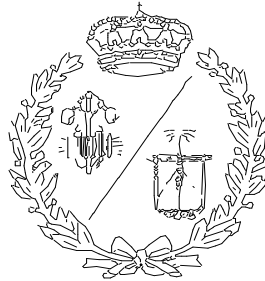


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**Modelado, simulación y optimización de un
sistema de frenado por disco de fricción,
en diferentes condiciones de
funcionamiento.**

**Modeling, simulation, and optimization of a
brake disc during different functioning
conditions**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Daniel Enrique Borjas Fossi

Septiembre – 2022

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, por el apoyo incondicional

A mis tíos, por ser sustento durante todo este tiempo

A mi familia cercana, gracias a ellos soy quien soy

A mis amigos, por estar ahí, sobre todo en las malas

RESUMEN

En el siguiente Trabajo de Fin de Grado se presenta un estudio de diseño y simulación de un sistema de disco de freno atendiendo a factores tales como la geometría, comportamiento ante altas temperaturas y, por ende, la propia capacidad de disipar la energía mecánica del movimiento del sistema en energía térmica; que es en sí la finalidad de cualquier sistema de frenado convencional.

Inicialmente se toman en cuenta las posibilidades geométricas existentes en el mercado actual, de modo que haya un punto de partida en el diseño del disco. Las alternativas más sencillas por las cuales se procede son los discos macizos y los discos perforados, ya que los diseños de discos ventilados e hiperventilados conlleva bastante más complejidad en el manejo de herramientas CAD.

Una vez establecida la geometría a estudiar se procede al mallado de la misma. Esta geometría es importada desde el software CAD de Autodesk Inventor hacia el software de elementos finitos ANSYS, donde se define el tipo de elemento de mallado, todo esto con la finalidad de conseguir resultados más precisos dentro de las limitaciones del programa.

La simulación se dispone de dos estudios distintos, pero íntimamente relacionados, los cuales son el cálculo estructural y posteriormente el estudio térmico del disco en funcionamiento.

Finalmente se propone una segunda geometría que, al someterla a las mismas simulaciones, supondrá resultados distintos los cuales al ser evaluados dan lugar a conclusiones acerca de cuál de las alternativas supone un mejor comportamiento general enfocado en la disipación de energía, el cual es el propósito final del diseño de un freno.

ABSTRACT

In the following project, a design and simulation study of a brake disc system is presented, considering factors such as geometry, behavior at high temperatures, and therefore, the very ability to dissipate the mechanical energy of the system's movement into thermal energy, which is the sole purpose of any conventional braking system.

Initially, the geometric alternatives existing in the current market are taken into account, so that there is a starting point in the design of the disc. The simplest alternatives in which we proceed are solid discs and perforated discs since the design of ventilated and hyper-ventilated discs entail much more complexity in the handling of CAD software tools.

Once the geometry is established, we proceed to study the meshing of itself. The geometry is initially imported from the CAD software Autodesk Inventor to the finite elements software ANSYS, from where the elements that compose the meshing are defined. All this in order to achieve more accurate results within the limitations of the program.

The simulation consists in two different, but intimately related studies, which are the transient structural calculation and the thermal study of the disc in operation.

Finally, a second geometry is proposed that, when subjected to the same simulations, will mean different results which when evaluated give rise to conclusions about which of the alternatives supposes a better behavior in general, focused on the dissipation of energy.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO 1: MEMORIA	7
DOCUMENTO 2: ANEXOS	107
DOCUMENTO 3: ESTUDIO BÁSICO DE SEGURIDAD Y SALUD	135
DOCUMENTO 4: PLIEGO DE CONDICIONES	141
DOCUMENTO 5: PRESUPUESTO	146
DOCUMENTO 6: BIBLIOGRAFÍA	148

DOCUMENTO 1:

MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN	11
2. ANTECEDENTES	13
3. OBJETIVOS.....	16
4. FRENOS: COMPONENTES Y TIPOS	17
4.2. FRENOS DE TAMBOR	17
4.2.1. Tipos de freno de tambor:	17
4.2.2. Componentes de los frenos de tambor	18
4.3. FRENOS DE DISCO	19
4.3.1. Tipos de frenos de disco.....	20
4.3.2. Componentes de los frenos de disco	21
5. TRIBOLOGÍA	22
5.1. ROZAMIENTO	22
5.1.1. Resistencia al deslizamiento	23
6. CONCEPTOS TÉRMICOS.....	25
6.1. TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	25
7. PROCEDIMIENTO	28
7.1. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	28
7.1.1. Ecuación de equilibrio discretizada.....	29
7.1.2. Campo de desplazamientos	30
7.1.3. Campo de deformaciones	34
7.1.4. Campo de tensiones	35
7.1.5. Matriz de Rigidez	36
7.1.6. Ensamblaje de la matriz de rigidez	37
7.1.7. Fuerzas externas	38
7.1.8. Ensamblaje de las fuerzas	39

7.1.9. Condiciones de contorno	39
7.1.10. Cálculo de resultados	40
7.1.11. Cálculo de reacciones	41
7.1.12. Errores inherentes en el MEF	42
7.1.13. Convergencia de los resultados	43
7.2. TENSIÓN DE VON MISES	45
7.2. CRITERIO TEMPERATURA	47
7.3.1. Entorno convectivo	50
7.3.2. Flujo de calor constante	52
7.3.3. Temperatura de funcionamiento de un freno de disco convencional	53
7.4. MODELO CAD	53
7.5. MALLADO	56
7.6. CONDICIONES DE CONTORNO	59
7.6.1. Condiciones de contorno del disco de prueba	59
7.6.2. Condiciones de contorno del disco macizo	63
7.7. SELECCIÓN DEL MATERIAL	71
8. RESULTADOS INICIALES	72
9. ANÁLISIS DE RESULTADOS INICIALES	78
10. OPTIMIZACIÓN	83
10.1. MODIFICACIÓN GEOMÉTRICA	83
10.2. PREPROCESADO	85
10.2.1. Mallado	86
10.2.2. Condiciones de Contorno	87
10.3. RESULTADOS	89
10.4. COMPARATIVA DE RESULTADOS	97
10.5. MODIFICACIÓN DE MATERIAL	99
10.5.1. Acero estructural	99

10.5.2. Titanio	102
11. CONCLUSIÓN	104

1. INTRODUCCIÓN

El proyecto presentado a continuación se ve motivado por la constante mejora y optimización de sistemas mecánicos de uso habitual. Mejoras que, a lo largo de los años, logra conseguir usos más eficientes de los recursos utilizados en sistemas y maquinarias que nos facilitan la vida diariamente.

Un mejor entendimiento de los distintos fenómenos que toman lugar en cada dispositivo, electrodoméstico, máquina, y en general en cada aparato creado por el ser humano, lleva consigo mucho tiempo en inversión tanto en equipos materiales como en cuerpos de investigación y desarrollo. Sin embargo, la constante lucha por conocer aquello que es aún desconocido no solo genera más dudas a lo largo del camino, sino que también logra facilitar los trabajos tanto de la mano obrera como también de los propios equipos y maquinarias ya ingeniados anteriormente.

Una mejora progresiva de esta índole ha llevado a cada industria, organización, civilización, y en general a toda la humanidad a un período en el cual la supervivencia ha dejado de ser la preocupación principal; cada proceso, cada sistema logístico, cada industria se ha visto beneficiada por estos avances de la ciencia que logran que haya producciones más rápidas, servicios más inmediatos, procedimientos de gestión más efectivos, y en general una facilidad para cada proceso en el cual se vea involucrada una persona.

Uno de los sectores que ha visto avances tecnológicos impresionantes ha sido el de la seguridad. Háblese de seguridad laboral, seguridad vial, seguridad medioambiental, seguridad marítima, seguridad aérea, etc. Cada uno de ellos ha visto una significativa mejoría a través de los años, lo que demuestra la importancia de la investigación y desarrollo en la actualidad.

En el caso específico de este trabajo se toma como referencia un sistema de frenado, que en sí forma parte del gran compendio de equipos y maquinarias que conforman el sector de la seguridad y que, por lo tanto, siempre tendrá importancia dentro de los dispositivos que lo requieran. Los

frenos no están limitados a un solo tipo de máquina, sino que hay infinidad de tipos distintos. El proyecto presentado trabaja únicamente con el freno de disco utilizado en automóviles comerciales, aunque es ampliamente utilizado en otras aplicaciones como en las motocicletas en incluso en bicicletas.

Un mejor entendimiento de los fenómenos presentados en un disco de freno (como por ejemplo la generación de calor en las superficies de contacto, la refrigeración por convección con el aire, los efectos dinámicos como vibraciones y ruidos, y entre otros son uno de los muchos fenómenos que se presentan en un sistema de este estilo) suponen como resultado una mejora en la seguridad y fiabilidad de los vehículos, lo que por lo tanto supone un carácter de máxima prioridad ante el diseño de una máquina de transporte de pasajeros.

2. ANTECEDENTES

La historia de los frenos en sistemas de transporte se remonta al siglo XVIII-XIX aproximadamente, no se sabe con exactitud cuándo fue que se estableció por primera vez un sistema de frenos en el transporte de pasajeros, pero se conoce que fueron utilizados para carruajes, donde el único principio de funcionamiento era la fricción entre una zapata de madera y las ruedas traseras, accionado por una palanca a la facilidad del conductor (Imagen 1). [1]



Imagen 1: Carruaje con freno de zapata incorporado

Para esa misma época, otro medio de transporte altamente utilizado era el tren o locomotora de vapor, que en su parte también necesitaban de un sistema de frenos fiable, por lo que optaron por un sistema neumático que conectaba cada vagón con unos depósitos de aire comprimido que, al accionar el sistema hacía frenar cada vagón por separado mediante zapatas que entraban en contacto con las ruedas. Cabe mencionar que era un sistema complicado y peligroso debido a que el frenado era independiente entre vagones, por lo que era necesario tener trabajadores en cada carro a la espera de que el maquinista diera una señal indicativa de frenar, para así sincronizar la desaceleración del tren en conjunto. Esta invención es la famosa patente de freno ferroviario de Westinghouse (1869) (Imagen 2). [1]



Imagen 2: Freno Westinghouse

El primer freno en un automóvil viene a ser introducido oficialmente en el coche diseñado por Karl Friedrich Benz en 1885, el cual es considerado como el primer vehículo automóvil de combustión interna. Éste usaba un sistema de polea contrarrotante que iba paralela al suelo, usando una palanca se accionaba una zapata que al rozar con esta polea lograba el frenado del vehículo. El rozamiento que proporcionaba no era lo suficientemente efectivo, por lo que más tarde fue utilizado una capa de cuero exterior que añadía mayor rozamiento y, por lo tanto, menor distancia de frenado, sin embargo, al no ser un material muy fiable llegaba a perder efectividad al calentarse mucho, producto del repetido rozamiento en caso de frenadas consecutivas. [1] [2]

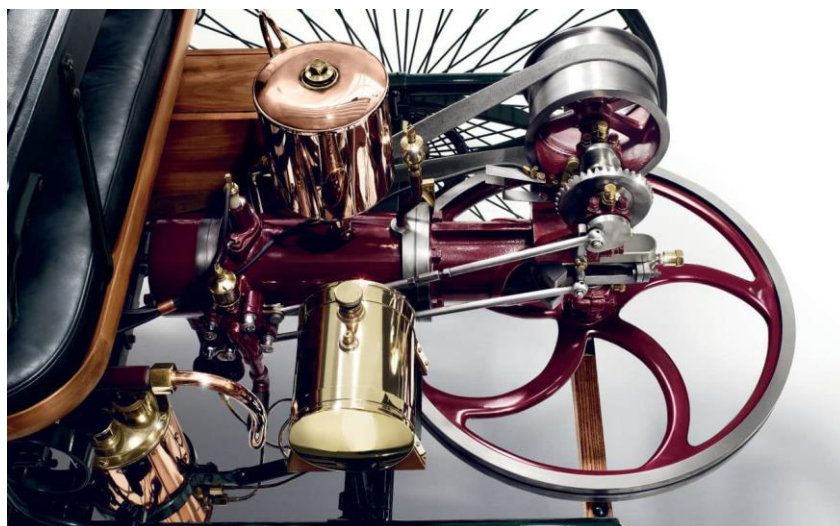


Imagen 3: Motor monocilíndrico del "Patent Motorcar" (1886)

Este vehículo llevaba todo su mecanismo al exterior, incluso es posible ver la correa que gira alrededor de la polea de frenado mencionada anteriormente. [2]

El primer material diseñado específicamente con el propósito de ser utilizado como freno fue hecho por Herbert Froot en 1897, el cual fundó la Ferodo Company; es a partir de ahí donde surge el nombre de "ferodo" utilizado comúnmente para referirse a las pastillas de freno usadas en la actualidad. Estos avances progresivamente fueron abriendo el paso para el primer freno de tambor interno, el cual es diseñado por Wilhelm Maybach en 1901. [1]

Cabe mencionar que el primer uso que se le dio al freno de tambor vino a tomar lugar al año siguiente, cuando Louis Renault hace una modificación del ya diseñado freno de tambor de Maybach, dándole un revestimiento de asbesto y logrando que su mecanismo de accionamiento fuese a través de un cable de acero.

Con el transcurso del tiempo los automóviles se hacían cada vez más potentes y rápidos, por lo que los frenos de tambor fueron siendo menos adecuados para la aplicación necesaria. La invención de los frenos de disco data del año 1902, más sin embargo no es sino hasta los años 50 cuando se empiezan a usar en vehículos automotores. La aplicación en cuestión es la utilizada en el Jaguar C-Type, el cual fue utilizado en Le Mans del año 1953, y no fue hasta dos años más tarde cuando el freno de disco es incorporado en un coche de serie. [1] [3]

3. OBJETIVOS

El objetivo de este Trabajo de Fin de Grado es la optimización de un caso de uso de un freno de disco bajo un escenario de frenada en 4 segundos partiendo de una velocidad de 120 km/h hasta 0 km/h. A partir de un disco macizo se analizarán diferentes geometrías y materiales para obtener la configuración más adecuada al caso expuesto.

El estudio a realizar se puede sintetizar en los siguientes puntos clave:

- Lograr una simulación y optimización del disco de freno inicial. Tomando como referencia los ejes delantero y trasero de un vehículo convencional.
- A partir del caso base (disco macizo) se buscará modificar la geometría y material del disco, buscando una mejor respuesta ante las sollicitaciones estructurales y térmicas, así como también, tomando en cuenta que el peso sea inferior al de partida.
- Discutir resultados entre ambos casos y analizar la mejor opción de diseño de cara a los parámetros previamente mencionados.

4. FRENOS: COMPONENTES Y TIPOS

Dentro de la categoría de frenos, más específicamente enfocados en automóviles, encontramos tres tipos, estos son:

4.2. FRENOS DE TAMBOR

Son frenos que poseen al menos una superficie llamada “zapata” que contacta exterior o interiormente con otra superficie. El elemento fijo puede ser tanto la propia zapata como incluso el otro elemento, aunque la aplicación más común viene a ser en automóviles, donde las zapatas se mantienen fijas, y se aproximan a la rueda cuando se accionan el sistema de frenado.

La disposición de las zapatas es de gran importancia por un fenómeno que cataloga a dichos sistemas de “autoenergizantes” dependiendo de las condiciones geométricas y de funcionamiento. Esto es un efecto que logra que el sistema de frenado, una vez entre en contacto la zapata con la rueda mantenga el contacto y se favorezca el rozamiento, es decir, que las condiciones de funcionamiento ayuden a la zapata a estar en contacto con la rueda. [4]

Esta condición es dada por las fuerzas que actúan en el frenado, las cuales generan momentos en el centro de giro de la zapata; esto en combinación con la geometría y el sentido de giro de la rueda determinarán la condición autoenergizante del freno. Este efecto puede ser parcial (freno autoenergizante) o total (freno autoblocante), siendo este último una situación en la que el freno por sí sólo logra detener el movimiento de la rueda una vez entrado en contacto el tambor con la zapata. [4]

4.2.1. Tipos de freno de tambor:

Existen las siguientes variantes de frenos de tambor [5]:

- **Freno de tambor simplex:** Disponen de un mismo punto de apoyo y en el cual pivotan al ser accionadas por un pistón de doble efecto. Esta disposición tiene la particularidad de que una zapata funcione como autoenergizante mientras que la otra no, lo que resulta efectivo dado el caso de que la rueda gire en ambos sentidos, dependiendo de la necesidad.
- **Freno de tambor twinplex:** Dos zapatas con el mismo punto de pivotamiento pero con dos bombines de accionamiento, en lugar de uno. Obtiene frenadas más efectivas ya que la presión se distribuye de manera más uniforme.
- **Freno de tambor dúplex:** Está basado en el diseño del twinplex, sin embargo, no tiene un apoyo fijo sino flotante. Su ventaja es que tiene un buen reparto de la presión sobre el tambor debido al efecto cuña que ofrece su geometría.
- **Freno de tambor dúo-servo:** Caracterizadas por su punto de apoyo, el cual es una biela de accionamiento o acoplamiento, la cual empuja a ambas zapatas. Fundamentalmente su funcionamiento favorece el autobloqueo.

4.2.2. Componentes de los frenos de tambor:

De manera generalista, los frenos de tambor se pueden subdividir en los siguientes componentes [6]:

- **Plato de freno:** parte fija del freno, incorpora todo el mecanismo de accionamiento del mismo.
- **Tambor:** parte móvil del freno, entra en contacto con las zapatas y mediante fricción logran la frenada.
- **Bombín de accionamiento hidráulico:** ejercen la fuerza que empuja las zapatas.

- **Zapatas:** incorporan los llamados “ferodos” que son los materiales de fricción especializados para este tipo de aplicaciones.
- **Soportes fijos o regulables:** fijan las zapatas del lado contrario al bombín.
- **Muelles de fijación:** unen las zapatas al plato de freno, permitiendo un movimiento, y manteniéndolas fijas durante su desplazamiento.

4.3. FRENOS DE DISCO

Este tipo de frenos se caracterizan porque utilizan discos como principal elemento del sistema, dicha pieza va solidaria al eje de transmisión mediante uniones desmontables, lo cual permite transmitirle un par resistente al sistema mediante un contacto de fricción de manera muy efectiva y sencilla.

Su principal ventaja es la capacidad de crear pares mucho más fuertes que los frenos de tambor (lo cual fue la razón de su llegada al mercado), pero además también tienen menos problemas por sobrecalentamiento por la sencilla refrigeración que proveen.

El principio de funcionamiento es muy básico, por lo que requiere menos componentes que los frenos de tambor, dándole un punto a favor de cara a la fiabilidad y mantenimiento de estos mecanismos. Cabe destacar que los diseños básicos no son capaces de crear el efecto autoenergizante que generaban las zapatas en los frenos de tambor, más sí es posible hacerle modificaciones al funcionamiento de modo que soporte este fenómeno, sin embargo, no es viable ya que causa problemas de distribución irregular de la presión, dando lugar a desgastes inconstantes y a frenadas mucho más bruscas. [4]

4.3.1. Tipos de frenos de disco:

Los frenos de disco suelen catalogarse en función de su geometría, la cual está pensada de cara a la refrigeración del mismo, mediante el contacto con el aire en movimiento, sin embargo, también se pueden clasificar por su accionamiento, e incluso por el material que los compone.

