

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Calculo por elementos finitos de los componentes mecánicos de un transportador por aire de troncos



Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo Fin de Grado

Autor: Alex Goñi Pitillas

Director: Daniel Salcedo Pérez

Codirectora: Gurutze Pérez Artieda

Pamplona, 7 septiembre 2023

AGRADECIMIENTOS

A don Javier Goicoa y Jesús Mari Larrañeta, por su ayuda y la aportación de documentación siempre que se le ha solicitado en algún momento.

A mi profesor Daniel Salcedo Pérez, tutor de este trabajo, por su apoyo y sus consejos y tiempo invertido en resolver todas mis dudas

A mi profesora Miren Gurutze Pérez Artieda por a su acompañamiento y colaboración para que este trabajo haya sido posible.

A mi compañero Miguel Ardanaz Marina compañero de proyecto por su compañerismo y buen trabajo en equipo

PALABRAS CLAVE

Cálculo, elementos finos, transporte aéreo, simulación, tronco, Marc mentat, barranqueadores

RESUMEN

El presente proyecto tratara sobre el diseño y su correspondiente calculo a través de elementos finitos de alguno de los elementos mecánicos de un transportador de troncos por aire mediante cables de acero. Este proyecto forma, junto con el de mi compañero Miguel Ardanaz, parte del proyecto de otro mayor.

Este sistema era con el cual se realizaba la explotación forestal en el siglo XX en la zona de Orbaiceta, Navarra.

El sistema está pensado como parte de un museo que busca preservar la historia del oficio de la zona que ya no son continuados a través de los años.

Su diseño y cálculo se basará en los restos encontrados por la merindad del museo y la documentación aportada por antiguos trabajadores o hijos de los mismos, buscando ser lo más fiel a la versión inicial del mismo.

Esta parte del museo estará situada junto a la antigua fábrica de armas de Orbaiceta, lugar escogido por Javier Goicoa y Jesús Mari Larrañeta, promotores de este proyecto.

Contenido

1	OBJETO	0
2	ALCANCE	0
3	ANTECEDENTES	0
4	REQUISITOS DE DISEÑO	3
5	PROGRAMAS UTILIZADOS	4
6	DISEÑO INICIAL	5
6.1	Sistema de freno	5
6.2	Gancho de portante/Pipa	6
7	CALCULOS PREVIOS.....	8
7.1	Sistema de freno	8
7.1.1	Cálculos dinámicos.....	8
7.2	Gancho de sustentación/Pipa	10
7.2.1	Cálculos estáticos.....	10
8	ELEMENTOS FINITOS.....	11
8.1	Sistema de freno	11
8.1.1	Diseño 1 rueda de frenado	14
8.1.2	Diseño 2 rueda de frenado	23
8.2	Gancho sustentación/pipa	25
8.2.1	Diseño 1 pipa.....	26
8.2.2	Diseño 2 pipa.....	29
8.2.3	Diseño 3 pipa.....	32
8.3	Análisis resultados	33
8.3.1	Tabla resumen resultados sistema de freno.....	33
8.3.2	Tabla resumen resultados gancho de sustentación/pipa	34
8.4	Resistencia a fatiga rueda de frenado	35
8.5	Resistencia fatiga de la pipa.....	38
9	CONCLUSIONES.....	41
10	BIBLIOGRAFIA.....	42

Ilustración 1 muestra de cómo se subían los cables con burros	1
Ilustración 2: Imagen en la que se muestra la carga de troncos en el alto del monte en Errekaidorra. Fuente [1].....	1
Ilustración 3 Troncos en la autopista aérea en Errekaidorra. Fuente [1]	2
Ilustración 4 Partes del sistema de transporte Fuente [1].....	2
Ilustración 5 Boceto sistema de frenado lateral Fuente [3]	5
Ilustración 6 Boceto sistema de frenado alzado Fuente [3]	5
Ilustración 7 Dibujo esquematizado de una piona con todos sus elementos Fuente [3]	6
Ilustración 8 Boceto Gancho de sustentación [3]	7
Ilustración 9 Descripción del sistema completo	8
Ilustración 10 Distribución de fuerzas exteriores	9
Ilustración 11 Aplicación fuerzas estáticas.	10
Ilustración 12 Rueda frenado vista 3D	12
Ilustración 13 Boceto sistema de frenado alzado Fuente [3]	12
Ilustración 14 Rueda de frenado 3D lateral	13
Ilustración 15 Condiciones de contorno	13
Ilustración 16 Disposición de todas las disposiciones en Marc mentat.....	13
Ilustración 17 la imagen representada a la izquierda representa la zona y las fuerzas de actuación del cinturón de freno, mientras que la imagen representada a la derecha representa de igual manera las fuerzas que la curdina transmite a la rueda.	14
Ilustración 18 Visualización 3D rueda	14
Ilustración 19 Configuración automesh	15
Ilustración 20 Nodos obtenidos del mallado	15
Ilustración 21 Sistema de coordenadas cilíndrico	15
Ilustración 22 Configuración de sistema cilíndrico	16
Ilustración 23 Transformación a sistema cilíndrico	16
Ilustración 24 Fijación de la rueda al eje de giro	17
Ilustración 25 Fijación de la rueda al eje de giro 2	17
Ilustración 26 Representación del freno.....	18
Ilustración 27 Aplicación de la fuerza “cuerda”	18
Ilustración 28 Distribución de fuerzas	19
Ilustración 29 distribución de fuerzas con LINKS	19
Ilustración 30 Representación de tensiones.....	20
Ilustración 31 Representación de las fuerzas en el nodo central	20
Ilustración 32 Configuración del caso de carga	21
Ilustración 33 Configuración Job.....	22
Ilustración 34 Diseño 1 sistema de freno.....	22
Ilustración 35 Diseño 1 rueda zona más afectada	23
Ilustración 36 Mallado diseño 2 sistema de frenado.....	24
Ilustración 37 Resultados simulación diseño 2 rueda de frenado	24
Ilustración 38 Aplicación de las cargas verticales provocadas por la curdina	25
Ilustración 39 Zona de fijación a la viga de la piona	25
Ilustración 40	26
Ilustración 41	26
Ilustración 42 Configuración de cargas	27
Ilustración 43 Diseño 1g (1-4)	27

Ilustración 44 Diseño 1g (2-4)	28
Ilustración 45 Diseño 1g (3-4)	28
Ilustración 46 Diseño 1g (4-4)	29
Ilustración 47 Diseño 2 (1-4)	30
Ilustración 48 Diseño 2 (2-4)	30
Ilustración 49 Diseño 2 (3-4)	31
Ilustración 50 Diseño 2 (4-4)	31
Ilustración 51 Diseño 3 (1-2)	32
Ilustración 52 Diseño 3 (2-2)	32
Ilustración 53	33
Ilustración 54	34
Ilustración 55 Fuente [1]	35
Ilustración 56 Tabla probabilidad de vida Fuente [1]	36
Ilustración 57 Fuente [6]	36
Ilustración 58 Criterios de fallo Fuente [1]	37
Ilustración 59 Exponentes a y b en función del acabado superficial Fuente [1]	38
Ilustración 60 – Tabla de probabilidad de vida Fuente [1]	39
Ilustración 61 Fuente [6]	39

1 OBJETO

El presente proyecto tratará sobre la realización de los cálculos y simulaciones por elementos finitos de componentes mecánicos de un sistema de transporte aéreo de troncos de gran dimensión situado en Orbaiceta, Navarra.

La instalación estará pensada como atracción turística para preservar parte de la historia local y el trabajo de barranqueador que ya se ha perdido con el paso de los años.

De esta manera también se pretende mostrar cómo se transportaban troncos en la zona, antes de la motorización. Su diseño se basará en la reproducción de una explotación forestal del siglo XX, pero con elementos constructivos modernos y más duraderos: perfiles de acero y cimentación de hormigón armado.

2 ALCANCE

Se diseñará, simulará y optimizará los elementos mecánicos de las distintas partes del sistema de frenada que se requiere en la instalación.

3 ANTECEDENTES

En la Navarra XX el Irati fue una zona muy codiciada de explotación forestal de la madera.

Los barreanqueadores eran los que debían conseguir que la madera de hayas y abetos que se encontraban en la zona llegasen en forma de troncos hasta el río Irati.

Este trabajo era duro y apenas existía herramienta (hacha, tronzadores, calamarro, zapino, picas)

Para evitar peso se labraba la madera en el monte y a continuación se transportaban de dos maneras:

La primera era con personas únicamente, para ello se hacían unos “asientos” donde se apoyaban los troncos y cuyo objeto era que el barranquero pudiese transportar la manera de la manera más ergonómica posible.

En la segunda se utilizaban parejas de bueyes, pero antes había que hacer unas pistas a mano a base de azadas, pico y dinamita.

En los sitios donde no podían pasar los animales se hacían unos caminos donde pasaban las personas y el transporte de la leña se hacía con unos burros.



Ilustración 1 muestra de cómo se subían los cables con burros

Con el fin de mejorar el transporte de la madera desde el monte hasta el río Irati se instaló un sistema de ingeniería suspendido en el aire mediante largas y costosas líneas de cable.



Ilustración 2: Imagen en la que se muestra la carga de troncos en el alto del monte en Errekaidorra. Fuente [1]

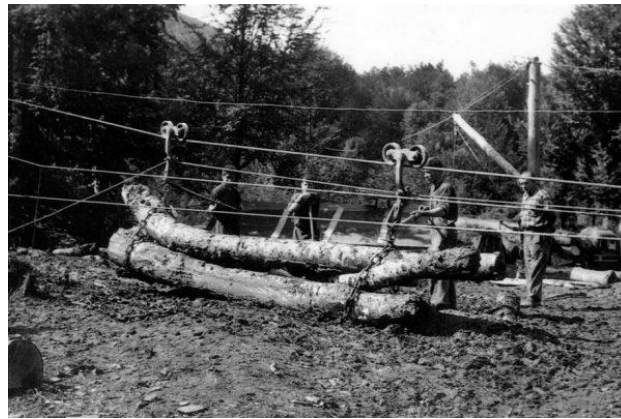


Ilustración 3 Troncos en la autopista aérea en Errekaidorra. Fuente [1]

Su montaje era laborioso y requería de personal cualificado.

Este personal especializado era conocido como cablistas. La subida de estos cables se realizaba a mano (en el hombro) en algunos sitios y en otros con ayuda de caballería.

Estos cables llegaban a tener una longitud de 1000 metros y tenía un peso 2,6 kg/m aproximadamente. Cada miembro del equipo de transporte cargaba con unos 10 m de cable. Todo este conjunto recibía el nombre de autopista aérea. El sistema estaba compuesto por:

- Curdina
- Cable portante
- Cable return
- Varios puestos intermedios llamados pilonas
- Sistemas mecánicos de sujeción

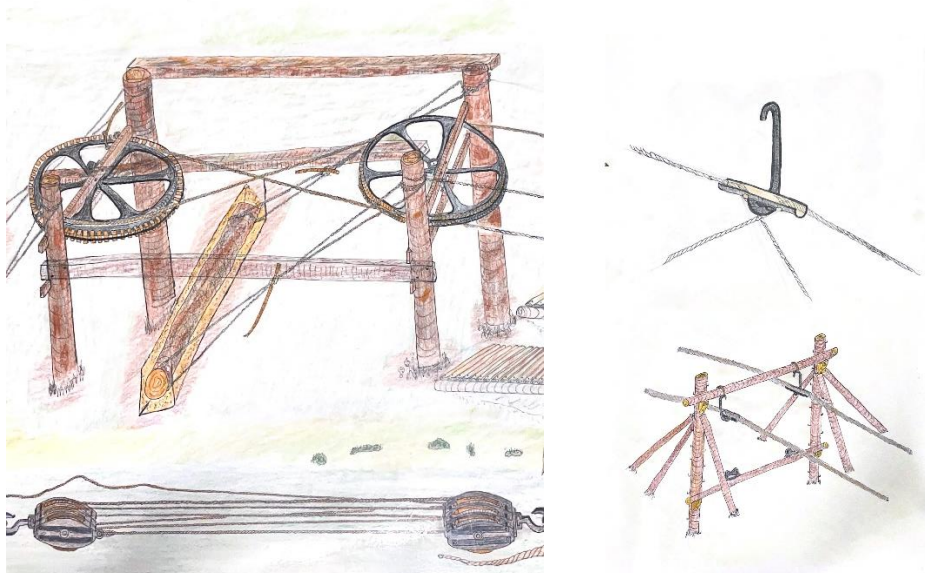


Ilustración 4 Partes del sistema de transporte Fuente [1]

4 REQUISITOS DE DISEÑO

El objetivo principal de esta instalación será servir como exhibición histórica en las cercanías de la población de Orbaiceta. Por ello, el diseño estructural de la instalación y sus componentes está limitado a que debe ser lo más parecido posible a sus homónimos de principios del siglo pasado.

Las estructuras originales estaban hechas con la madera de árboles de la zona que eran preparados para poder ser ensamblados de tal manera, que pudiesen aguantar las cargas de los maderos movidos por los cables, para evitar que estos tocasen el suelo.

Por otra parte, los elementos mecánicos eran de **función o forja** dependiendo el elemento. Estos elementos eran los responsables de sustentar carga, tirar de la carga o frenarla.

Los elementos más importantes son:

- Los cables:
 - Cable portante: 35 milímetros de diámetro.
 - Cable de retourn (portante en el lado sin carga): 28 milímetros de diámetro.
 - Cable de la curdina (tractor): 16 milímetros de diámetro.
- La pipa.
- El sistema de freno capaz de frenar el sistema en menos de 10 segundos.

5 PROGRAMAS UTILIZADOS

Para el presente proyecto ha sido necesario el uso de las siguientes herramientas informáticas:

- **SolidWorks 2021:** El uso de esta herramienta fue necesaria para la elaboración de los diseños 3D y la posterior elaboración de los planos 2D ubicados en el ANEXO PLANOS.
- **Marc Mentat 2020:** Este programa fue utilizado para la comprobación de los diseños hechos con anterioridad en SolidWorks. Con este se realizaron las mallas y ensayos más relevantes para el estudio.
- **Excel:** Programa utilizado para la realización de los cálculos numéricos

6 DISEÑO INICIAL

6.1 Sistema de freno

Para poder comenzar este proyecto se realizó un trabajo de campo, de esta manera se pudo obtener documentación. Con lo obtenido se pudo hacer unos bocetos **basándose en los restos** de las piezas originarias existentes, hacer medias reales en campo y de esta manera **tratar de ser lo más fieles** a la versión real del mismo.

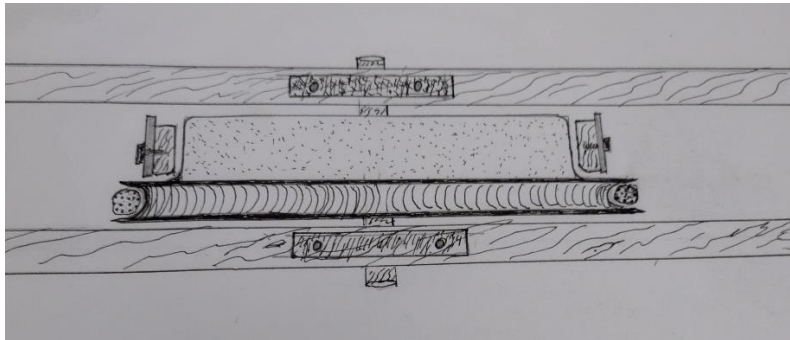


Ilustración 5 Boceto sistema de frenado lateral Fuente [3]

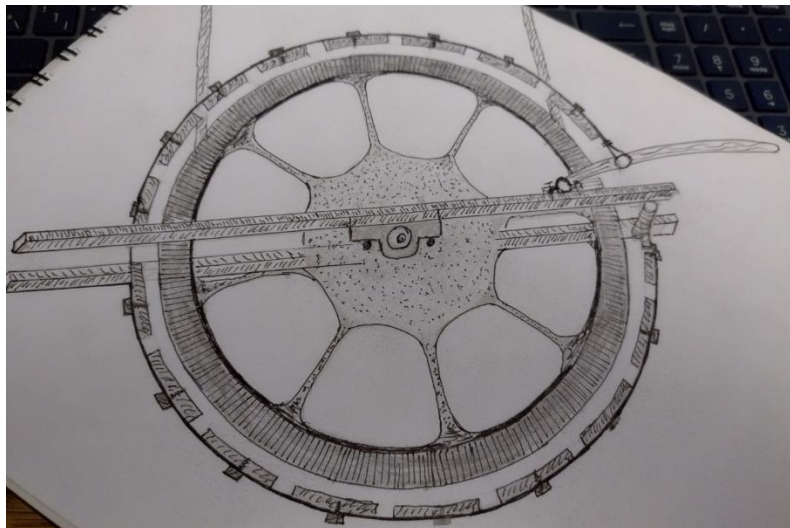


Ilustración 6 Boceto sistema de frenado alzado Fuente [3]

Este **sistema de frenado** se compone de una rueda central situada en disposición horizontal, un cinturón de frenado y el propio eje.

El **funcionamiento** del mismo sería el siguiente: Por la parte inferior circula un cable llamado **curdina** que es el cable **responsable de tirar de la carga** y darle movimiento. En la parte superior se encuentra ubicado el alojamiento para el cinturón de frenado, el cual aplicándole una tensión es capaz de vencer el par ejercido por la curdina y frenar el sistema.

En **este proyecto** los cálculos y diseños **se centrarán únicamente en la rueda del sistema de frenado**, al considerarse la más crítica. Esta rueda será la responsable de que el sistema pueda llegar a frenarse cuando sea necesario.

6.2 Gancho de portante/Pipa

Este elemento del sistema es el que se **coloca en la viga de la piona** y es el responsable de soportar y **transmitir todas las fuerzas** verticales transmitidas por la carga al cable portante y de este a la pipa. Originalmente era un elemento fabricado en forja por los artesanos de la zona.

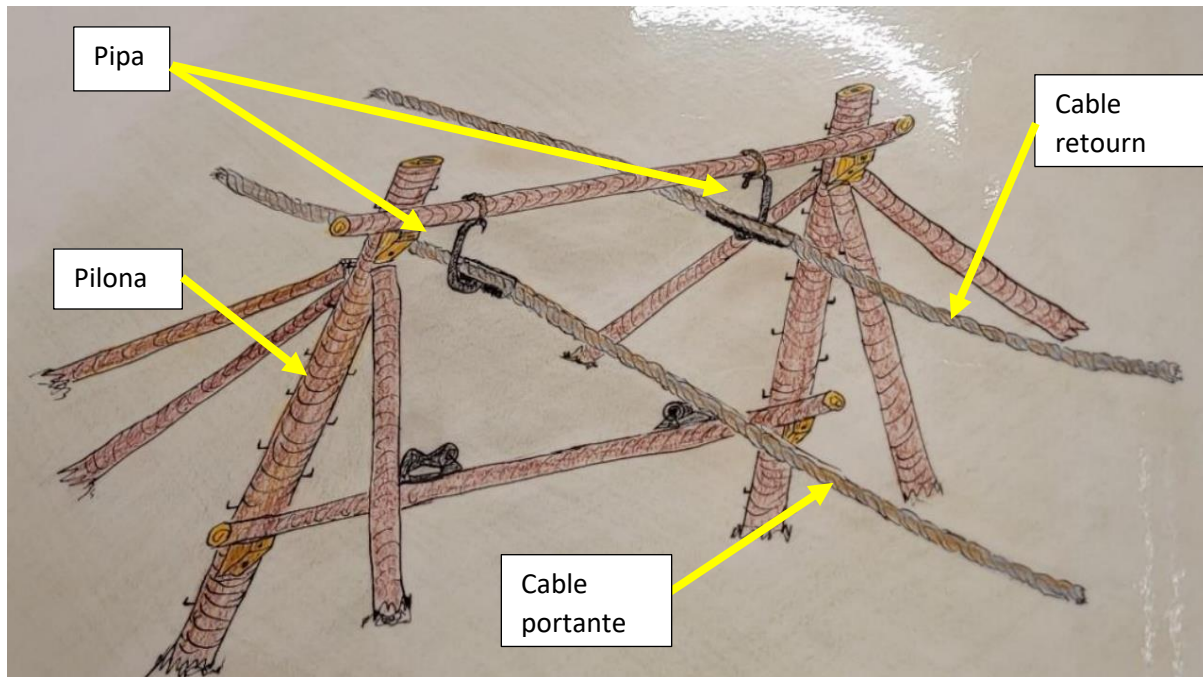


Ilustración 7 Dibujo esquematizado de una piona con todos sus elementos Fuente [3]

De igual manera que para el caso anterior, tampoco había planos del mismo y se ha realizado un trabajo de campo para obtener documentación y medidas lo más realistas posibles. Tarea que en ocasiones se hizo bastante complicada debido a la poca documentación.

Como resultado se obtuvo la siguiente ilustración:

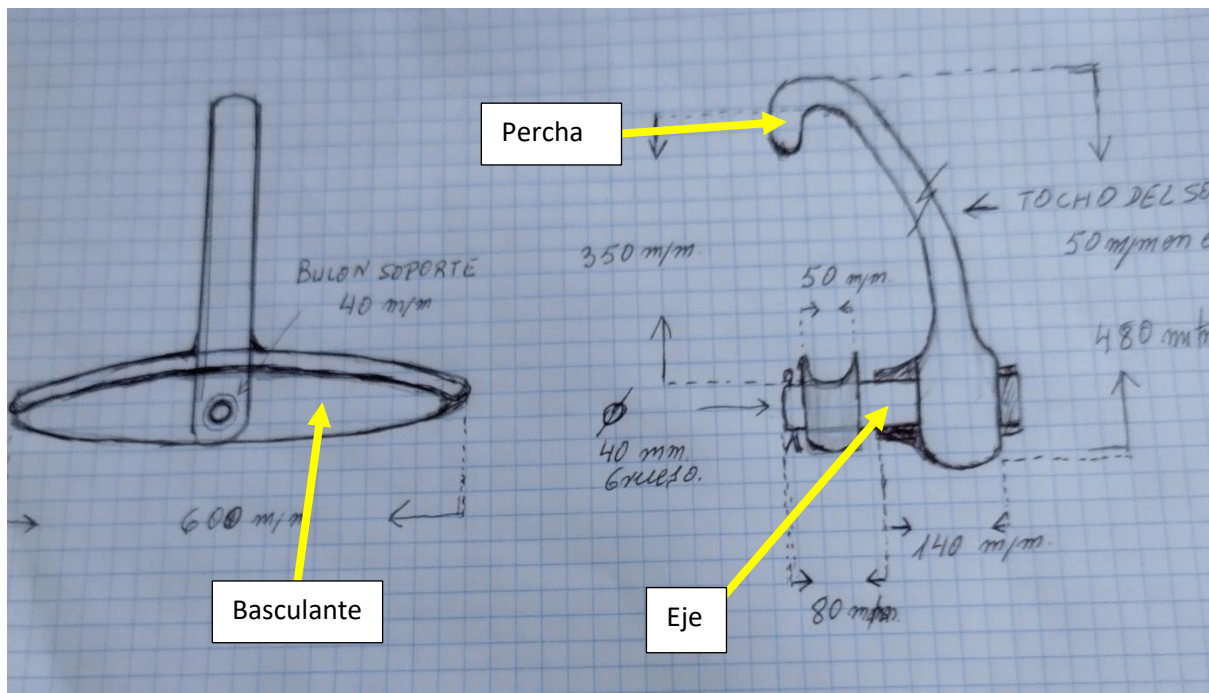


Ilustración 8 Boceto Gancho de sustentación [3]

Este elemento consta de 3 piezas fabricadas todas ellas en forja.

- **Percha** es la pieza que mediante un cable se agarraba la viga de la pila.
- **Eje** es el elemento encargado de unir el basculante con la percha y también el **elemento que más sufre** los esfuerzos del peso. Tenía dos pasadores, uno en cada extremo, creando así la unión entre percha y basculante.
- **Basculante** pieza sobre la cual apoya el cable portante.

7 CALCULOS PREVIOS

7.1 Sistema de freno

Este **sistema de frenado** se compone de una rueda central situada en disposición horizontal, un cinturón de frenado y el propio eje.

