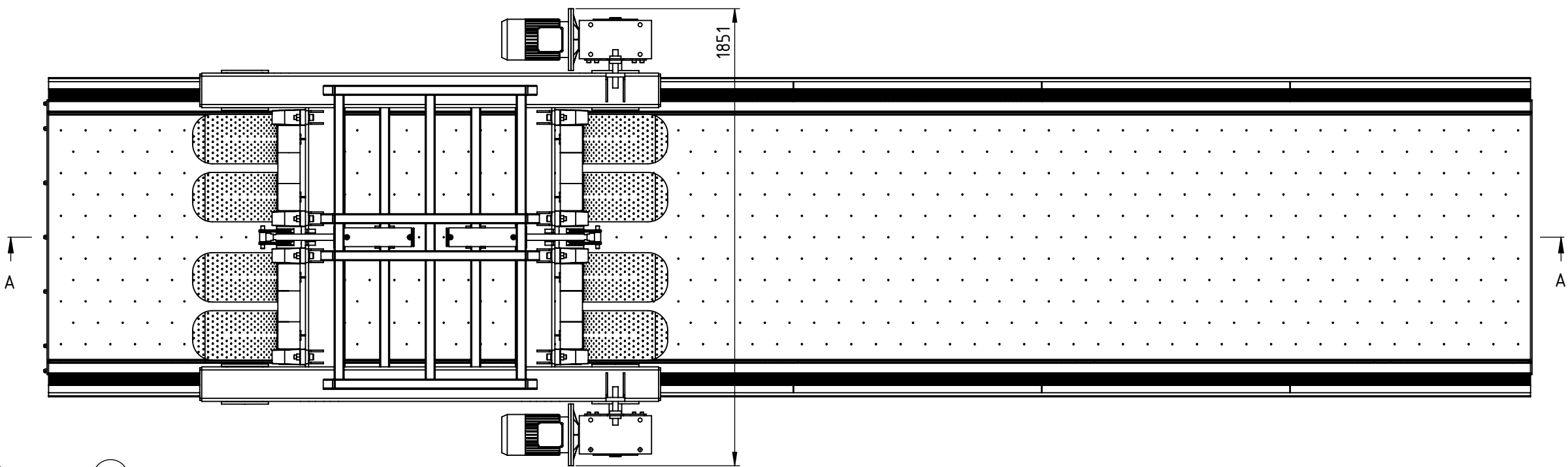
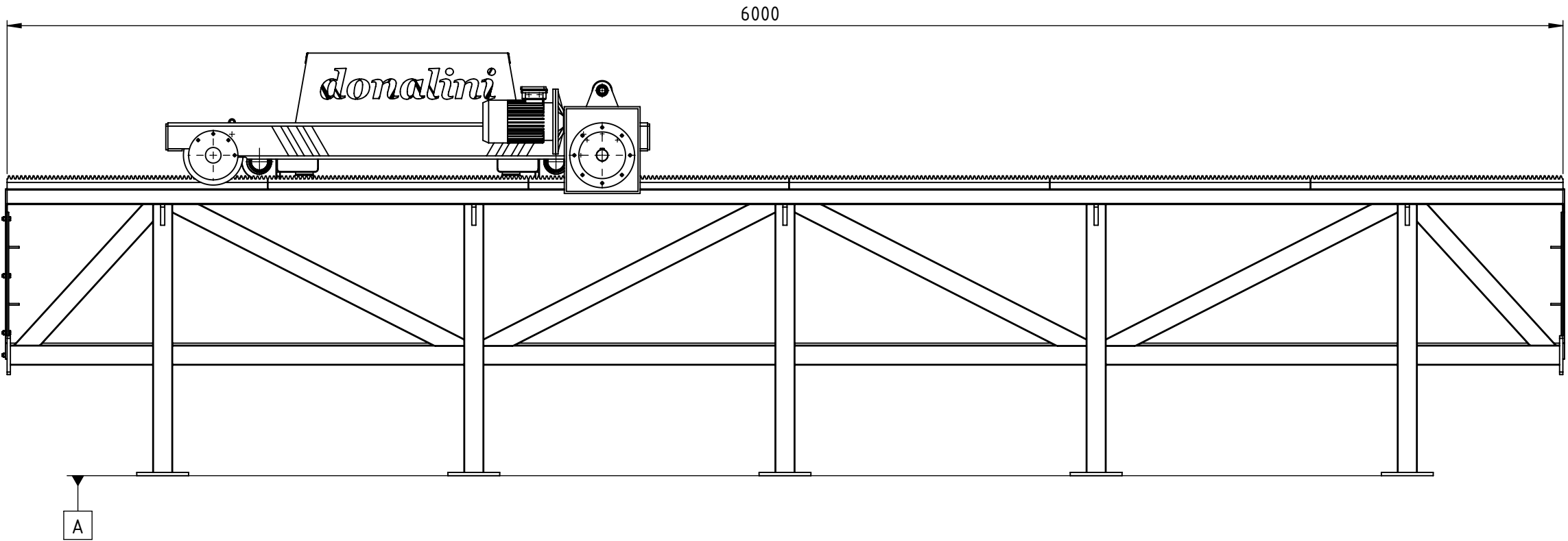
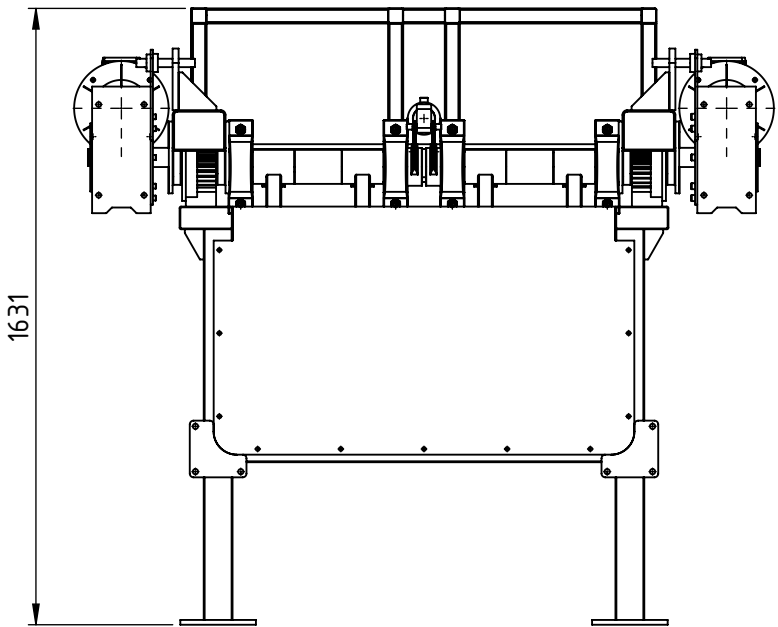
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20



DETALLE C
ESCALA 1 : 10



DETALLE B
ESCALA 1 : 10

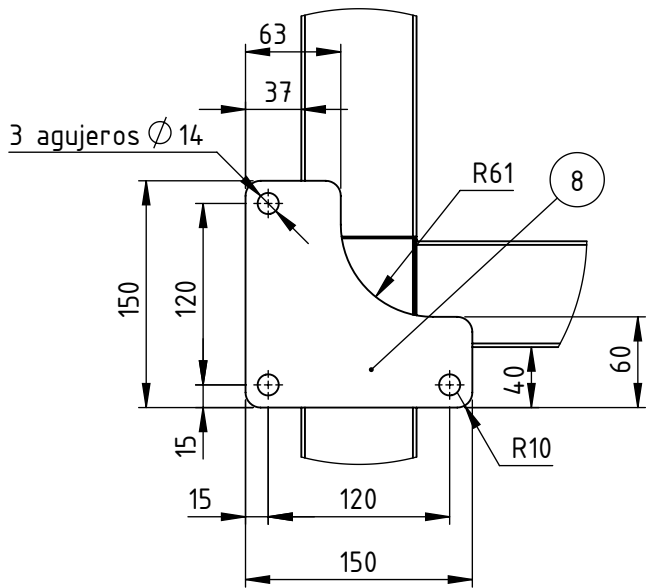


Escala general 1 : 20

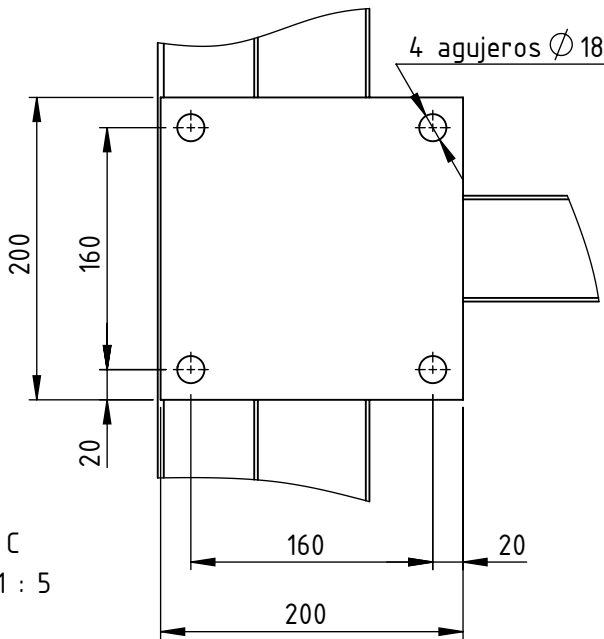
Tolerancias generales de acotación			Nombre:	ENSEMBLE GENERAL
Lineales (mm)	Angulares (°)	± 0.5		
x ± 1	Las cotas de control se indican con C			
xx ± 0.5	No medir sobre plano			
Sistema de representación ISO E				
	Nombre	Fecha	Características	
Dibujó:	R.L.G.	30/08/2023	Código:	1.0
Controló:	--	--	Peso:	1929 Kg
Aprobó:	F.D.	31/08/2023	Material:	S/LDM
			donalini	
			Hoja 1 de 1	
			Rev:	
			0	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
N°	Cant	Descripción	Longitud del perfil [mm]								
1	5	Tubo estructural 70 x 70 x 1,2 mm	1013								
2	10	Tubo estructural 76,2 x 76,2 x 1,2 mm	1034								
3	2	Tubo estructural 140 x 60 x 2,0 mm	6000								
4	10	Placa de anclaje al piso									
5	4	Tubo estructural 76,2 x 76,2 x 1,2 mm	763								
6	8	Tubo estructural 76,2 x 76,2 x 1,2 mm	1124								
7	4	Tubo estructural 76,2 x 76,2 x 1,2 mm	549								
8	4	Placa de anclaje modular									
9	8	Tubo estructural 76,2 x 76,2 x 1,2 mm	1249								
10	10	Refuerzo lateral									