Tipos según su geometría [7]:

- **Disco macizo:** con geometría simple, no poseen acanaladuras ni agujeros.
- **Disco perforado:** Discos con agujeros en sus caras, mejora la refrigeración, pero al mismo tiempo la superficie de contacto.
- **Disco ventilado:** compuestos por dos discos con una interfase de acanaladuras entre ambos.
- **Disco rayado:** incluyen acanaladuras exteriores, que ofrecen refrigeración y un efecto de limpieza para las pastillas, aunque suele causar mayor desgaste en éstas.
- **Disco mixto:** combinación de alguno de los anteriores, también llamados "hiper-ventilados".

Tipos según su material [7]:

- **Fundición gris**
- **Acero inoxidable**
- **Titanio**
- **Aluminio**
- **Cerámicos**
- **Carbono**

Tipos según su mecanismo de accionamiento [8]:

- **Mordaza fija:** las pastillas se mueven y entran en contacto con el disco al mismo tiempo.
- **Mordaza flotante:** son un mecanismo que permite que el soporte de las pastillas sea móvil, proporcionando simplicidad al sistema hidráulico ya que sólo necesita llegar a una de las pastillas, y por efecto de forma logra presionar la otra pastilla con el disco.

4.3.2. Componentes de los frenos de disco

Como ya se ha mencionado anteriormente, los frenos de disco poseen una gran ventaja en cuanto al mantenimiento debido a su simplicidad frente a los frenos de tambor. Los elementos que componen el mecanismo se pueden dividir en los siguientes [6]:

- **Disco de freno:** principal elemento del mecanismo.
- **Mordaza de freno:** sujeta el cilindro y las pastillas.
- **Cilindro:** émbolo que lleva el líquido de freno el cual ejerce la presión hidráulica sobre el pistón y pastillas.
- **Pistón:** empuja las pastillas.
- **Pastillas o ferodos:** piezas de materiales con alto coeficiente de rozamiento, fabricadas teniendo en cuenta un bajo desgaste y cambio de propiedades bajo altas temperaturas.

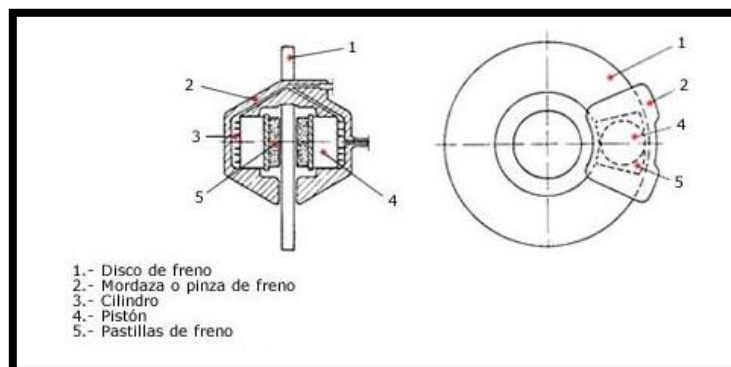


Imagen 4: Partes básicas de un sistema de frenado por disco.

Fuente: Autonoción.com

5. TRIBOLOGÍA

La tribología es la ciencia que estudia la fricción, desgaste y lubricación de cuerpos que contactan entre sí; esto con la finalidad de tener un mejor entendimiento de estos fenómenos y su implicación en el funcionamiento y fallo de componentes mecánicos. Estos factores en concreto juegan un papel fundamental en los estudios de fatiga de materiales, ya que pueden ser los desencadenantes del fallo de la pieza o sistema estudiado. [9]

Este apartado es fundamental para comprender conceptos relacionados con el estudio térmico del freno bajo funcionamiento.

Esta ciencia se suele subdividir en tres ramas:

5.1. ROZAMIENTO

Definida comúnmente como la resistencia al movimiento relativo entre dos cuerpos en contacto, el rozamiento es una resistencia pasiva siempre presente en componentes y sistemas mecánicos, donde suele ser una de las principales vías de disipación de energía y, por ende, una de las razones por las cuales se pierde parte de la eficiencia o rendimiento de una máquina. [9]

El rozamiento usualmente se usa como sinónimo de fricción, más técnicamente no hacen referencia a lo mismo. La fricción está presente exclusivamente durante el movimiento relativo entre los cuerpos en contacto, a diferencia del rozamiento el cual se presenta incluso en los contactos sin movimiento relativo.

En el caso específico de este trabajo se está trabajando con fricción, por lo cual es necesario indagar más a fondo en el tema. Es por esto anterior que es necesario definir otro concepto:

5.1.1. Resistencia al deslizamiento:

Más en concreto, para un caso en el que no exista ninguna interfase viscosa entre los cuerpos en contacto, se presenta el llamado rozamiento seco.

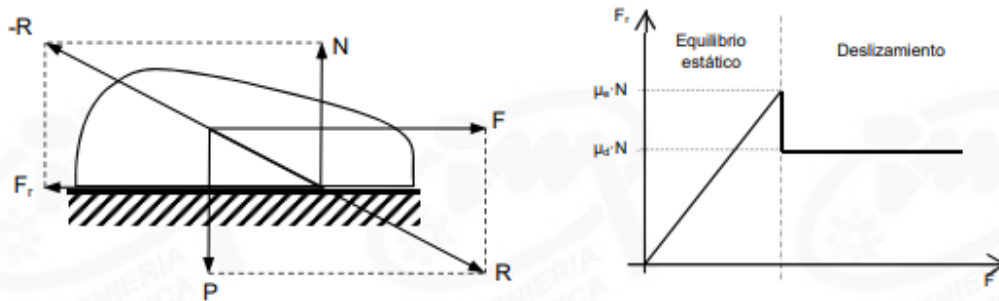


Imagen 5: Representación del comportamiento de dos cuerpos en rozamiento seco. Fuente: Apuntes de Diseño de Máquinas (Universidad de Cantabria)

Se puede apreciar una gráfica de coeficiente de rozamiento en función de la fuerza aplicada, la cual explica que en los casos de rozamiento seco se presenta una distinción entre coeficientes de fricción diferentes, más en concreto, dos tipos: Coeficiente de fricción estático, para fuerzas que no logran crear movimiento relativo entre las superficies, y **coeficiente de fricción dinámico**, el cual se da una vez se inicia el movimiento relativo.

Estos coeficientes dependen de factores como:

- Disposición relativa
- Naturaleza de las superficies en contacto
- **Rugosidad**

El trabajo que realiza este rozamiento es descrito por la siguiente fórmula [9]:

$$dW_d = Fr \cdot dS = \mu_d \cdot N \cdot dS \quad (5.1)$$

Donde "Fr" es la fuerza de rozamiento, y S es el desplazamiento.

$$W_d = \mu_d \cdot N \int dS = \mu_d \cdot N \cdot S = \mu_d \cdot N \cdot v \cdot t = Pot \cdot t \quad (5.2)$$

Integrando la expresión se halla el trabajo realizado por la fricción, el cual se interpreta como la **energía que produce el desgaste y el calor.**

6. CONCEPTOS TÉRMICOS

La transferencia de energía por calor es un tema fundamental de cara al trabajo realizado en este proyecto. Los conceptos fundamentales son [10]:

- **Calor**: Forma de energía que se transfiere de manera espontánea entre distintas zonas de un cuerpo o desde un cuerpo hacia otro. En termodinámica, "calor" significa "transferencia de energía". Esta transferencia siempre tiene una dirección definida por la diferencia de temperatura entre los cuerpos. El calor fluye del cuerpo más caliente al más frío, de manera de llegar a una temperatura de equilibrio (Ley del equilibrio termodinámico).
- **Temperatura**: Magnitud física que mide el estado térmico de un cuerpo y la energía cinética de las moléculas que lo componen. Tal magnitud se mide en Kelvin (K), Grados Celsius ($^{\circ}\text{C}$) y Grados Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$). En teoría, las moléculas de una sustancia no presentarían actividad traslacional alguna a la temperatura denominada cero absoluto (0 K).

6.1. TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

Conducción: Se llama conducción a la transferencia de calor mediante el contacto directo de las partículas de un material con las de otro, sin transferir materia entre los cuerpos. Ocurre en todos los estados de agregación: sólido, líquido o gaseoso, aunque en estos dos últimos suele preferirse la convección.

La cantidad de calor que se transfiere mediante la conducción está determinada por la Ley de Fourier, según la cual la velocidad de transferencia del calor a través de un cuerpo es proporcional al gradiente de temperatura que existe en él. [10]

Ley de Fourier:

$$Q/A = -K \cdot \text{grad}T \quad (5.1)$$

Donde Q es el flujo de calor [Vatios], A es el área de intercambio, K es la conductividad térmica, y T es la distribución de temperaturas en función de unas coordenadas.

Desarrollando la expresión de Fourier se logra la siguiente expresión:

$$Q = \Delta T / R_t \quad (5.2)$$

Donde se puede concluir que la transferencia de calor por conducción depende de la diferencia de temperatura entre los cuerpos en contacto y la resistencia térmica, la cual depende de factores como la geometría y la conductividad térmica K. Esto quiere decir que, a mayor resistencia térmica, más difícil es el paso del calor hacia el cuerpo más frío, siendo esto una analogía a la resistencia eléctrica.

Convección: La convección es semejante a la conducción, excepto que ocurre en los casos en que un fluido recibe calor y se mueve para transmitirlo dentro de un espacio donde está contenido. La convección es el transporte de calor por medio del movimiento de un fluido, sea gaseoso o líquido. [10]

Dicha transferencia se da en los términos planteados por la Ley del enfriamiento de Newton, que establece que un cuerpo pierde su calor a un ritmo proporcional a la diferencia de temperatura entre el cuerpo y sus alrededores.

Ley de enfriamiento de Newton:

$$Q = A \cdot h_c \cdot (T_s - T_f) \quad (5.3)$$

Donde A es el área de intercambio. Ts y Tf son las temperaturas de los medios en contacto, y hc es el Coeficiente de transmisión de calor por convección, el cual es un número que engloba tanto geometría de contacto entre los cuerpos, como el tipo de flujo que se desarrolla. Esta expresión explica que, a mayor coeficiente de transferencia de calor por convección (o coeficiente de película), mayor cantidad de calor es intercambiada.

Por esto mismo, la convección se suele subdividir en dos subtipos [10]:

- a. **Convección natural:** donde el fluido en el cual se desarrolla la transferencia de calor se encuentra en estado estático, hasta que comienza el intercambio de calor, lo que da lugar a un leve movimiento del fluido.
- b. **Convección forzada:** El fluido se encuentra en movimiento continuo.

7. PROCEDIMIENTO

El procedimiento de cálculo de los problemas planteados anteriormente se va a abarcar usando el software de ANSYS, el cual se basa en el Método de los Elementos Finitos para abordar cuestiones estructurales complejas, e incluso problemas térmicos, electromagnéticos, acústicos, aerodinámicos, etc.

Como se había planteado con anterioridad, el caso de este trabajo tiene que ver con un análisis estructural inicialmente donde se evalúan las tensiones y deformaciones presentadas en el estudio de un disco de freno.

7.1. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El Método de los Elementos Finitos (o FEM en inglés) se basa en la discretización de los medios continuos para abordar un tema complejo y simplificarlo, de manera que sea posible llegar a resultados aproximados en problemas donde encontrar una solución analítica es prácticamente imposible.

El enfoque de este método va de calcular la solución en desplazamientos, deformaciones y tensiones en ciertos puntos, para luego extrapolar resultados para las interfaces de los nodos. Específicamente interesa el campo de deformaciones para la mayoría de los casos, ya que de primeras suele ser más difícil de cuantificar a diferencia de las tensiones.

El algoritmo general para problemas de elementos finitos va de la siguiente manera:

- a) Subdividir el cuerpo o dominio en múltiples elementos finitos hasta cubrir la totalidad del sólido, superficie, fluido, etc.

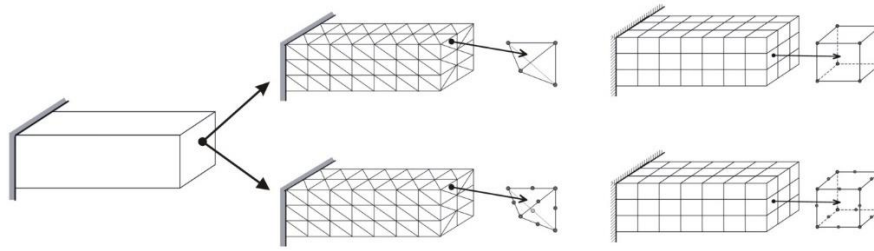


Imagen 6: Ejemplo de discretización de un cuerpo en distintos tipos de elementos

- b) Hacer uso del principio de los trabajos virtuales sobre la estructura para obtener un sistema de ecuaciones.
- c) Resolver el sistema de ecuaciones para obtener resultado de las incógnitas en el campo de estudio (7.33).

7.1.1. Ecuación de equilibrio discretizada

El objetivo es calcular la matriz de rigidez a partir de este principio, la cual contiene la respuesta interna del sistema ante las solicitaciones externas [11]:

$$\iint_A \delta \varepsilon \sigma dA \quad (7.1)$$

Dicho término viene definido por cada elemento que forma la discretización del dominio, o directamente llamado malla. Esto hace que cada elemento se vea restringido o forzado a cumplir con el equilibrio del problema, por esto mismo cada elemento se dota del procedimiento matemático del MEF:

- Discretización del campo de desplazamientos
- Discretización del campo de deformaciones
- Discretización del campo de tensiones

7.1.2. Campo de desplazamientos

Este método es capaz de calcular valores incógnita tanto en los propios nodos como incluso en las interfaces entre ellos, para esto hace falta definir una matriz de funciones de interpolación N , pudiendo definir así desplazamientos cartesianos " u " de un punto cualquiera del interior del elemento en función de los desplazamientos de los propios nodos " $a^{(e)}$ ". [11]

$$\mathbf{u}(x,y) = \mathbf{N}(x,y) \mathbf{a}^{(e)} \quad (7.2)$$

El vector de desplazamiento en elasticidad bidimensional de un punto queda definido por dos componentes cartesianas:

$$\mathbf{u} = [u, v]^T \quad (7.3)$$

De la misma manera, el vector de desplazamientos en todos los nodos de la malla queda definido por dos componentes, de manera genérica queda:

$$\mathbf{a}_i^{(e)} = [u_i, v_i]^T \quad (7.4)$$

De esta forma la matriz de las funciones de interpolación (o funciones de forma) queda de la siguiente manera:

$$\mathbf{N} = [N_1 \quad \dots \quad N_i \quad \dots \quad N_n] \quad N_i = \begin{bmatrix} N_i(x,y) & 0 \\ 0 & N_i(x,y) \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

Estas funciones tienen las siguientes propiedades:

$$\begin{aligned}
 N_i(x_j, y_j) &= 1 & \text{si} & \quad i=j \\
 N_i(x_j, y_j) &= 0 & \text{si} & \quad i \neq j \quad y, \\
 \sum N_i(x, y) &= 1
 \end{aligned}
 \tag{7.6}$$

Dichos términos N y $a^{(e)}$ tienen tantas submatrices y subvectores como nodos tiene el elemento.

Elementos Isoparamétricos: Utilizan las mismas funciones de forma para la interpolación del campo de desplazamientos y la geometría, por lo cual se expresan las geometrías de los elementos en forma de coordenadas cartesianas x_i e y_i (caso bidimensional) de los nodos que las componen: [11]

$$x = \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) \cdot x_i \quad y = \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) \cdot y_i \tag{7.7}$$

Estas ecuaciones relacionan las coordenadas cartesianas con las naturales (ξ y η). Básicamente hace una corrección entre el espacio u organización real de los nodos y el espacio ideal normalizado. Para lograr este objetivo se utiliza el determinante del jacobiano de la transformación de las coordenadas, el cual debe cumplir que sea de signo constante en todo momento.

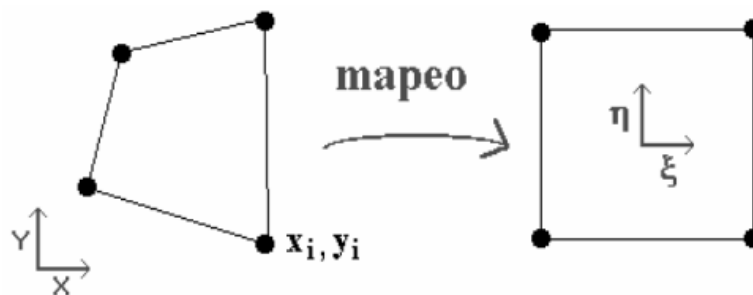


Imagen 7: Transformación de coordenadas cartesianas y naturales

Este llamado Jacobiano ($J^{(e)}$) relaciona las derivadas cartesianas y las naturales de una función. De este modo se obtiene:

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad (7.8)$$

Posteriormente se invierte esta expresión para hallar las derivadas parciales cartesianas en función de las derivadas naturales.

Finalmente, el jacobiano queda de la siguiente manera [11]:

$$J^{(e)} = \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \cdot x_i & \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \cdot y_i \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \cdot x_i & \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \cdot y_i \end{bmatrix} \quad (7.9)$$

El determinante de esta matriz representa el diferencial de área en coordenadas naturales:

$$dx \cdot dy = |J^{(e)}| d\xi \cdot d\eta \quad (7.10)$$

La expresión de las funciones de forma o funciones de interpolación se puede particularizar dependiendo del elemento del que se esté tratando, dichos elementos son:

Elementos triangulares:

- Lineal:

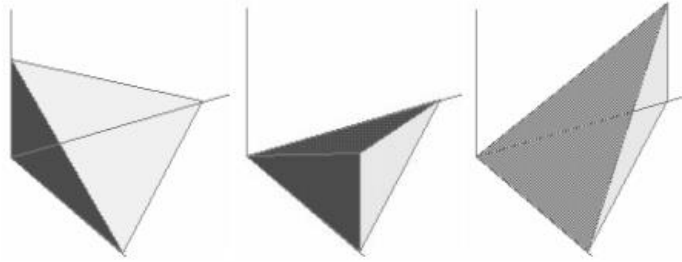


Imagen 8: Representación de un elemento triangular con comportamiento lineal

- Cuadrático:

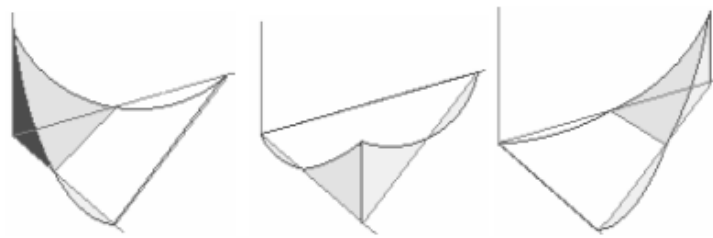


Imagen 9: Representación de un elemento triangular con comportamiento cuadrático

Elementos cuadriláteros: también llamados lagrangianos, se caracterizan por tener funciones de forma polinómicas en dos dimensiones.