El **funcionamiento** del mismo sería el siguiente: Por la parte inferior circula un cable llamado **curdina** que es el cable **responsable de tirar de la carga** y darle movimiento. En la parte superior se encuentra ubicado el alojamiento para el cinturón de frenado, el cual aplicándole una tensión es capaz de vencer el par ejercido por la curdina y frenar el sistema.

7.1.1 Cálculos dinámicos

El cálculo aquí descrito muestra cómo se dimensionaría el sistema de frenado en la zona de descarga hasta la Pilona 2.

Este sistema será el principal y único sistema de frenado. Se realizará a continuación un análisis de las condiciones a las cuales se verá sometido el sistema debido a su funcionamiento normal.

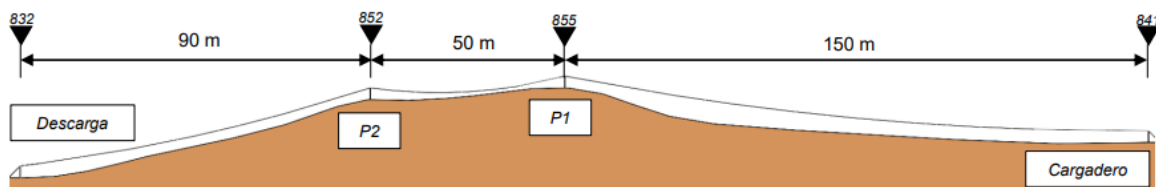


Ilustración 9 Descripción del sistema completo

Para el dimensionamiento de este trabajo se ha decidido usar la aproximación por movimiento circular uniformemente acelerado (MCUA) para obtener las tensiones del sistema de frenado.

Se tendrá en cuenta para este cálculo un requerimiento de los promotores, el sistema deberá ser capaz de frenar en 10 segundos.

La siguiente ecuación define la aceleración en función del tiempo y la velocidad angular.

Conociendo la velocidad inicial, la velocidad final y considerando el tiempo de 10 segundos se puede obtener la aceleración de la carga y con ella se podrá obtener el par de frenado que se necesita.

$$\alpha = \frac{W_f - W_i}{t} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

- α es la aceleración de la carga a la hora de frenar
- W_f la velocidad final del de la carga
- W_i la velocidad inicial del de la carga
- t tiempo de frenada

Utilizando la aceleración calculada con la ecuación 1 vamos a obtener el par de frenado y con este los esfuerzos sufridos debido a la frenada del sistema.

$$m * \alpha = R * Tt + M - R * Tt \quad \text{Ecuación 2}$$

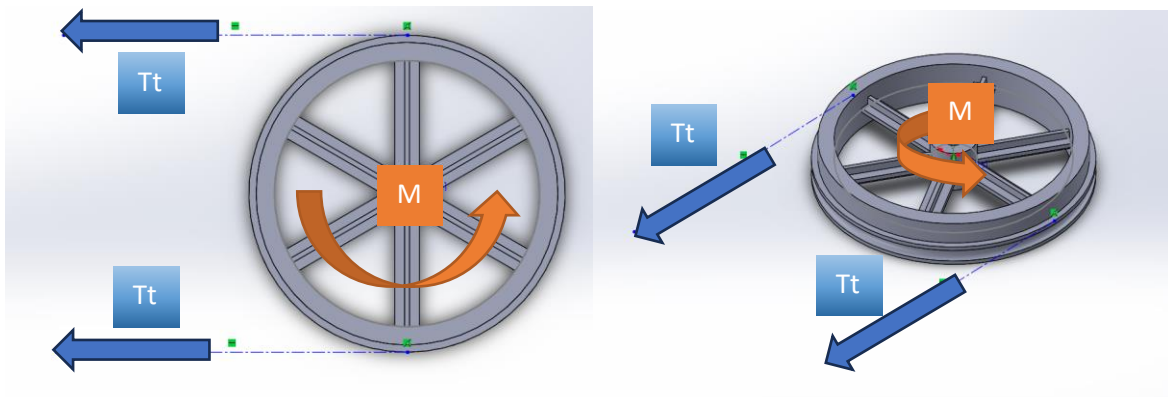


Ilustración 10 Distribución de fuerzas exteriores

Una vez despeja M se puede obtener fácilmente el esfuerzo mediante la siguiente expresión:

$$M = R * Fr \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

- Aceleración de la carga a la hora de frenar a
- Tensión del cable Tt
- fuerza del frenado Fr
- Radio de la curdina R
- Radio de frenado r
- Par de frenado M

Estos resultados obtenidos serán los que posteriormente se utilizarán para la simulación por elementos finitos con el programa Marc Mentat.

7.2 Gancho de sustentación/Pipa

7.2.1 Cálculos estáticos

Para este cálculo las únicas fuerzas a las que se ve sometida la pipa es el propio peso de la carga que pasa a través de ella durante el ciclo de funcionamiento.

En este caso se trata de una carga de 25000 N.

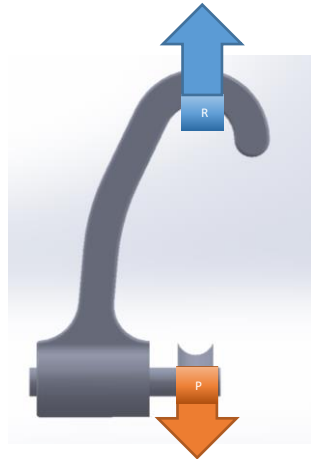


Ilustración 11 Aplicación fuerzas estáticas.

$$m * a = R - P \quad \text{Ecuación 4}$$

- a es la aceleración de la carga a la hora de frenar.
- m masa de la carga.
- R reacción debida al peso.
- P peso de la carga.

En este caso no existe aceleración con lo cual el valor obtenido es que R y P son iguales.

Para este cálculo y diseño se han colocado **las cargas en la misma vertical**. De esta manera se evitan momentos que hagan girar el mecanismo y pueda llegar a descolgarse.

Los cálculos aquí obtenidos se trasladarán al programa de diseño para comprobar la resistencia de la pipa.

8 ELEMENTOS FINITOS

El objetivo de este apartado es hacer la **comprobación de resistencia** de los elementos diseñados, mediante simulaciones, al ser sometidos a las cargas calculadas en el apartado anterior.

Para la realización de la simulación primero se realizaron diseños iniciales, con el programa de dibujo asistido SolidWorks, partiendo de la primera aproximación hecha con los bocetos del diseño inicial; para luego ser exportados al programa de simulación **Marc Mentat 2020** con el fin de comprobar la resistencia y el buen diseño.

Para estas comprobaciones se realizarán varias pruebas y el valor que se tendrá como **indicativo y resultado** de estas pruebas será el valor de la **tensión equivalente de Von Mises**.

Todas las piezas aquí descritas están fabricadas en **AISI 1045** aunque antiguamente se fabricaban por fundición en el caso de la rueda y en forja en el caso de la pipa.

En el caso de la rueda, esta decisión se ha tomado por cuestiones económicas ya que es más barato realizar un mecanizado a una plancha de acero que realizar un moldeo para fabricación de una sola pieza.

En el caso de la pipa se fabricaría por **forja** manteniendo el método tradicional.

8.1 Sistema de freno

Lo que aquí se va a simular/ensayar es la **rueda del sistema de frenado**, que se muestra en la ilustración 10.

Este elemento tiene forma de rueda con un agujero central por el cual se introduce un eje que a su vez apoya en la piona y permitía el giro en el eje Y según los ejes mostrados en las simulaciones.

Dispone también de seis nervios por los que transmiten los esfuerzos al eje central de la rueda y este a su vez al eje anteriormente mencionado. Todo ello está fabricado en acero.

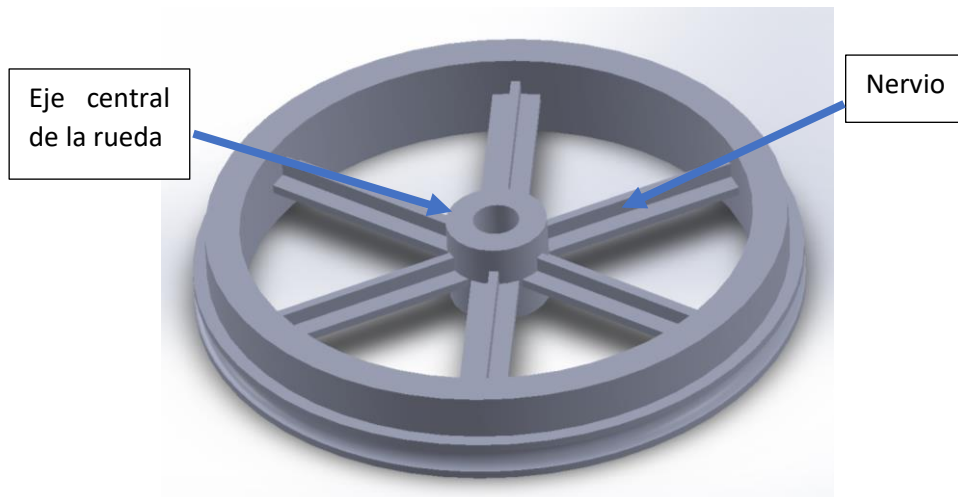


Ilustración 12 Rueda frenado vista 3D

En la rueda **existen dos zonas destinadas a trabajar** con elementos de trasmisión de movimiento, ambas ocupan todo el perímetro de la rueda.

Estas zonas son las definidas como **cuna de la curdina** por la cual se transmite el giro a la rueda mediante rozamiento y la zona donde apoya el **cinturón de freno** el cual actúa mediante una palanca, que al ser accionada tensa una correa de acero. Esta correa está compuesta por varios ferodos (dependiendo el tamaño de la rueda) atornillados, que hace contacto con la rueda frenando el movimiento de la misma.

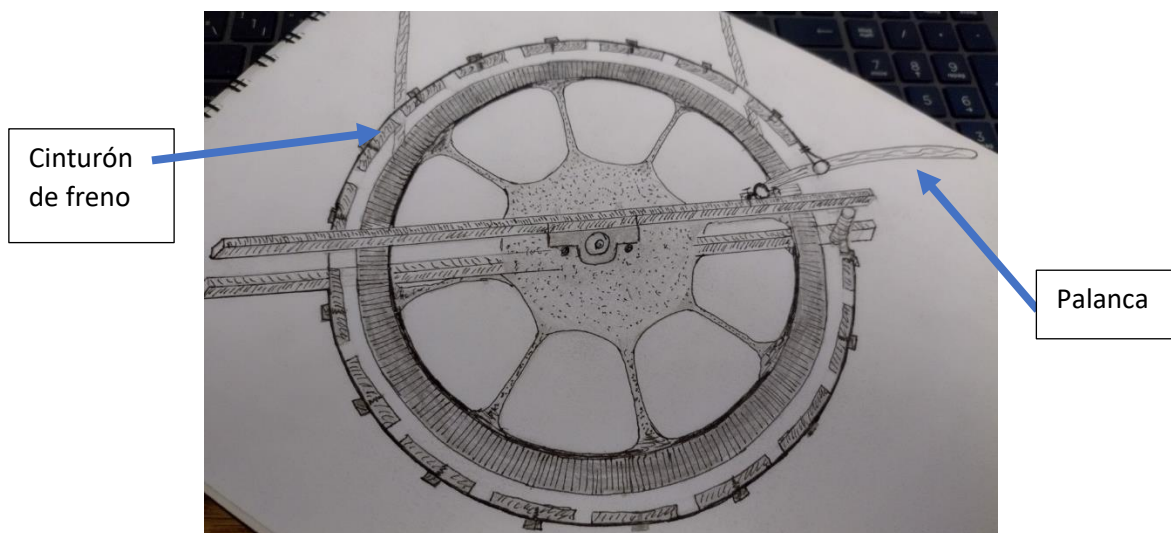


Ilustración 13 Boceto sistema de frenado alzado Fuente [3]



Ilustración 14 Rueda de frenado 3D lateral

Para el desarrollo de esta simulación se considerarán las siguientes condiciones de contorno:

- Una fijación en el eje la cual solo permita el giro y no el desplazamiento.
- Las fuerzas debidas al roce de las zapatas de freno y la cuerda.

La manera de trasladarlas a programa de simulación ha sido la siguiente:

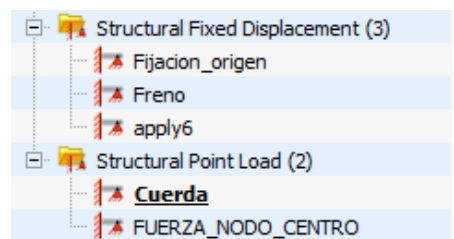


Ilustración 15 Condiciones de contorno

Siendo:

- **Fijacion_origen:** esta condición viene a representar la zona de contacto entre el eje parte de la piona y la rueda de frenado.
- **Freno:** representa la fuerza de fijación ejercida por el cinturón de freno provocando la velocidad nula.
- **Cuerda:** es la tensión provocada en la zona de la curdina.
- **FUERZA_NODO_CENTRO:** es la resultante de las fuerzas de la ilustración 8.
- **Apply X:** es un nodo de referencia utilizado en algunos momentos de la simulación.

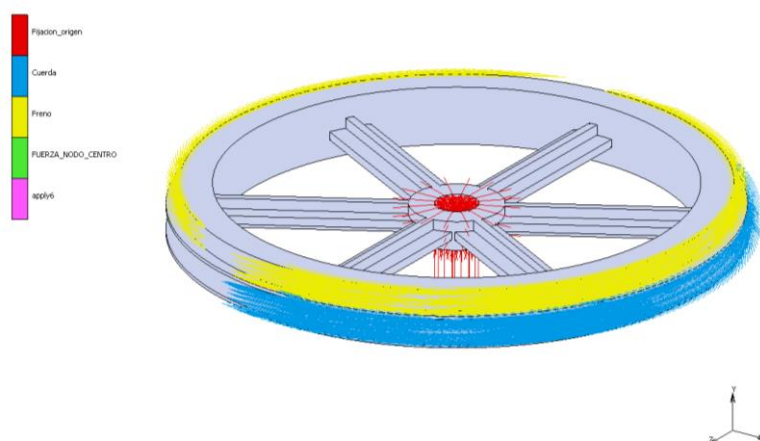


Ilustración 16 Disposición de todas las disposiciones en Marc mentat

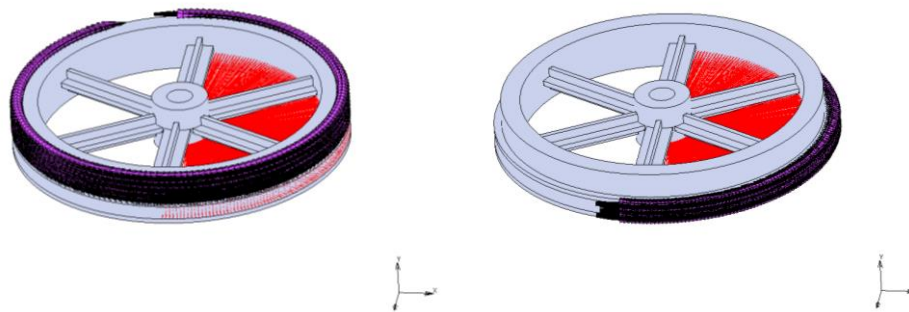


Ilustración 17 la imagen representada a la izquierda representa la zona y las fuerzas de actuación del cinturón de freno, mientras que la imagen representada a la derecha representa de igual manera las fuerzas que la curdina transmite a la rueda.

Para aplicar las condiciones anteriores se utilizaron los valores calculados en análisis previos para las fuerzas. Estos valores serán comunes para los dos diseños estudiados al igual que las condiciones de contorno mencionadas

8.1.1 Diseño 1 rueda de frenado

Este diseño fue el obtenido del diseño inicial **basándose en los bocetos** y restos encontrados. Los pasos que se realizaron fueron los siguiente:

En primer lugar, se importó el diseño obtenido en SolidWorks en formato **.x_t (parasolid)**

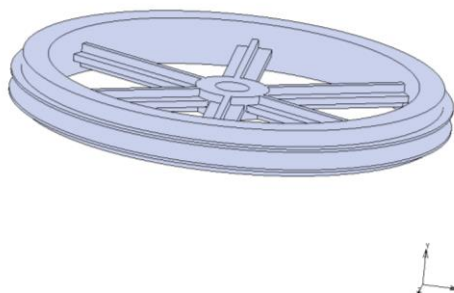


Ilustración 18 Visualización 3D rueda

Una vez importado, se procede a mallar la pieza para comenzar con el análisis. El comando utilizado para ello es el Automesh y con la siguiente configuración mostrada en la Ilustración 19.

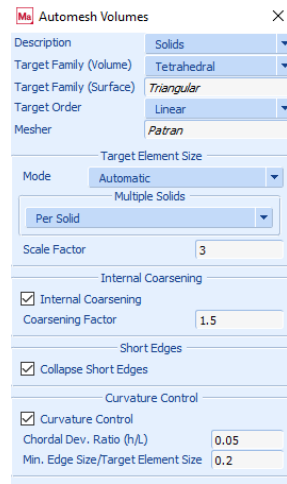


Ilustración 19 Configuración automesh

Con esta configuración se ha obtenido el siguiente resultado:

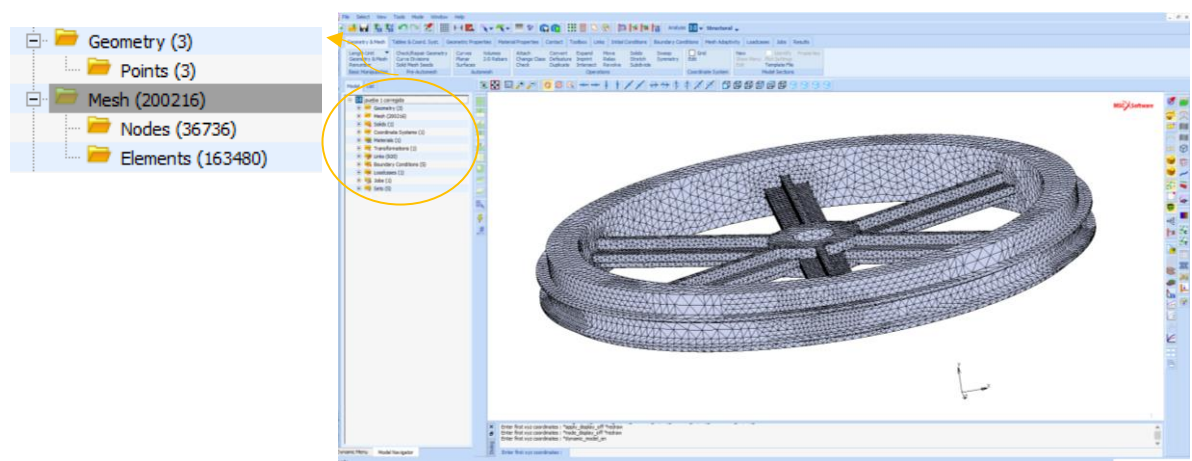


Ilustración 20 Nodos obtenidos del mallado

Para la correcta definición de las condiciones de contorno se debe comenzar con la correcta orientación de los nodos. En este caso es necesario un sistema de referencia cilíndrico.

Para ello se crea un nuevo sistema de coordenadas cilíndricas llamado con este mismo nombre.

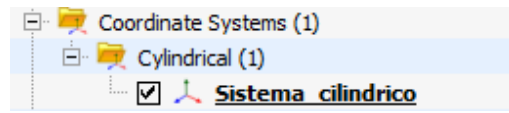


Ilustración 21 Sistema de coordenadas cilíndrico

Este sistema abarca la totalidad de los nodos antes mencionados y lleva la siguiente configuración:

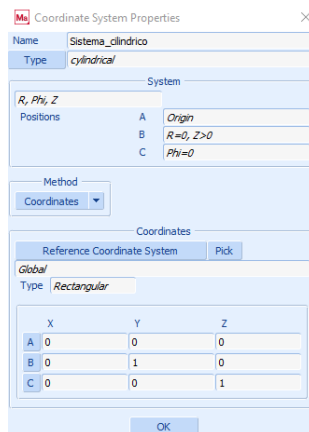


Ilustración 22 Configuración de sistema cilíndrico

Para que los nodos existentes cambien de sistema de referencia es necesario hacer una transformación de todos los nodos que van a pertenecer al sistema como se muestra a continuación.

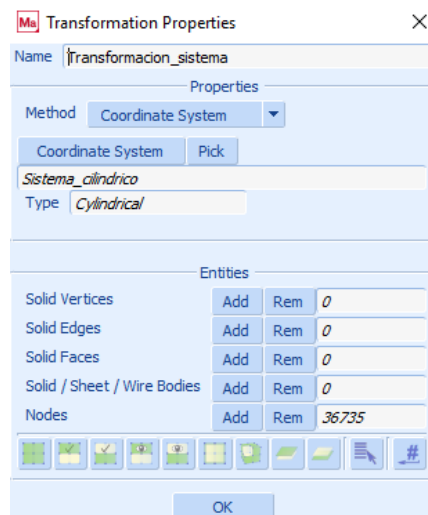


Ilustración 23 Transformación a sistema cilíndrico

Con lo anterior ya hecho se procede a definir las condiciones. Se comienza por “Fijación_origen” mencionada al principio de este capítulo.

Para esta fijación se utilizarán únicamente los nodos ubicados en las paredes interiores del agujero central, que serán los que simularán el contacto entre el eje y la rueda.

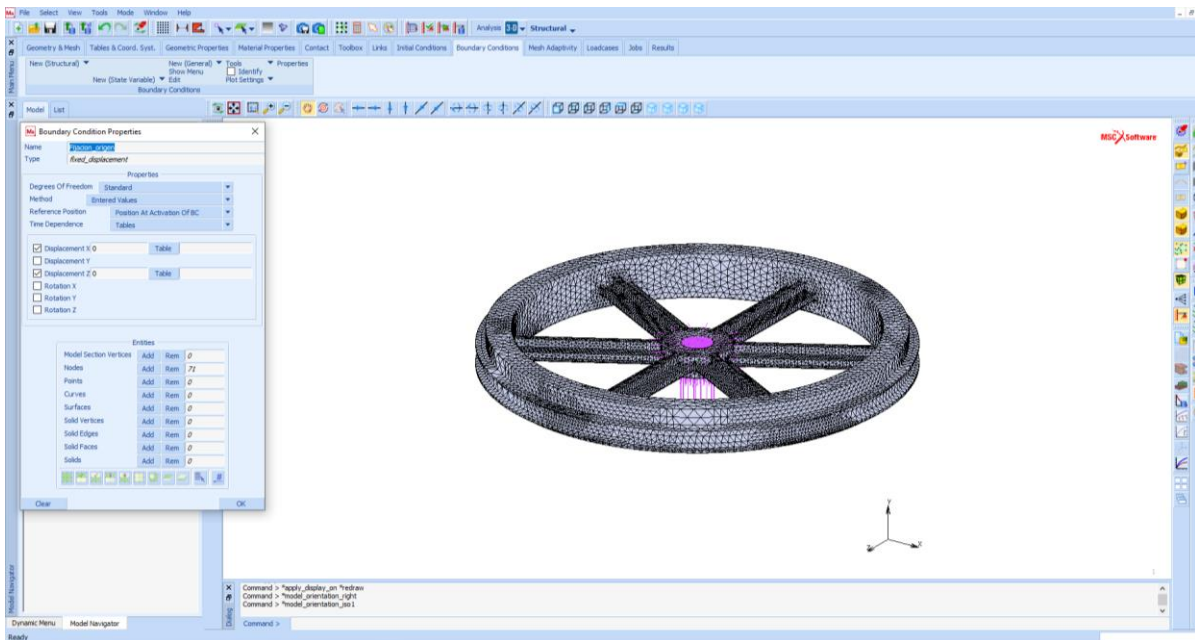


Ilustración 24 Fijación de la rueda al eje de giro

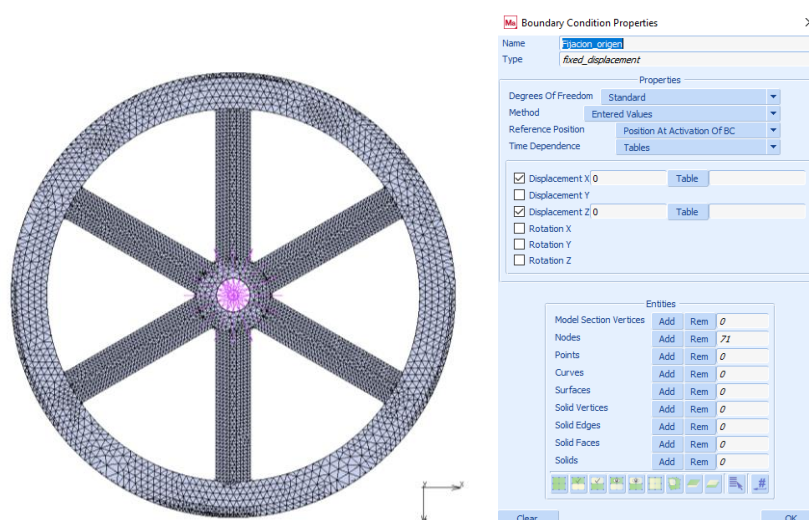


Ilustración 25 Fijación de la rueda al eje de giro 2

Como se puede observar en la Ilustración 24 y en la Ilustración 25, para esta condición se han utilizado 71 nodos con los cuales se marcará la **restricción de desplazamiento** tanto en X como en Z del nuevo sistema de referencia que corresponde con la coordenada radial (X) y la coordenada vertical (Z), permitiendo así únicamente que gire la rueda.