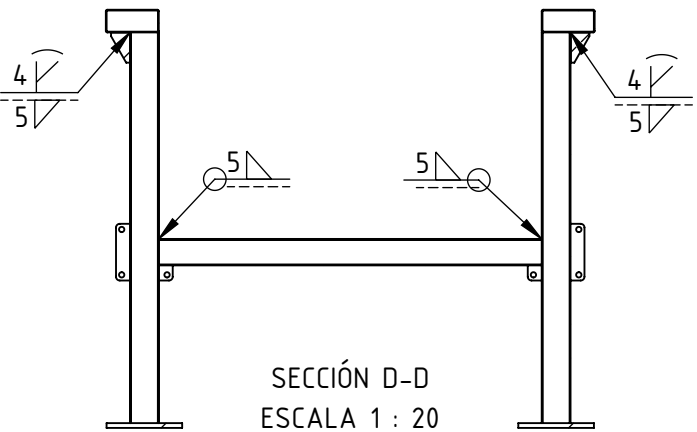
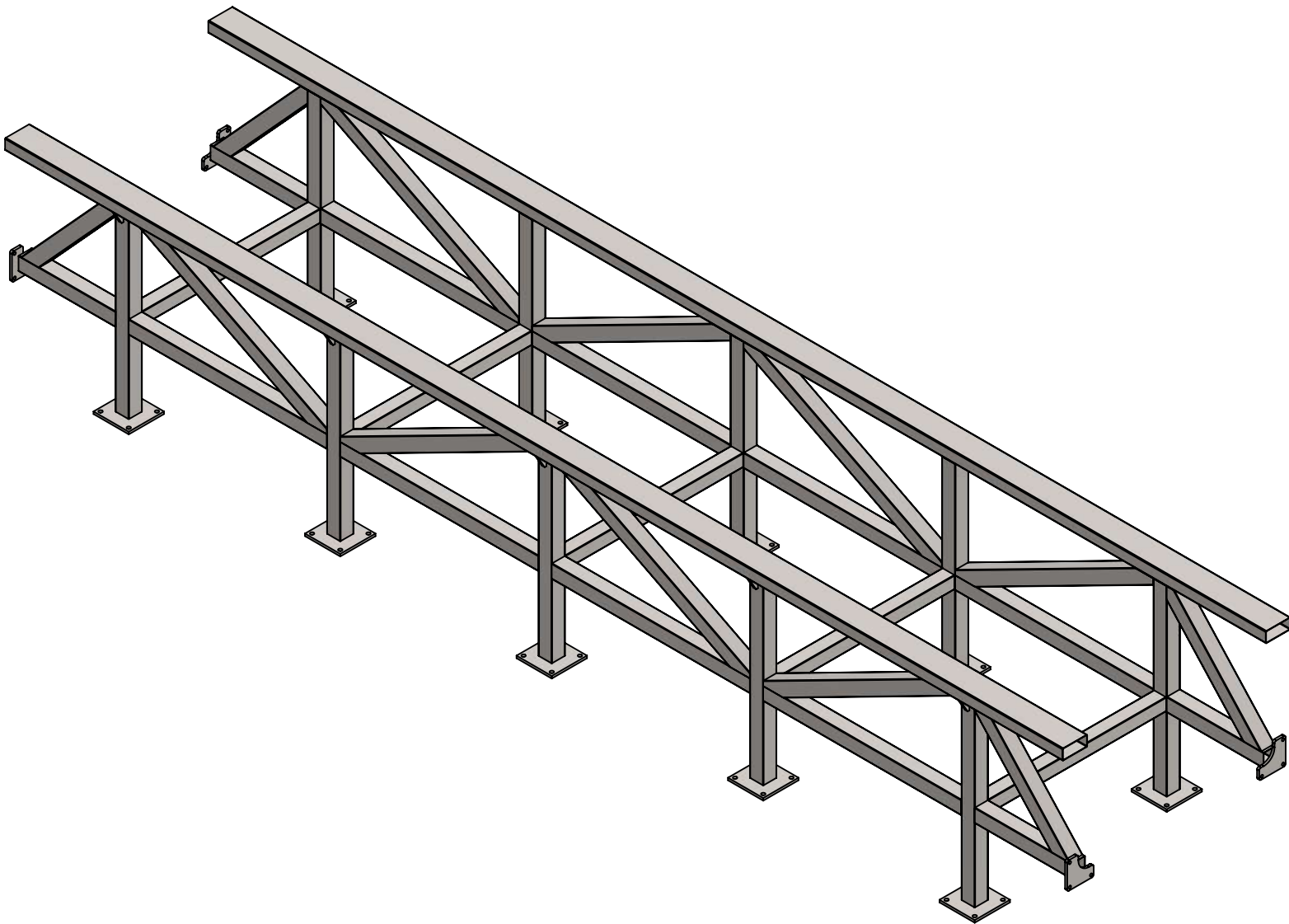
REVISIONES				
Rev. N°	Descripción	Fecha	Modificó	Autorizó
0	-Plano inicial	23/08/2023	R.L.G.	F.D.



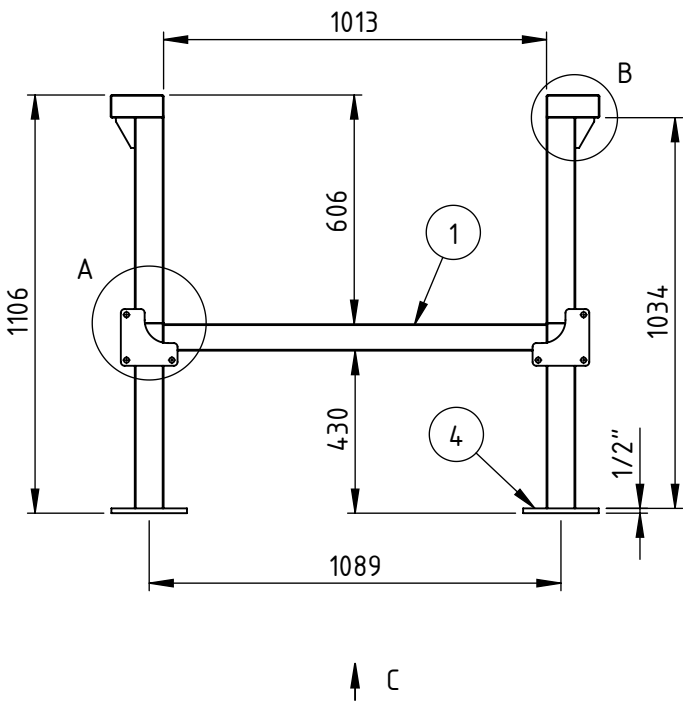
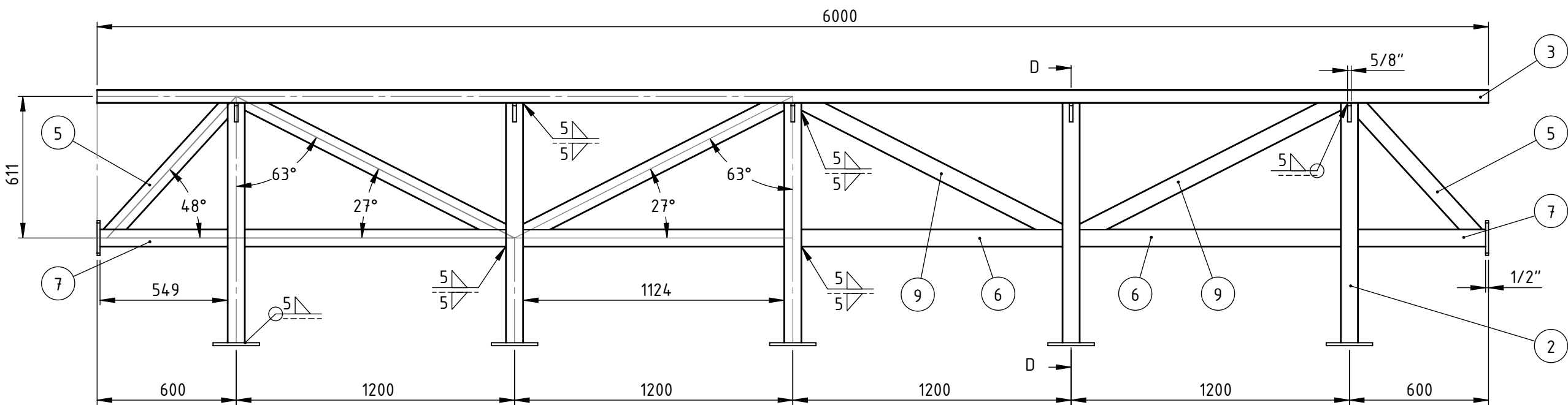
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