- Lagrangiano de 4 nodos:

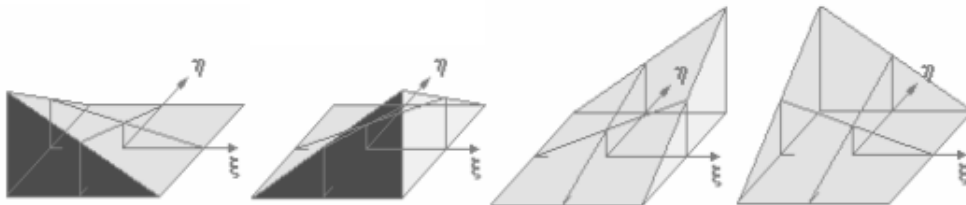


Imagen 10: Representación de un elemento cuadrilátero lagrangiano de 4 nodos

- Lagrangiano cuadrático de 9 nodos: Con polinomios de segundo grado, donde el pico de la función puede encontrarse en un lado del elemento, en un esquina, o en el centro.

- Serendípidos cuadriláteros.
- Serendípidos cuadriláteros de 8 nodos

7.1.3. Campo de deformaciones

Con la siguiente explicación se pretende introducir la expresión matricial de las deformaciones, de manera discretizada.

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \mathbf{L}\mathbf{u} \\ \varepsilon &= \mathbf{L}\mathbf{N}\mathbf{a}^{(e)} \\ \varepsilon &= \mathbf{B}\mathbf{a}^{(e)}\end{aligned}\tag{7.41}$$

Sabiendo que la función de forma de las deformaciones es expresada por la igualdad $\mathbf{B}=\mathbf{L}\mathbf{N}$, tenemos:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_1 & 0 & \dots & N_i & 0 & \dots & N_n & 0 \\ 0 & N_1 & \dots & 0 & N_i & \dots & 0 & N_n \end{bmatrix}\tag{7.12}$$

Dicha matriz hace referencia al gradiente de deformación del elemento, si se trata de un único nodo "i" se habla de una submatriz asociada a él mismo, de la forma $\mathbf{B}_i$:

$$\mathbf{B} = [\mathbf{B}_1 \quad \dots \quad \mathbf{B}_i \quad \dots \quad \mathbf{B}_n]\tag{7.13}$$

Estas funciones de forma vienen generalmente expresadas en forma de coordenadas naturales, en lugar de coordenadas cartesianas. Si se aplica la regla de la cadena se obtiene:

$$\begin{aligned}\frac{\partial N_i}{\partial \xi} &= \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \xi} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} &= \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \eta} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \eta}\end{aligned}\quad (7.14)$$

Expresiones de las cuales se deduce:

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{Bmatrix} = [J^{(e)}]^{-1} \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \end{Bmatrix}\quad (7.15)$$

A partir de este punto, y con la matriz jacobiana inversa se pueden traducir las coordenadas naturales y las cartesianas, ya que dicha matriz contiene la información para producir dicho cambio. De esta forma se pueden conocer los coeficientes de las submatrices de gradiente de deformación referidas a cada nodo.

7.1.4. Campo de tensiones

Habiendo deducido el campo de deformaciones es sencillo hallar valores tensionales debido a las relaciones constitutivas, se tiene inicialmente:

$$\sigma = D \varepsilon \quad (7.16)$$

Se tiene la relación de las deformaciones en la ecuación (7.41), por lo cual se deduce:

$$\sigma = D B a \quad (7.17)$$

Se recuerda que la matriz D contiene las constantes elásticas del material, su expresión depende del planteamiento del que se esté tratando:

$$D = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & 0 \\ d_{21} & d_{22} & 0 \\ 0 & 0 & d_{33} \end{bmatrix} \quad (7.18)$$

- Tensión plana:

$$d_{11} = d_{22} = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad d_{12} = d_{21} = \nu d_{11} \quad d_{33} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (7.19)$$

- Deformación plana:

$$d_{11} = d_{22} = \frac{E(1 - \nu)}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad d_{12} = d_{21} = \frac{\nu}{1 - \nu} d_{11} \quad d_{33} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (7.20)$$

7.1.5. Matriz de Rigidez

En este apartado se procede a definir las matrices de rigidez de los elementos, que a partir del principio de los trabajos virtuales se calcula la matriz de rigidez global de la estructura.

$$\iint_A \delta \varepsilon \sigma \, dA = \sum_{\varepsilon} \iint_{A^{(\varepsilon)}} \delta \varepsilon^{(\varepsilon)} \sigma^{(\varepsilon)} \, dA \quad (7.21)$$

En el método de los elementos finitos se desarrolla esta integral sobre cada elemento de la malla, de manera que se sustituya la expresión global

por su debida expresión elemental discretizada. La expresión general para un nodo sería de la siguiente manera:

$$K^{(e)} = \begin{bmatrix} k_{ii} & \dots & k_{in} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{ni} & \dots & k_{nn} \end{bmatrix} \quad (7.22)$$

$$k_{ij}^{(e)} = \iint_{A^{(e)}} B_i^t D B_j dA \quad (7.23)$$

Esta integral se resuelve de distintas maneras, ya sea explícitamente o mediante métodos numéricos de integración (cuadratura de Gauss, cuadratura de Gauss-Legrende)

7.1.6. Ensamblaje de la matriz de rigidez

El proceso de estructuración o ensamblaje de la matriz de rigidez es definido a través de las contribuciones de las matrices de los elementos individuales. La matriz genérica para un elemento aislado es la mostrada en la ecuación (5.21).

Este procedimiento se basa en colocar las submatrices referentes a cada elemento en una matriz completa referente a la estructura completa, posicionándolas con respecto al subíndice "ij" el cual define su ubicación.

La matriz de rigidez de los elementos posee una forma cuadrada, siendo el número de filas y columnas correspondiente al producto del número de grados de libertad del elemento por el número de nodos del elemento en cuestión.

7.1.7. Fuerzas externas

Se introduce el concepto del vector de fuerzas, el cual se forma a partir de los términos del PTV, que abarca tres tipos de fuerzas:

$$\iint_A \delta u \, b \, dA + \int \delta u \, t \, ds + \sum_i \delta u_i \, q_i \quad (7.54)$$

El primer término hace referencia a cargas gravitatorias o fuerzas de volumen, tiene la particularidad de que todos los elementos de la estructura los sufren. Al sustituir en la integral por los términos discretizados según la teoría de elementos finitos se obtiene:

$$f_{\varepsilon}^{(\varepsilon)} = \iint_{A^{(\varepsilon)}} N^t \, b \, dA \quad (7.25)$$

Esta acción distribuye la carga en forma de fuerza puntual sobre cada nodo de la estructura.

El segundo término corresponde a las cargas superficiales o cargas repartidas, y se caracteriza por la contribución de todos los elementos que sufren de esta acción. La siguiente ecuación es sacada a partir de la sustitución en la ecuación (5.24) pero mediante los términos discretizados:

$$f_p^{(\varepsilon)} = \int_{\Gamma^{(\varepsilon)}} N^t \, t \, ds \quad (7.26)$$

El sentido de ésta se deduce en cargas repartidas sobre los nodos que reciben la acción externa.

Por último, se tienen las cargas puntuales, que simplemente se asumen aplicadas en nodos de los elementos que forman la estructura, por lo cual se procede al ensamblaje en el vector de fuerzas globales.

$$f_i = \begin{Bmatrix} H_i \\ V_i \end{Bmatrix} \quad (7.27)$$

7.1.8. Ensamblaje de las fuerzas

Para la construcción del vector de las fuerzas se toma en consideración la aportación de cada elemento de la malla. El vector genérico de cada elemento tiene el siguiente aspecto:

$$f^{(e)} = \begin{Bmatrix} f_i \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} \quad (7.28)$$

Es necesario que se coloque de forma que el coeficiente "fi" vaya asociado a la posición "i" a modo de construir un vector de fuerzas globales sobre la estructura, donde se vean representados todos los esfuerzos que soportan los elementos.

Las cargas puntuales tienen la particularidad de que, al solo afectar a un nodo en concreto, solo hace falta colocarlas en la posición asociada dicho nodo, sin contribuir a los otros que se encuentren adyacentes a este.

7.1.9. Condiciones de contorno

En temas estructurales, cuando se habla de condiciones de contorno, principalmente se habla de restricciones de desplazamiento, las cuales proporcionan la posibilidad de resolver el sistema de ecuaciones global y así evitar la singularidad.

El método de la rigidez que impone una ecuación de equilibrio estático no evita que el cuerpo pueda tener comportamiento de sólido rígido, es decir,

que existe la posibilidad de que pueda tener desplazamientos incluso sin haber tensiones.

7.1.10. Cálculo de resultados

En los estudios de problemas estructurales se suele buscar solución a [11]:

- Desplazamientos
- Deformaciones
- Tensiones
- Reacciones

El cálculo de los desplazamientos viene por la resolución del sistema simplificado de ecuaciones. Al hacer este procedimiento se halla inmediatamente la deformada de la estructura.

$$K^* a^* = f^* \quad (7.29)$$

El cálculo de las deformaciones viene directamente de calcular los desplazamientos ya que se halla aplicando la fórmula que las relaciona partir del campo discretizado.

$$\varepsilon(x,y) = B(x,y)a \quad (7.30)$$

Finalmente, el cálculo de las tensiones es posible deducir a través de dos formas:

- Aplicar la fórmula discreta. Hallando la tensión en los nodos, pero con menor exactitud.

$$\sigma(x,y) = DB(x,y)a \quad (7.31)$$

- Aprovechar el hecho de que el cálculo de las tensiones en el punto de integración es más exacto, por lo cual se calculan en esos puntos para posteriormente extrapolar los resultados a los nodos adyacentes. Este proceso es llamado también alisado de tensiones, o tensiones punto de gauss.

7.1.11. Cálculo de reacciones

Para abarcar las reacciones solo basta con aplicar la fórmula:

$$R = K a - f \quad (7.62)$$

Solución del sistema de ecuaciones:

En forma general, el comportamiento de un sólido deformable está definido en su totalidad al conocer dos magnitudes, éstas son las tensiones y las deformaciones. Las ecuaciones de gobierno de estos problemas vienen dadas por la siguiente ecuación:

$$K \cdot u = f \quad (7.33)$$

Donde la "K" representa las propiedades del medio, "f" es la acción, y "u" representa el comportamiento del medio ante dicha acción. Como se ha mencionado anteriormente que el problema de los Elementos Finitos es aplicable a varios fenómenos físicos, esta ecuación de gobierno por su parte puede representar distintos parámetros dependiendo del problema del que se esté tratando.

Para los distintos análisis, los parámetros pasan a ser de la siguiente manera:

Tipo de problema	Propiedad (K)	Comportamiento (u)	Acción (F)
Estructural	Rigidez	Desplazamiento	Fuerza
Térmico	Conductividad	Temperatura	Fuente de calor
Fluidos	Viscosidad	Velocidad	Fuerza del cuerpo

Tabla 1: Analogía para distintos estudios por MEF en la ingeniería

Para la resolución de estos casos se procede a hacer cálculo matricial, usando la ecuación anterior, pero matrices en lugar de parámetros aislados:

$$[K] \cdot \vec{u} = \vec{F} \quad (7.34)$$

Por lo general, dado el ejemplo de un cálculo estructural, los datos de rigidez y de fuerza son conocidos de primeras, sin embargo, queda todo el vector de desplazamientos como incógnita del problema por lo que se procede a hacer una inversión de matriz de rigideces para despejar el dato que se necesita saber:

$$\{u\} = [K]^{-1} \cdot \{f\} \quad (7.35)$$

Las variables de campo son desconocidas previo a la resolución del problema, además de ello, los resultados que se obtienen al resolver las ecuaciones de campo (field equations) son referentes a los puntos comunes que se han llamado "nodos", los cuales comparten propiedades con los elementos en contacto. Para aproximar los resultados intermedios entre nodos se procede a usar modelos de interpolación.

Estos modelos de interpolación son resueltos para conocer, de manera aproximada, el valor de las variables de campo en las interfases entre nodos.

7.1.12. Errores inherentes en el MEF

Los errores que admite el método de los elementos finitos son [12]:

- Simplificación de la geometría: el MEF en algunos casos no logra representar el dominio en su geometría real, sino que al tener elementos con lados rectos se suelen simplificar las curvaturas, quedando un dominio del problema aproximado, mas no fiel exactamente a la realidad.
- El valor de las variables entre los elementos se ve como una aproximación por el uso de modelos de interpolación.
- Uso de técnicas de integración sencillas.
- La discretización de un medio continuo directamente provoca que haya una diferencia con los resultados finales de los problemas de simulación por MEF con respecto a la realidad.
- La cantidad limitada de dígitos con la que trabaja un computador también implica un error dentro del cálculo de las incógnitas en problemas MEF.

7.1.13. Convergencia de los resultados

La convergencia se refiere a la capacidad de un problema de llegar a un cierto valor como resultado de repetidas iteraciones que logran que llegado a un punto no varíe el valor de las incógnitas calculadas. Los valores que se monitorizan para evaluar un problema estructural van desde la deformación, el desplazamiento, la tensión de Von Mises, y entre otros, suelen ser los principales a observar.

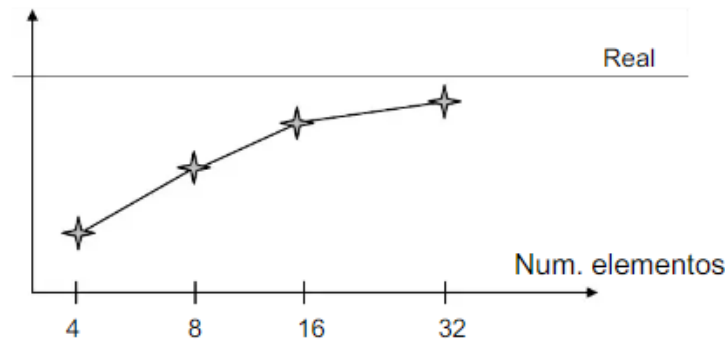


Imagen 11: Gráfico representativo de la convergencia en función del número de elementos

Pueden existir problemas con la convergencia de los resultados debido a varias cuestiones en la construcción de la simulación, ya sean causados por la propia geometría creada, como incluso por las restricciones y condiciones de contorno con las cuales se define el caso particular a estudiar.

Los casos más habituales en los análisis estructurales vienen dados por concentraciones de tensión que derivan en divergencias de los resultados. Como bien es sabido, las concentraciones de tensión se dan en lugares donde hay cambios bruscos de sección, interfases de materiales distintos, radios de acuerdo muy pequeños, etc. Siendo este último uno de los más comunes.

En el estudio por MEF puede ocurrir que se creen geometrías con ángulos agudos e incluso generar condiciones de contorno que apliquen cargas puntuales en geometrías con más de dos dimensiones, lo que resulta en tensiones infinitas en dichos puntos debido a la naturaleza de dichas condiciones. De manera más sencilla: un radio de acuerdo nulo genera tensiones infinitas en dicho punto, al igual que una carga puntual que se aplica en un área infinitamente pequeña crea tensiones infinitas. Esto en la realidad es obviamente imposible ya que ninguna arista es completamente viva sin ningún radio de acuerdo, al igual que las áreas de aplicación nunca son infinitesimales.

Sin embargo, en un planteamiento computacional es posible crear estas condiciones, lo que causa que, por más que el software genere un mallado muy fino y haga cada vez más iteraciones, nunca llegará a un resultado establecido, es decir, que nunca converge dicha solución.

7.2. TENSIÓN DE VON MISES

Es de gran importancia conocer los criterios por los cuales se considera que un cuerpo falla, y por lo cual existe los criterios de fallo, uno de los más utilizados es el criterio de Von Mises el cual toma un enfoque energético del problema. Este criterio dice que un cuerpo sometido a un esfuerzo externo genera una energía de distorsión total, cuando esta energía es mayor o igual a la resistencia a fluencia (o rotura, en caso de que sea permitido la plastificación del material) se considera que el cuerpo en cuestión falla.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} < \sigma_{yp} \quad (7.36)$$

La ecuación que define este comportamiento es como la mostrada anteriormente, donde en un estado tensional biaxial o triaxial es asimilado a un estado uniaxial estático, lo cual permite compararlo con parámetros como la tensión de rotura del material o la tensión de plastificación.

Este criterio es utilizado para materiales dúctiles, y se emplea en contraste con el criterio de Tresca ya que son bastante acertadas a la realidad; aunque cabe mencionar que el criterio de Von Mises resulta más permisivo en casos de tensiones biaxiales, esto puede ser visualizado en un gráfico que represente los valores límites permitidos por cada criterio.

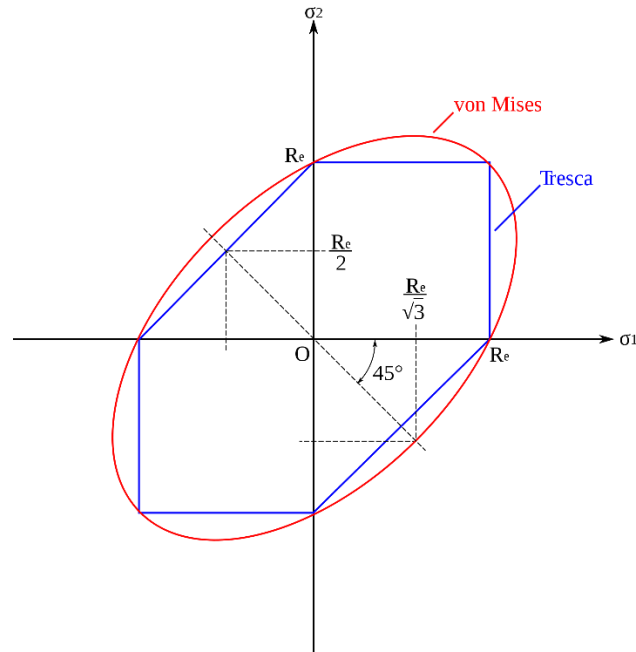


Imagen 12: Comparativa de tensiones máximas admisibles

La particularidad de los criterios de fallo estáticos es que logran convertir un problema biaxial e incluso triaxial en un caso uniaxial, siendo así capaz de lograr la comparativa entre la tensión equivalente calculada y la tensión de plastificación del material.

En los softwares de simulaciones por elementos finitos se suele usar este criterio por defecto, ya que logra reflejar con buena aproximación el estado tensional de las distintas regiones de un medio continuo, y además de ello da un sentido más intuitivo para dicho estado tensional y más fácil de visualizar para el usuario.