La segunda condición de contorno que se va a añadir será la de **“Freno”**. Esta condición fijará el giro total del sistema como si el sistema ya se encontrara frenado en el instante final.

La definición de esto sería de la siguiente manera:

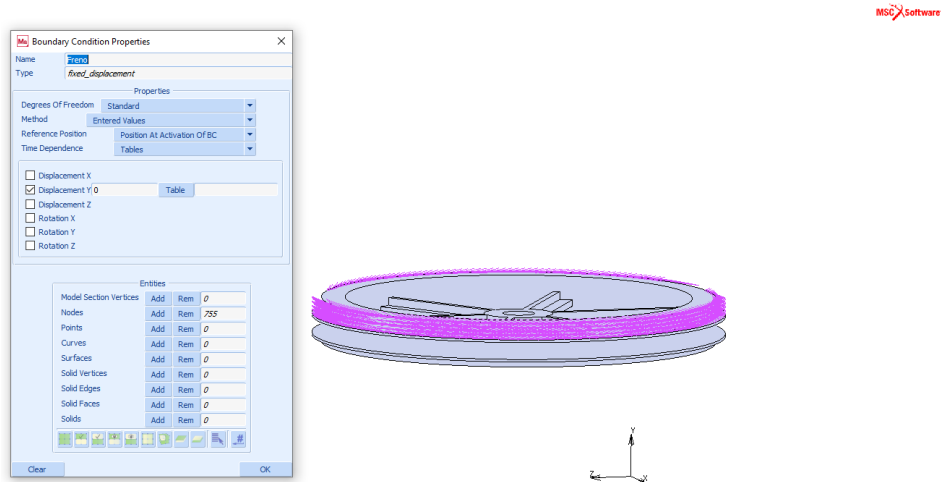


Ilustración 26 Representación del freno

Los nodos afectados serían los de la zona de frenado (755) que ocupan aproximadamente el 80% del perímetro de esta zona.

Con estos parámetros quedaría ya simulada la situación de frenado con el cinturón.

Hasta este punto las condiciones configuradas son las que restringen el movimiento del sistema. A continuación se definirán las condiciones de carga comenzando por la “Cuerda” .

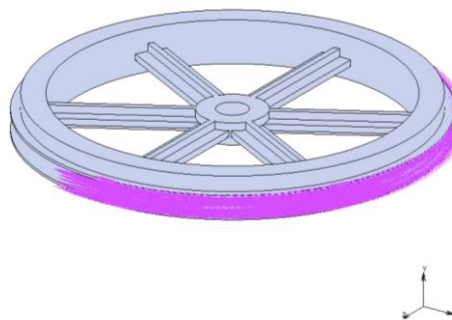


Ilustración 27 Aplicación de la fuerza “cuerda”

En esta las fuerzas aplicadas serían las correspondientes a la fuerza de freno calculada en los cálculos previos distribuida en cada uno de los nodos.

La última carga pendiente de definir será “FUERZA_NODO_CENTRO”. Esta fuerza sería la equivalente a las fuerzas que aparecen debidas a la tensión de la cuerda en el eje de la rueda.

La distribución real de las tensiones sería algo similar a la siguiente ilustración. Siendo el eje X los radianes de circunferencia y Y la fuerza.

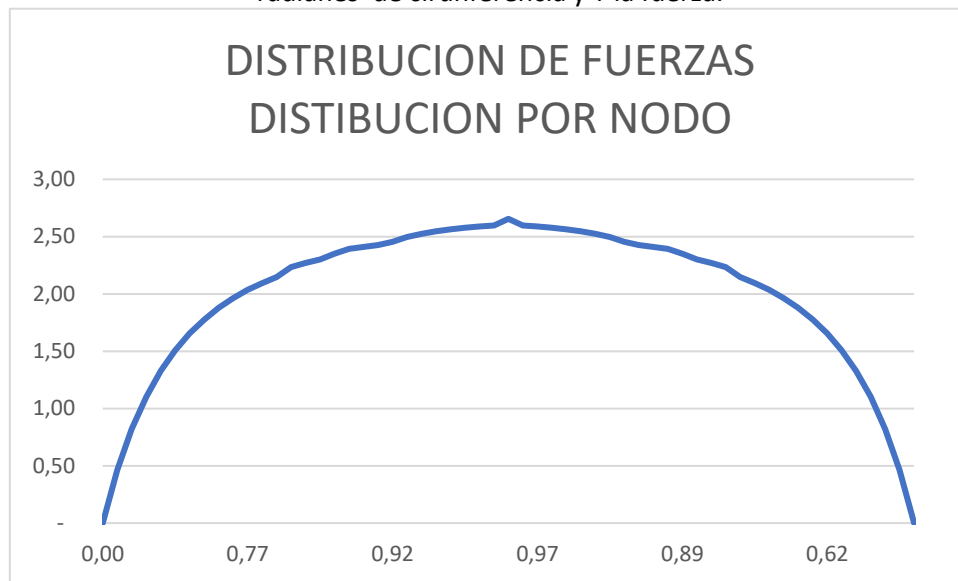


Ilustración 28 Distribución de fuerzas

Para conseguir esa distribución, se ha creado un punto central en el eje de la rueda y se han creado unos enlaces llamados LINKS que distuyen estas tensiones de manera similar a la Ilustración 28, siendo la zona central la más afectada por estas. La distribución se hace entre el punto y los nodos de la perez en contacto con la fuerza.

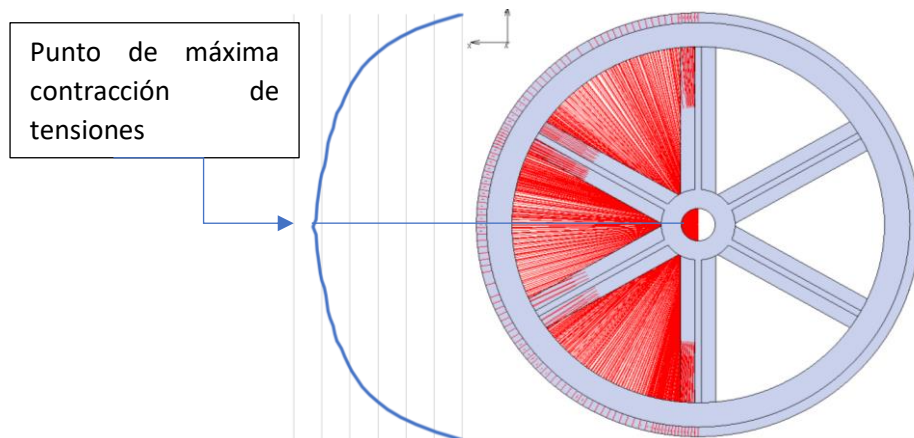


Ilustración 29 distribución de fuerzas con LINKS

En la Ilustración 29 las líneas rojas corresponden con estos **LINKS**. En este caso se han creado para la distribución 920 Links una por cada nodo perteneciente a la superficie.

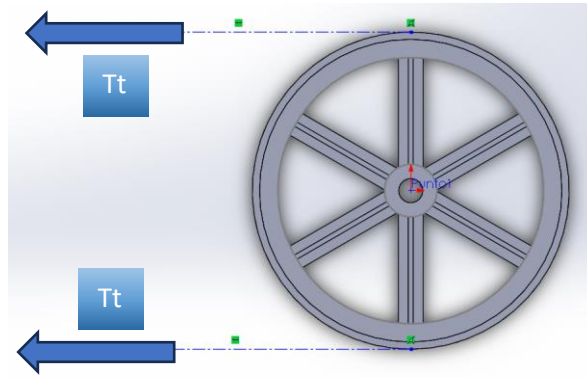


Ilustración 30 Representación de tensiones

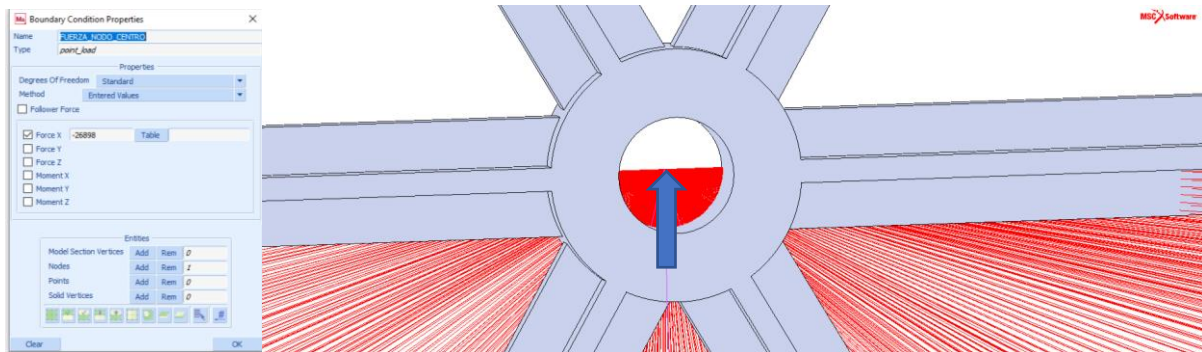


Ilustración 31 Representación de las fuerzas en el nodo central

Una vez definidas todas la condiciones se procede a definir el “load case” donde se definiran las cargas que van a actuar.

En este caso se han añadido todas las cargas y fijaciones como se muestra en la Ilustración 32. Al tratarse de un caso estático y que todas las cargas actuan a la vez se configuró para que solo tubiese un solo paso (step), ya que no hay variables.

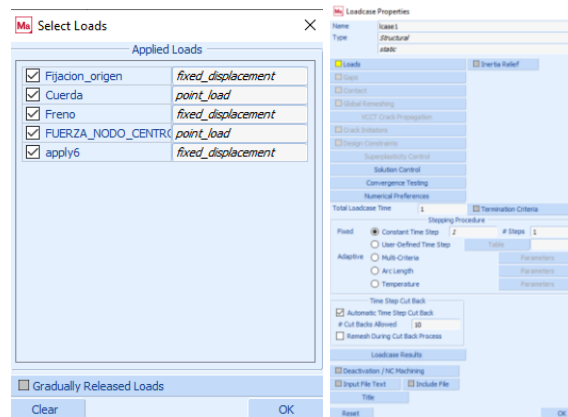


Ilustración 32 Configuración del caso de carga

El siguiente paso es introducir este caso de carga en una “job”.

La operación “job” es en la que se **define los casos a estudiar** y qué valores añadir al **resultado de la simulación**.

En este caso se ha configurado para pequeñas deformaciones y que el valor a ser estudiado y por tanto aparecera en la simulacion será la tensión equivalente de von mises

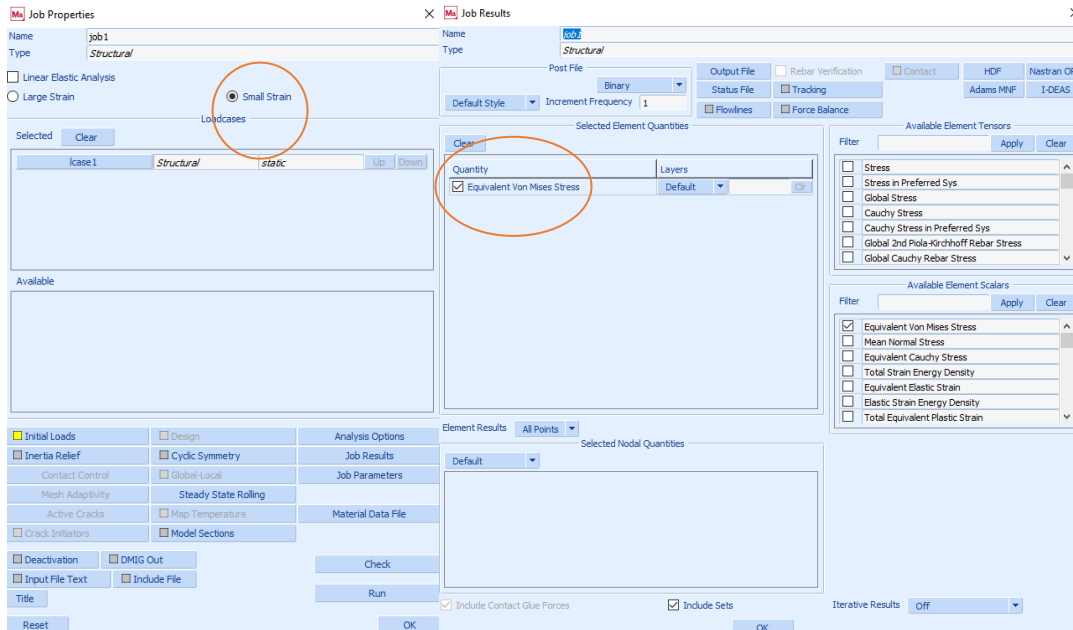


Ilustración 33 Configuración Job

Una vez definidos todos los parámetros se lanza la simulación obteniendose el siguiente resultado:

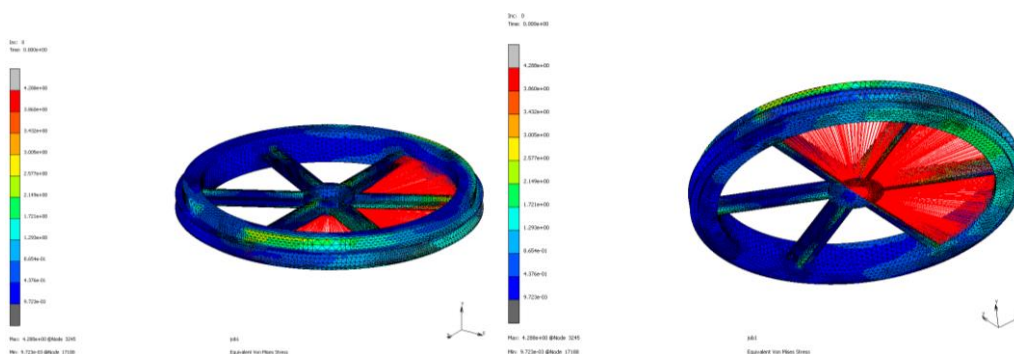


Ilustración 34 Diseño 1 sistema de freno

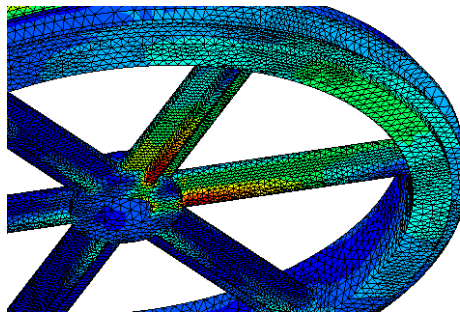


Ilustración 35 Diseño 1 rueda zona más afectada

RESULTADO	VALOR
TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES MAX	4,288 MPa
C.S	87.09
LIMITE ELASTICO	372.78 MPa

Estos resultados como los siguientes serán estudiados en el apartado 8.3 análisis de resultados

8.1.2 Diseño 2 rueda de frenado

Con el fin de optimizar el “diseño 1 rueda de frenado” se realizó un segundo diseño modificando la altura en el eje Y de los nervios y reduciendo el espesor en algunas zonas. (ver ANEXO PLANOS)

La definición de las condiciones de contorno se realizará de igual manera que en el caso del primer diseño.

Por ello se simplificará la explicación mostrando únicamente las configuraciones y resultados obtenidos.

La malla se realiza de la misma manera pero obteniendo un numero menos de nodos.

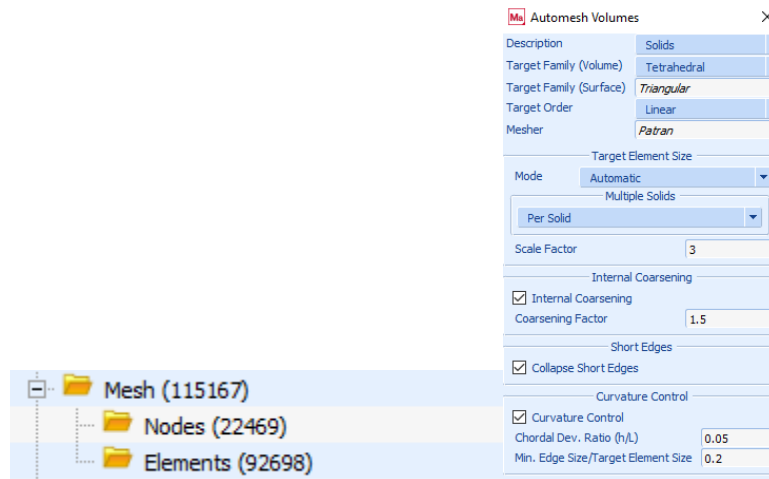


Ilustración 36 Mallado diseño 2 sistema de frenado

Resultado normal debido a que se ha buscado una optimización de material, reduciendo su volumen.

Aplicando el mismo procedimiento del Diseño 1 se obtienen los resultados de la ilustración.

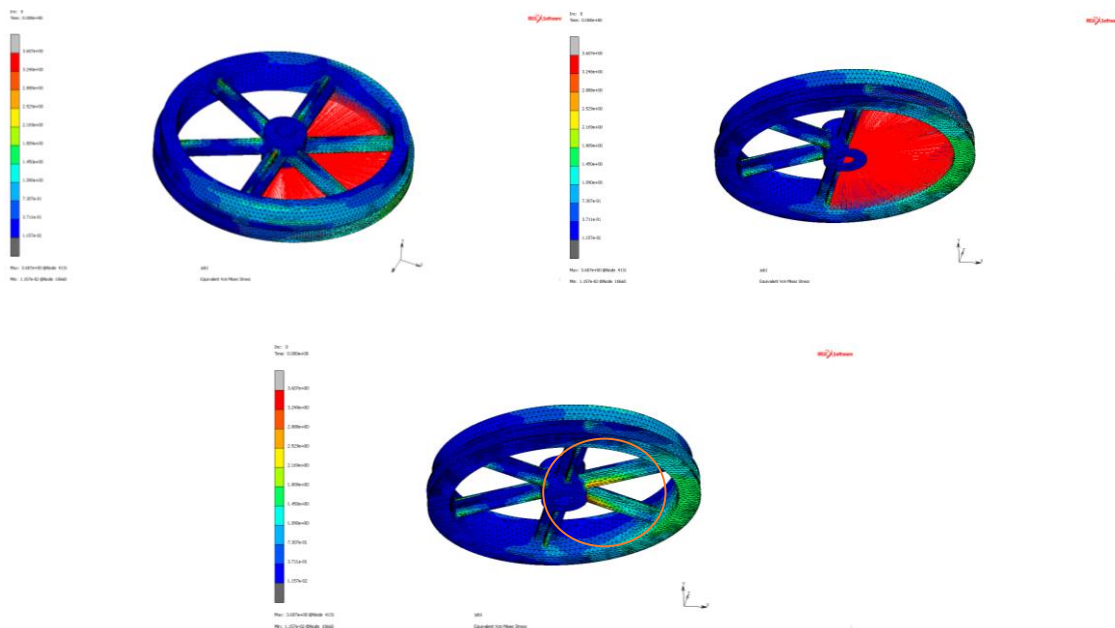


Ilustración 37 Resultados simulación diseño 2 rueda de frenado

RESULTADO	VALOR
TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES MAX	3,248 MPa
C.S	115.05
LIMITE ELASTICO	372.78 MPa

De igual modo que en el caso anterior la zona más afectada es la misma.

8.2 Gancho sustentación/pipa

De igual manera que en el sistema de freno se procederá a un primer diseño basado en los bocetos de los diseños iniciales. Para después con ayuda del programa **SolidWorks** realizar el modelo 3d y con este una exportación a **Marc Mentat**.

En este ensayo se ha **estudiado el conjunto** de las tres piezas que componen la pipa.

La definición de las **condiciones de contorno** sería las siguientes:

- Zona de sujeción
- Zona de aplicación de carga

Las zonas donde se colocarán las cargas y fijaciones no variarán de una prueba a otra. Por lo tanto, se definirán únicamente una vez.

En la Ilustración 38 se muestra la distribución de la carga y en la Ilustración 39 las fijaciones.

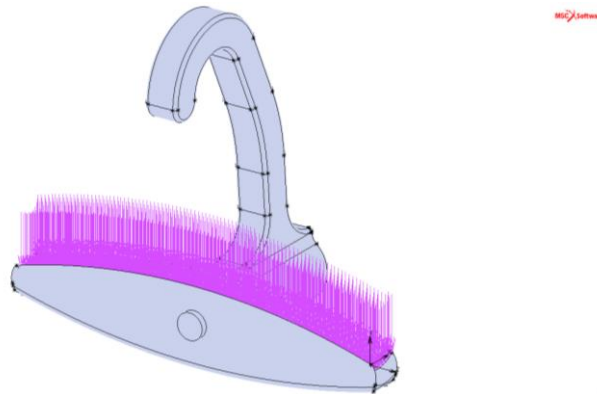


Ilustración 38 Aplicación de las cargas verticales provocadas por la curdina

En el caso de las cargas verticales se ha considerado una carga uniformemente distribuida por toda la superficie donde apoyaría la curdina.

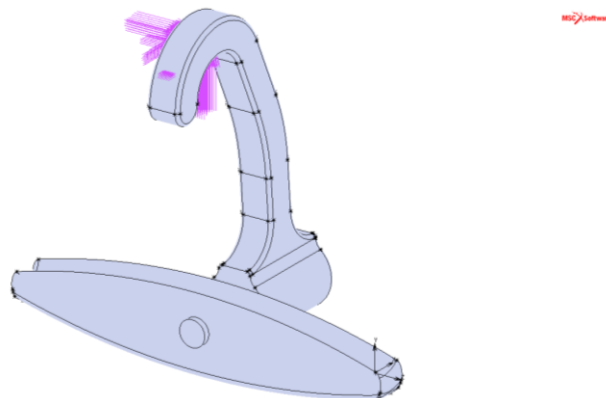


Ilustración 39 Zona de fijación a la viga de la piona

Para la fijación del cable a la percha se ha marcado una zona de contacto donde el desplazamiento será nulo. Esto será descrito a continuación.

8.2.1 Diseño 1 pipa

De igual modo que en el caso del sistema de freno se procederá en primer lugar con un mallado de los elementos. Este diseño es el que salió de la toma de datos que se realizó en el inicio del proyecto.