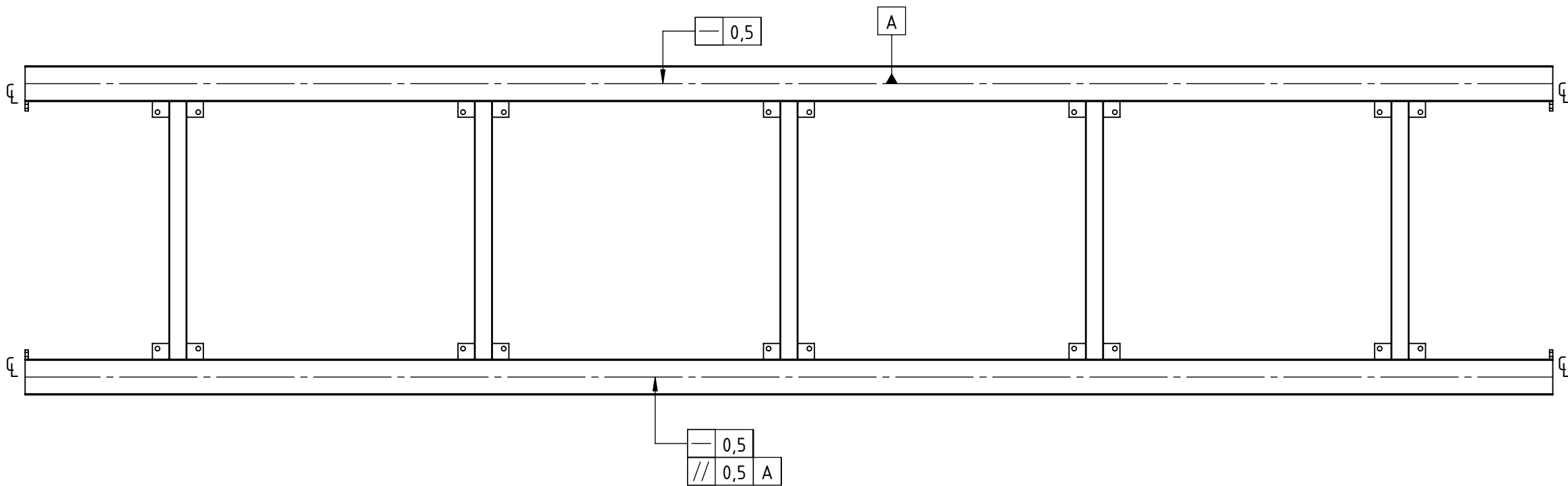
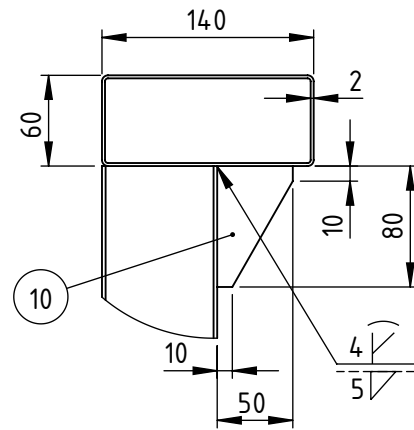
VISTA C
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 20



DETALLE B
ESCALA 1 : 5



Escala general 1 : 20

Tolerancias generales de acotación			Nombre:	
Lineales (mm)	Angulares (°)	± 0.5		
x ± 1	Las cotas de control se indican con C		ESTRUCTURA PARA PILETA	
x.x ± 0.5	No medir sobre plano			
x.x.x ± 0.15				
Sistema de representación ISO E				
	Nombre	Fecha	Características	
Dibujó:	R.L.G.	23/08/2023	Código:	1.1
Controló:	--	--	Peso:	226 Kg
Aprobó:	F.D.	23/08/2023	Material:	S/LDM
				
			Hoja 1 de 1	
			Rev: 0	

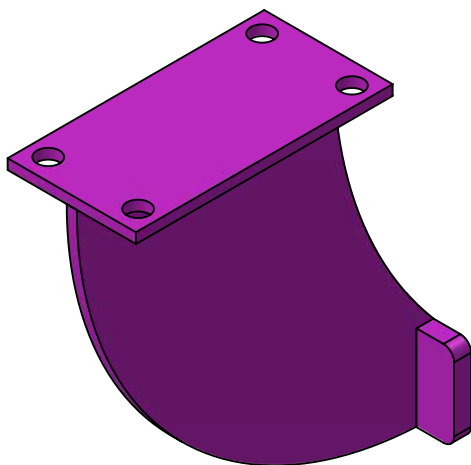
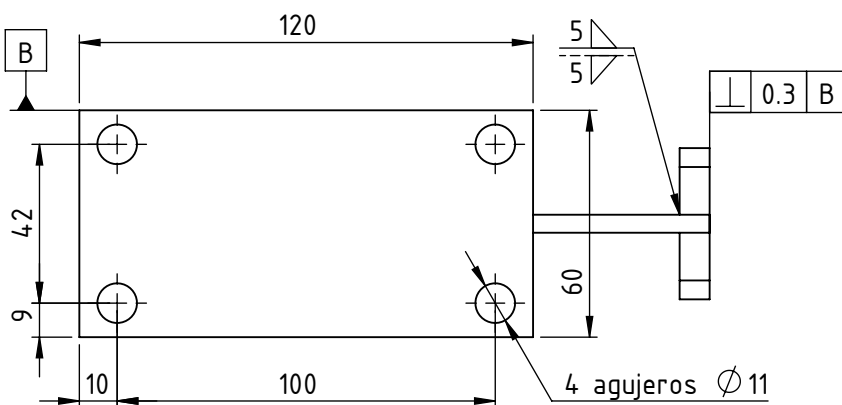
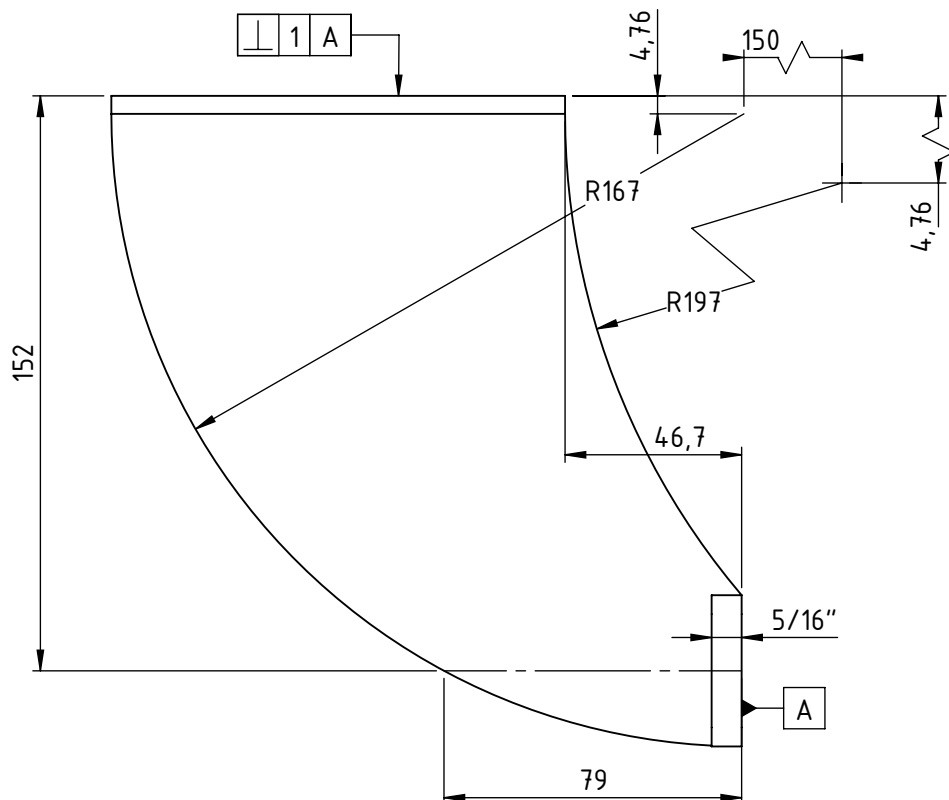
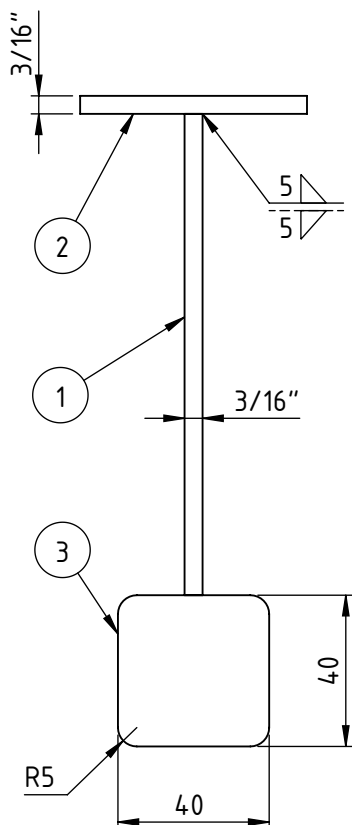
donalini

Rev: 0

Hoja 1 de 1

Rev. Nº	Descripción	Fecha	Modificó	Autorizó
0	-Plano inicial	30/08/2023	R.L.G.	F.D.