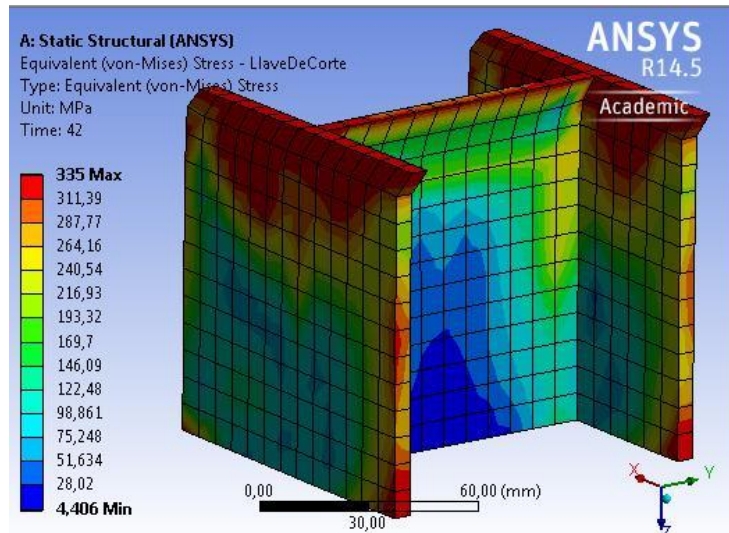


Imagen 13: Ejemplo de estado tensional representado por la tensión equivalente de Von Mises

7.3. CRITERIO TEMPERATURA

Desde un punto de vista numérico, el desarrollo matemático que conlleva el análisis estructural en comparación con el análisis térmico es muy similar. Sin embargo, es muy importante mencionar que los estudios térmicos por elementos finitos poseen mucha menor complejidad debido a la cantidad de grados de libertad por nodo, donde estructuralmente se habla de dos, tres y hasta seis grados de libertad, en el análisis térmico por lo general se trabaja con uno sólo el cual es la temperatura. Esta diferencia de grados de libertad supone una menor cantidad de ecuaciones a resolver por el programa, además de permitir al mallado ser menor riguroso debido a la naturaleza lineal de la conducción de calor.

Los casos de análisis térmico pueden ser tanto en régimen estacionario o transitorio, donde la diferencia está en que los valores calculados van en función del tiempo y en el otro caso no.

Como ejemplo de construcción de un problema se expone un caso de transferencia de calor bidimensional en régimen transitorio:

Partiendo de la ecuación de Biot-Fourier, sabiendo que no hay generación de calor interna en el material y que el coeficiente de conducción de calor es constante [10]:

$$\nabla^2 T + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad \rightarrow \quad \nabla^2 T = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (7.37)$$

Siendo α la difusividad térmica la cual es propiedad del material, que explica la velocidad con la que cambia la temperatura ante una sollicitación térmica.

Al estar trabajando con elementos finitos se discretizan las expresiones, es decir, en el caso transitorio se discretiza la geometría y el tiempo, por lo que la expresión anterior queda de la siguiente manera:

$$\frac{\Delta^2 T}{\Delta x^2} + \frac{\Delta^2 T}{\Delta y^2} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad (7.38)$$

El tiempo se discretiza en pasos "p", siendo "p" el paso actual y "p+1" el paso siguiente. Esto es importante definirlo ya que a partir de este concepto se crean dos métodos de resolución del problema térmico transitorio [10]:

- **Método Explícito:** Calcula el paso siguiente "p+1" en base a las condiciones del paso actual "p".
- **Método Implícito:** Contrario al explícito, calcula los pasos actuales "p" en base a las condiciones siguientes "p+1".

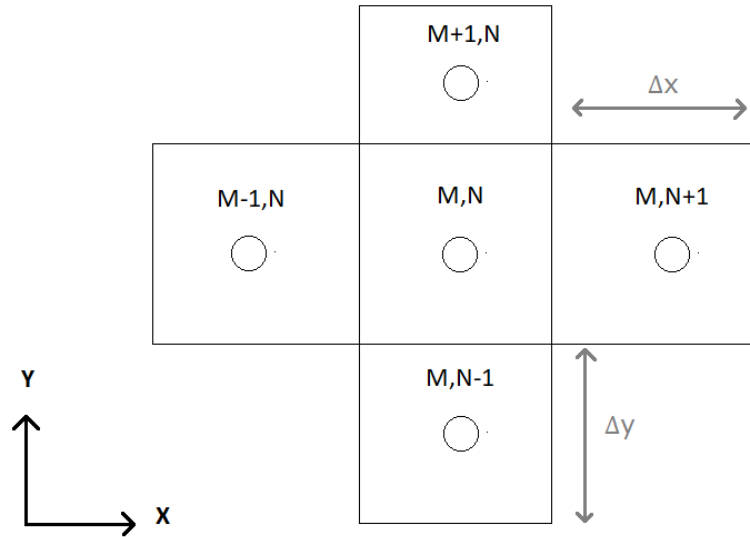


Imagen 14: Discretización bidimensional de una geometría general

En base a la imagen 14 se desarrolla la ecuación anterior para poder despejar la incógnita, que dependiendo del método (implícito, explícito) será distinta. Siendo nodos sometidos a conducción térmica, las expresiones de la izquierda de la igualdad se sustituyen utilizando la ecuación de conducción de Fourier. De esta manera la ecuación anterior se desarrolla y queda de la siguiente manera [10]:

$$\begin{aligned} & \frac{T_{m+1,n}^P + T_{m-1,n}^P - 2T_{m,n}^P}{\Delta x^2} + \frac{T_{m,n+1}^P + T_{m,n-1}^P - 2T_{m,n}^P}{\Delta y^2} \\ &= \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{T_{m,n}^{P+1} - T_{m,n}^P}{\Delta t} \end{aligned} \quad (7.39)$$

Finalmente, el objetivo es despejar el término del paso siguiente (p+1) en el caso particular del método explícito:

$$\begin{aligned} T_{m,n}^{P+1} &= Fo \cdot (T_{m+1,n}^P + T_{m-1,n}^P + T_{m,n+1}^P + T_{m,n-1}^P) \\ &+ (1 - 4Fo) \cdot T_{m,n}^P \end{aligned} \quad (7.40)$$

Esta expresión define las condiciones del nodo "m, n" para el paso "p+1" (método explícito). Para el método implícito solo basta con invertir las p por p+1 y viceversa, y posteriormente despejar el paso actual.

En la ecuación 7.40 se ve la expresión "Fo" llamado Número de Fourier, esta es una simplificación del término:

$$Fo = \frac{\alpha \cdot \Delta t}{\Delta x^2} \quad (7.41)$$

Por último, es necesario definir una condición de estabilidad para la discretización del tiempo. Esta condición viene dada por el término que multiplica a $T_{m,n}^P$ el cual puede llegar a ser negativo, por eso mismo se desarrolla una expresión de estabilidad:

$$1 - 4Fo \geq 0 \rightarrow Fo \leq \frac{1}{4} \quad (7.42)$$

7.3.1. Entorno convectivo

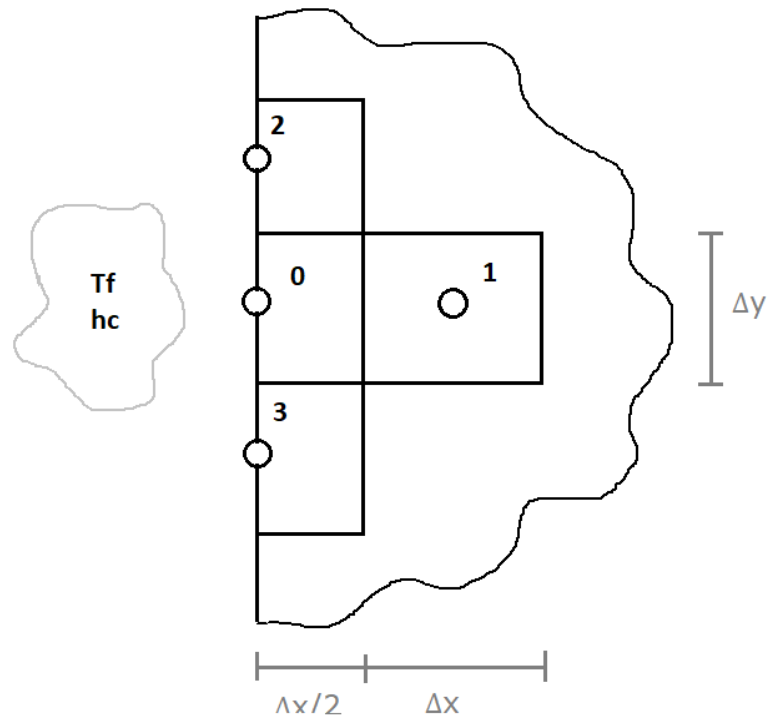


Imagen 15: Discretización de un medio frente a un entorno convectivo

En este caso, en lugar de sustituir únicamente con la ecuación de conducción de calor de Fourier, también se añade la expresión del enfriamiento de Newton. Asumiendo que los elementos son iguales tanto de alto como de ancho, y que el coeficiente de película (h_c) es constante, la expresión para el nodo "0" en el paso siguiente "p+1" es de la siguiente manera [10]:

$$T_0^{P+1} = 2Fo \cdot Bi \cdot T_F + 2Fo \cdot \left(T_1^P + \frac{T_2^P + T_3^P}{2} \right) + (1 - 2Bi \cdot Fo - 4Fo) \cdot T_0^P \quad (7.43)$$

7.3.2. Flujo de calor constante

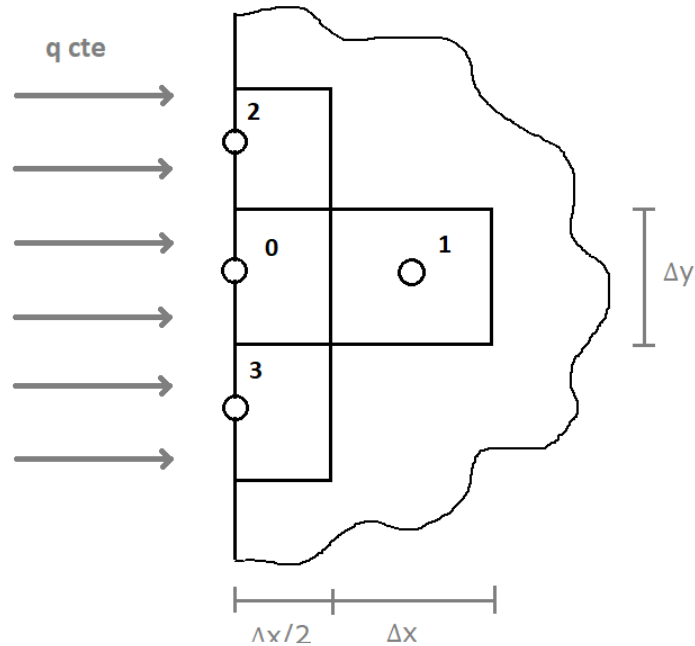


Imagen 16: Discretización de un medio sometido a un flujo de calor constante

La condición de contorno de flujo de calor, de unidades de potencia entre área (W/m^2), simplemente implica multiplicar ese valor por el área del elemento a calcular. Tomando lo anterior en cuenta, la expresión desarrollada del nodo "0" para el paso actual "p" queda de la siguiente manera [10]:

$$T_0^{P+1} = \frac{q_0 \cdot \Delta y}{k} + 2Fo \cdot \left(T_1^P + \frac{T_2^P + T_3^P}{2} \right) + (1 - 4Fo) \cdot T_0^P \quad (7.44)$$

De esta forma se calcula la temperatura del nodo "0" para el paso actual.

Para el caso de este proyecto viene muy al caso saber de dónde vienen los valores calculados en el análisis térmico del disco que, a pesar de

poseer una condición de contorno no constante, se calcula de la misma manera que como se ha explicado anteriormente.

7.3.3. Temperatura de funcionamiento de un freno de disco convencional

Normalmente se suele entender que, a mayor temperatura, menor será la efectividad y por ende la capacidad de frenada del sistema, sin embargo, los discos de freno están diseñados de modo que puedan trabajar de manera óptima a un rango de temperatura elevado. Esto no implica que lo primero sea falso, una temperatura excesivamente elevada puede llevar a distintos fallos en el freno, véase, por ejemplo:

- Desgaste excesivo de las pastillas de freno.
- “Vapor lock” o aparición de burbujas en el sistema de líquidos de frenos.
- Deformación del disco (posible aparición de vibraciones).
- Rotura catastrófica del disco.

Razones como las anteriores suponen pérdida de la eficiencia del sistema (Fading), es decir, mayor distancia de frenado y/o desaceleración requerida para la detención. Por esto mismo es necesario definir un límite de trabajo para cada disco, en función del material del que esté diseñado.

7.4. MODELO CAD

El procedimiento utilizando software de elementos finitos comienza con la geometría, ya sea realizada dentro del propio programa de cálculo o importada de otro software de CAD. Para el caso actual se ha hecho uso de ambas alternativas, la primera geometría utilizada fue creada a través de Design Modeler, el cual es una de las plataformas CAD que ofrece ANSYS, y permite pasar directamente al mallado y posterior definición de condiciones de contorno sin necesidad de cambiar de programas.

No ha sido necesario crear las geometrías de las pastillas por separado para luego ensamblarlas, sino que se ha usado la herramienta de “geometría booleana” para generar los sólidos en la misma operación que el disco.

Inicialmente dicha geometría se ha creado como prototipo de prueba tanto para el mallado como para la definición de restricciones y su posterior cálculo. El modelo tiene el siguiente aspecto:

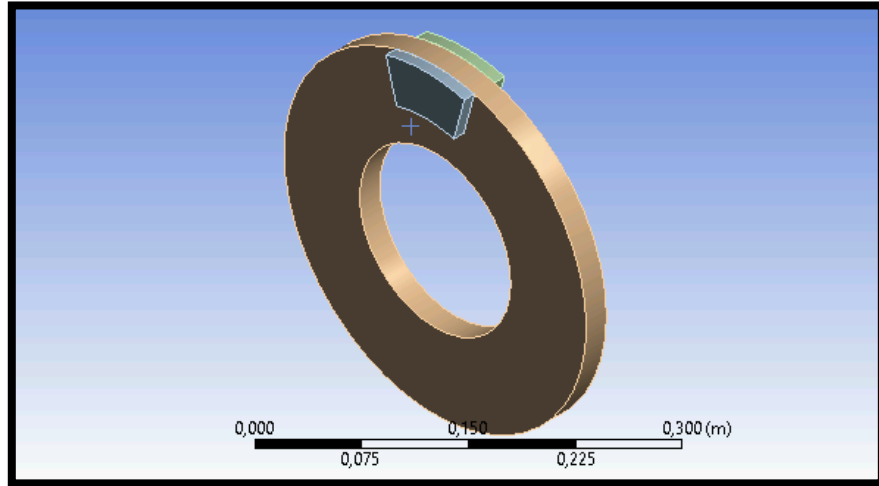


Imagen 17: Modelo básico

Las dimensiones de este disco son las siguientes:

	DISCO	PASTILLAS
RADIO EXTERIOR	15	15
RADIO INTERIOR	7,5	11,5
ESPESOR	1	1
ÁNGULO	-	30º

Tabla 2: Dimensiones del disco básico de prueba (cm)

Este modelo no contempla a un disco de freno real, más sí puede llegar a reflejar el comportamiento de uno, por lo cual se ha optado por usarlo como prueba para luego aplicarlo en el modelo real, utilizando materiales y condiciones de contorno similares a las de un freno de disco real.

Por otra parte, el primer disco a estudiar oficialmente es un disco macizo hecho de fundición gris, para el cual se aborda el modelo más complejo a través de Autodesk Inventor para luego importarlo en ANSYS.

El procedimiento de modelado inicia en buscar diseños reales de fabricantes actuales, para el alcance de este trabajo y a modo de simplificación se ha escogido un diseño del fabricante de sistemas de frenado "Brembo" [13]. Este freno de disco es macizo y es utilizado para vehículos comerciales con la particularidad de que es un freno exclusivo para ejes traseros, sin embargo, sirve como punto de partida para un estudio de optimización. Algunas simplificaciones menores han sido hechas sobre el disco de modo que no se vea afectado el mallado en términos de dificultad o de calidad de elementos.

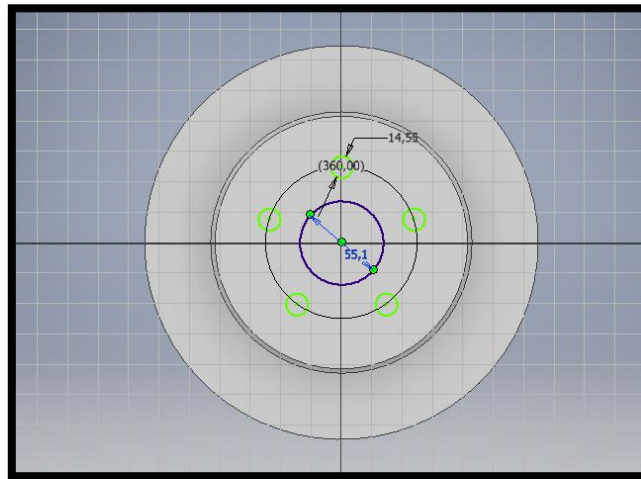


Imagen 18: Construcción del modelo del disco macizo

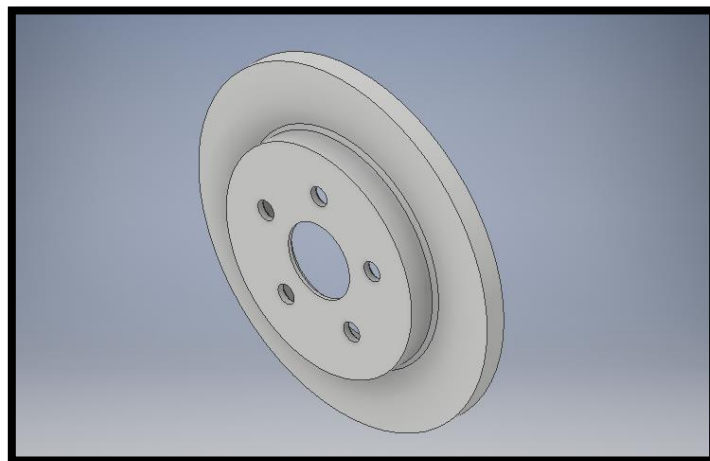


Imagen 19: Diseño final del disco macizo

7.5. MALLADO

Para el disco de prueba se ha implementado un mallado sencillo mediante elementos hexaédricos, ya que la geometría es bastante básica, lo que a su vez permite a los elementos ajustarse muy fácilmente a la estructura completa sin comprometer la relación de forma que poseen y, por ende, sin afectar a la fiabilidad de los cálculos.