El mallado se realizará exactamente igual para los 3 diseños que se van a llevar a estudio a continuación, y será el siguiente:

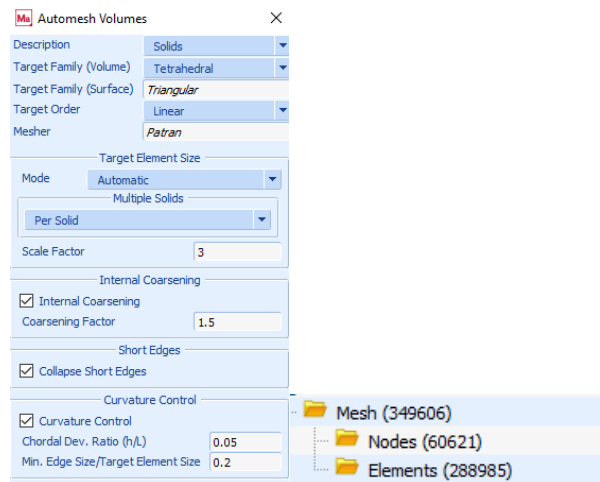


Ilustración 40

En este ensayo la definición de las **condiciones de contorno** sería las siguientes:

- Zona de sujeción/fijación
- Zona de aplicación de carga

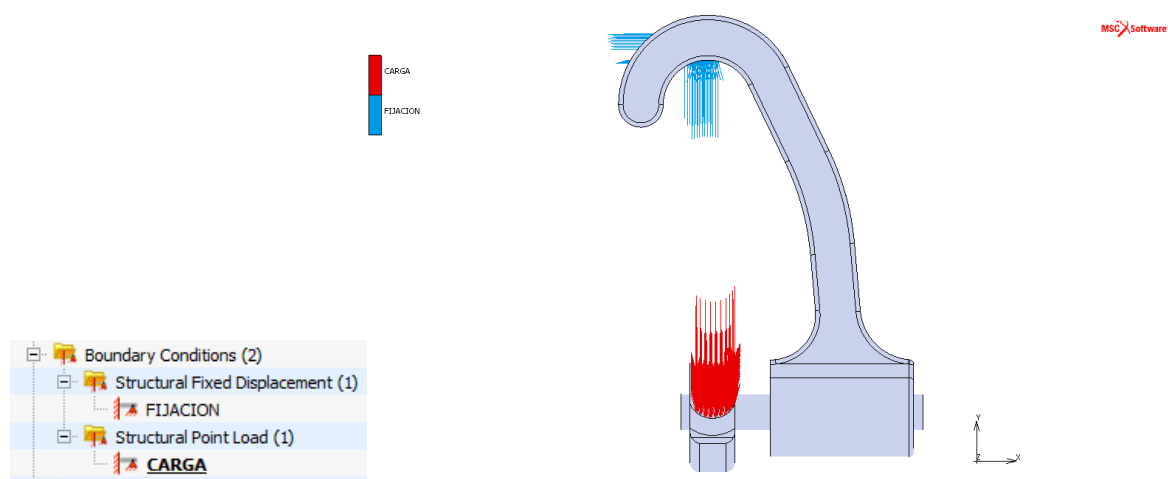


Ilustración 41

La condición de sujeción sería la que en este caso limitara el desplazamiento de la pipa en todos los sentidos Ilustración 42. Esto simulara el agarre del de la pipa a la piona a través del cable.

Por otro lado, quedaría pendiente la configuración de la carga esta también mostrada en la Ilustración 42.

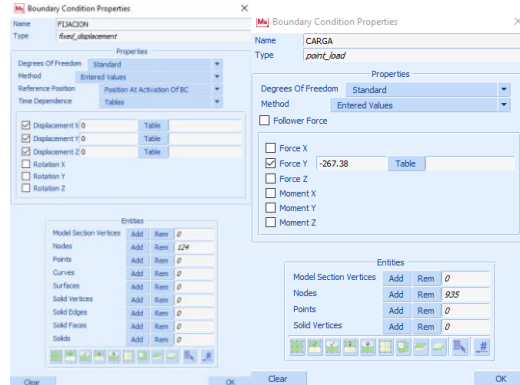


Ilustración 42 Configuración de cargas

Una vez configurado esto , se procede igual que en el caso del sistema de freno creando un “load case” para despues introducirlo en el “job” y poder lanzar la simulacion.

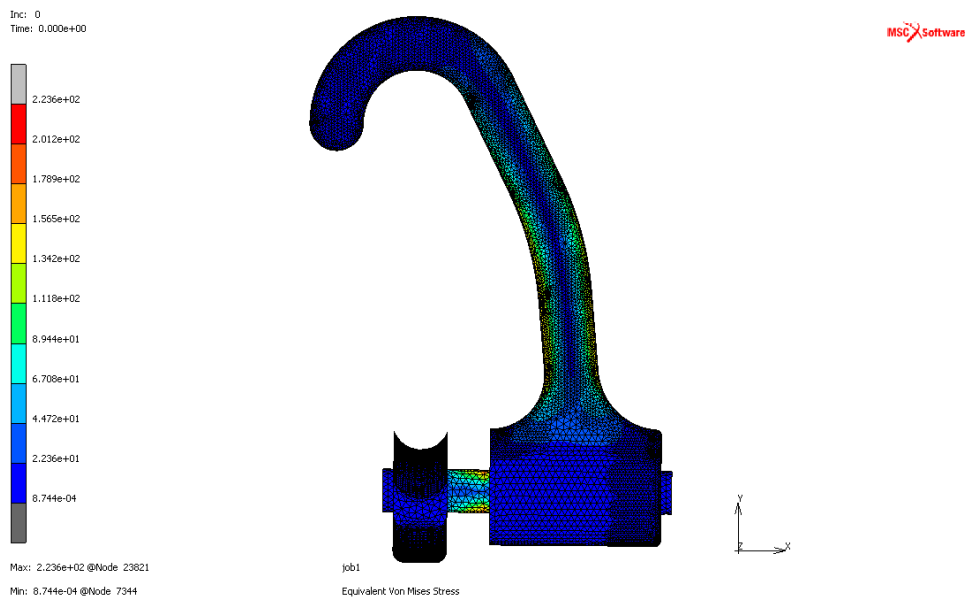


Ilustración 43 Diseño 1g (1-4)

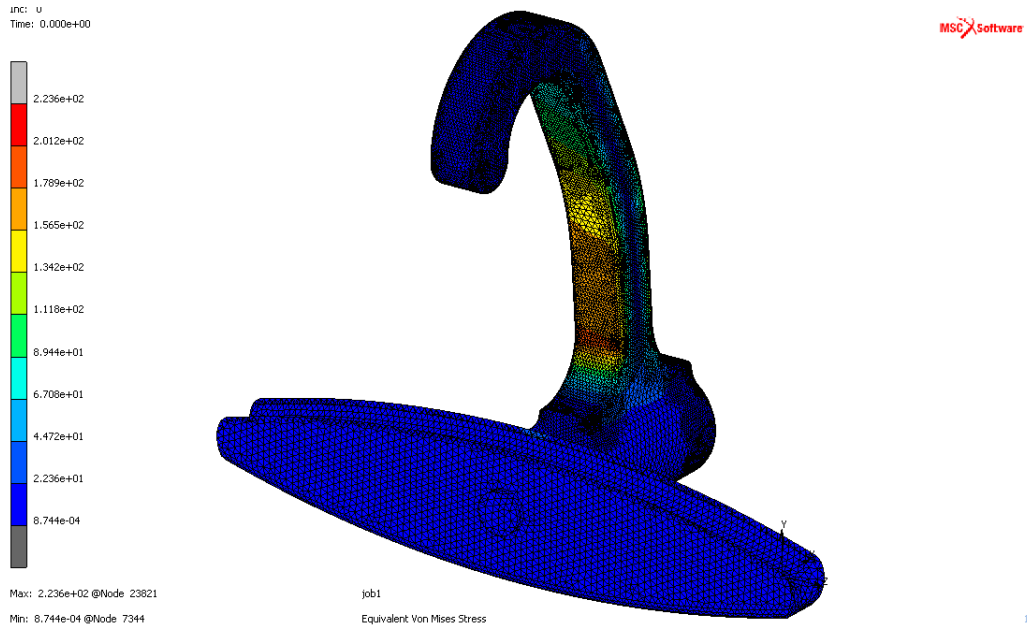


Ilustración 44 Diseño 1g (2-4)

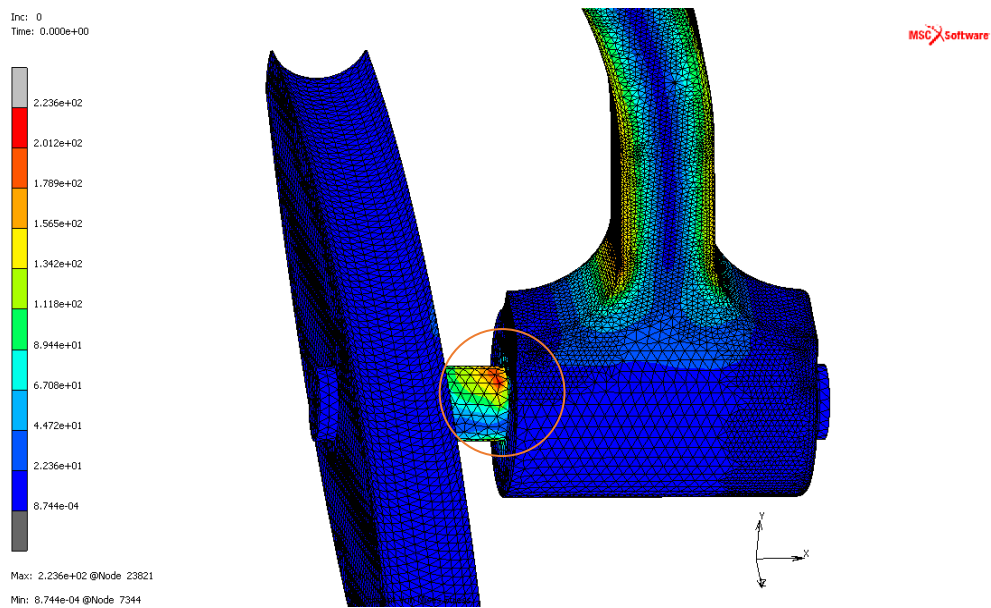


Ilustración 45 Diseño 1g (3-4)

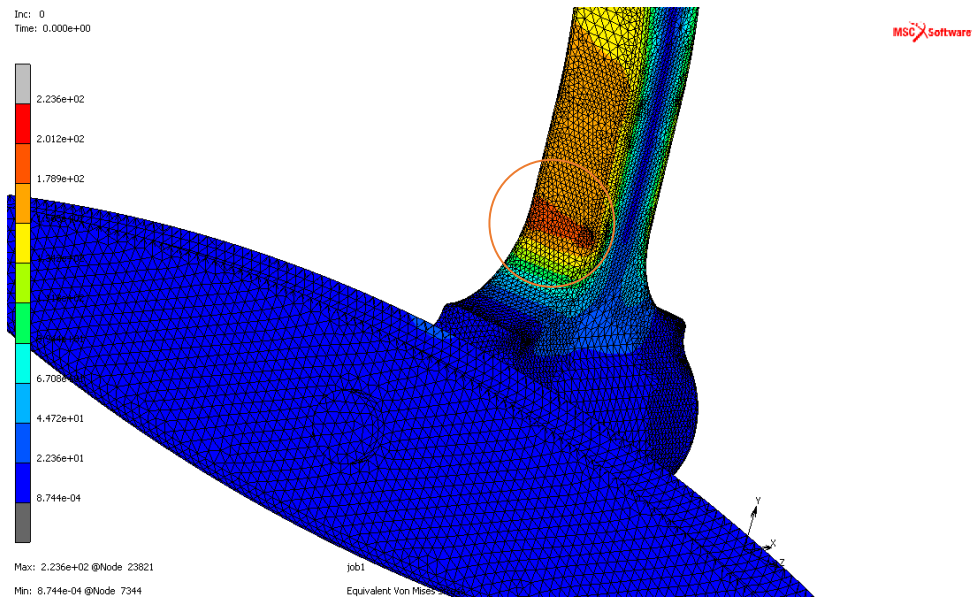


Ilustración 46 Diseño 1g (4-4)

En esta primera aproximación se encuentran dos zonas críticas apreciables en la Ilustración 45 y en la Ilustración 46. En los siguientes diseños se tratarán de apaciguar estas zonas críticas modificando la geometría de estos elementos.

Resultados:

RESULTADO	VALOR
TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES MAX	201.2 MPa
C.S	1.85

En la zona de la donde la pieza “bulón” entra en contacto con la pieza “gancho” se puede apreciar un punto singular, estas tensiones son producto del tipo de simulación utilizada y no son un resultado real. A partir de este momento ese punto se dará como bueno ya que no es real.

8.2.2 Diseño 2 pipa

Viendo los resultados obtenidos del ensayo anterior se trató de fortalecer las zonas más críticas cambiando su diseño, en concreto las siguientes cotas:

COTAS MODIFICADAS	VALOR
DIAMETRO BULON	45 mm
ANCHURA CUERPO GANCHO	55 mm

Esto dio a un nuevo ensayo con unos nuevos resultados que se muestran en las ilustraciones 41,42,43 y 44.

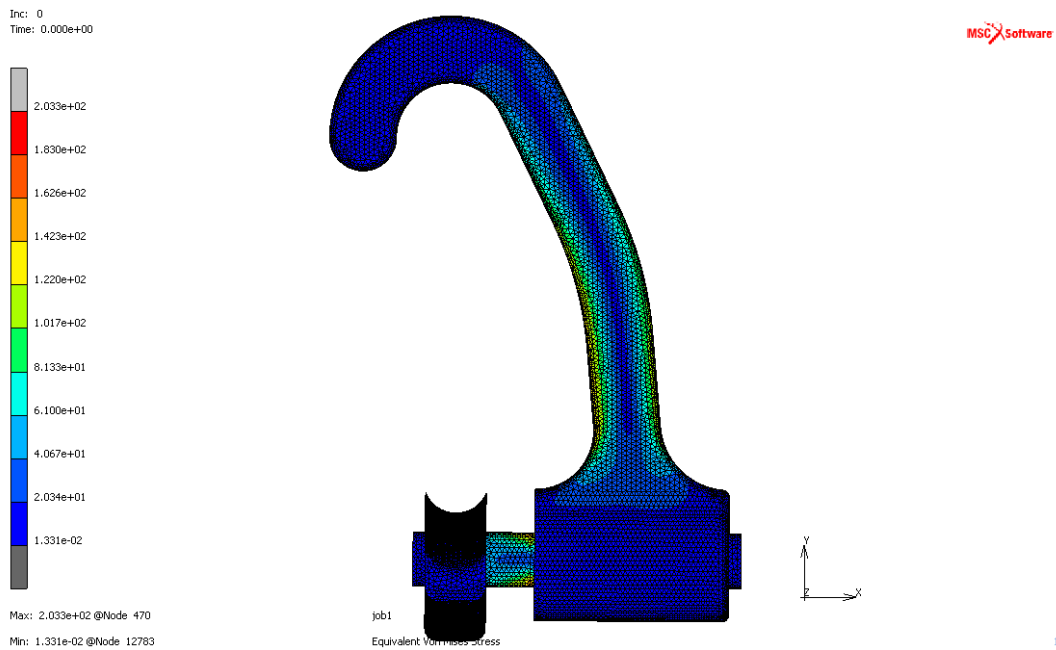


Ilustración 47 Diseño 2 (1-4)

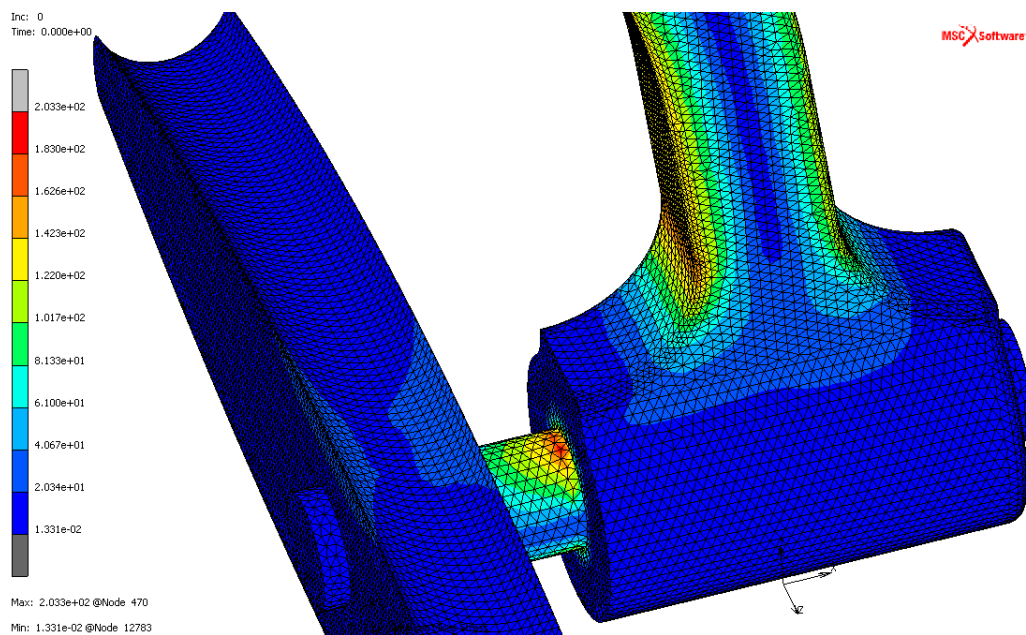


Ilustración 48 Diseño 2 (2-4)

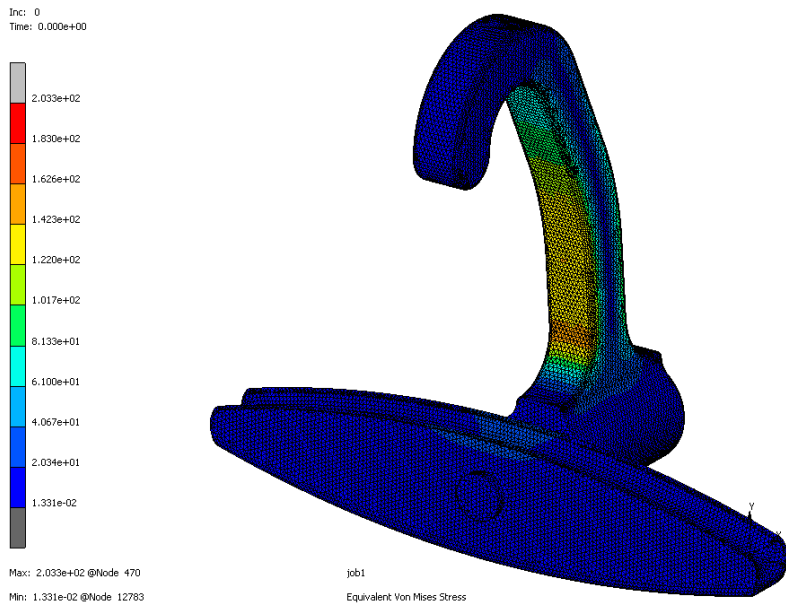


Ilustración 49 Diseño 2 (3-4)

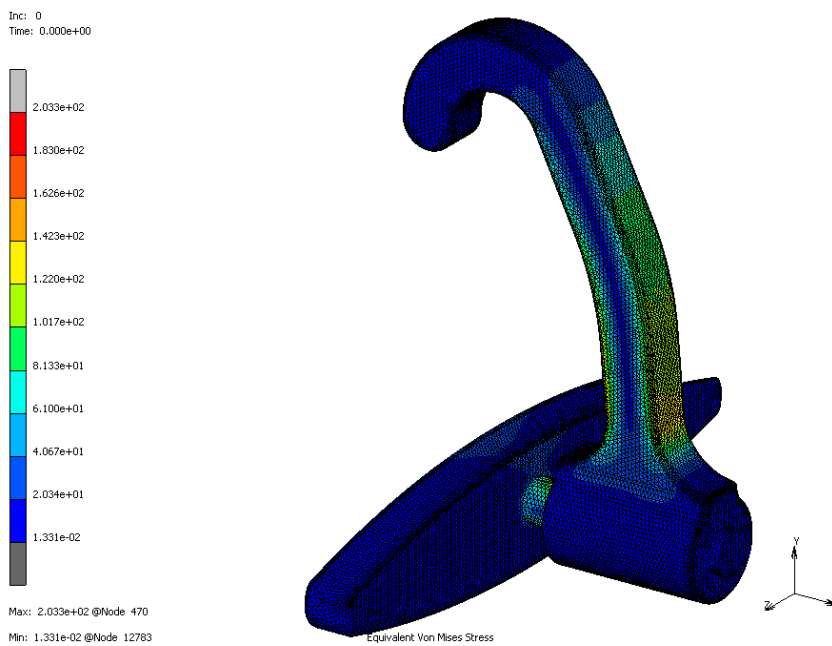


Ilustración 50 Diseño 2 (4-4)

RESULTADO

TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES MAX

C.S

VALOR

183 MPa

2.03

Pese que los resultados no son malos y la pipa resistiría la carga de trabajo, se decide realizar un tercer diseño para obtener un mayor coeficiente de seguridad.

8.2.3 Diseño 3 pipa

Viendo los resultados obtenidos del ensayo anterior se trató de fortalecer las zonas más críticas cambiando su diseño, en concreto las siguientes cotas:

CONDICION DE CONTORNO	VALOR
DIAMETRO BULON	75 mm
ANCHURA CUERPO GANCHO	55 mm

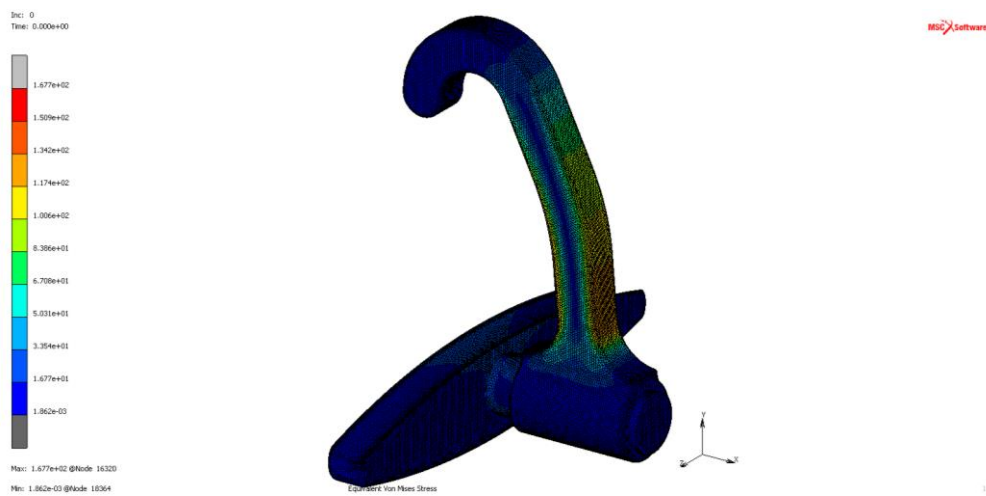


Ilustración 51 Diseño 3 (1-2)

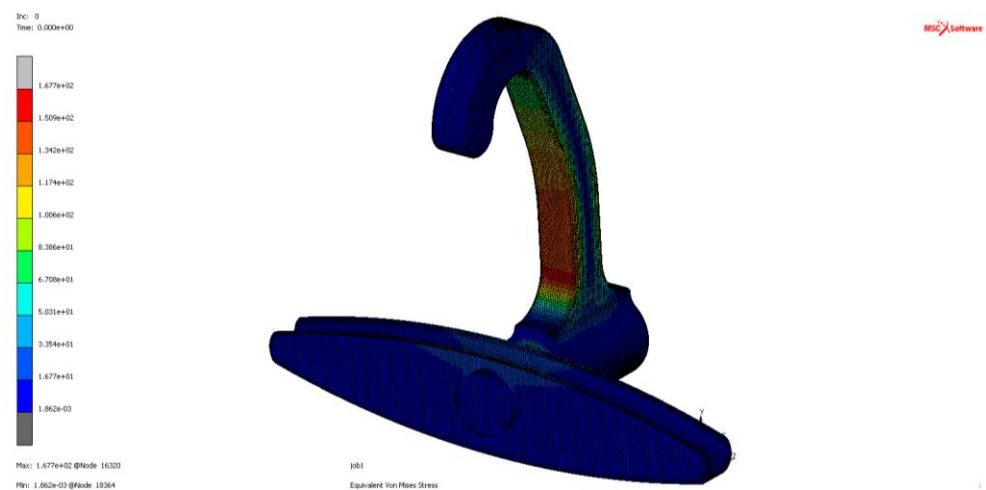


Ilustración 52 Diseño 3 (2-2)

RESULTADO	VALOR
TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES MAX	150 MPa
C.S	2.48

Finalmente se consigue un diseño con un coeficiente de seguridad por encima de 1,3 requisito que se había marcado desde el principio por cuestión de seguridad.