Escala general 1 : 2



N°	Cant.	Descripción
1	1	Placa mecanizada 167 mm x 159 mm – Esp: 3/16"
2	1	Placa mecanizada 120 mm x 60 mm – Esp: 3/16"
3	1	Placa mecanizada 40 mm x 40 mm – Esp: 5/16"

Tolerancias generales de acotación	
Lineales [mm]	Angulares [°]: ± 0.5
$x \pm 1$	Las cotas de control se indican con 
$x.x \pm 0.5$	
$x.xx \pm 0.15$	No medir sobre plano

Nombre:

TOPE DE BRAZO

Sistema de representación ISO E			
	Nombre	Fecha	
Dibujó:	R.L.G.	30/08/2023	
Controló:	--	--	
Aprobó:	F.D.	31/08/2023	

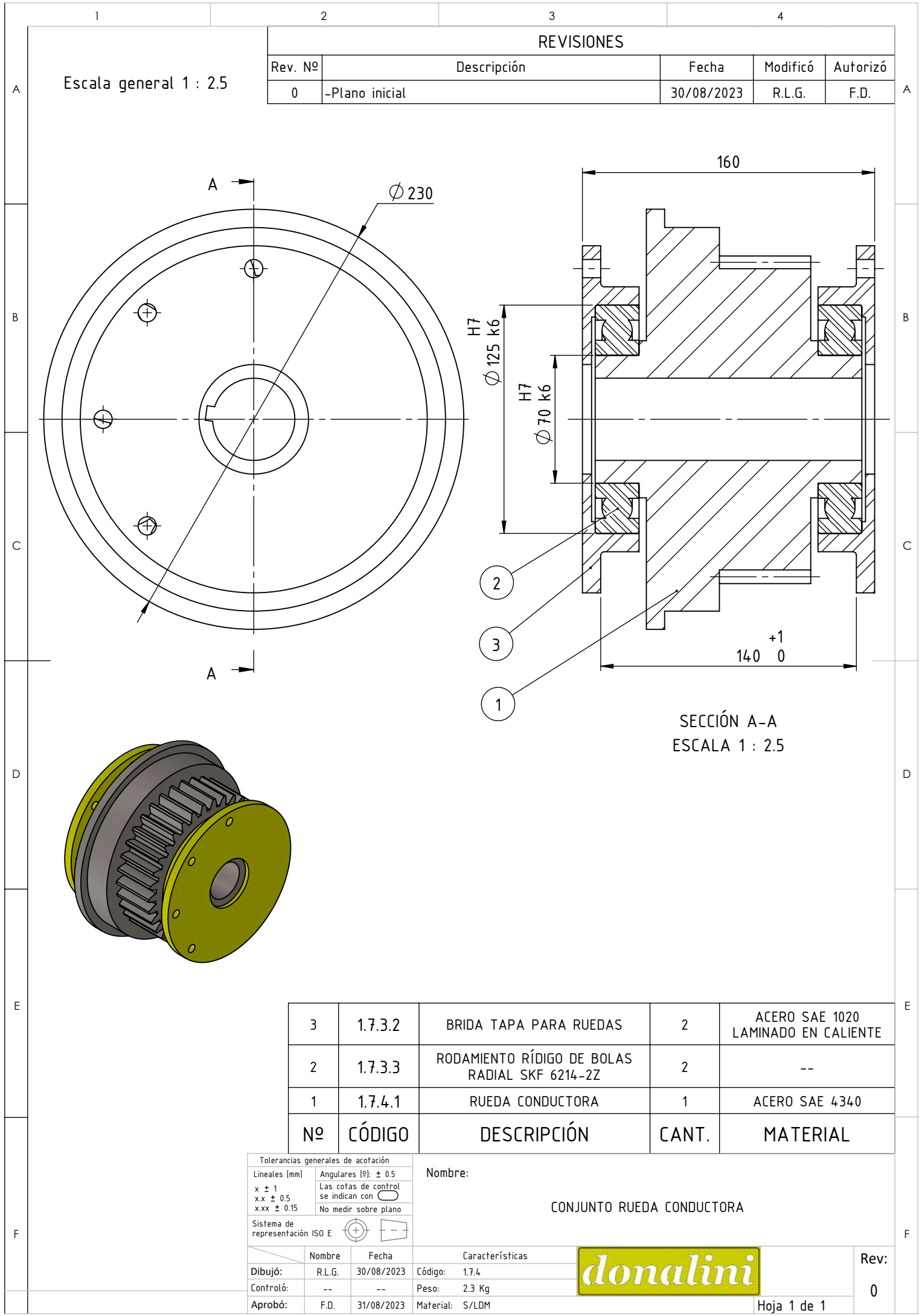
	Características
Código:	1.7.2
Peso:	1.0 Kg
Material:	ACERO CALIDAD F-24