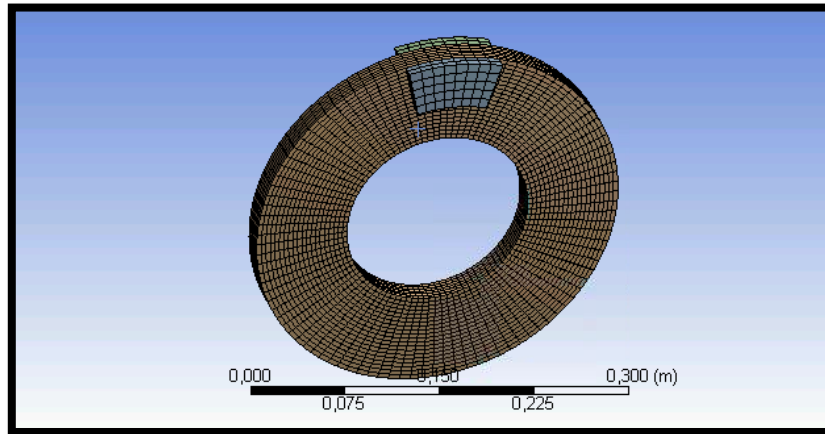


Imagen 20: Mallado del disco de prueba

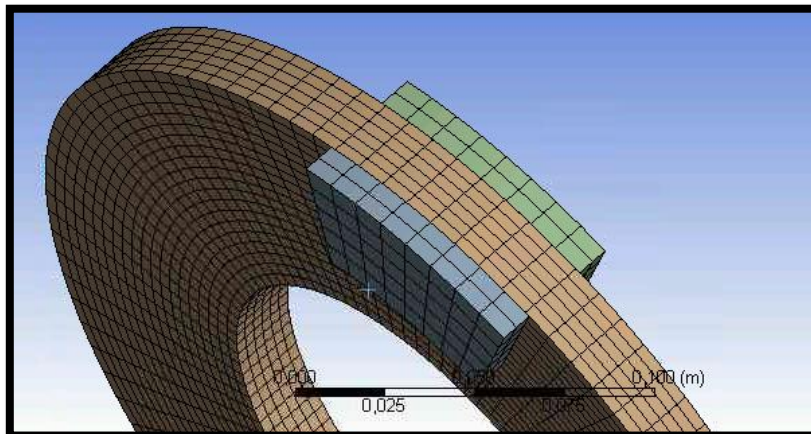


Imagen 21: Acercamiento al mallado del disco de prueba

Lo que se busca es discretizar el cuerpo en elementos lo más pequeños posibles de modo que pueda emular un cuerpo continuo, sin embargo, el haber mayor cantidad de nodos y elementos no significa que siempre vaya a ser una alternativa mejor. Dentro de los parámetros básicos a tomar en cuenta para hacer el mallado se encuentran:

- Tipo de elemento a usar
- Grado de discretización de la malla

- Calidad de los elementos de la malla

Estos parámetros se toman en cuenta debido a que la calidad del resultado obtenido depende directamente de ellos, es decir, es posible llegar a un resultado insuficientemente bueno que no refleje la situación real del cuerpo, por lo cual es necesario abarcar a estos tres puntos de manera minuciosa.

Los elementos más comúnmente usados en cuerpos tridimensionales son los prismas o hexaedros, y los tetraedros para geometrías más complejas. Cabe destacar que hay elementos que se adaptan mejor a estudios en campos específicos, como por ejemplo los cuadriláteros en estudios de perfiles alares. En los casos estructurales es recomendable usar hexaedros en lo posible, y en caso contrario usar tetraedros.

Con respecto a la densidad de elementos es recomendable afinar la discretización en zonas donde el diseñador prevé que haya gradientes significativos, por lo cual es esencial tener un conocimiento básico acerca de la respuesta esperada del estudio. Esta tendencia logra mayor eficiencia en general ya que reduce el tiempo de cómputo del problema, esto debido a que no hay excesiva densidad de elementos donde es innecesario que los haya.

Este principio de localizar los mallados más finos es utilizado en el procedimiento de los discos más complejos. Comenzando con el disco macizo, se ha subdividido la geometría en varios segmentos interconectados con la finalidad de facilitar el proceso de mallado:

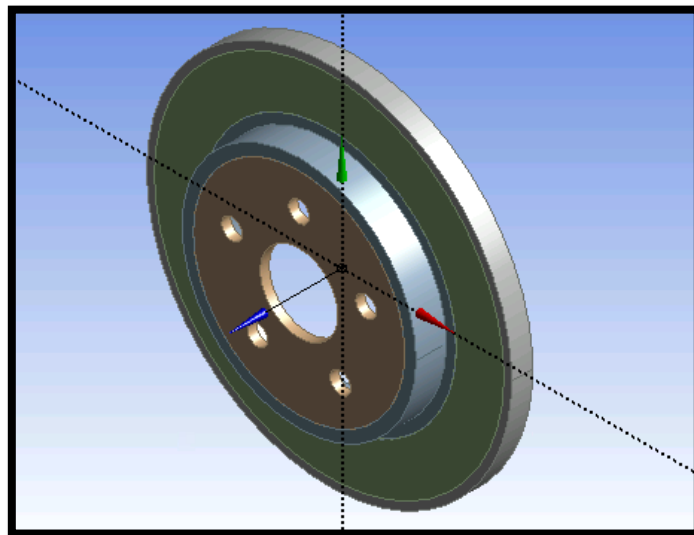


Imagen 22: División en segmentos del disco macizo (estudio térmico)

Posteriormente se procede a mallar utilizando semillas de mallado o "sizing", herramienta con la cual se especifica el número de divisiones que se quiere tener en una arista determinada. Además de esto se hace uso de un método multi zona o "multizone" que permite que las caras o interfaces

conectadas entre segmentos compartan nodos, permitiendo que el disco trabaje como una sola pieza sin importar las divisiones hechas en el modelado CAD.

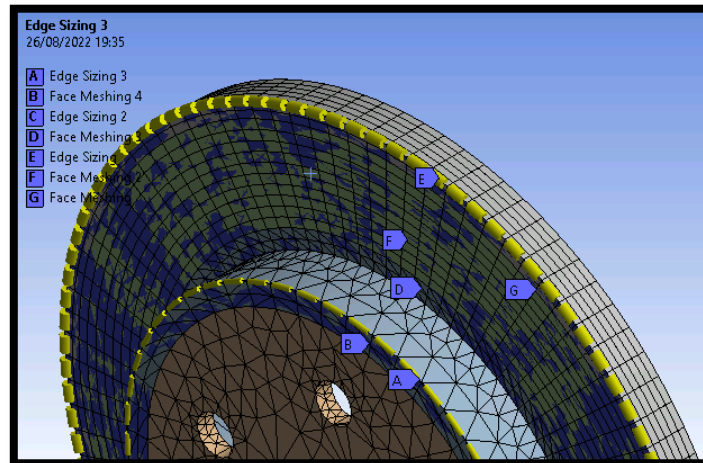


Imagen 23: Detalles de la malla del disco macizo (estudio térmico)

Cabe destacar que con esta metodología el orden de mallado de segmentos toma un papel importante, ya que es necesario ir generando los nodos en los segmentos aledaños o próximos al primero mallado, de modo que se vayan mallando en base a las caras con las que tienen que compartir nodos. Este proceso se realiza añadiendo una grabación de mallado, en la cual se van agregando las piezas en orden de generación de malla.

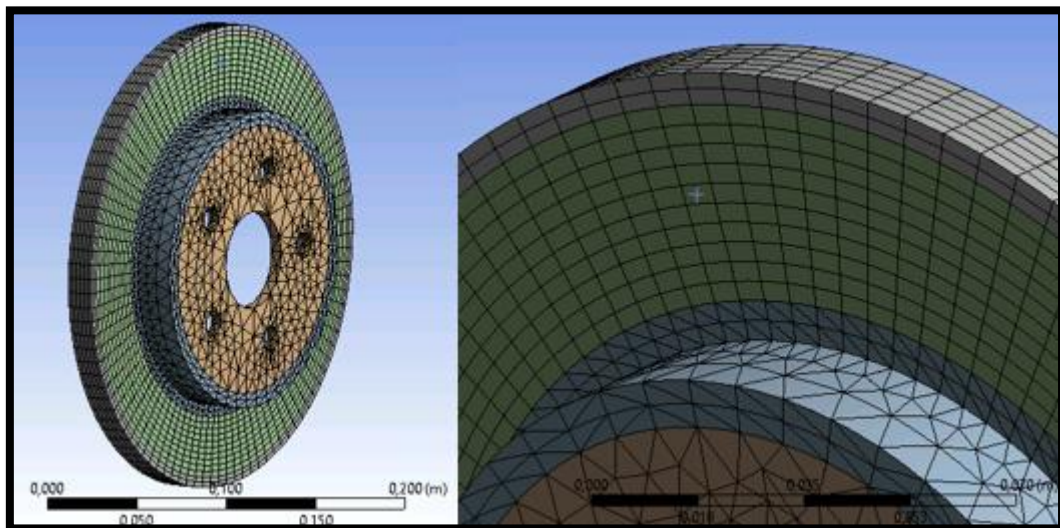


Imagen 24: Aspecto final de la malla del disco macizo

Como se puede apreciar, el mallado se ha hecho de cara a la eficiencia computacional para el procesamiento del problema, es decir, se ha buscado una malla fina en las zonas con mucho flujo de calor, dejando de lado la zona

central (cubo) ya que conlleva menor importancia de cara a la transferencia de calor por conducción.

Por último tenemos el estudio estático estructural realizado sobre el propio disco macizo, de modo de verificar dónde se suelen presentar las mayores tensiones:

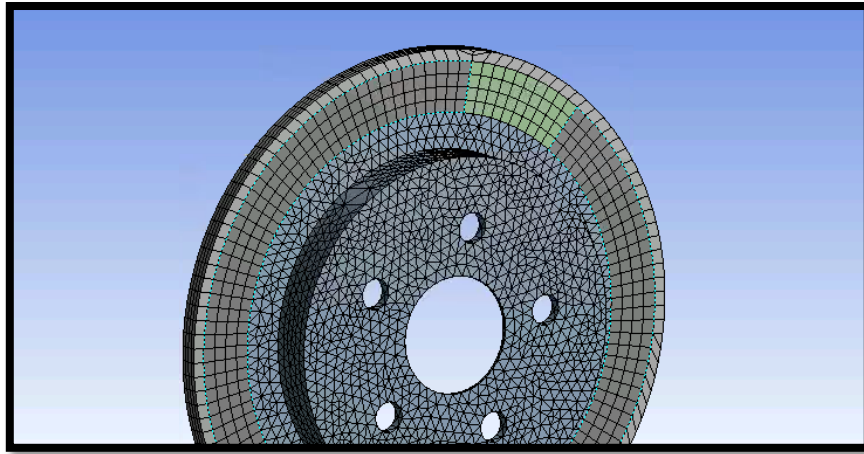


Imagen 25: Mallado del disco macizo (estudio estructural)

7.6. CONDICIONES DE CONTORNO

7.6.1. Condiciones de contorno del disco de prueba

Las condiciones de contorno del disco de prueba son diferentes a las del disco macizo, es decir, en principio se va a usar el disco de prueba como ejemplo, bajo otras condiciones de funcionamiento, por lo cual no será comparable con los resultados obtenidos en el disco macizo.

En principio esta distinción entre unos y otro se ha hecho debido a que el estudio a realizar es completamente diferente, no obstante, ambos casos pretenden simular el mismo tipo de sistema de frenado, solo que con condiciones diferentes.

El caso del disco básico es un análisis estructural-térmico acoplado, lo que quiere decir que además de calcular las tensiones y deformaciones este módulo o herramienta de ANSYS es capaz de relacionar dichos parámetros al campo térmico (y viceversa), añadiendo nuevos grados de libertad al sistema

(temperatura). Sin embargo, este tipo de análisis requiere una inmensa capacidad computacional de cara a una simulación del estilo de un disco de freno que aproximadamente sea capaz de girar a 700 rpm.

Para contrarrestar el hecho de que es inviable hacer una simulación que requiera mucho procesamiento y, por ende, excesivo tiempo de cálculo, se ha optado por hacer una simulación sencilla donde el disco gire a una velocidad constante y se le aplique una presión preestablecida. Estas condiciones dan lugar a resultados de tensiones, deformaciones y temperatura.

Una vez importada la geometría se comienza la definición de condiciones de contorno definiendo contactos entre cuerpos (en el caso de que el estudio posea más de un cuerpo). Las superficies que figuran como "Contact" son aquellas que el programa reconocerá como móviles, y asume que serán las que se acerquen a las superficies "Target".

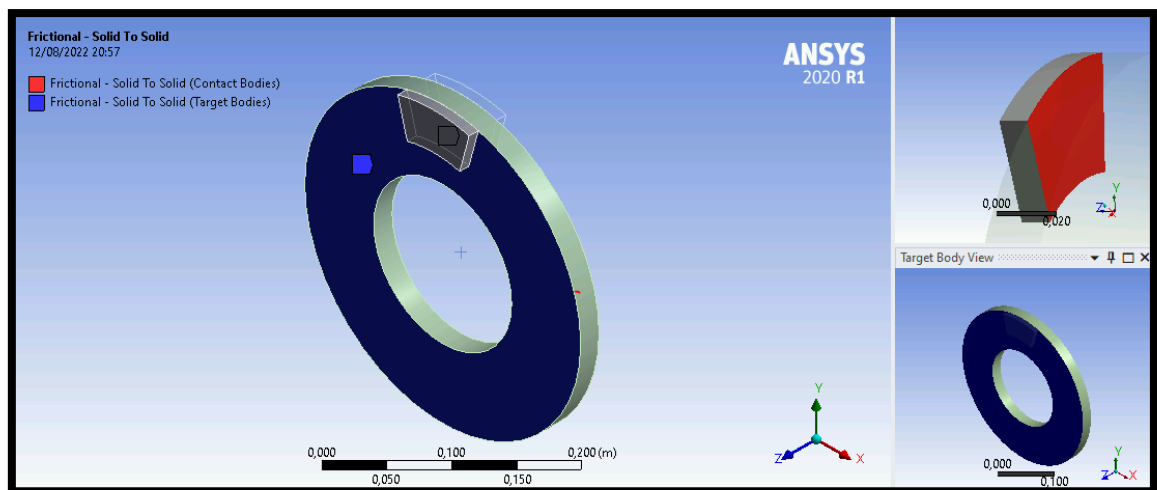


Imagen 26: Definición de contactos de fricción

Los detalles de la operación son los siguientes:

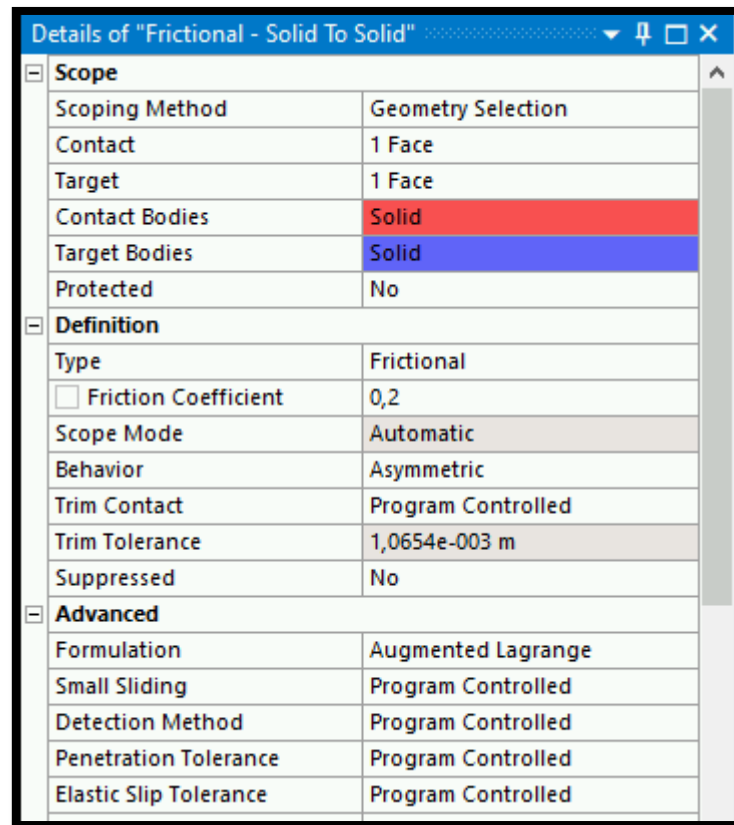


Imagen 27: Propiedades de la definición de contactos

Se ha establecido un coeficiente de rozamiento bajo (0,2) debido a problemas de convergencia de los resultados. Los coeficientes mayores a 0,3 generan conflictos en la convergencia y, por lo tanto, se ha establecido uno menor.

La formulación de Lagrange Aumentado favorece la convergencia en estudios en los que figuran contactos friccionales.

Posteriormente, pasamos a la introducción de juntas o restricciones de movimiento (Joints).

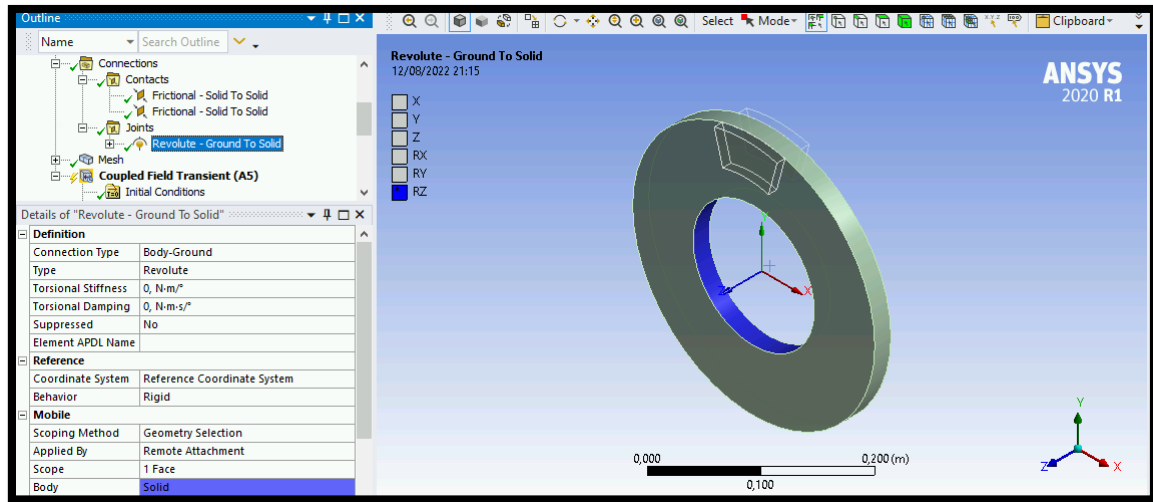


Imagen 28: Par de revolución en el eje Z del disco

Las propiedades del análisis son definidas de la siguiente manera:

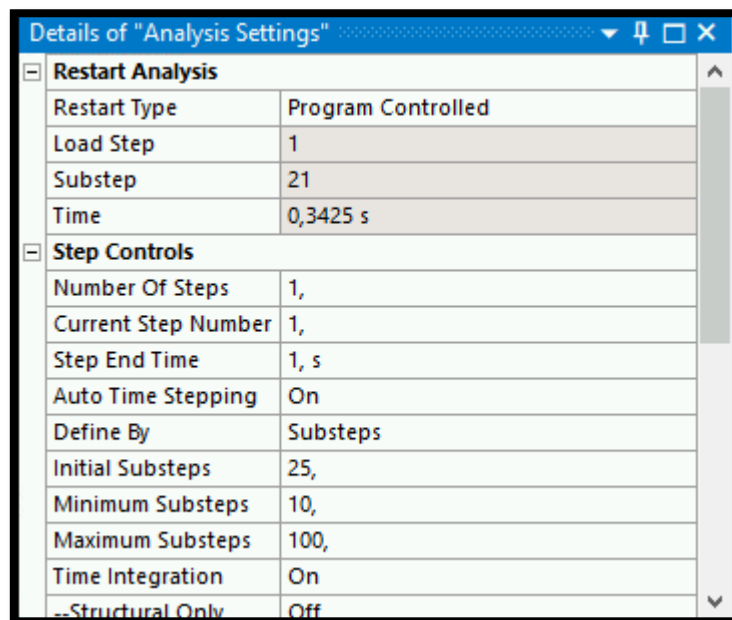


Imagen 29: Propiedades de tiempo y pasos de la simulación

Luego, se crean condiciones de presión constante en las pastillas, de modo que contacten con el disco y generen calor, además de deformarlo. Se ha establecido una presión equivalente a 3 MPa debido a que en estudios previos [14] se ha establecido este valor como uno real de cara a una simulación.