8.3 Análisis resultados

A continuación, se expondrán y analizarán los resultados obtenidos en los apartados Sistema de freno y Gancho sustentación/pipa.

Para facilitar el análisis se utilizarán tablas resumen agrupando los resultados de los diferentes diseños

8.3.1 Tabla resumen resultados sistema de freno

Como se comentó anteriormente el valor indicativo para valorar estos ensayos es la tensión equivalente de Von mises

Basándose en los diseños tradicionales de este mecánico se comprueba que el sistema cumple con creces las condiciones de trabajo para las que fue diseñado.

Pudiendo en el segundo caso reducir el volumen de material y con ello el costo de fabricación, y además mejorar aún más la residencia del diseño.

DISEÑO RUEDA	DISEÑO 1	DISEÑO 2
TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES MAX	4,28 MPa	3,24 MPa
C.S	87.09	115.05
VOLUMEN	7.37e+07 mm ³	5.30e+07 mm ³

Ilustración 53

Como se muestra en la Ilustración 53 se ha conseguido reducir un 28% del volumen y aumentando aún más el coeficiente de seguridad.

También comentar que como elemento que más sufre serían los nervios que hacen de unión el eje de la rueda con la zona de aplicación de los esfuerzos de la cuerda y freno.

Resultado totalmente lógico ya que es la zona donde más tensiones se acumulan por las condiciones que se han definido

8.3.2 Tabla resumen resultados gancho de sustentación/pipa

En el caso de la pipa se tuvo que problemas de dimensionamiento desde el primer momento quedando la tensión equivalente de Von mises muy próxima al límite elástico del material.

Por ello se hicieron varios diseños hasta conseguir uno que consiguiese un **CS min de 2.5**

Criterio totalmente a decisión del diseñador ya que no existe normativa que regule este tipo de elementos.

DISEÑO	1	2	3
TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES MAX	201.2 MPa	183 MPa	150 MPa
C.S	1.8527	2.03	2.48
CARGA	25000 N	25000 N	25000 N
RADIO	40 mm	45 mm	75 mm
ANCHURA DEL CUERPO	50 mm	55 mm	55 mm
LIMITE ELASTICO	372.78 MPa	372.78 MPa	372.78 MPa

La zona más afectada por estas tensiones es la unión entre el “eje” y la “percha”

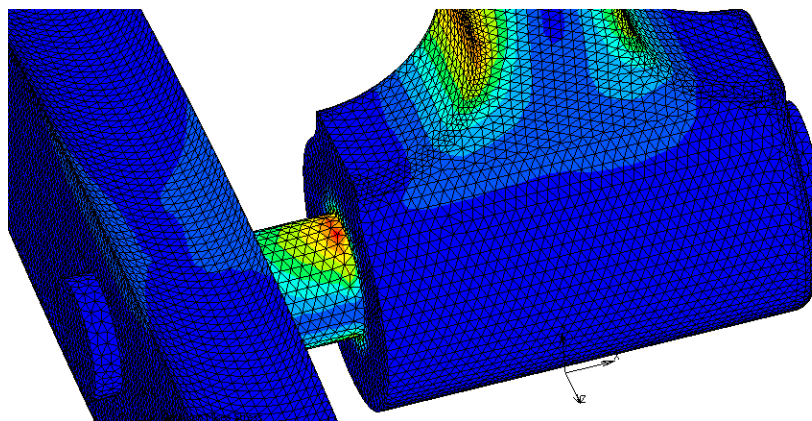


Ilustración 54

Esta tensión puede ser debida al tipo de simulación (mallado y relación de contacto), debido a que es justo en la zona de contacto entre esos dos cuerpos. Este tipo de situaciones en ocasiones son problemáticas y se consideran puntos singulares de la simulación.

8.4 Resistencia a fatiga rueda de frenado

Con los resultados obtenidos en los ensayos de elementos finitos se procederá a realizar un análisis a fatiga de los elementos para considerar si el diseño cumple o no con las condiciones de uso.

Los cálculos realizados a continuación determinan la vida a fatiga del sistema, para ellos se utiliza la TEORÍA CLÁSICA O TEORÍA DE ALTO NÚMERO DE CICLOS (S-N) y considerando un material de fabricación SAE 1045:

$$S_e = K_a * K_b * K_q * K_d * K_e * K_g * K_c * S_e'$$

- Factor de superficie K_a
- Factor de tamaño K_b
- Factor de carga K_q
- Factor de temperatura K_d
- Factor de concentración de tensiones K_e
- Factor de efectos diversos K_g
- Factor de confiabilidad K_c

Factor de superficie K_a

$$K_a = a * (S_{ut})^b$$

- Factor a
- Exponente b
- resistencia a la tracción S_{ut}

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Ilustración 55 Fuente [1]

Factor de tamaño K_b

$K_b=1$ para cualquier tamaño

Factor de carga K_q

Esfuerzo cortante:

$$K_q = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,577$$

Factor de temperatura Kd

EL material elegido tiene una resistencia a fatiga muy similar a la de tracción con lo cual el valor de este factor se supone

$$K_d=1$$

Factor de concentración de tensiones Ke

$$K_e=1$$

Factor de efectos diversos Kg

$$K_g=1$$

Factor de confiabilidad Kc

Para este caso se ha establecido que el sistema debe tener una confianza funcional del 95 %

Por la cual aplicando la formula siguiente:

$$K_c = 1 - \sigma * D$$

Probabilidad de vida	Factor de multiplicación de la desviación D
50	0
85	1
90	1.3
95	1.6
99	2.3
99.9	3.1
99.99	3.7

Ilustración 56 Tabla probabilidad de vida Fuente [1]

Tensión Se'

Esta tensión se obtiene a partir de la resistencia a la tensión (Sut), para la obtención de esta ha consultado la Ilustración 57.

$$S_e' = 0.504 * S_{ut}$$

Resistencia a la Tensión (kg/mm2)	Límite elástico (kg/mm2)	Alargamiento (%)	Reducción de área (%)	Dureza Brinell	Dureza HRB
60	38	16	40	220 - 240	20 - 22

Ilustración 57 Fuente [6]

Una vez obtenidos todos estos los factores, ya podemos obtener el límite de resistencia a fatiga de sistema. Dato necesario para poder obtener la vida útil del mismo.

A continuación, para determinar el fallo del componente sometido a tensiones se va a comparar la tensión actuante, la tensión medio y el límite a fatiga. El factor de seguridad se expresará como **cs**

Para ello se va a emplear el criterio de Goodman.

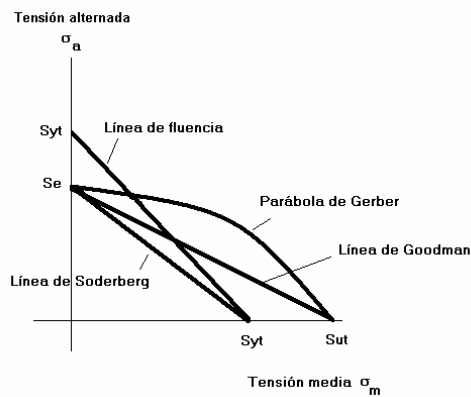


Ilustración 58 Criterios de fallo Fuente [1]

Línea de Goodman:

$$\frac{\sigma m}{\frac{Sut}{cs}} + \frac{\sigma a}{\frac{Se}{cs}} = 1$$

Con los valores calculado en el anexo cálculos se despeja de la formula el cs y se obtiene como resultado un **cs de valor 57,60**

Valor que nos indica que el diseño tendría una vida infinita con las condiciones que se han marcado

8.5 Resistencia fatiga de la pipa

De igual manera que para el sistema de freno se calcula por el mismo método la resistencia a fatiga del gancho de sustentación:

$$Se = Ka * Kb * Kq * Kd * Ke * Kg * Kc * Se'$$

- Factor de superficie Ka
- Factor de tamaño Kb
- Factor de carga Kq
- Factor de temperatura Kd
- Factor de concentración de tensiones Ke
- Factor de efectos diversos Kg
- Factor de confiabilidad Kc

Factor de superficie Ka

$$Ka = a * (Sut)^b$$

- Factor a
- Exponente b
- resistencia a la tracción Sut

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Ilustración 59 Exponentes a y b en función del acabado superficial Fuente [1]

Factor de tamaño Kb

Según varios autores este valor puede considerarse como 1 Fuente [1]

$Kb=1$ para cualquier tamaño

Factor de carga Kq

Esfuerzo cortante:

$$Kq = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,577$$

Factor de temperatura Kd

El material elegido tiene una resistencia a fatiga muy similar a la de tracción con lo cual el valor de este factor se supone

$$K_d=1$$

Factor de concentración de tensiones Ke

$$K_e=1$$

Factor de efectos diversos Kg

$$K_g=1$$

Factor de confiabilidad Kc

Para este caso se ha establecido que el sistema debe tener una confianza funcional del 95 %

Por la cual aplicando la formula siguiente:

$$K_c = 1 - \sigma * D$$

Probabilidad de vida	Factor de multiplicación de la desviación D
50	0
85	1
90	1.3
95	1.6
99	2.3
99.9	3.1
99.99	3.7

Ilustración 60 – Tabla de probabilidad de vida Fuente [1]

Tensión Se'

Esta tensión se obtiene a partir de la resistencia a la tensión (Sut), para la obtención de esta ha consultado la Ilustración 57.

$$S_e' = 0.504 * S_{ut}$$

Resistencia a la Tensión (kg/mm2)	Límite elástico (kg/mm2)	Alargamiento (%)	Reducción de área (%)	Dureza Brinell	Dureza HRB
60	38	16	40	220 - 240	20 - 22

Ilustración 61 Fuente [6]

Una vez obtenidos todos estos los factores, ya podemos obtener el límite de resistencia a fatiga de sistema. Dato necesario para poder obtener la vida útil del mismo.

A continuación, para determinar el fallo del componente sometido a tensiones se va a comparar la tensión actuante, la tensión medio y el límite a fatiga. El factor de seguridad se expresará como **cs**

Para ello se va a emplear el criterio de Goodman.

Línea de Goodman:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = 1$$

Con los valores calculado en el anexo cálculos se despeja de la formula el **cs** y se obtiene como resultado un **cs de valor 1.23**.

9 CONCLUSIONES

Para la realización de este trabajo final de grado el mayor impedimento y dificultad fue la falta de información ya que al tratarse de un sistema no estandarizado, poco común y además que está en desuso las fuentes de información eran más bien escasas. Se buscaron distintas fuentes, normativas y documentos que pudieran ayudar a la elaboración del este documento, pero se invirtió mucho tiempo sin muchos resultados.

Esta falta de información hizo que el trabajo se retrasase y en ocasiones resultase difícil de desarrollar, pero gracias sobre todo a Javier Goicoa pudo seguir adelante. El consejo ayudo y oriento en todo momento las dudas que iban surgiendo y estaban a su alcance.

Otro de los problemas fue que no había ninguna normativa que regulase estos cálculos, con lo cual muchos de los desarrollos y resultados tuve que debatirlos con mi tutor. El planteamiento de todas las condiciones para las simulaciones también fue una dificultad añadida, simplemente porque no hay ningún mecanismo similar que pueda llevarse a estudio y sacar unas conclusiones. Fue necesario varias reuniones con Javier para comprender bien el funcionamiento del sistema de frenado.

Es un sistema en general es muy particular y el hecho de no llevar ningún tipo de motor es lo que le hace aún más especial.

A la hora de diseñar y dimensionar los elementos se realizó con mucho cuidado, ya que debían ser funcionales y similares a los ya existentes de la época. Como se ha podido ver en el caso de la pipa solamente corrigiendo la geometría se han podido solucionar los problemas encontrados.

En el caso de la rueda de freno ya se ha podido ver que los diseños de entonces (en los que esta basados el primer diseño) estaba muy sobre dimensionado. Con lo cual en esa simulación el principal problema encontrado ha sido la correcta definición de las condiciones de contorno y aplicación de fuerzas. Se podía haber seguido iterando los diseños y simulaciones hasta haber optimizado más esta pieza, pero el hecho de tener que ceñirme a los diseños de la época me lo impidió.

Lo correcto hubiera sido optimizar la geometría aún más, sobre todo por dos motivos. El primero el ahorro de material en caso de fabricación y el segundo el ahorro en costos de mecanizado.

Unas geometrías más simples pueden llevarse a cabo en una máquina de control numérico en un menor tiempo y con un correcto resultado.

Por último, se ha de mencionar que la elaboración de este documento académico se realizó pensando en el supuesto de que este proyecto se llevase a obra. Por ello, se ha redactado de tal manera que pudiera servir como documento base para tales fines.

10 BIBLIOGRAFIA

- [1] Badiola, V. (2004). *Diseño por resistencia a fatiga*. Pamplona.
- [2] Buxens, E. (16 de 06 de 2018). *Diario de navarra*. Obtenido de <https://www.diariodenavarra.es/multimedia/galerias-imagenes/navarra/2018/06/16/el-transporte-la-madera-desde-los-montes-irati-por-tierra-agua-aire.html>
- [3] Goicoa, J. (s.f.). Museo de Orbaiceta.
- [4] Marina, M. A. (2022). *Cálculo De Estructura Y Cimentacion de un trasportador de troncos aereo*. Pamplona.
- [5] Monesma, E. (Dirección). (14 de Enero de 2021). *Barranqueadores y cablistas. Historia del transporte de la madera por el rio Irati* [Película]. España. Obtenido de Youtube: <https://www.youtube.com/watch?v=UW03tljwjMA>
- [6] Selva, U. H. (2020). *Aceros Especiales ACES*. Obtenido de <http://www.acerosespeciales.net/aisi1045.html>

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Calculo por elementos finitos de los componentes mecánicos de un transportador por aire de troncos



Grado en Ingeniería Mecánica

Anexo I: Memoria de cálculos y planos

Autor: Alex Goñi Pitillas

Director: Daniel Salcedo Pérez

Codirectora: Gurutze Pérez Artieda

Pamplona, 7 septiembre 2023

upna

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

Tabla de contenido

1	CALCULOS	1
1.1	CALCULOS NUMERICOS PREVIOS	1
1.1.1	Sistema de freno	1
1.1.1	Gancho de sustentación/Pipa	5
1.2	Cálculos de resistencia a fatiga rueda de frenado.....	6
1.3	Cálculos de Resistencia fatiga de la pipa.....	10
2	PLANOS.....	12

ÍNDICE DE IMÁGENES

ILUSTRACIÓN 1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA COMPLETO.....	1
ILUSTRACIÓN 2 DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS EXTERIORES.....	4
ILUSTRACIÓN 3 APLICACIÓN FUERZAS ESTÁTICAS.....	5
ILUSTRACIÓN 4 FUENTE [1].....	6
ILUSTRACIÓN 5 TABLA PROBABILIDAD DE VIDA FUENTE [1].....	7
ILUSTRACIÓN 6 CRITERIOS DE FALLO FUENTE [1].....	9
ILUSTRACIÓN 7	10

1 CALCULOS

Para la realización de los cálculos descritos en este apartado se ha utilizado una hoja de cálculo y el programa Excel de Microsoft. De esta manera se han podido automatizar.

1.1 CALCULOS NUMERICOS PREVIOS

1.1.1 Sistema de freno

A continuación, se procederá a realizar los cálculos para la tensión a la que se somete la curdina en el tramo descarga-P2. Para ello se hará un análisis estático de la carga a transportar.

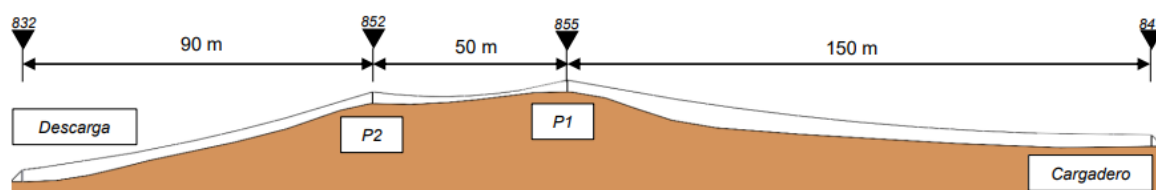


Ilustración 1 Descripción del sistema completo

Esto se verá expresado por la siguiente ecuación:

$$T_t = P \cdot \sin \gamma + g_t \cdot L_c \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

- P : Peso de las cargas a transportar (kg)
- $\sin \beta$: ángulo del cable
- g_t : Peso del cable/ud.Long (m)
- L_c : Longitud del cable (m)

El cable seleccionado para ser usado como motriz es un DIN 3060 de $D = 16 \text{ mm}$, cuya carga de rotura será de $C_{rot} = 162 \text{ kN}$. Conocidos estos datos, se procederá a realizar el cálculo de las tensiones:

Datos

Peso cargas a transportar	P	6150,00	kg
Ángulo del cable	sin Y	0,37	rad
Peso del cable/ud. Long	gt	0,8860	kg/m
Longitud del cable	Lc	92,20	m
Carga rotura del cable	Crot	16500,00	kg

Tabla 1

Inicio – Final	Fuerza de tracción	C.S.	¿Vale?
Descarga – Pilon 2(Tt)	13449 N	12,05	Sí

Tabla 2

El coeficiente de seguridad para los cables tractores superará con creces el valor recomendado. Esto se debe, simplemente, a que estos no serán los que tengan que aguantar la carga y solo las tensiones necesarias para mover estas, viéndose sometidos a tensiones muy por debajo de las que los llevarían a romper.

Una vez obtenido estos datos se proceder al cálculo de la aceleración angular con la que se moverá la curdina dentro de la rueda de freno

Para ello se utilizará la siguiente expresión:

$$\alpha = \frac{W_f - W_i}{t} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

- α es la aceleración de la carga a la hora de frenar
- W_f la velocidad final del de la carga
- W_i la velocidad inicial del de la carga
- t tiempo de frenada

Para obtener los datos de la expresión anterior fue necesario marcar ciertos requisitos por parte de los promotores como son el tiempo de frenada y la velocidad de desplazamiento

Recogidos a continuación:

Datos

V_f	0	m/s
V_i	1,66	m/s
t	10	seg

Tabla 3

Para transformar la velocidad lineal en angular se utilizará la siguiente expresión:

$$w = \frac{V}{R} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

- w es la velocidad angular
- V velocidad lineal
- R radio de giro

Datos

r	0,625	m
R	0,655	m
w_f	0	rad/s
w_i	2,66	rad/s

Tabla 4

Con todos los datos obtenidos se puede volver a la expresión ecuación 2. Y despejando de la misma α se obtiene que alfa, que representa la aceleración de frenado, tiene un valor de frenado de:

$$\alpha \quad -0,25 \quad \text{rad /seg}$$

Valor que utilizaremos a continuación para obtener el par de frenada.

Utilizando la aceleración anterior vamos a obtener el par de frenado y con este los esfuerzos sufridos debido a la frenada del sistema

$$m * \alpha = R * Tt + M - R * Tt \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde:

- Aceleración de la carga a la hora de frenar α
- Tensión del cable Tt
- Radio de la curdina R
- Radio de frenado r
- Par de frenado M

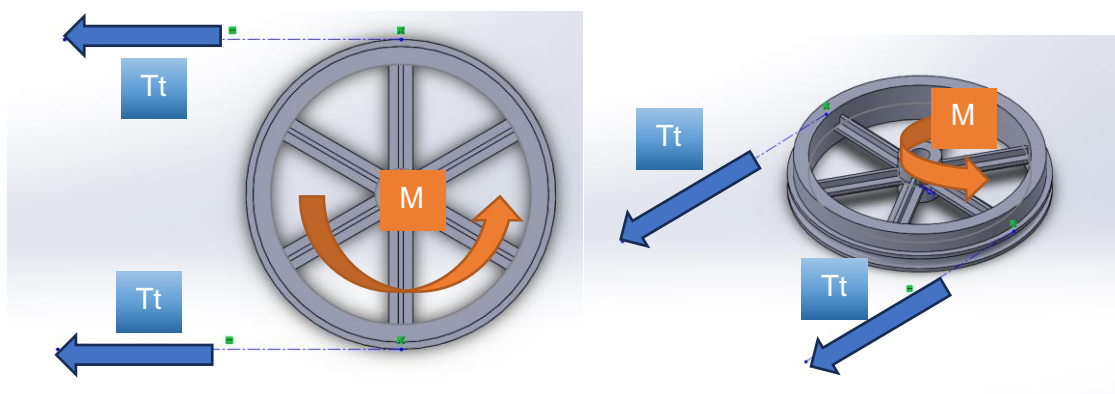


Ilustración 2 Distribución de fuerzas exteriores

Datos

m	6150,00 Kg
α	-0,25 Rad/seg
R	0,655 m
Tt	13449 N
M	1526,71 N/m

Tabla 5

Una vez despeja M se puede obtener fácilmente el esfuerzo mediante la siguiente expresión:

$$M = R * Fr$$

- fuerza del frenado Fr

Dando como resultado que

f_r

2442,74808 N

1.1.1 Gancho de sustentación/Pipa

Para este cálculo las únicas fuerzas a las que se ve sometida la pipa es el propio peso de la carga que pasa a través de ella durante el ciclo de funcionamiento.

En este caso se trata de una carga de 25000 N.

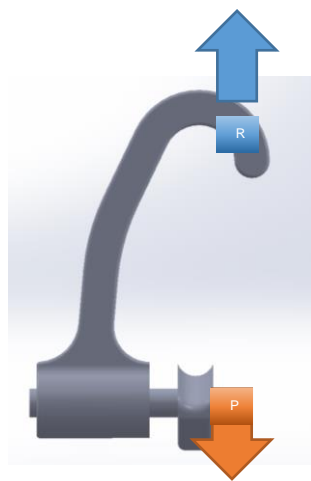


Ilustración 3 Aplicación fuerzas estáticas

$$m * a = R - P \quad \text{Ecuación 5}$$

- a es la aceleración de la carga a la hora de frenar
- m masa de la carga
- R reacción debida al peso
- P peso de la carga

En este caso no existe aceleración con lo cual el valor obtenido es que R y P son iguales. Ambos tendrían el valor de 25000 N

1.2 Cálculos de resistencia a fatiga rueda de frenado

Con los resultados obtenidos en los ensayos de elementos finitos se procederá a realizar un análisis a fatiga de los elementos para considerar si el diseño cumple o no con las condiciones de uso.

Los cálculos realizados a continuación determinan la vida a fatiga del sistema, para ellos se utiliza la TEORÍA CLÁSICA O TEORÍA DE ALTO NÚMERO DE CICLOS (S-N) y considerando un material de fabricación SAE 1045:

$$S_e = K_a * K_b * K_q * K_d * K_e * K_g * K_c \quad \text{Ecuación 6}$$

- Factor de superficie K_a
- Factor de tamaño K_b
- Factor de carga K_q
- Factor de temperatura K_d
- Factor de concentración de tensiones K_e
- Factor de efectos diversos K_g
- Factor de confiabilidad K_c

Factor de superficie K_a

$$K_a = a * (S_{ut})^b \quad \text{Ecuación 7}$$

- Factor a
- Exponente b
- resistencia a la tracción S_{ut}

Al tratarse de una pieza que se tiene pensado mecanizar se los factores que se utilizaran serian los mostrados en la ilustración 4.

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Comenado (rectificado)	1,51	1,58	0,355
Maquinado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	11,4	57,7	0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Ilustración 4 Fuente [1]

$$K_a = a * (S_{ut})^b = 0,84316745$$

a	4,51
S_{ut}	588,6
b	-0,265

Tabla 6

Factor de tamaño Kb

Kb=1 para cualquier tamaño

Factor de carga Kq

Esfuerzo cortante:

$$Kq = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,577$$

Factor de temperatura Kd

EL material elegido tiene una resistencia a fatiga muy similar a la de tracción con lo cual el valor de este factor se supone

Kd=1

Factor de concentración de tensiones Ke

Ke=1

Factor de efectos diversos Kg

Kg=1

Factor de confiabilidad Kc

Para este caso se ha establecido que el sistema debe tener una confianza funcional del 95 %

Por la cual aplicando la formula siguiente:

$$Kc = 1 - \sigma * D$$

Probabilidad de vida	Factor de multiplicación de la desviación D
50	0
85	1
90	1.3
95	1.6
99	2.3
99.9	3.1
99.99	3.7

Ilustración 5 Tabla probabilidad de vida Fuente [1]

Kc 0,872

D	1,6
σ	0,08

Con todos los factores ya calculados puede obtenerse “Se” que es el valor que se buscaba calcular y el cual usaremos en el siguiente paso.