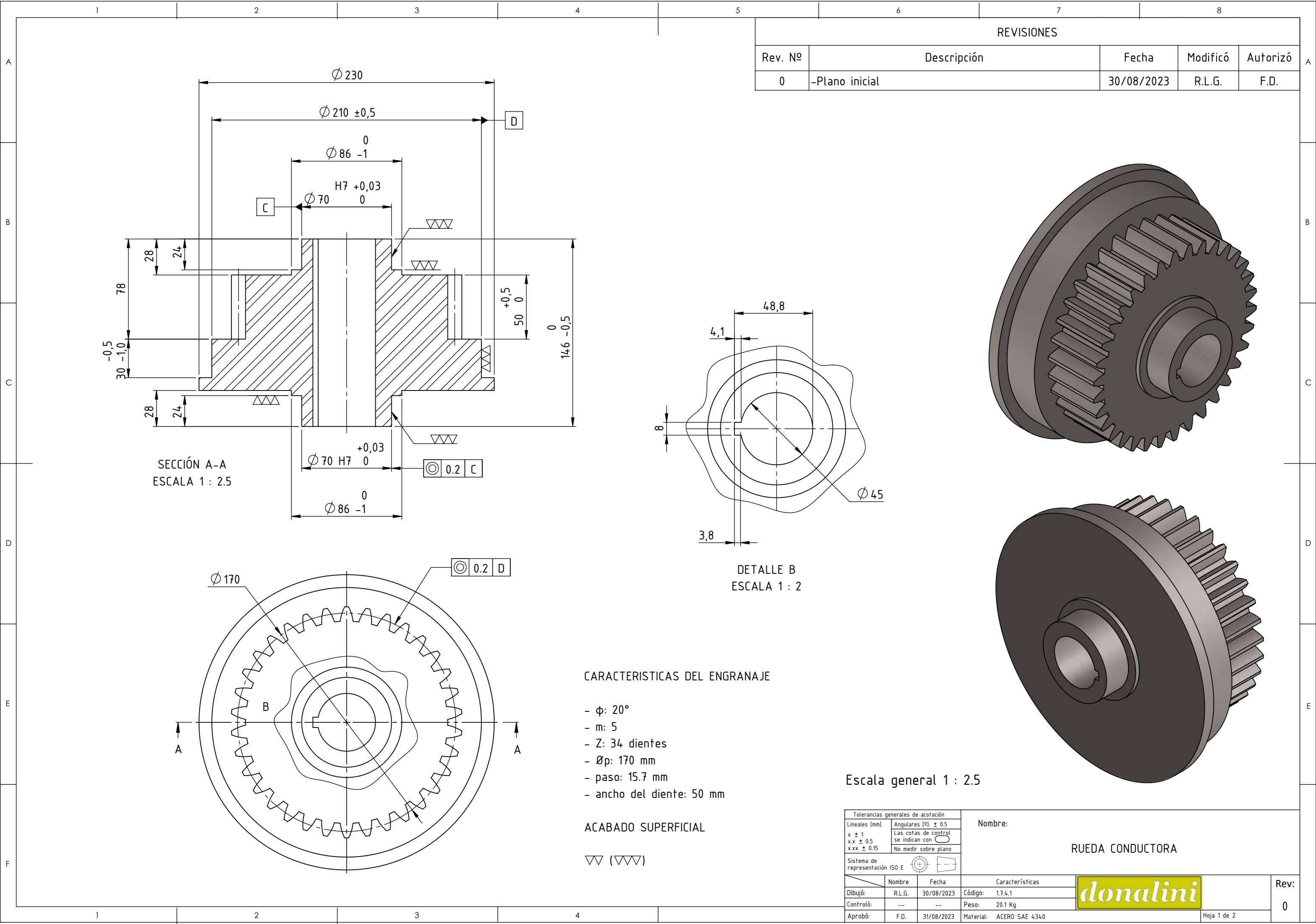
donalini

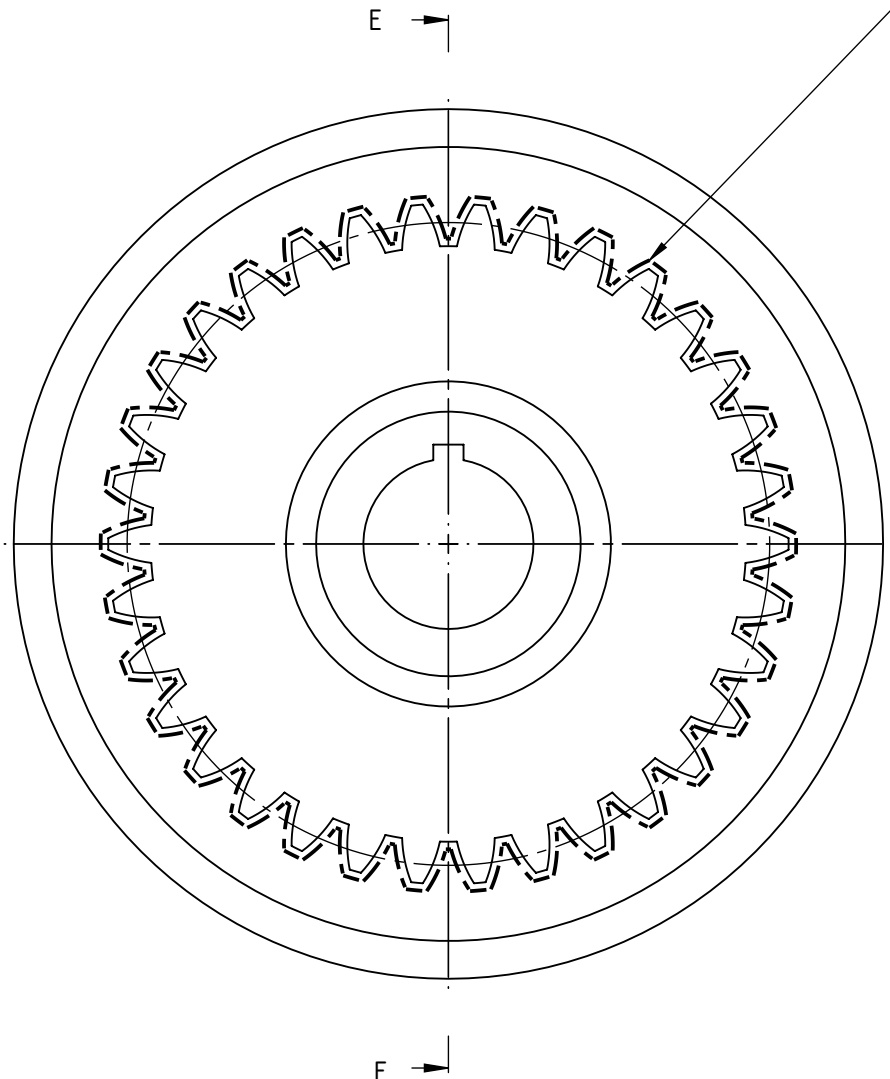
Rev:

0

Hoja 1 de 1

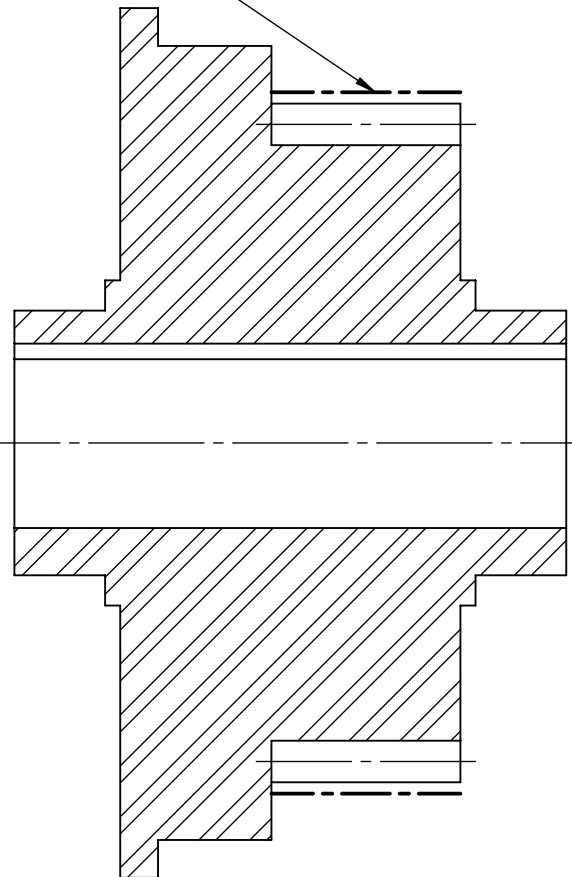






TEMPLE SUPERFICIAL A LA LLAMA

Dureza superficial: 54 HRc
Profundidad efectiva (a 50 HRc): 0.8 mm
Profundidad total: 1.2 mm



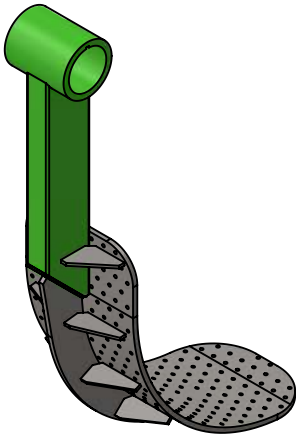
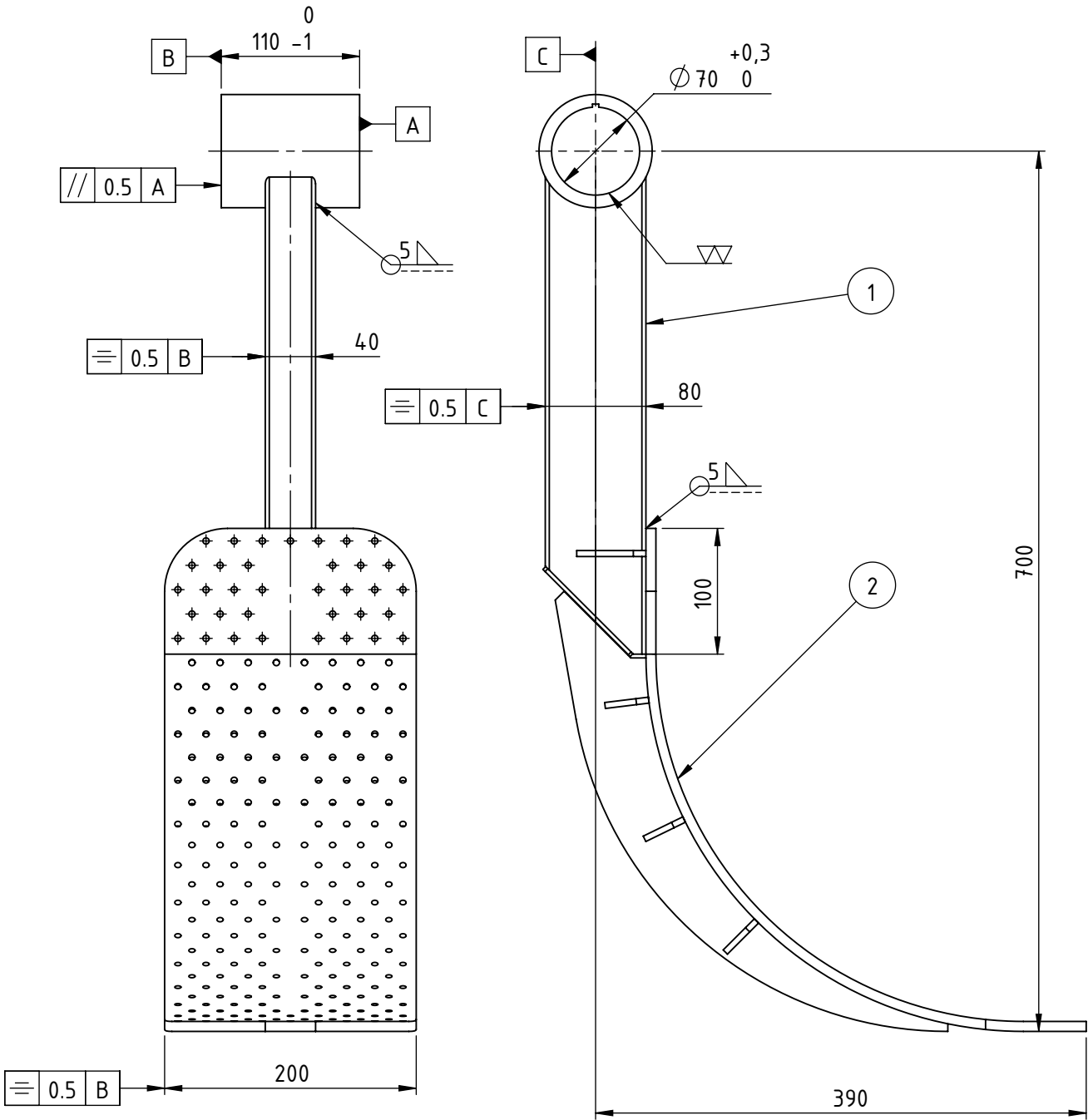
SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 2

Escala general 1 : 2

Tolerancias generales de acotación			Nombre: <	
------------------------------------	--	--	--	--

REVISIONES				
Rev. Nº	Descripción	Fecha	Modificó	Autorizó
0	-Plano inicial	30/08/2023	R.L.G.	F.D.