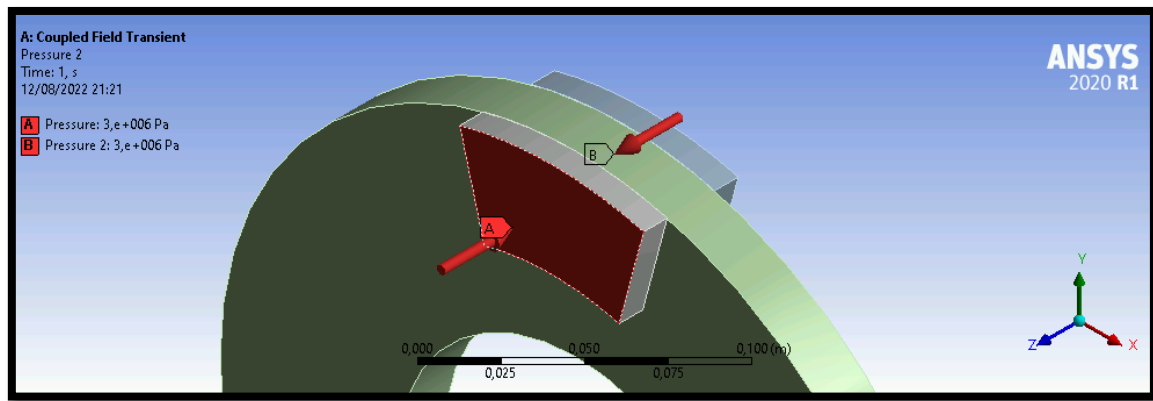


Imagen 30: Condición de contorno de presión constante

Esta presión se aplica instantáneamente al inicio de la simulación, al igual que el giro del disco.

El paso siguiente es restringir el movimiento de las pastillas, sin embargo, se procura dejar un grado de libertad en dicha restricción, el cual corresponde con la traslación en el eje Z.

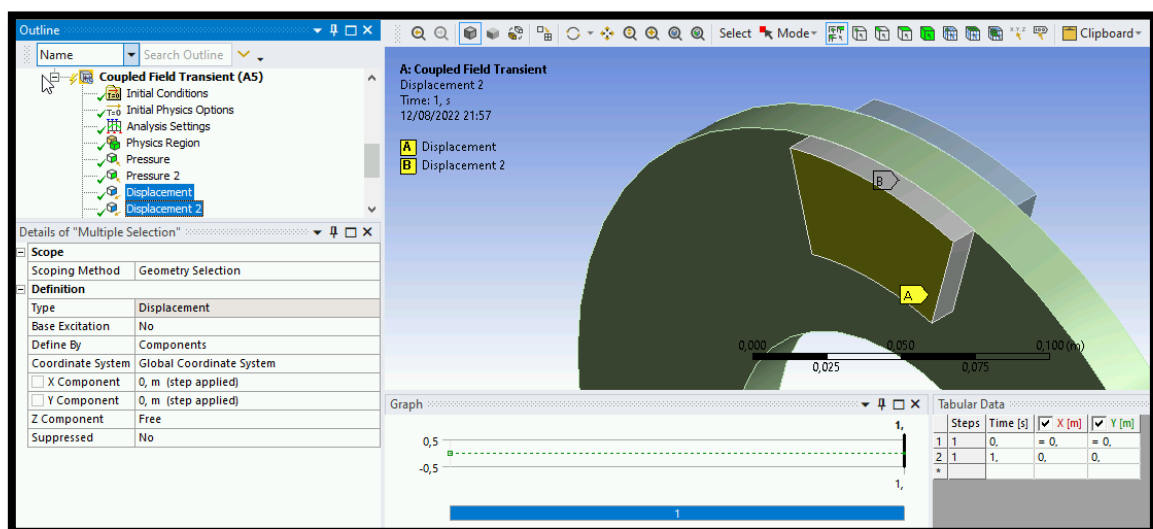


Imagen 31: Restricción de movimiento de las pastillas

7.6.2. Condiciones de contorno del disco macizo

Para el caso del disco macizo se ha empleado otra metodología de estudio, ya que, como se ha mencionado anteriormente, enfocarlo de la misma manera que el disco de prueba sería inviable debido al tiempo de procesado.

El análisis ha elaborar es un térmico transitorio, donde las condiciones de contorno son únicamente de carácter térmico (transferencia de calor), esto implica conocer previamente los valores de estas condiciones.

El caso que se ha planteado estudiar es una situación de frenada de emergencia de un vehículo de 1260 Kg, partiendo de una velocidad inicial de 120 Km/h hasta lograr una frenada en un tiempo de 4 segundos.

Para poder abordar el tema de las condiciones de contorno del problema térmico es necesario saber qué formas de transferencia de calor están presentes en el funcionamiento de un disco de freno, además de saber qué valor introducir en cada caso. Esto se puede representar con una imagen [15]:

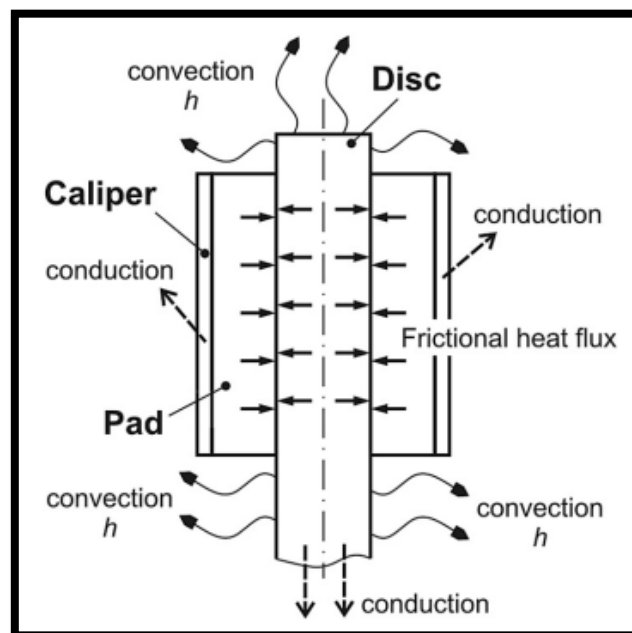


Imagen 32: Tipos de transferencia de calor presentes en un disco durante una frenada. [15]

Se pueden apreciar las transferencias de calor presentes en el funcionamiento del disco en frenada. El calor que logra calentar el disco se introduce como un flujo de calor debido a la fricción entre componentes, y se disipa a través de conducción en el disco y pastillas, y por convección en los contactos del disco con el aire que lo circunda. Es válido mencionar que se

puede añadir la disipación de calor por radiación, sin embargo, en estudios anteriores [15] [16] se ha demostrado que la radiación forma una porción prácticamente insignificante dentro de la disipación total de la energía contenida en el disco posterior a una frenada.

Comenzando con la condición de convección en las zonas en contacto con el aire, tenemos que los inputs son la temperatura del fluido y el coeficiente de transferencia de calor por convección (coeficiente de película). Este último es un número que representa la influencia del fluido, superficie y tipo de flujo circundante en la transferencia de calor de manera convectiva, y la manera más directa de calcularlo es utilizando correlaciones y ecuaciones empíricas. No obstante, también puede ser calculado usando un módulo de análisis de fluidos (Fluent, CFX).

Para la definición del coeficiente de película se ha hecho uso de un estudio de investigación anterior [17] el cual define valores tabulados de coeficientes de convección correspondientes a velocidades de giro y geometrías de discos previamente establecidas. En base a esto se ha calculado una función lineal decreciente relacionada con la deceleración del vehículo en el transcurso del tiempo, tomando como valor inicial el tabulado por el trabajo previamente mencionado, y como valor final el coeficiente de película para el aire en estado de convección natural.

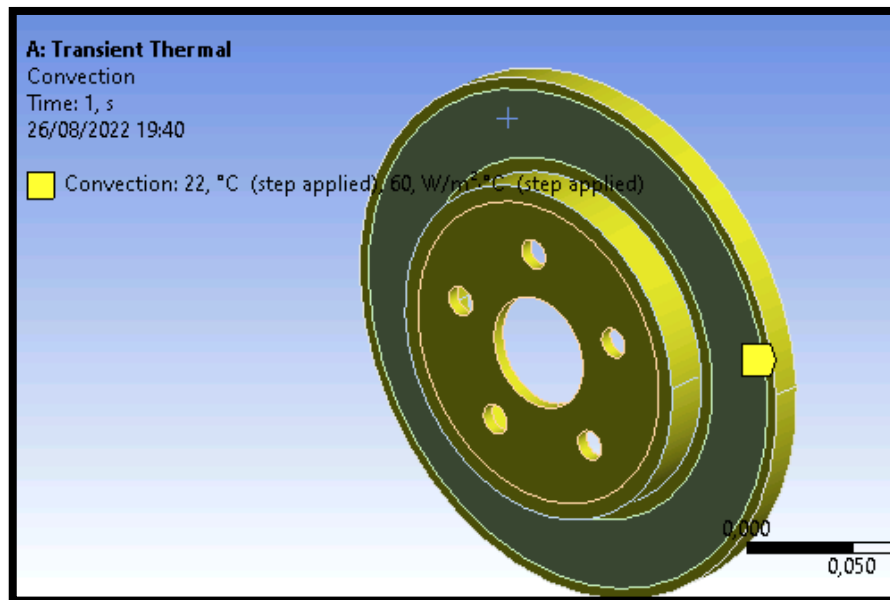


Imagen 33: Aplicación de la condición de convección en el modelo

Posteriormente, se establece el calor entrante debido a la fricción en modo de un flujo de calor (W/m^2). Este flujo de calor depende de distintos factores como el coeficiente de fricción, la presión aplicada, el área recorrida por las pastillas, velocidad inicial, etc. Sin embargo, otro enfoque válido es plantear lo siguiente: Sabiendo que el objetivo de los frenos es disipar la energía cinética del vehículo, se calcula la energía correspondiente con el movimiento del automóvil a 120 Km/h y esa cantidad en Julios será la que deben absorber los frenos. Los datos calculados serán divididos dependiendo del reparto de frenada del vehículo, el cual en este caso se ha escogido un valor promedio de 70/30.

Todo el planteamiento anteriormente mencionado es una idealización del funcionamiento del sistema de frenado, es decir, se dejan de tomar en cuenta aspectos que afectan a la disipación de la energía en un proceso de frenado. Dichas simplificaciones o suposiciones son:

- Se asume que la totalidad de la energía cinética se disipa a través de los frenos.
- Se descarta la posibilidad de disipación energética por parte de elementos como la amortiguación neumática de las ruedas o la fricción interna del mecanismo del automóvil.

- Se desprecian los efectos de desgaste de los elementos.
- No hay pérdida de calor por deformación plástica.
- Se asume que no hay radiación como transferencia de calor.
- No se distingue entre presión o desgaste constante.
- En la zona de contacto disco-pastilla, que en la realidad es el área de la propia pastilla, en la simulación se ha descrito que el flujo de calor entraba por la zona barrida por las pastillas, lo que implica que una vez detenido el vehículo no habrá entorno convectivo en esa zona de barrido.

Inicialmente se ha de decir que el flujo de calor entrante al disco no será constante ya que el vehículo se irá deteniendo a la medida que transcurre el tiempo. La definición de un flujo de calor decreciente es la que define y la que por ende simula el efecto de frenada. La última suposición por hacer es que el flujo de calor en función del tiempo se representará como una gráfica lineal decreciente.

Conociendo las suposiciones hechas, se procede a hacer el cálculo del flujo de calor requerido para simular el caso propuesto:

- a. Se calcula el valor correspondiente a la energía cinética del vehículo de 1260 kg yendo a 120 Km/h

$$120 \frac{Km}{h} \cdot \frac{1000 m}{1 Km} \cdot \frac{1 h}{3600 m} = 33, \bar{3} m/s \quad (7.45)$$

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = 700.000 J \quad (7.46)$$

- b. La totalidad de la energía se disipa en los discos de fricción, de esta manera se sabe cuánta energía debe llegar en 4 segundos a los frenos. Teniendo la distribución de frenada de 70/30 se sabe también el reparto de dicha energía calculada. Por ende:

$$\begin{aligned}
 700.000 &\rightarrow 70\% \rightarrow 490.000 J \\
 &\rightarrow (\text{Dos ruedas delanteras}) \rightarrow 245.000 J
 \end{aligned}
 \tag{7.47}$$

$$\begin{aligned}
 700.000 &\rightarrow 30\% \rightarrow 210.000 J \\
 &\rightarrow (\text{Dos ruedas traseras}) \rightarrow 105.000 J
 \end{aligned}
 \tag{7.48}$$

- c. Ahora que se ha calculado la energía que llega a cada freno se procede a hallar una gráfica lineal que represente el flujo de calor entrante en el disco frente al tiempo (4 segundos). La gráfica tendrá esta apariencia:

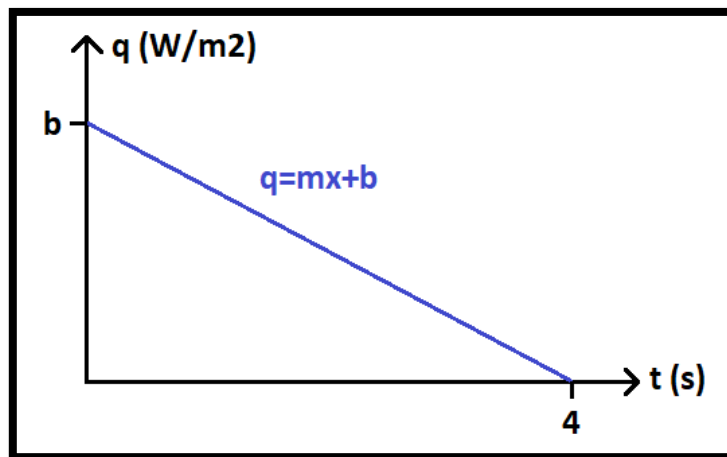


Imagen 34: Función de flujo de calor entrante en el disco en función del tiempo de frenada

- d. Sabiendo que al pasar los 4 segundos se ha de haber transmitido la cantidad total de energía hacia los cuatro discos y con las distribución anteriormente calculada se procede a hacer una igualdad que permita saber el valor de "b" correspondiente con el flujo de calor inicial en $t=0s$. Esta ecuación se razona a partir de que la función al ser lineal se puede asimilar a la mitad de un rectángulo:

Primero se calcula el área de barrido de las dos pastillas que contactan con el disco:

$$A = \pi \left[\left(\frac{\phi_{ext}}{2} \right)^2 - \left(\frac{\phi_{int}}{2} \right)^2 \right] \quad (7.49)$$

$$b[W/m^2] \cdot 4s = \frac{2 \cdot 105.000 J}{A} \quad (7.50)$$

Posteriormente se calcula la pendiente de la recta:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{-b}{4s} \quad (7.51)$$

- e. Ya teniendo los valores necesarios para definir la recta en su totalidad, se procede a introducir dichos valores en ANSYS, colocando el flujo de calor como una función:

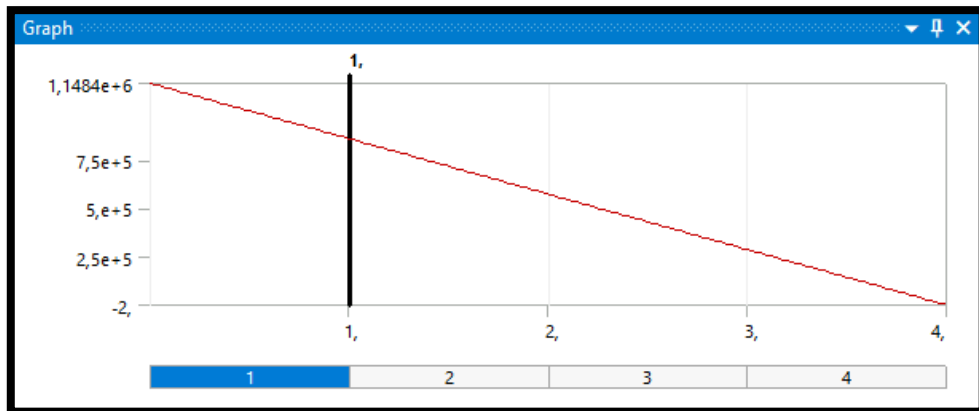


Imagen 35: Función del flujo de calor entrante en un disco del eje trasero

- f. Finalmente se definen las propiedades del análisis, que en principio se sabe que van a ser 4 segundos de simulación. Estos 4 segundos se subdividen en pasos de cálculo de la siguiente manera:

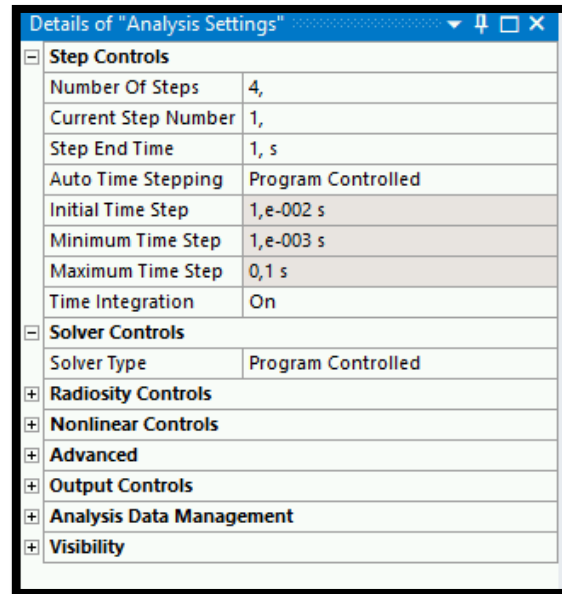


Imagen 36: Definición del tiempo de simulación con sus sub-pasos

Como también se tiene un estudio estructural estático, por ende, se tienen otras condiciones de contorno. Dichas condiciones han sido apropiadas para un caso estático debido a la complejidad de los estudios transitorios en el ámbito estructural.