Tensión Se’

Esta tensión se obtiene a partir de la resistencia a la tensión (Sut), para la obtención de esta ha consultado la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..**

$$Se' = 0.504 * Sut$$

Resistencia a la Tensión (kg/mm2)	Límite elástico (kg/mm2)	Alargamiento (%)	Reducción de área (%)	Dureza Brinell	Dureza HRB
60	38	16	40	220 - 240	20 - 22

Ilustración 6

FACTORES	VALORES
Ka	0,84316745
Kb	1
Kq	0,577
Kd	1
Ke	1
Kg	1
Kc	0,872
Se’	296,65
$Se=Ka*Kb*Kq*Kd*Ke*Kg*Kc*Se'$	126

Tabla 7

Una vez obtenidos todos estos los factores, ya podemos obtener el límite de resistencia a fatiga de sistema. Dato necesario para poder obtener la vida útil del mismo.

Para determinar el fallo de un componente sometido a tensiones fluctuantes, se compara el término constante de la tensión actuante, la tensión media σ_m , con el límite a rotura estático, y

el término variable, la tensión alternada σ_a , con el límite a fatiga. El factor de seguridad se expresará como **cs**.

Para ello se va a emplear el criterio de Goodman.

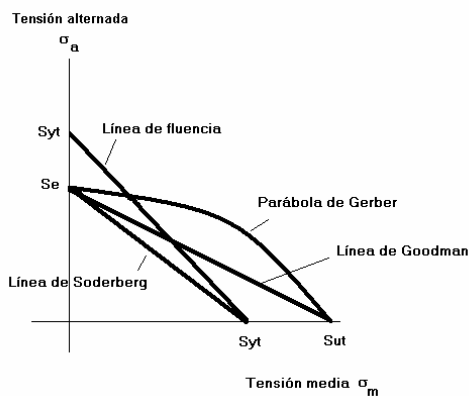


Ilustración 7 Criterios de fallo Fuente [1]

Línea de Goodman:

$$\frac{\sigma_m}{\frac{S_{ut}}{cs}} + \frac{\sigma_a}{\frac{S_e}{cs}} = 1$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \text{tensión alternada (amplitud de tensiones)}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \text{tensión media}$$

Datos

**Datos obtenidos de
 marc mentat**

σ_{max}	3,6	MPa
σ_{min}	0	MPa
σ_a (tensión alternada)	1,8	MPa
σ_m (media)	1,8	MPa

Tabla 8

se despeja de la formula el **cs** y se obtiene como resultado un **cs** de valor 57,60.

Valor que nos indica que el diseño tendría una vida infinita con las condiciones que se han marcado.

1.3 Cálculos de resistencia fatiga de la pipa

Este cálculo se realizará a el ultimo diseño realizado, en este caso el diseño 3 de la pipa. Obteniendo los valores numéricos de las simulaciones descritas en la memoria. Para más información ver capítulo 8.3.2 de la memoria.

Este cálculo sería exactamente igual al cálculo realizado para la rueda del sistema de frenado, incluido el factor Ka y la última parte donde se hizo el cálculo de fallo según Goodman. Si que es verdad que la pipa se fabrica por forjado, pero no es la terminación final. Para terminar esta pieza se le hace un lijado manual. Por ese motivo el factor superficial no sufre cambios.

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	37,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Ilustración 8

factor de superficie Ka

$$K_a = a * (S_{ut})^b \quad \text{Ecuación 8}$$

- Factor *a*
- Exponente *b*
- resistencia a la tracción *S_{ut}*

Al tratarse de una pieza que se tiene pensado mecanizar se los factores que se utilizaran serían los mostrados en la ilustración 8.

a	272
<i>S_{ut}</i>	294,3
<i>b</i>	-0,995

FACTORES	VALORES
Ka	0,84316745
Kb	1
Kq	0,577
Kd	1
Ke	1
Kg	1
Kc	0,872
Se'	296,65
$Se=Ka*Kb*Kq*Kd*Ke*Kg*Kc*Se'$	126

Tabla 9

Para determinar el fallo de un componente sometido a tensiones fluctuantes, se compara el término constante de la tensión actuante, la tensión media σ_m , con el límite a rotura estático, y el término variable, la tensión alternada σ_a , con el límite a fatiga. El factor de seguridad se expresará como **cs**.

Este caso se desarrolla a continuación:

$$\frac{\sigma_m}{\frac{S_{ut}}{cs}} + \frac{\sigma_a}{\frac{Se}{cs}} = 1$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \text{tensión alternada (amplitud de tensiones)}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \text{tensión media}$$

Datos

**Datos obtenidos de
 marc mentat**

σ_{max}	167,7	MPa
σ_{min}	0	MPa
σ_a (tensión alternada)	83,85	MPa
σ_m (media)	83,85	MPa

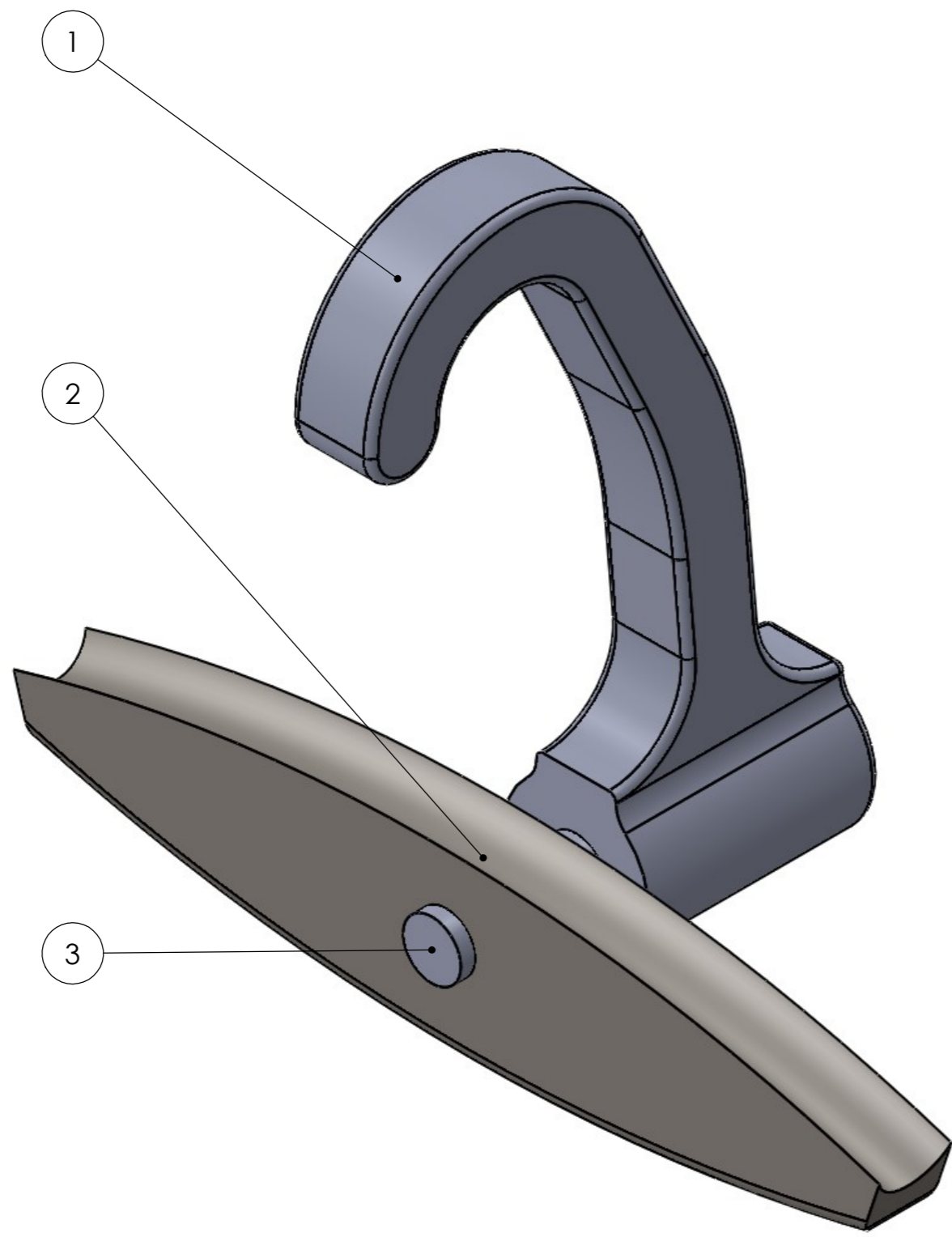
Tabla 10

Con los valores calculados en la simulación, expuestos en Tabla 10 ,se despeja de la formula el **cs** y se obtiene como resultado un **cs** de valor 1.23.



Al igual que la pieza anterior no tenemos problemas a fatiga, teniendo este una vida infinita con estas condiciones de trabajo.

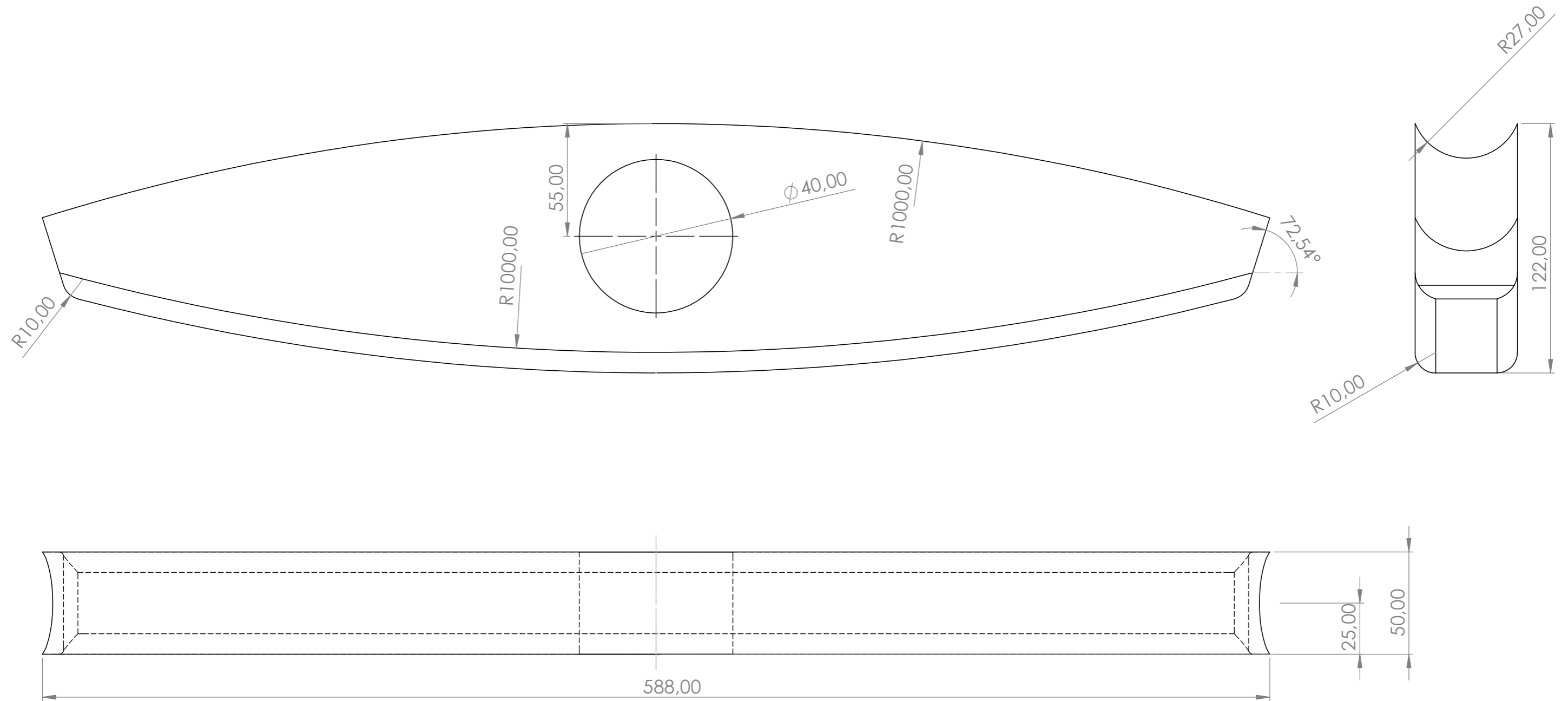
2 PLANOS

CONJUNTO PIPA 1	1
BASCULANTE 1	2
GANCHO 1	3
CONJUNTO PIPA 2	4
BASCULANTE 2	5
GANCHO 2	6
CONJUNTO PIPA 3	7
BASCULANTE 3	8
GANCHO 3	9
RUEDA DE FRENADO 1	10
RUEDA DE FRENADO 2	11

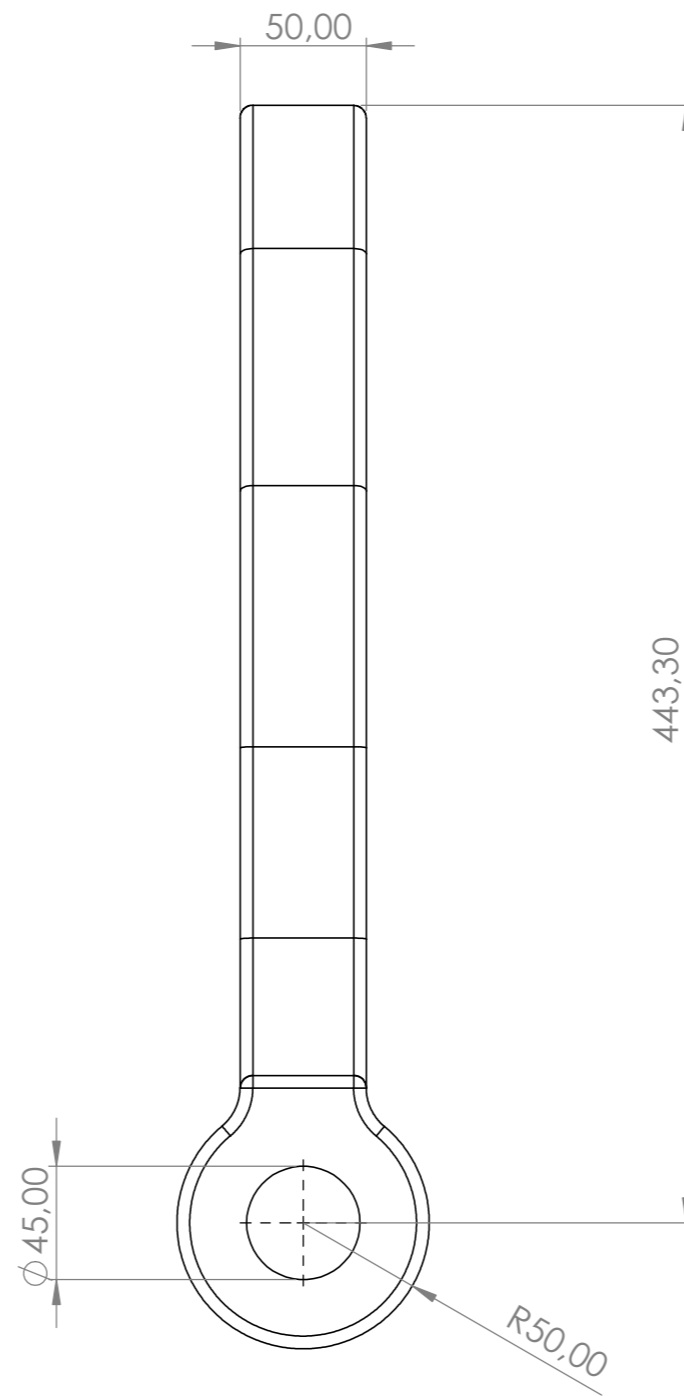
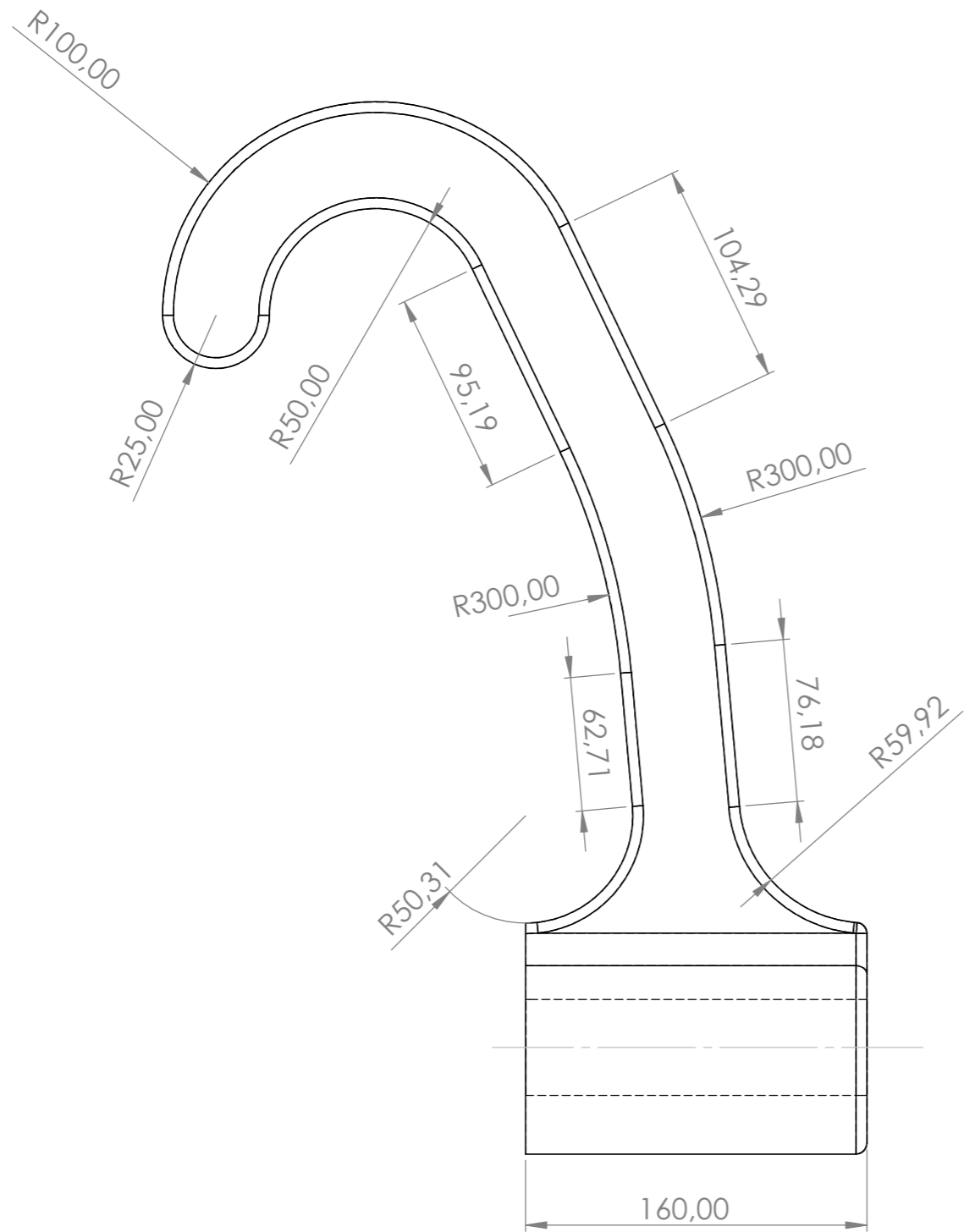


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	GANCHO 1		1
2	BASCULANTE 1		1
3	Bulón 1	DIAMETRO 40X 270	1

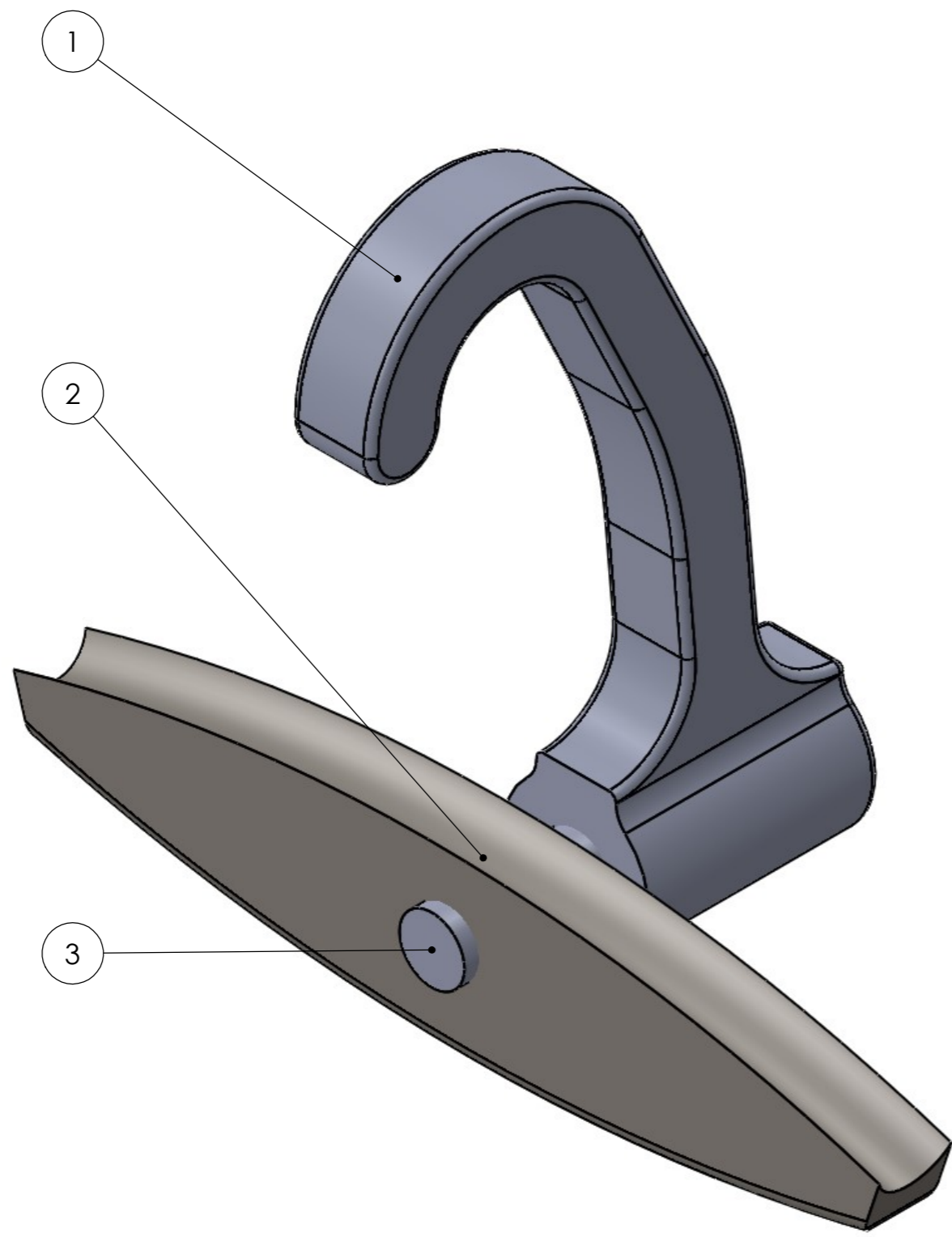
AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 07/09/2023	MATERIAL AISI 1045	ACABADOS SUPERFICIALES N9	
OFICINA TÉCNICA	CONJUNTO PIPA	MATAR ARISTAS 0.5X45°	
E.T.S.I.I.T	Nº DE PLANO: 1		
 <small>Universidad Pública de Navarra Navarra's University of Applied Sciences</small>	DENOMINACIÓN:	UNIDADES	ESCALA mm
	CONJUNTO PIPA 1	 A3	1:3





AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 07/09/2023	MATERIAL: AISI 1045	ACABADOS SUPERFICIALES: N8	
OFICINA TÉCNICA: E.T.S.I.I.T	CONJUNTO: PIPA		
 <small>Universidad Politécnica de Navarra Universidad Politécnica de Navarra</small>	Nº DE PLANO: 2	UNIDADES: 	ESCALA: mm
	DENOMINACIÓN: BASCULANTE 1	A3	1:2