Escala general 1 : 5



2	1.7.5.1.1	PALA DE ARRASTRE	1	ACERO INOXIDABLE AISI 304
1	1.7.5.1.2	BRAZO SOLDADO	1	ACERO CALIDAD F-24
Nº	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANT.	MATERIAL

Tolerancias generales de acotación	
Lineales [mm]	Angulares [°]: ± 0.5
x ± 1	Las cotas de control se indican con
x.x ± 0.5	No medir sobre plano
x.xx ± 0.15	

Sistema de representación ISO E	
---------------------------------	--

Nombre	Fecha	Características
Dibujó: R.L.G.	30/08/2023	Código: 1.7.5.1
Controló: --	--	Peso: 12.3 Kg
Aprobó: F.D.	31/08/2023	Material: S/LDM

Nombre:

CONJUNTO BRAZO DE ARRASTRE



Rev:
0

NOTAS:

1) Espesores de chapas

- Pala: 5/16"
- Costillas "A": 3/16"
- Costillas "B": 3/16"
- Nervio "C": 5/16"

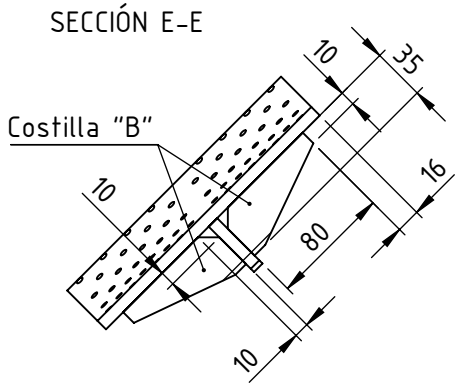
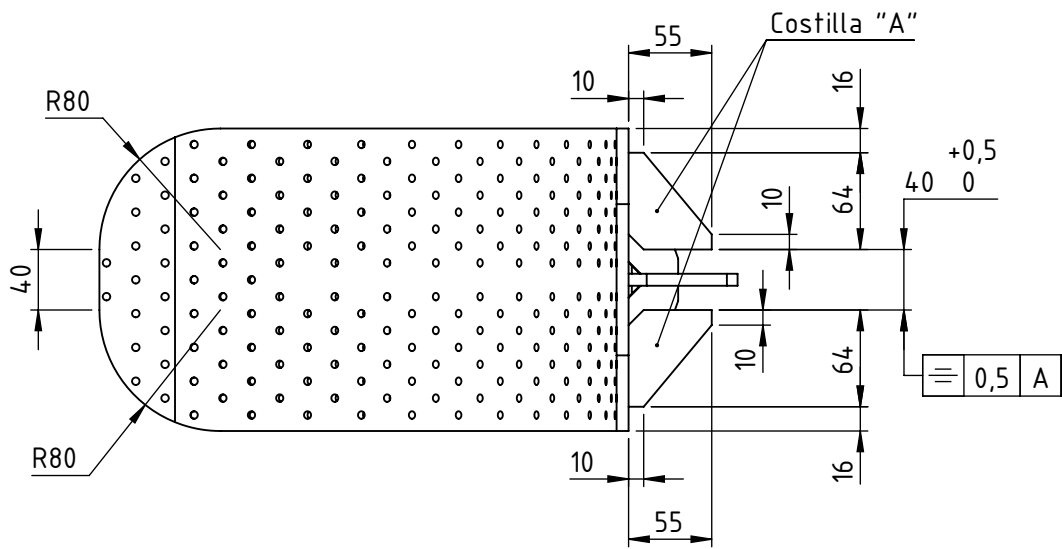
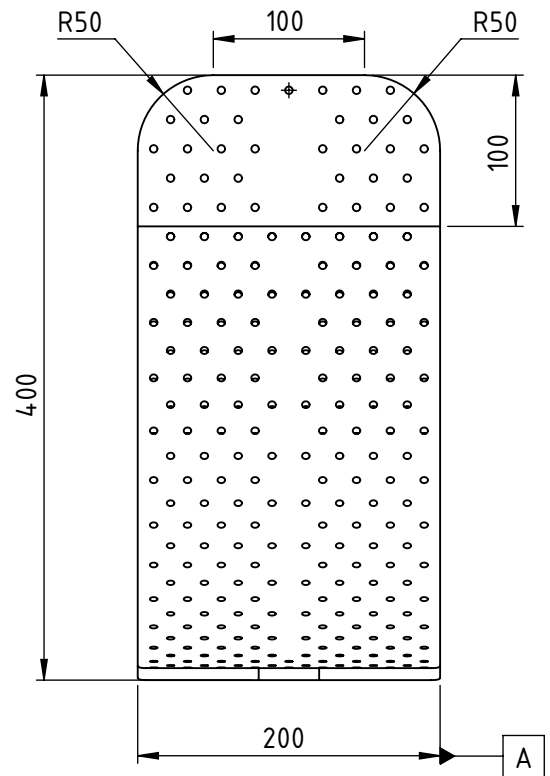
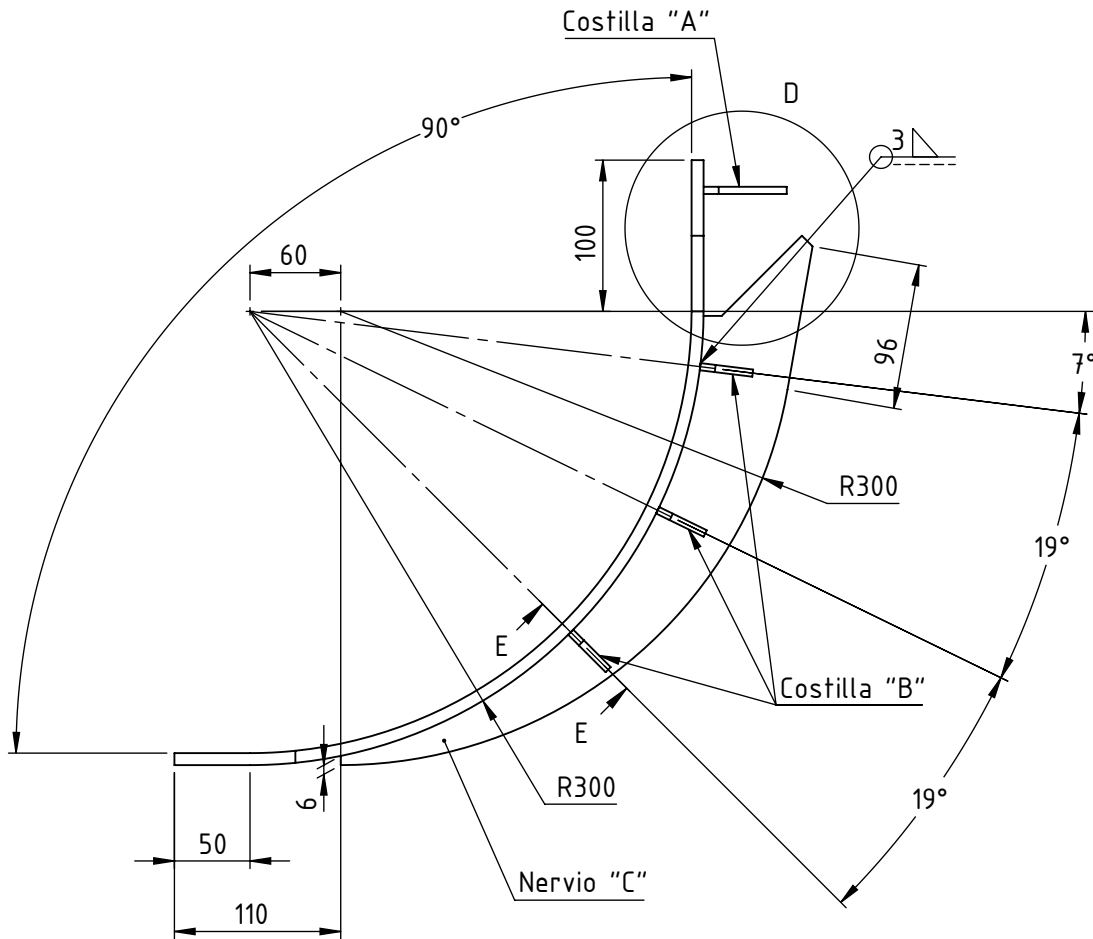
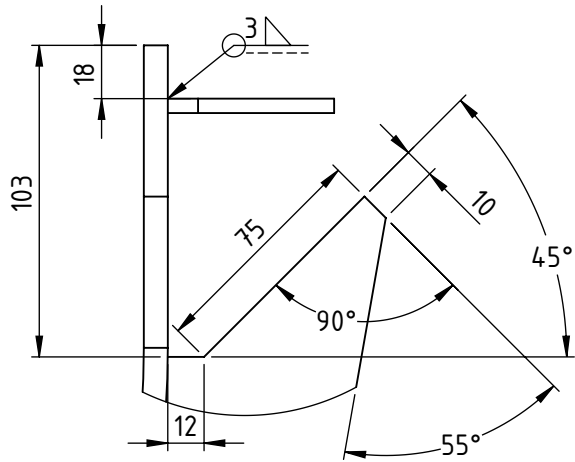
2) Tolerancia lineal general: +/- 1 mm

3) Tolerancia angular general: +/- 1°

REVISIONES

Rev. Nº	Descripción	Fecha	Modificó	Autorizó
0	-Plano inicial	16/08/2023	R.L.G.	F.D.