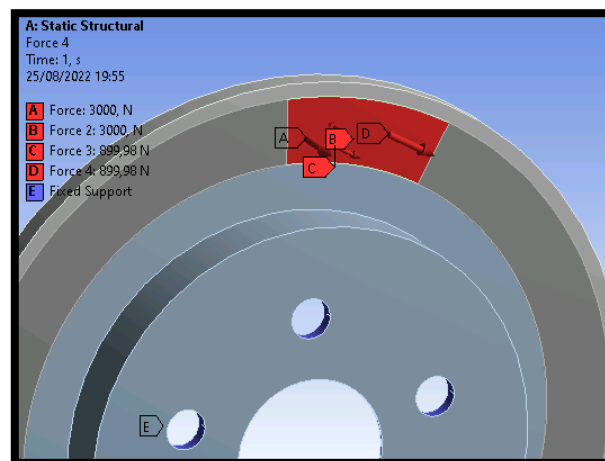


Imagen 37: Condiciones de contorno del disco macizo (estudio estructural)

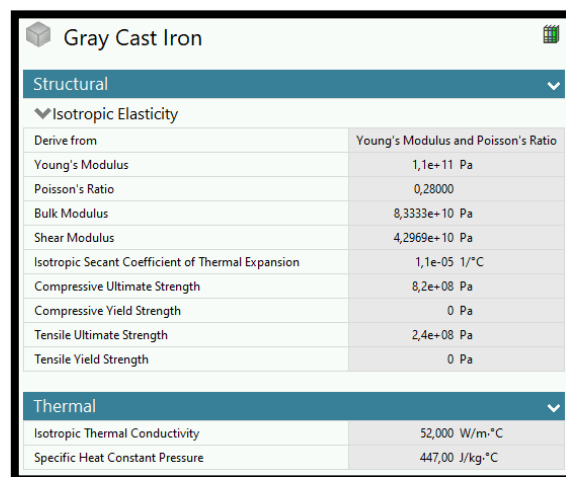
Como se puede apreciar en la imagen 37, el disco está sometido a dos tipos de fuerzas: la primera de ellas corresponde a la fuerza normal aplicada por las pastillas hacia el disco (presión hidráulica del sistema de frenado), la

segunda simula la fuerza de rozamiento que genera el momento sobre el disco. Finalmente se le agrega un empotramiento en los agujeros donde va atornillado el disco con el eje.

7.7. SELECCIÓN DEL MATERIAL

Una de las posibles modificaciones que pueden llegar a ser viables es el cambio de material del disco de freno, lo cual afecta a la distribución final de temperatura ya que se alteran parámetros como el calor específico, el coeficiente de fricción con las pastillas, la constante de conducción de calor, etc.

El primer material estudiado en las simulaciones fue la fundición gris, debido a que es uno de los materiales más comunes en sistemas de frenado:



Gray Cast Iron	
Structural	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	1,1e+11 Pa
Poisson's Ratio	0,28000
Bulk Modulus	8,3333e+10 Pa
Shear Modulus	4,2969e+10 Pa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1,1e-05 1/°C
Compressive Ultimate Strength	8,2e+08 Pa
Compressive Yield Strength	0 Pa
Tensile Ultimate Strength	2,4e+08 Pa
Tensile Yield Strength	0 Pa
Thermal	
Isotropic Thermal Conductivity	52,000 W/m·°C
Specific Heat Constant Pressure	447,00 J/kg·°C

Imagen 38: Propiedades de la fundición gris

En simulaciones posteriores se modificará el material que se usa en las simulaciones a modo de tener comparativa del comportamiento de disco bajo la frenada de emergencia.

8. RESULTADOS INICIALES

Los resultados correspondientes con la simulación del disco de prueba y la del disco macizo son mostradas en este apartado.

A continuación se muestra la generación de calor debido al rozamiento presente entre los cuerpos de las pastillas frente al disco. Con esto se pretende mostrar más a detalle la generación del calor presente en las simulaciones posteriores que, en este caso, ha de funcionar como una "cámara lenta" frente a esos estudios siguientes.

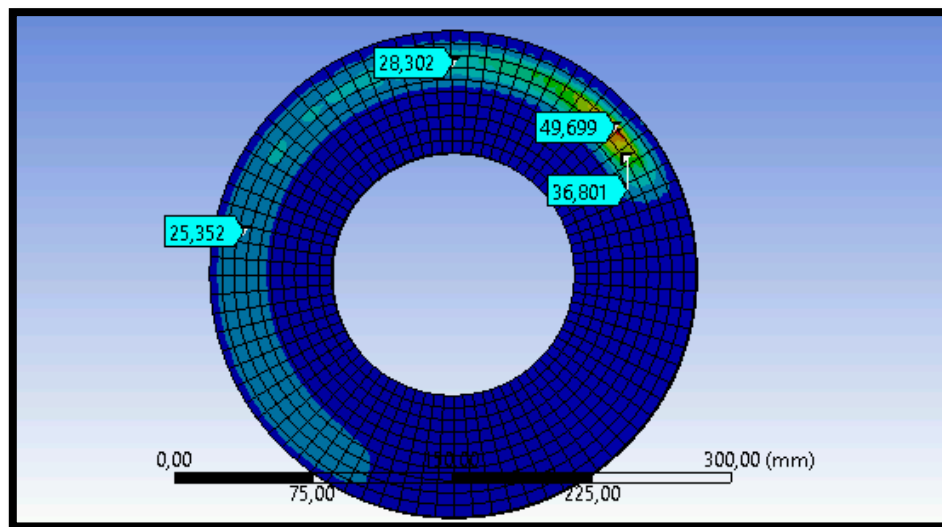


Imagen 39: Resultado de distribución de temperatura en el disco de prueba

Al igual que el análisis acoplado, se muestran a continuación los resultados correspondientes al disco macizo. Al ser un estudio térmico transitorio no se toman en cuenta las tensiones ni deformaciones, simplemente se han añadido los resultados de distribución de temperatura, y calor direccional en ejes X, Y y Z. No obstante, posteriormente se procede a usar un módulo de cálculo estático estructural que logra calcular las tensiones y desplazamientos máximos conseguidos.

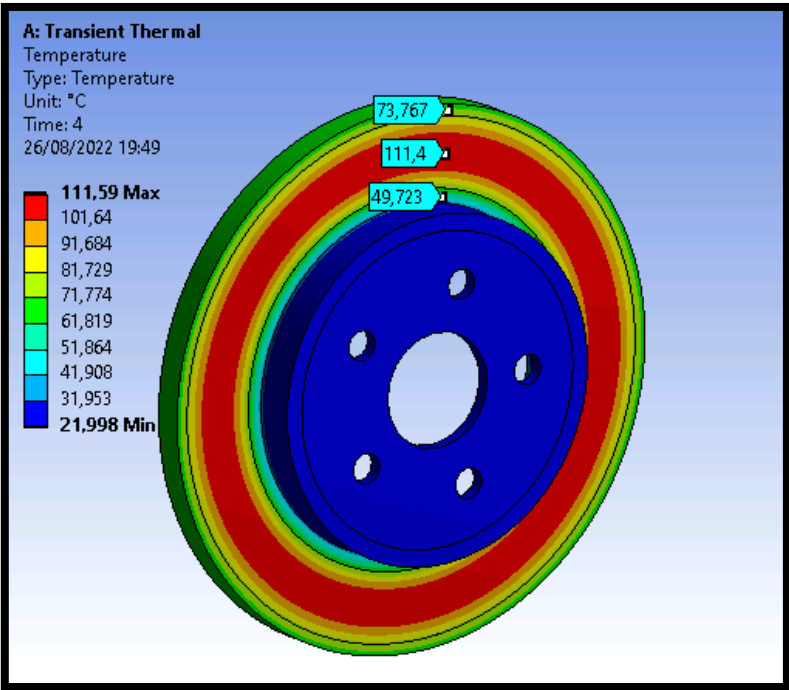


Imagen 40: Distribución de temperatura del disco macizo (eje trasero)

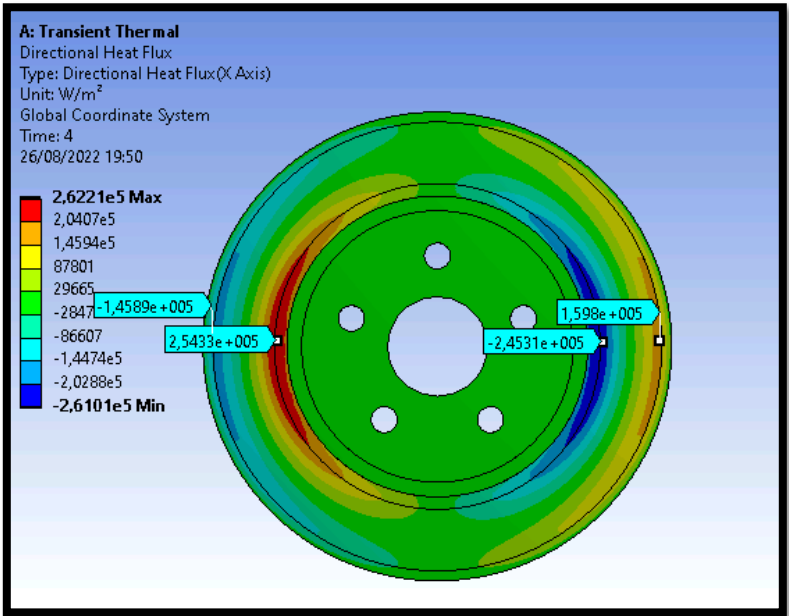


Imagen 41: Flujo de calor en la dirección X del disco macizo (eje trasero)

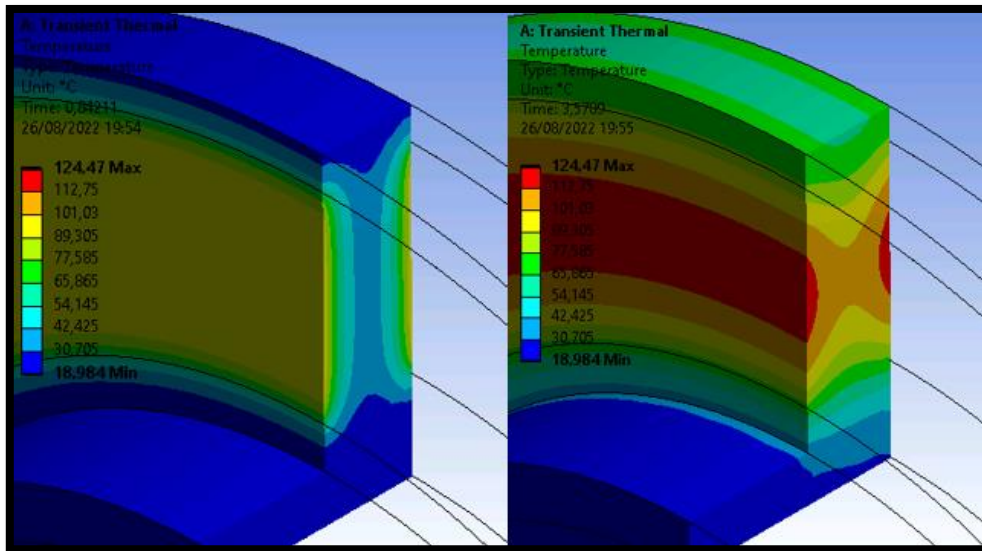


Imagen 42: Distribución de temperatura en el espesor del disco macizo (eje trasero)

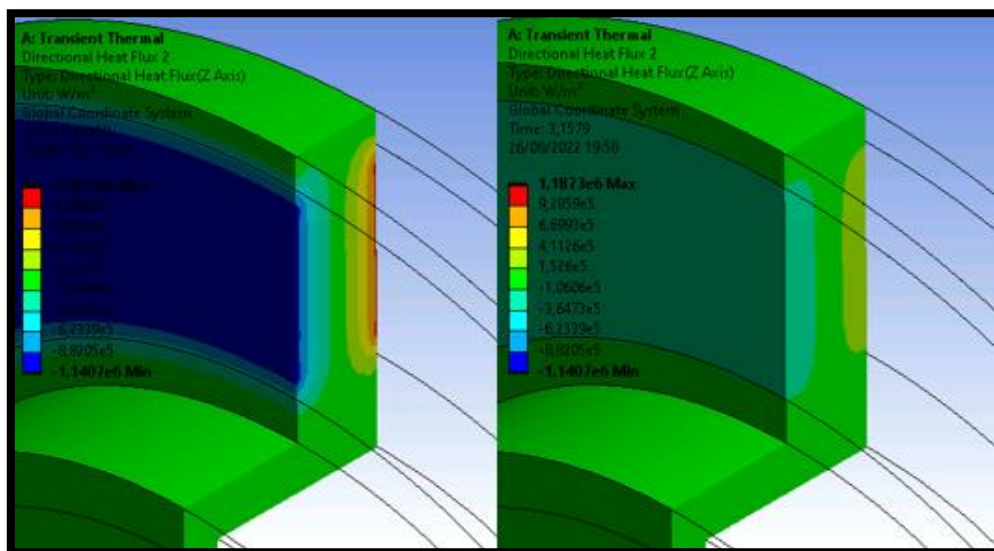


Imagen 43: Flujo de calor en dirección Z del disco macizo (eje trasero)

Las siguientes imágenes son las relacionadas con el análisis del mismo disco macizo pero, en este caso, correspondientes al eje delantero en lugar del trasero. Inicialmente se sabe que, al tener una distribución de frenado enfocada en el eje delantero, la energía que se transfieren a estos discos será mayos, aumentando los flujos de calor y, por ende, las temperaturas máximas alcanzadas.

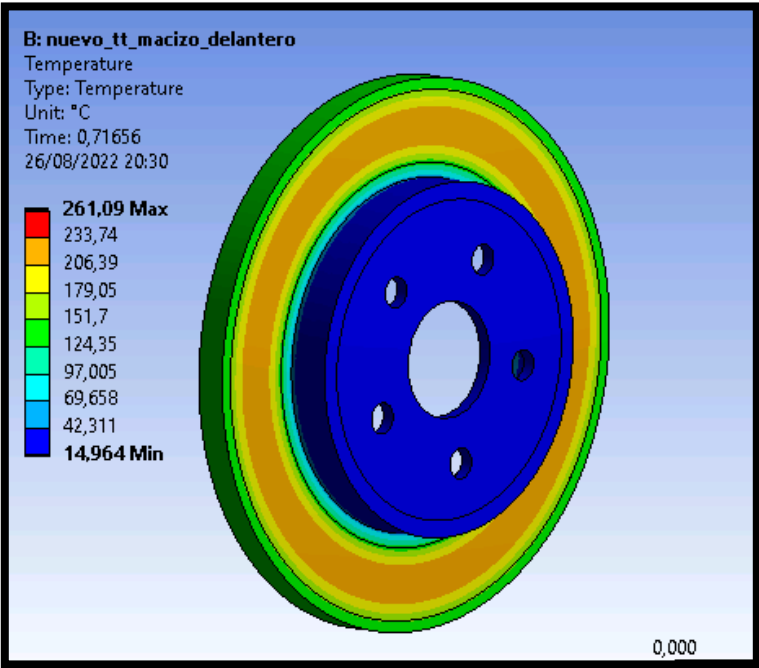


Imagen 44: Distribución de temperatura del disco macizo (eje delantero)

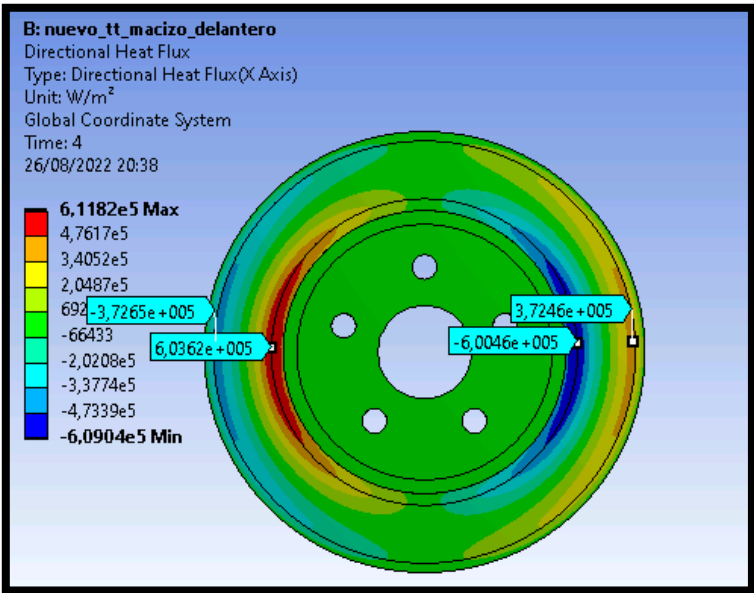


Imagen 45: Flujo de calor en la dirección x del disco macizo (eje delantero)

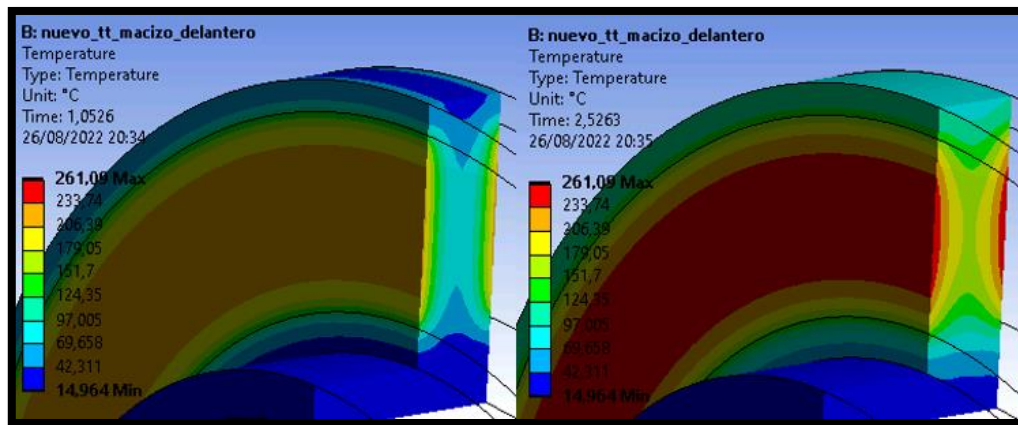


Imagen 46: Distribución de temperatura en el espesor del disco macizo (eje delantero)