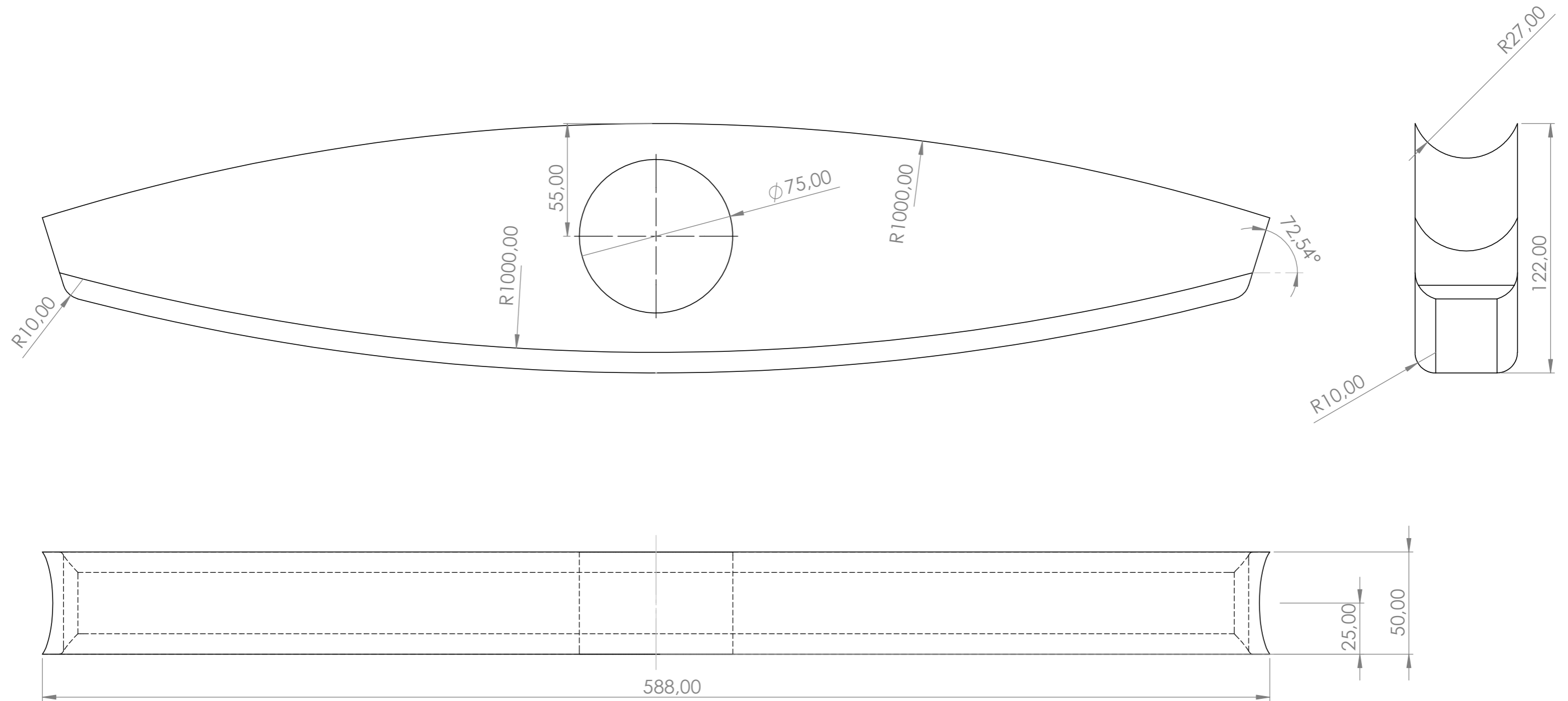


AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 07/09/2023	MATERIAL: AISI 1045	ACABADOS SUPERFICIALES: N8	MATAR ARISTAS: 0.5X45°
OFICINA TÉCNICA: E.T.S.I.I.T	TRATAMIENTO: PIPA		
 <small>Universidad Pública de Navarra Navarra - Universidad Pública</small>	Nº DE PLANO: 3	UNIDADES:  A3	ESCALA: mm 1:3
	DENOMINACIÓN: GANCHO 1		

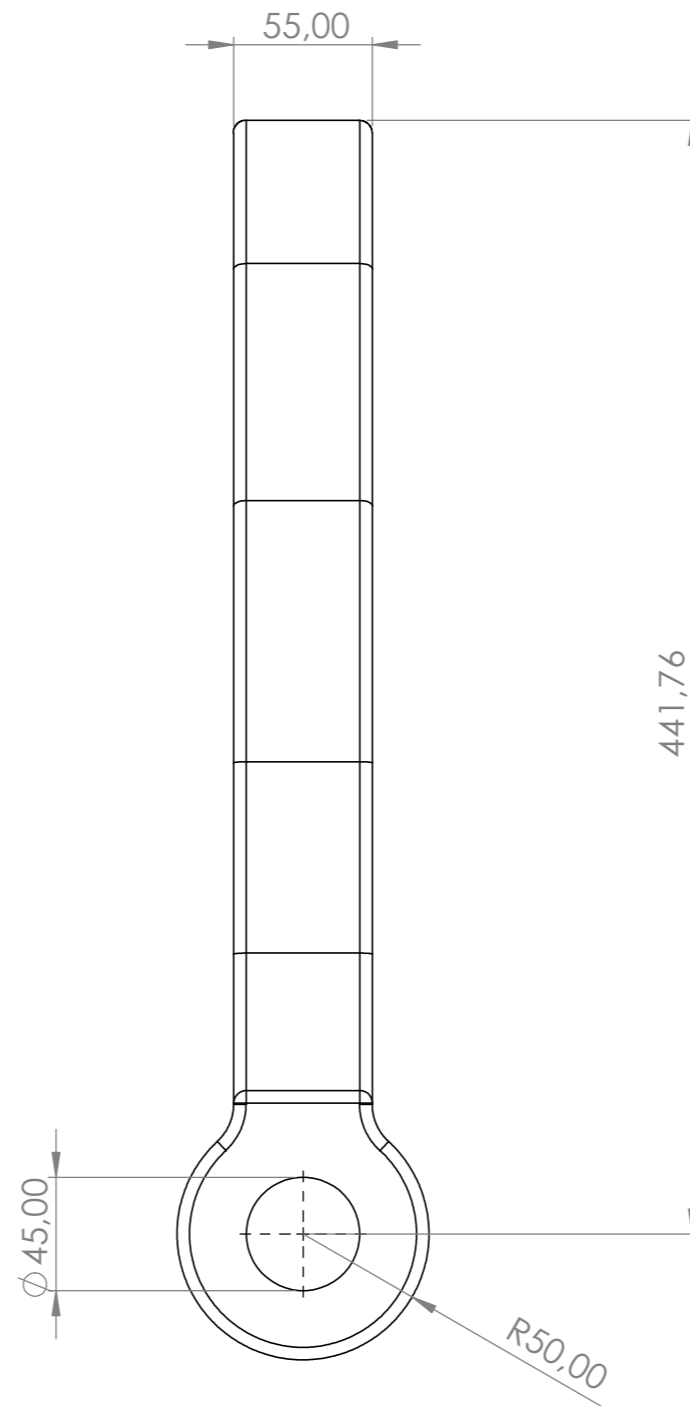
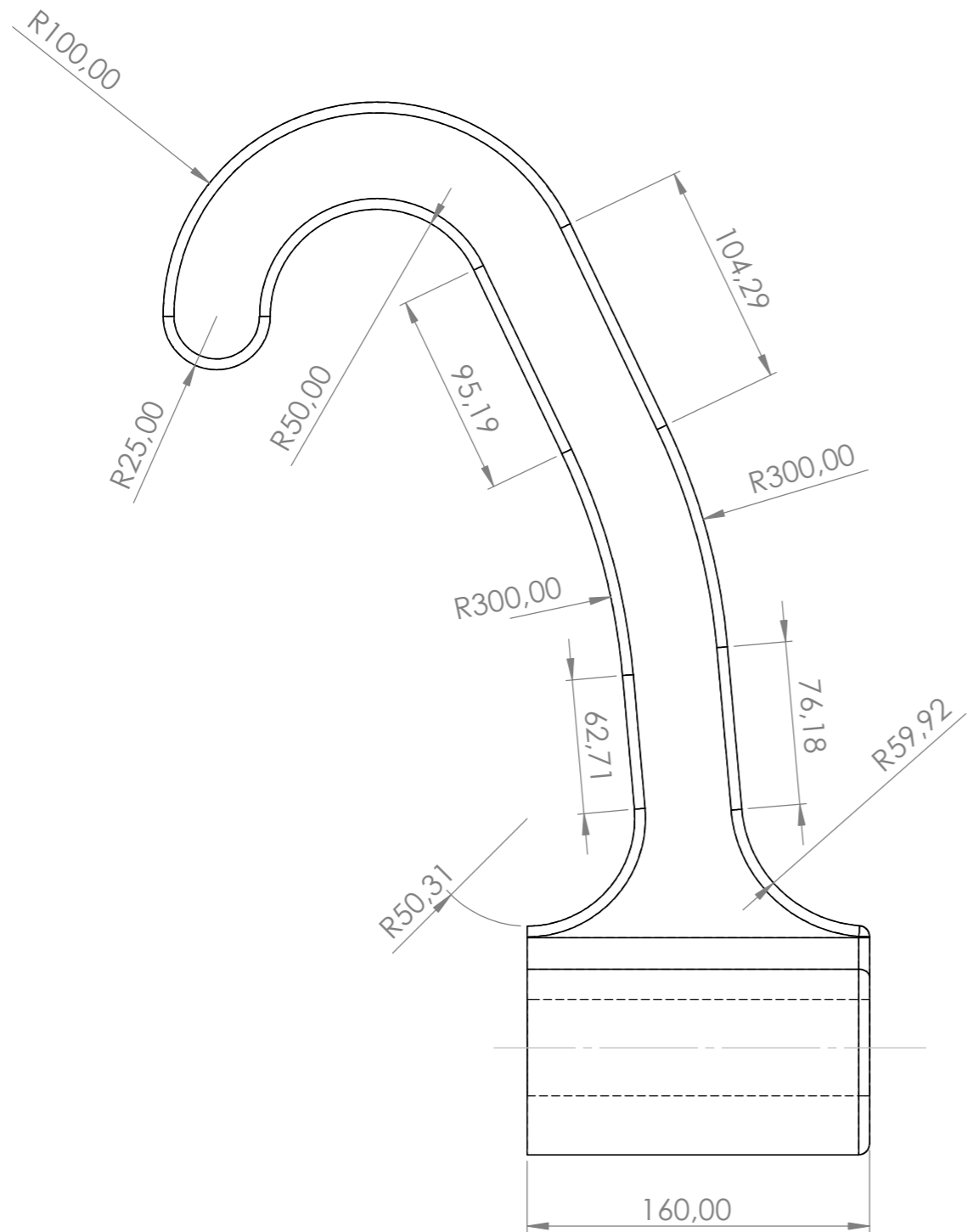


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	GANCHO 2		1
2	BASCULANTE 2		1
3	Bulón 2	DIAMETRO 45X 270	1

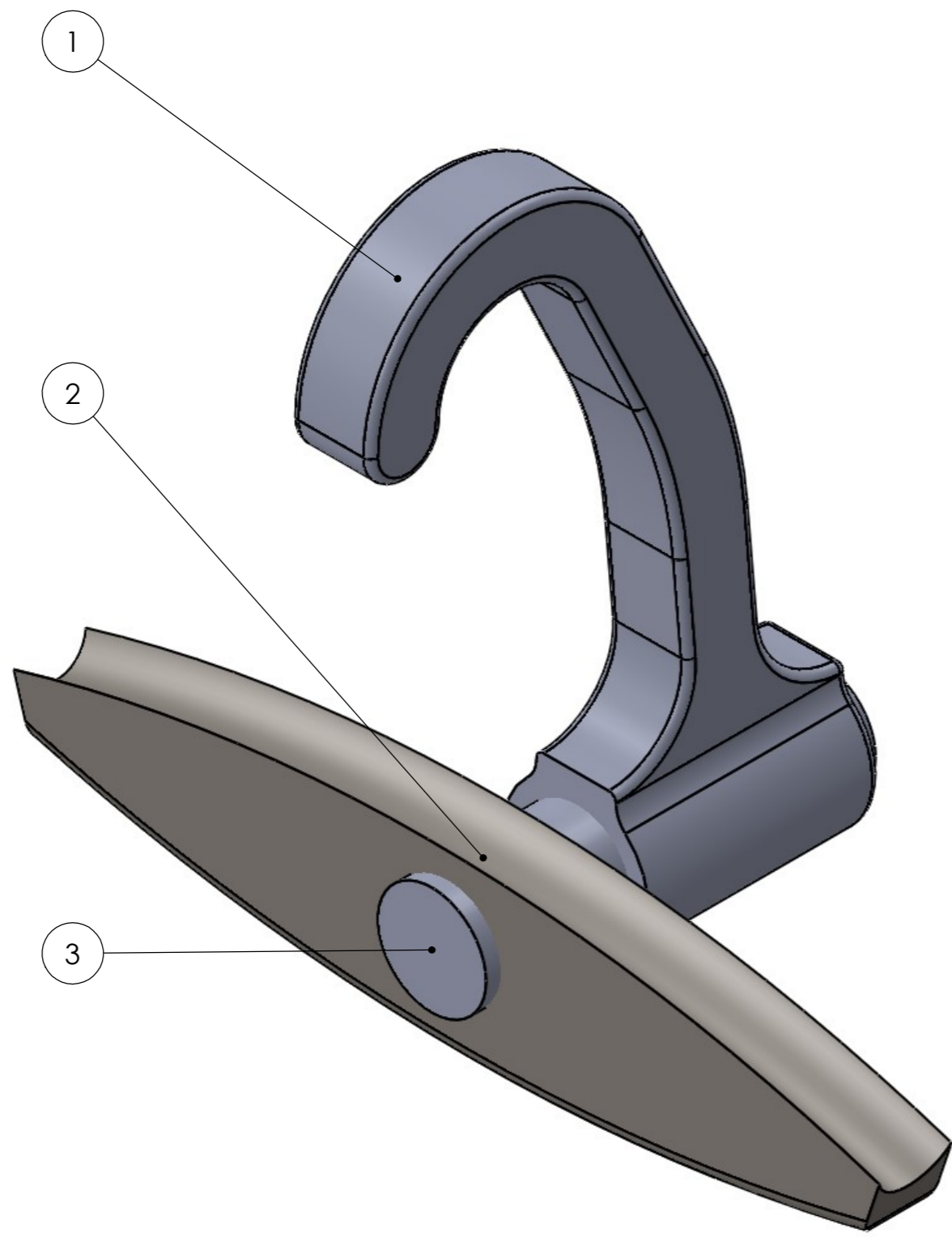
AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 07/09/2023	MATERIAL AISI 1045	ACABADOS SUPERFICIALES N9	
OFICINA TÉCNICA	CONJUNTO PIPA	MATAR ARISTAS 0.5X45°	
E.T.S.I.I.T	Nº DE PLANO: 4		
 <small>Universidad Pública de Navarra Navarra's University of Applied Sciences</small>	DENOMINACIÓN:	UNIDADES	ESCALA mm
	CONJUNTO PIPA 2	 A3	1:3





AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 31/08/2023	MATERIAL: AISI 1045	ACABADOS SUPERFICIALES N8	
OFICINA TÉCNICA	CONJUNTO: PIPA		
E.T.S.I.I.T	Nº DE PLANO: 5	UNIDADES: A3	
 Universidad Pública de Navarra Universidad del País Vasco	DENOMINACIÓN: BASCULANTE 2		

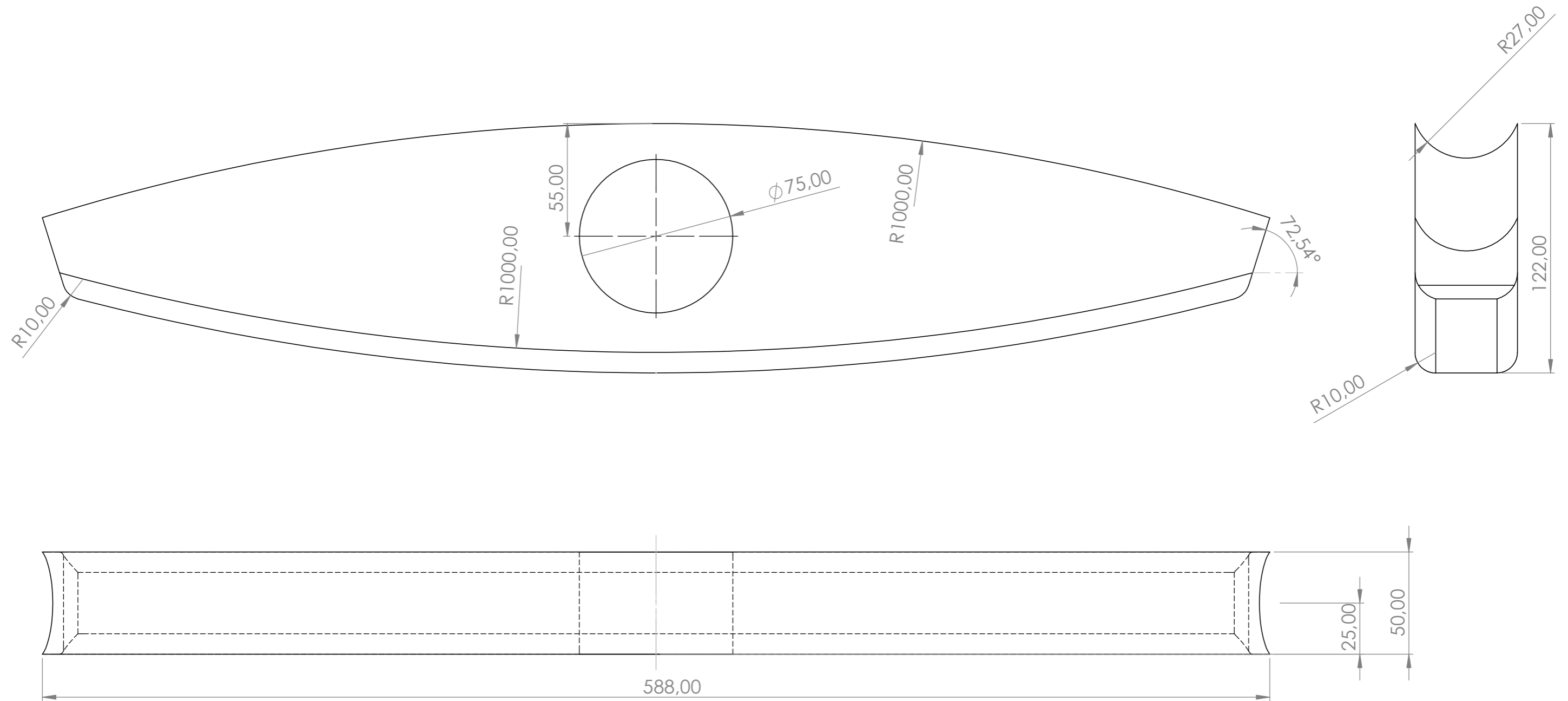




AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 07/09/2023	MATERIAL: AISI 1045	ACABADOS SUPERFICIALES: N8	MATAR ARISTAS: 0.5X45°
OFICINA TÉCNICA: E.T.S.I.I.T	CONJUNTO: PIPA	Nº DE PLANO: 6	
 <small>Universidad Pública de Navarra Navarra - Universidad Pública</small>	DENOMINACIÓN: GANCHO 3	UNIDADES: A3	ESCALA: mm 1:3

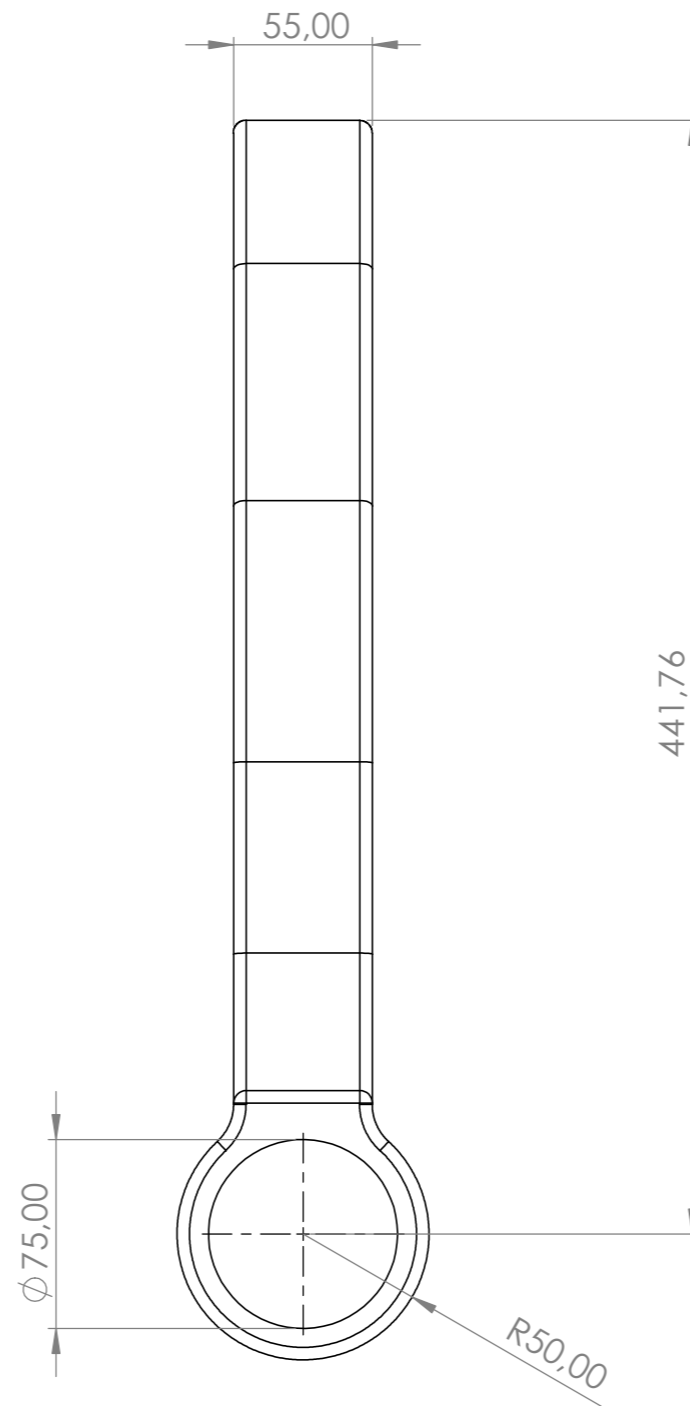
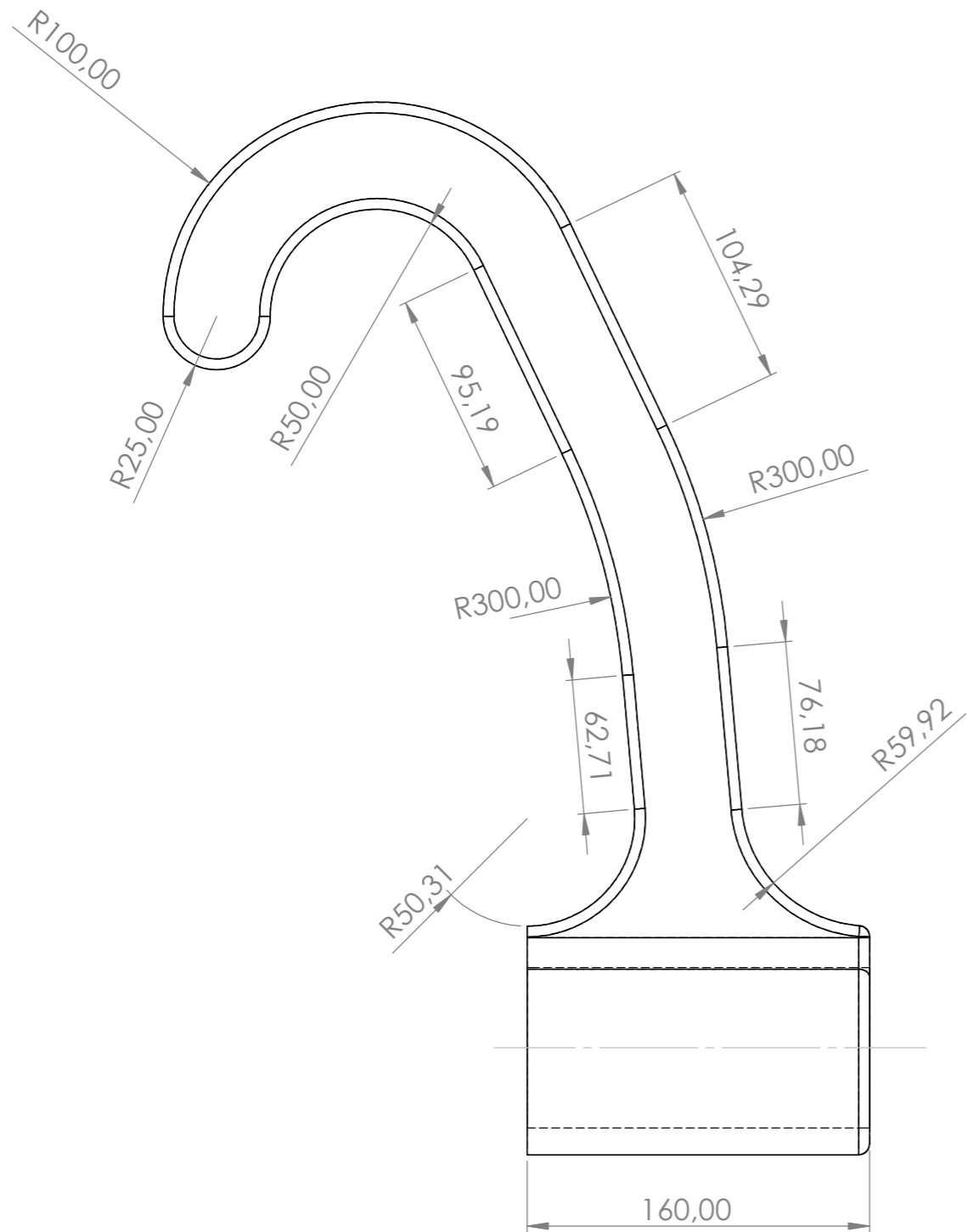