DETALLE D
ESCALA 1 : 2,5



Escala general 1 : 5

Tolerancias generales de acotación	
Lineales [mm]	Angulares [°]: ± 0.5
x ± 1	Las cotas de control se indican con
x.x ± 0.5	No medir sobre plano
x.xx ± 0.15	
Sistema de representación ISO E	
Nombre	Fecha
Dibujó:	Fecha
Controló:	Fecha
Aprobó:	Fecha

Nombre:

PALA DE ARRASTRE

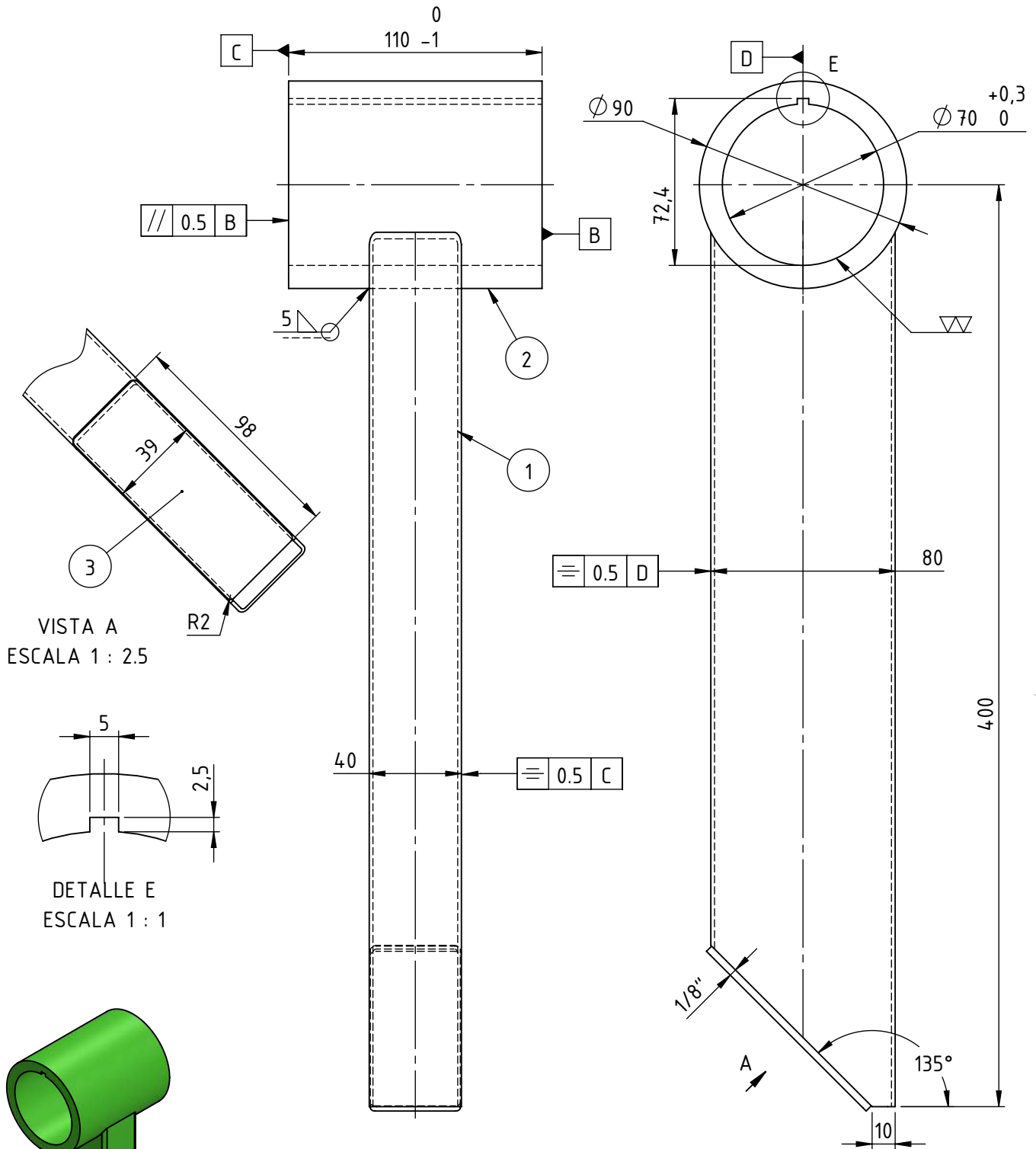
donalini

Rev:

0

Rev. Nº	Descripción	Fecha	Modificó	Autorizó
0	-Plano inicial	30/08/2023	R.L.G.	F.D.

Escala general 1 : 2.5



N°	Cant.	Descripción	Longitud del perfil [mm]
1	1	Tubo estructural 80 x 40 x 1.6 mm	379
2	1	Buje Øe 90 mm x Øi 70 mm x 110 mm	
3	1	Tapa mecanizada 39 mm x 98 mm - Esp: 1/8"	

Tolerancias generales de acotación	
Lineales [mm]	Angulares [°]: ± 0.5
$x \pm 1$	Las cotas de control se indican con 
$x.x \pm 0.5$	
$x.xx \pm 0.15$	No medir sobre plano

Nombre:

BRAZO SOLDADO

Sistema de representación ISO E		 
	Nombre	Fecha
Dibujó:	R.L.G.	30/08/2023
Controló:	--	--
Aprobó:	F.D.	31/08/2023

	Características
--	-----------------

Código:	1.7.5.1.2
---------	-----------

Peso:	3.2 Kg
-------	--------

Material:	ACERO CALIDAD F-24
-----------	--------------------

donalini

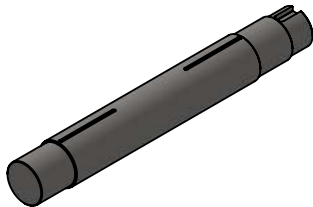
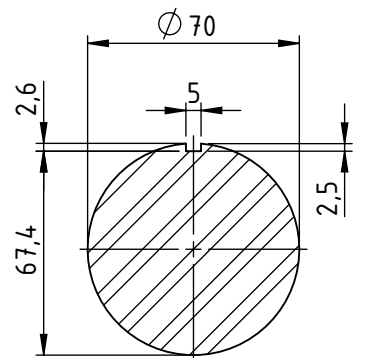
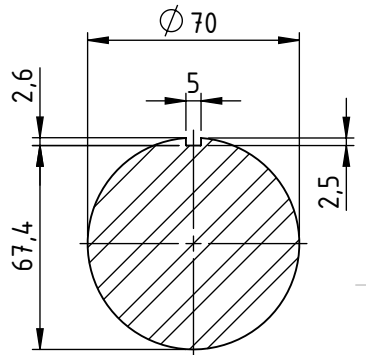
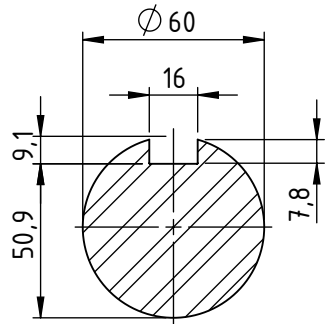
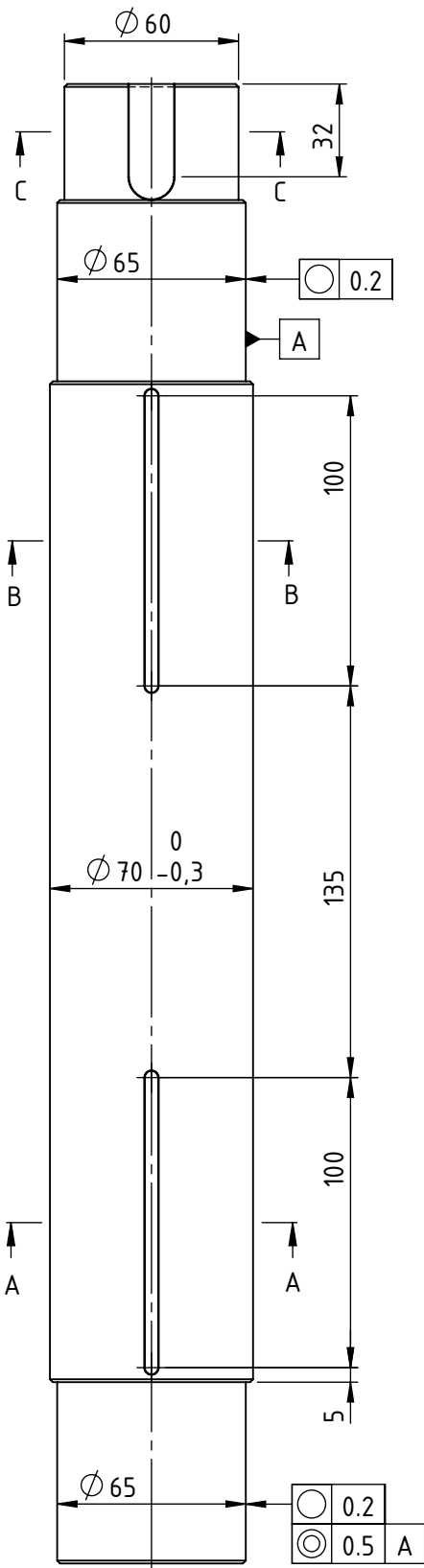
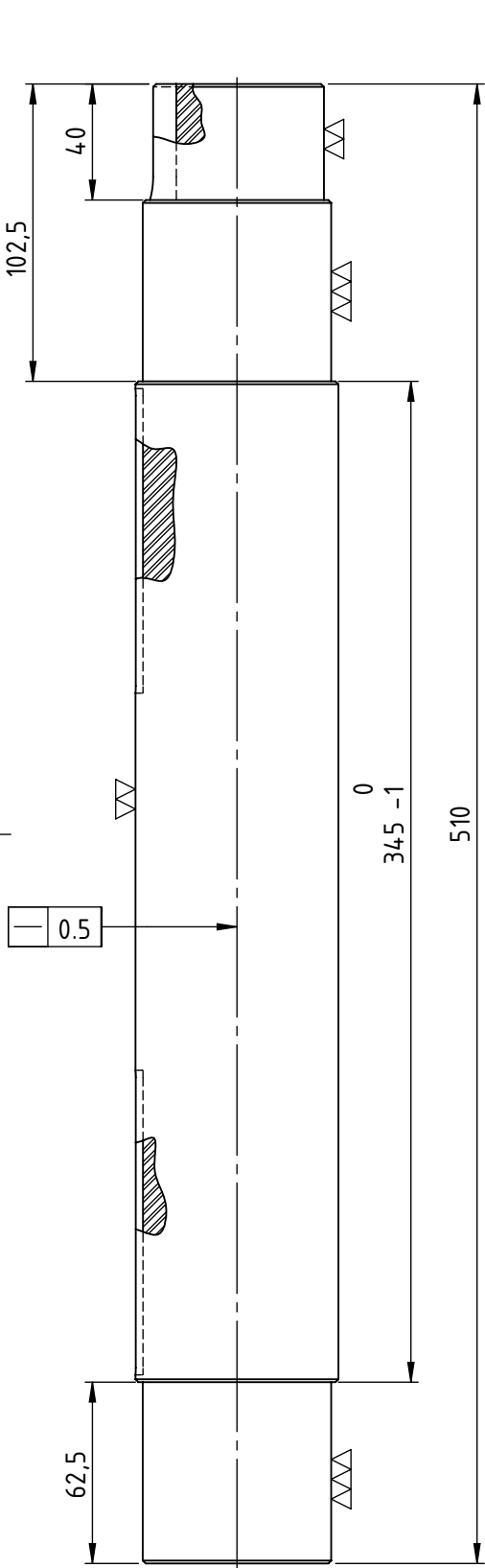
Rev:

0

Hoja 1 de 1

REVISIONES				
Rev. Nº	Descripción	Fecha	Modificó	Autorizó
0	-Plano inicial	30/08/2023	R.L.G.	F.D.

Escala general 1 : 2.5



Tolerancias generales de acotación		
Lineales [mm]	Angulares [°]:	± 0.5
$x \pm 1$	Las cotas de control se indican con 	
$x.x \pm 0.5$	No medir sobre plano	
$x.xx \pm 0.15$		
Sistema de representación ISO E		
		
	Nombre	Fecha
Dibujó:	R.L.G.	30/08/2023
Controló:	--	--
Aprobó:	F.D.	31/08/2023

Nombre:

EJE PIVOTANTE



Nombre	Fecha	Características
Dibujó:	R.L.G.	30/08/2023
Controló:	--	--
Aprobó:	F.D.	31/08/2023

Código: 1.7.5.2

Peso: 14.4 Kg

Material: ACERO SAE 1040 LAMINADO EN CALIENTE

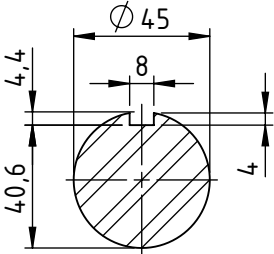
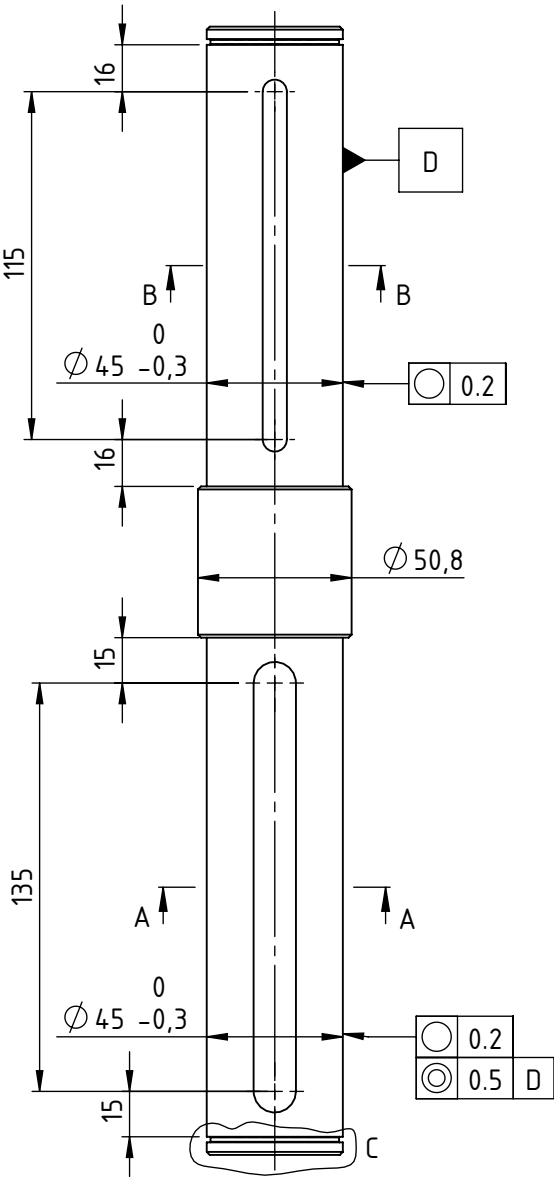
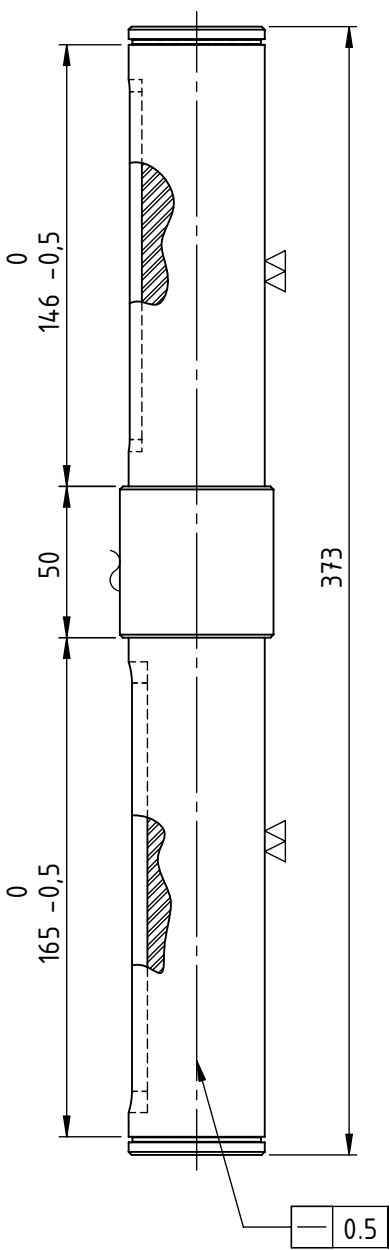
Rev:

0

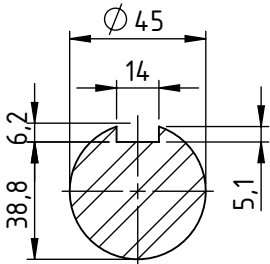
Hoja 1 de 1

REVISIONES				
Rev. Nº	Descripción	Fecha	Modificó	Autorizó
0	-Plano inicial	30/08/2023	R.L.G.	F.D.

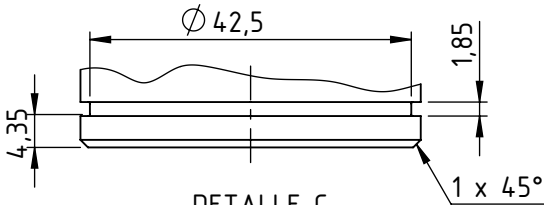
Escala general 1 : 2.5



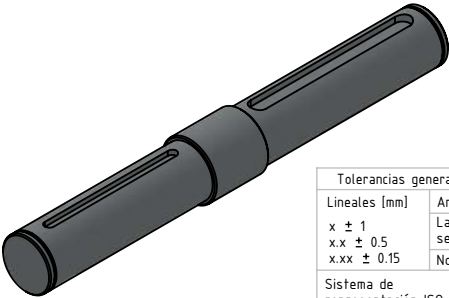
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2.5



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5



DETALLE C
ESCALA 1 : 1



Tolerancias generales de acotación		
Lineales [mm]	Angulares [°]:	± 0.5
x ± 1	Las cotas de control se indican con 	
x.x ± 0.5	No medir sobre plano	
x.xx ± 0.15		
Sistema de representación ISO E		
		
	Nombre	Fecha
Dibujó:	R.L.G.	30/08/2023
Controló:	--	--
Aprobó:	F.D.	31/08/2023

Nombre:

ÁRBOL DE RUEDA CONDUCTORA

Nombre	Fecha	Características
Dibujó: R.L.G.	30/08/2023	Código: 1.7.9
Controló: --	--	Peso: 4.7 Kg
Aprobó: F.D.	31/08/2023	Material: ACERO SAE 1020 LAMINADO EN CALIENTE



Rev:
0