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	GANCHO 3		1
2	BASCULANTE 3		1
3	Bulón 3	DIAMETRO 75X 270	1

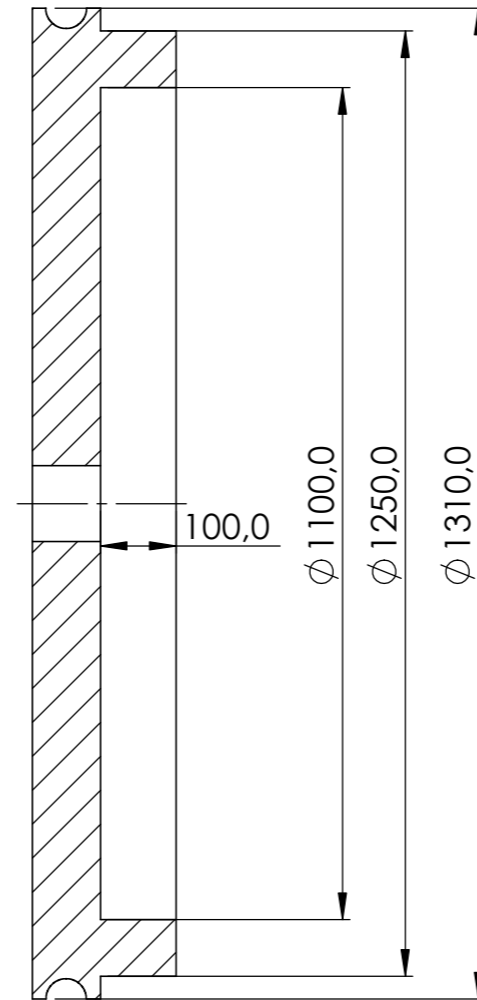
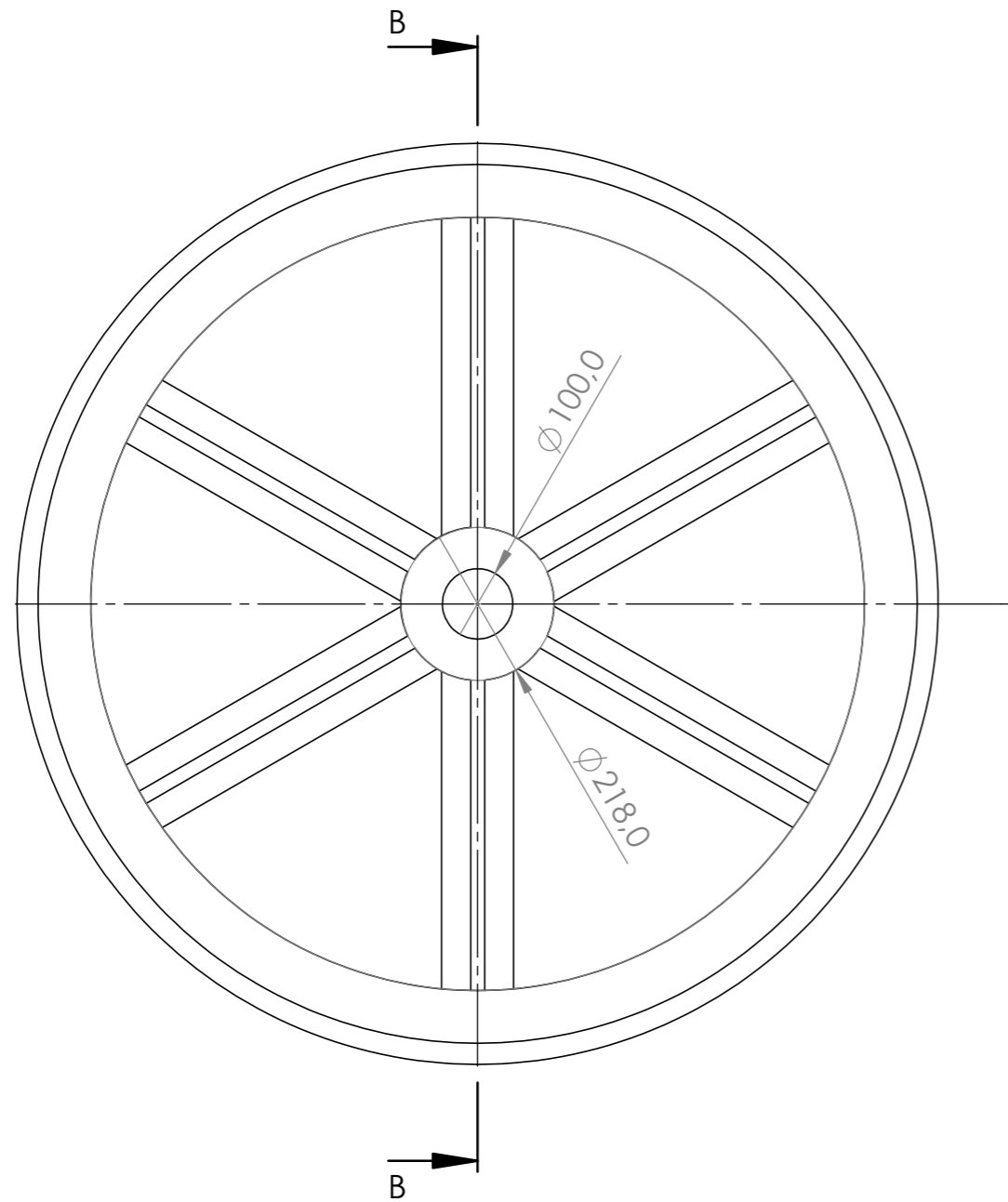
AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 07/09/2023	MATERIAL AISI 1045	ACABADOS SUPERFICIALES N9	
OFICINA TÉCNICA	CONJUNTO PIPA	MATAR ARISTAS 0.5X45°	
E.T.S.I.I.T	Nº DE PLANO: 7		
 <small>Universidad Pública de Navarra Navarra's University of Applied Sciences</small>	DENOMINACIÓN:	UNIDADES	ESCALA mm
	CONJUNTO PIPA 3	 A3	1:3



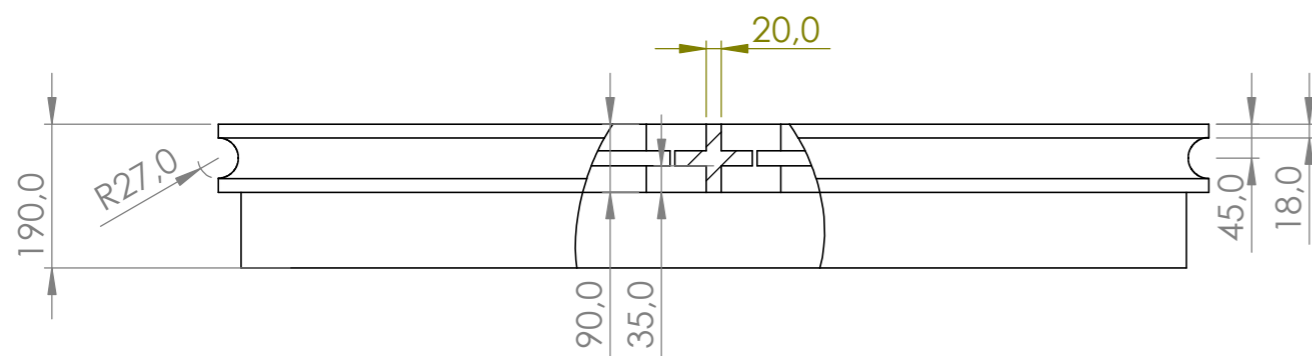
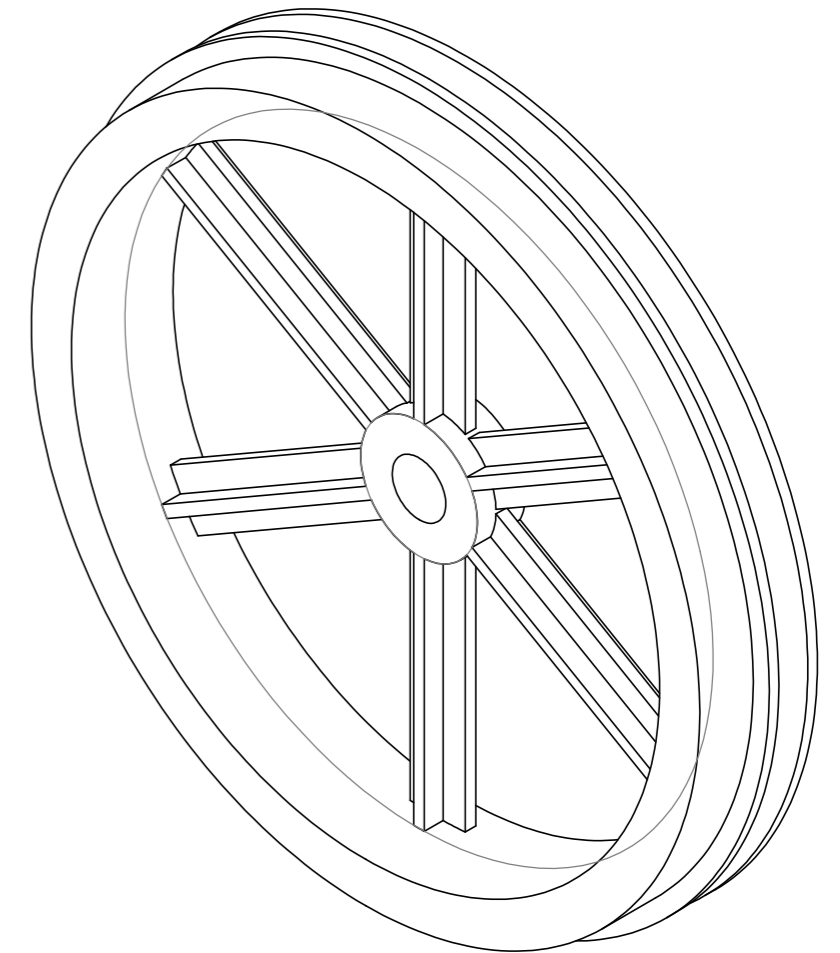
AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 31/08/2023	MATERIAL: AISI 1045	ACABADOS SUPERFICIALES N8	
OFICINA TÉCNICA	CONJUNTO: PIPA		
E.T.S.I.I.T	Nº DE PLANO: 5	UNIDADES:  A3	
 <small>Universidad Pública de Navarra Unidad de Ingeniería de Proyectos</small>	DENOMINACIÓN: BASCULANTE 3		



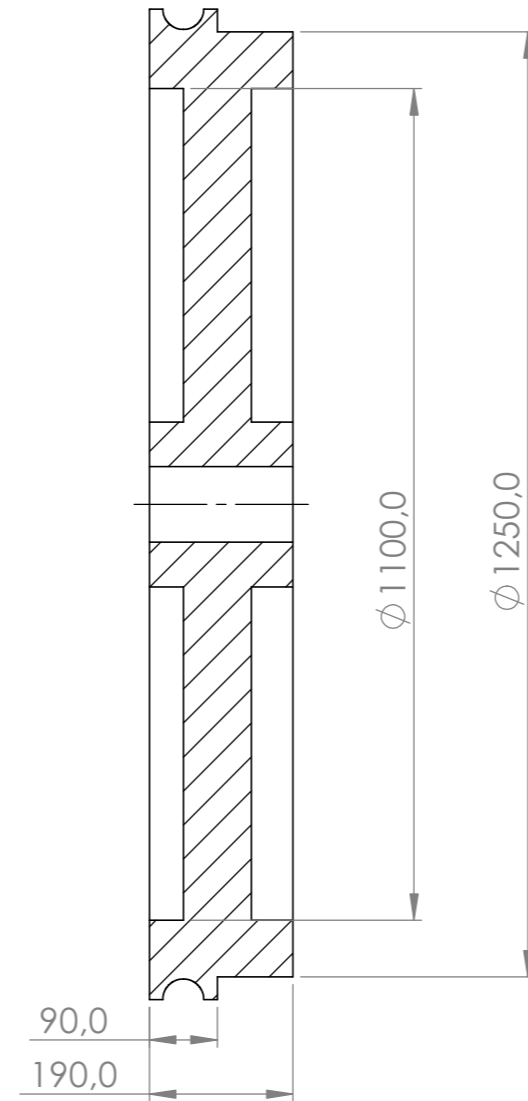
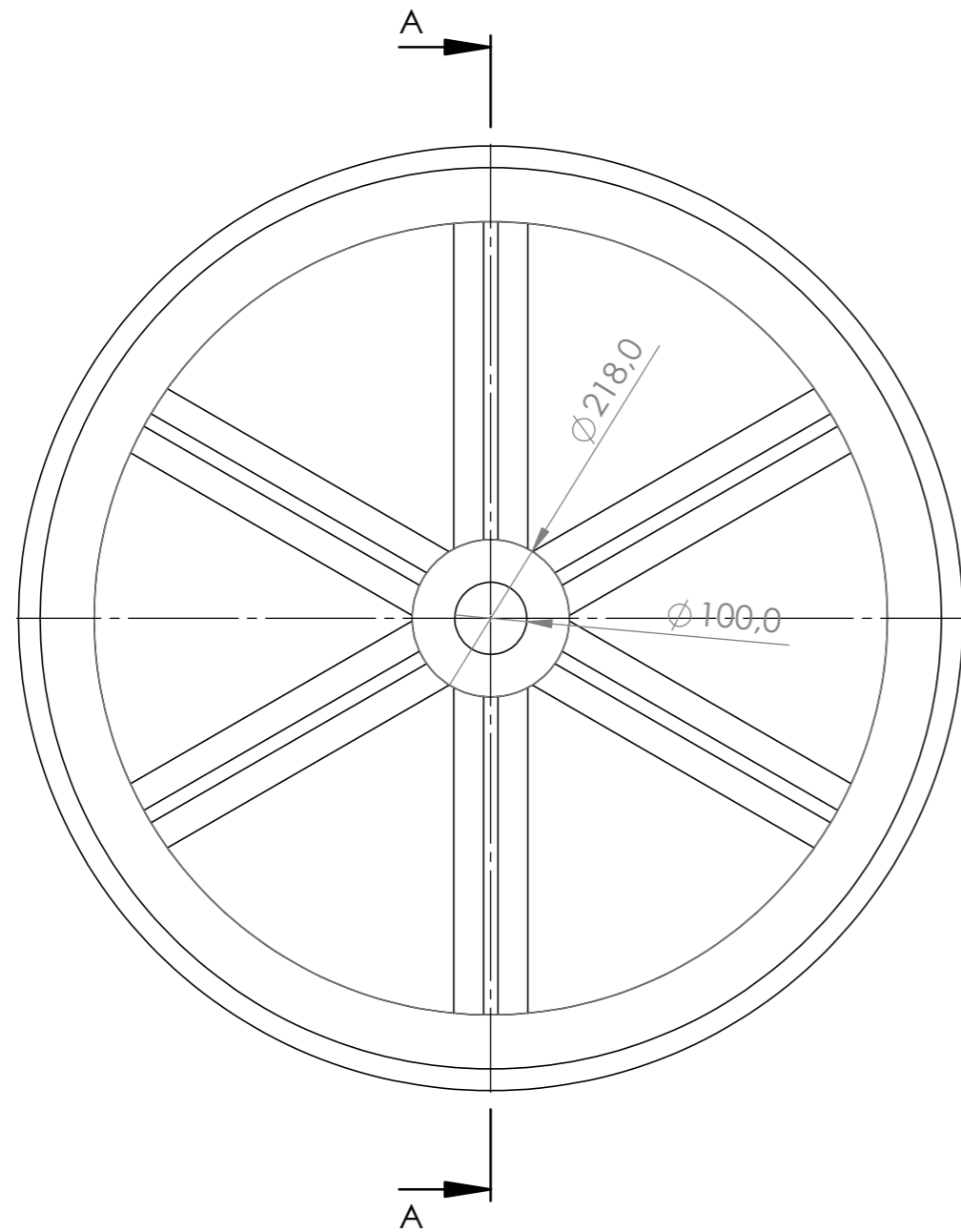
AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 07/09/2023	MATERIAL: AISI 1045	ACABADOS SUPERFICIALES: N8	MATAR ARISTAS: 0.5X45°
OFICINA TÉCNICA: E.T.S.I.I.T	CONJUNTO: PIPA	Nº DE PLANO: 9	
 <small>Universidad Pública de Navarra Navarra - Universidad Pública</small>	DENOMINACIÓN: GANCHO 3	UNIDADES: A3	ESCALA: mm 1:3



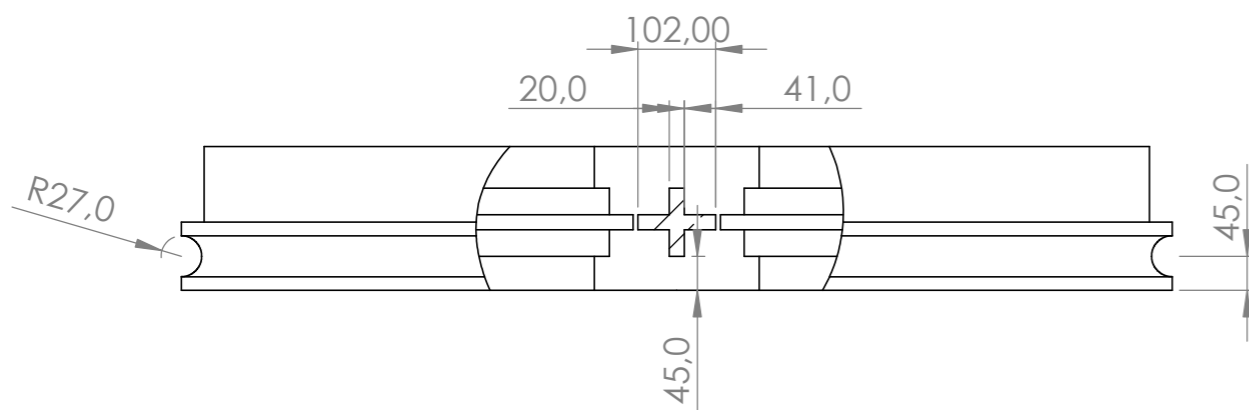
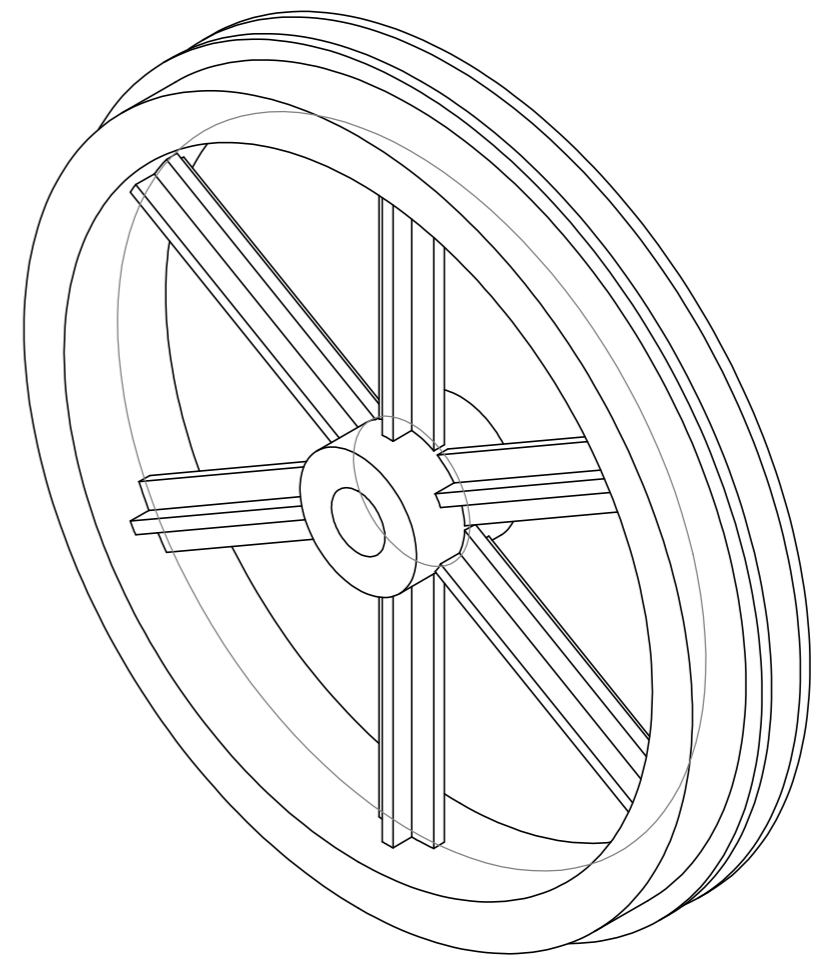
SECCIÓN B-B



AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 07/09/2023	MATERIAL: AISI 1045	TOLERANCIAS: ISO 2768mK	ACABADOS SUPERFICIALES: N9
OFICINA TÉCNICA	TRATAMIENTO: RUEDA DE FRENADO	MATAR ARISTAS: 0.5X45°	
E.T.S.I.I.T	Nº DE PLANO: 10		
 <small>Universidad Pública de Navarra Navarra - Universidad Pública</small>	DENOMINACIÓN: RUEDA DE FRENADO 1	UNIDADES:  A3	ESCALA: mm 1:10



SECCIÓN A-A



AUTORES: ALEX GOÑI		ESPECIFICACIONES GENERALES	
FECHA: 31/08/2023	MATERIAL: AISI 1045	TOLERANCIAS: ISO 2768mK	ACABADOS SUPERFICIALES: N9
OFICINA TÉCNICA	TRATAMIENTO: RUEDA DE FRENADO	MATAR ARISTAS: 0.5X45°	
E.T.S.I.I.T	Nº DE PLANO: 11		
 <small>Universidad Pública de Navarra Universidad del País Vasco</small>	DENOMINACIÓN: RUEDA DE FRENADO 2	UNIDADES:  A3	ESCALA: mm 1:10