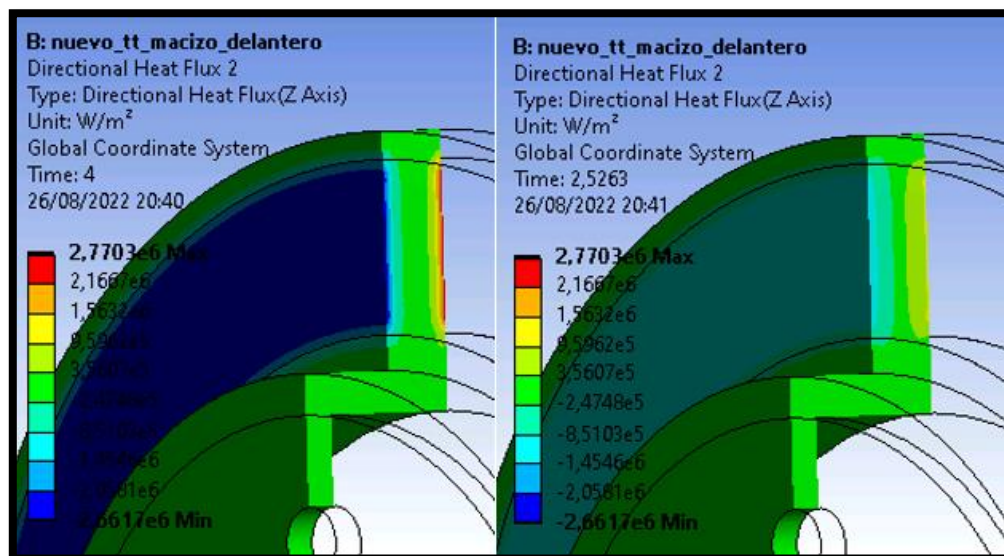


Imagen 47: Flujo de calor en dirección z del disco macizo (eje delantero)

A continuación se presentan los resultados del cálculo estático estructural del disco:

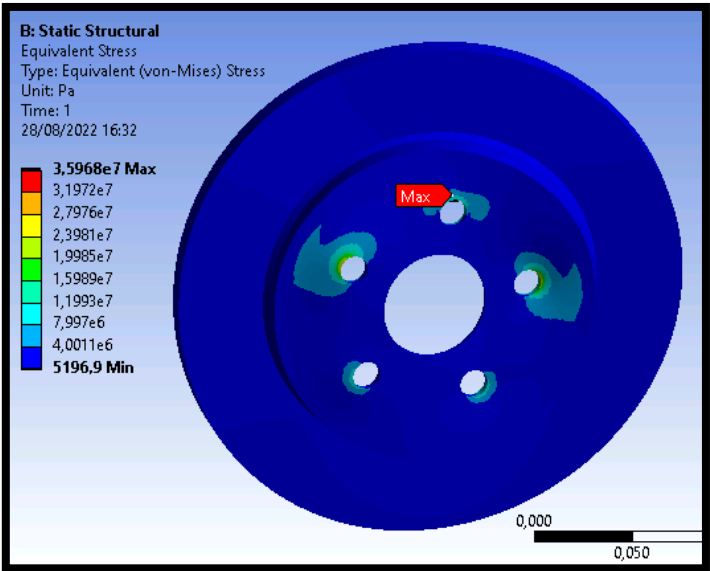


Imagen 48: Tensión equivalente de Von Mises en el disco macizo

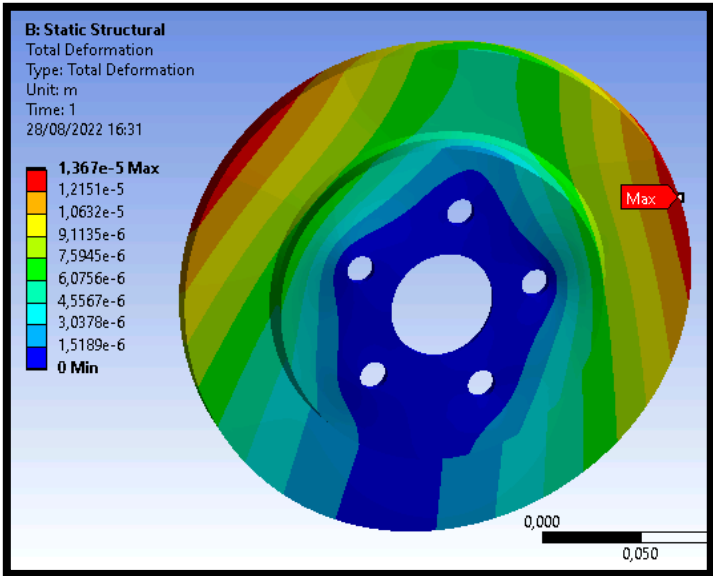


Imagen 49: Desplazamientos totales del disco macizo

9. ANÁLISIS DE RESULTADOS INICIALES

Se han estudiado los casos de una frenada de emergencia para un disco macizo de fundición gris. Dicho disco se ha implementado en los dos ejes de un vehículo de 1260 kg yendo a 120 km/h inicialmente, donde teniendo un reparto de frenada de 70/30 se calcula que el eje delantero tendrá mayor sollicitación térmica debido a la distribución de peso del automóvil, por ende, estos discos utilizados para el eje delantero serán limitantes en la optimización del problema.

Primero, se comienza discutiendo los resultados obtenidos de la primera simulación del disco macizo para conocer más a detalle los puntos que habría que optimizar. Se propone observar la distribución de temperatura y los flujos de calor del disco macizo en el eje delantero a modo de evaluación de la validez de la simulación:

- Se observa mayor temperatura en la superficie de contacto, en la que al transcurrir el tiempo se nota como la velocidad de cambio de temperatura es cada vez menor, lo cual es acertado debido a la naturaleza del flujo de calor entrante en el disco (función lineal decreciente).

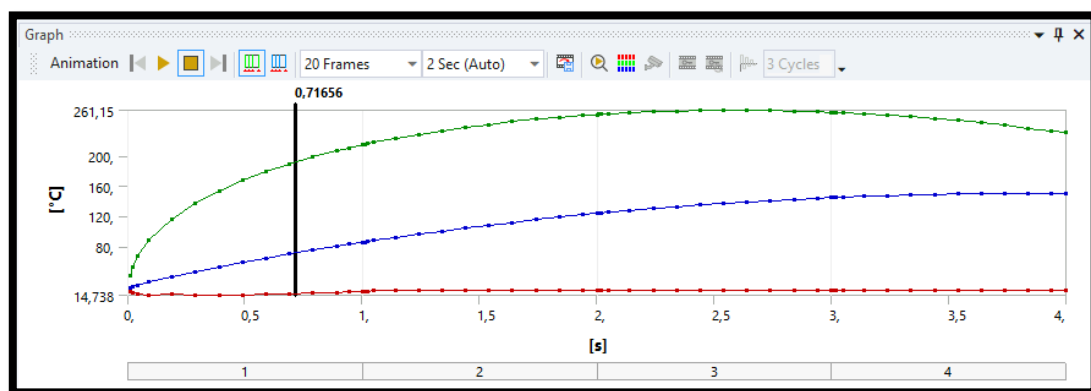


Imagen 50: Gráfica de temperatura máxima, mínima y promedio frente al tiempo (eje delantero)

Además de lo anterior, también se observa que el pico de máxima temperatura no corresponde con el instante en el que se detiene el vehículo, sino un poco antes. Esto puede ser producto de las varias simplificaciones hechas con anterioridad, siendo el coeficiente de película el más influyente dentro de este efecto, ya que al ser un valor constante no toma en cuenta la deceleración del aire circundante y, por ende, da lugar a una disipación del calor menos cercana a la realidad.

Sin embargo se puede argumentar que este efecto es producto de que el balance energético (calor entrante y calor saliente) deja de ser positivo para la entrada de calor, sino que el calor saliente es mayor que el entrante. Hecho que no es irreal ya que el flujo de calor entrante para cuando el vehículo se encuentra detenido (ya no hay rozamiento por deslizamiento) se ha definido como nulo.

- En las gráficas de flujo de calor direccional se puede observar el principio cero de la termodinámica, en el cual se dice que todos los cuerpos tienden a estar en un estado de reposo, es decir, que si calentamos un sólido y lo contactamos con otro, estos tenderán a estabilizar sus temperaturas. Para el caso actual se observa que el flujo de calor parte desde la zona de contacto y se dirige hacia las zonas con menor temperatura.

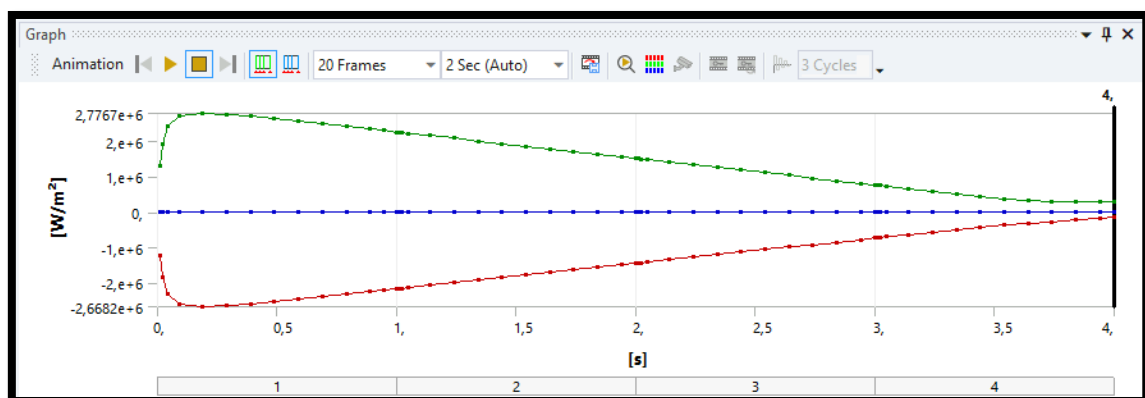


Imagen 51: Gráfica del flujo de calor calculado en dirección z (eje delantero)

En las imágenes 43 y 45 se aprecia este fenómeno, con la particularidad de que el calor tiende a conducir más hacia la zona del cubo que hacia el radio exterior.

- Analizando el espesor se puede graficar las distribuciones de temperatura en esa dimensión del disco, tanto del eje trasero como el del delantero:

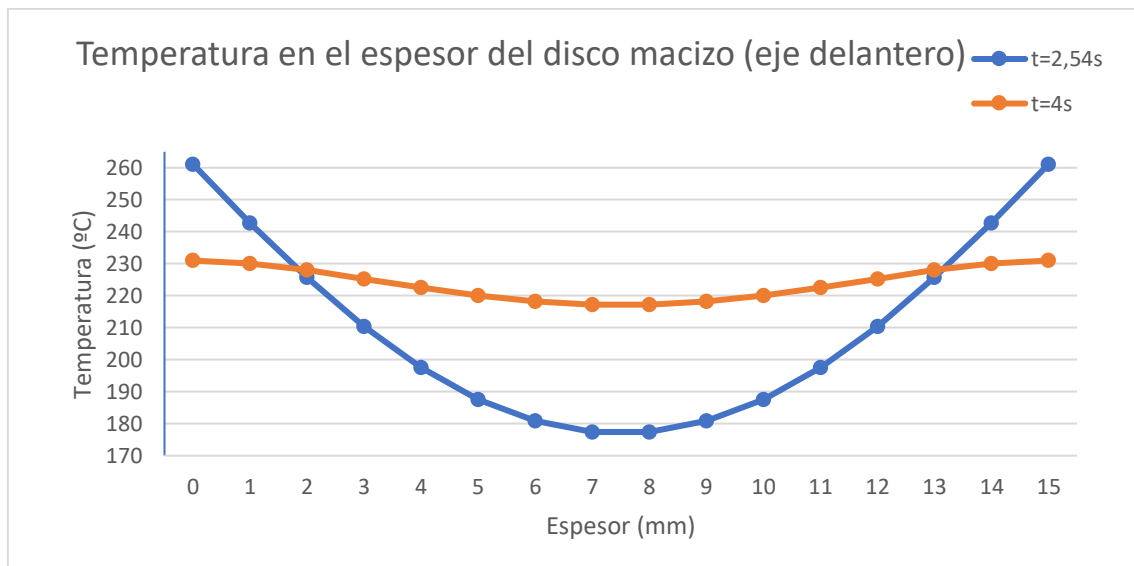


Figura 1: Gráfica de temperatura en el espesor del disco macizo (eje delantero)

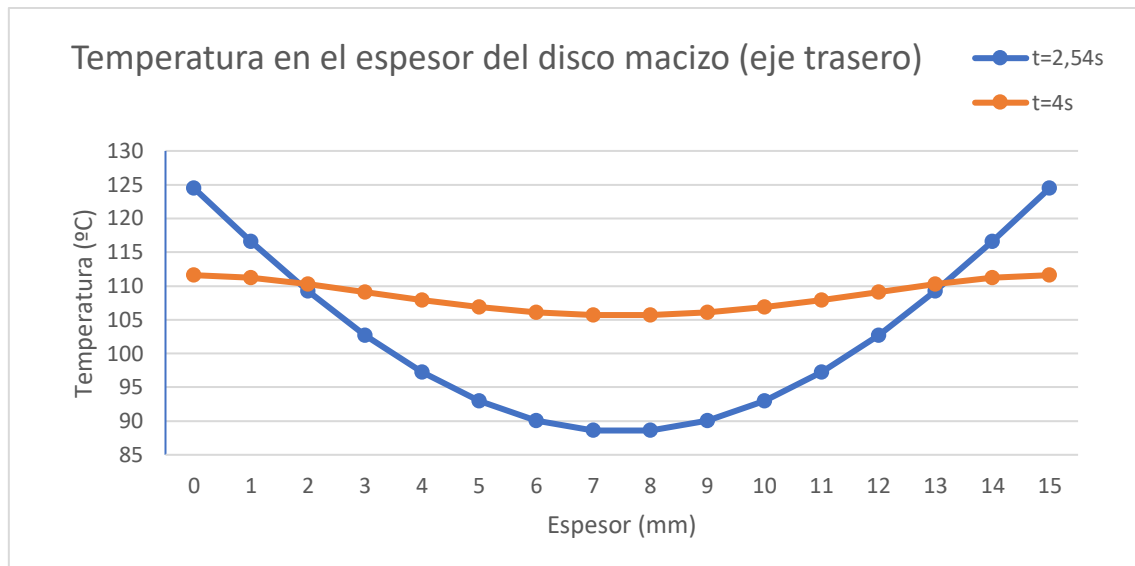


Figura 2: Gráfica de temperatura en el espesor del disco macizo (eje trasero)

Estas distribuciones de temperatura a través de los espesores dan a entender dos cosas: La primera es que claramente se nota sobre cuál eje recae la mayor parte de la carga de frenada (delantero) lo que implica mayor par de frenada necesario y, por ende, mayor fricción y generación de calor. Lo segundo es que se puede notar el pico de temperatura que anteriormente se observaba en la imagen 46 sobre los extremos, sin embargo en ese instante $t=2,54$ no se da la temperatura máxima en el centro del espesor del disco macizo, sino que ha de esperar al menos un segundo para alcanzar su temperatura máxima.

El extremo del espesor ve una subida y posterior bajada de temperatura debido a la proximidad con las zonas de entorno convectivo (en la realidad la propia zona extremo estaría en contacto con el aire, sin embargo en la simulación no se ha tomado en cuenta este factor), en cambio en el centro del espesor solo hay subida de temperatura hasta llegar al máximo en 4 segundos.

Ahora, discutiendo el caso del estudio estático estructural del disco macizo, se puede argumentar que presenta una distribución de tensiones intuitiva, ya que en principio se sabe que la fuerza de rozamiento va a generar en cierto modo un momento flector sobre el disco que se encuentra

empotrado en las sujeciones de pernos, dando como resultado unos picos de tensiones en los agujeros.

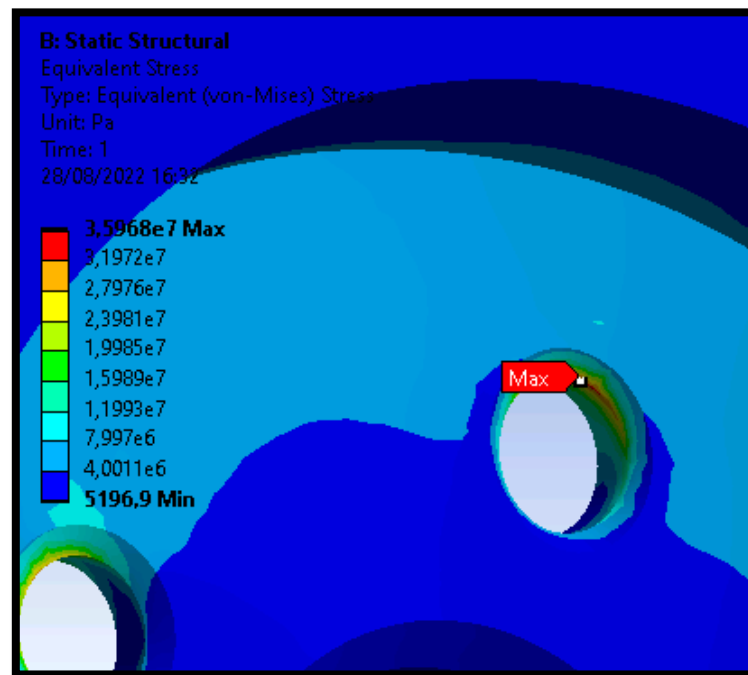


Imagen 52: Tensión máxima presentada en el disco macizo

10. OPTIMIZACIÓN

Tomando como referencia el mercado actual de frenos de disco se pueden tomar ideas de las posibles alternativas de optimización. De primeras se pueden modificar dos parámetros que afectarían directamente al resultado de la simulación tomando en cuenta que el disco a optimizar va a trabajar en el mismo escenario de frenada. Estos dos parámetros son:

- **Geometría:** El disco macizo es una de las múltiples alternativas disponibles en el mercado, y en sí es de las más sencillas por lo cual suponía un buen punto de partida para los estudios de este trabajo. No obstante no es la mejor opción, y es por eso mismo que es utilizado principalmente en ejes traseros de vehículos actuales.
- **Material:** Variando este parámetro se ataca directamente el comportamiento térmico del disco, es decir, su respuesta ante condiciones de conducción y convección se ve afectada (ya sea para bien o para mal, dependiendo del material a escoger). Conociendo los distintos materiales usados en la actualidad se procede a escoger uno basado en el escenario propuesto y en los resultados obtenidos en el apartado anterior.

Sabiendo los parámetros a modificar se procede a realizar dichos cambios comenzando con la geometría.

10.1. MODIFICACIÓN GEOMÉTRICA

El modelo alternativo propuesto es el de un disco ventilado, es decir, un disco con acanaladuras o nervios entre las caras exteriores del disco, con el propósito de favorecer al enfriamiento por convección.

El modelo modificado en Autodesk Inventor tiene la siguiente apariencia:

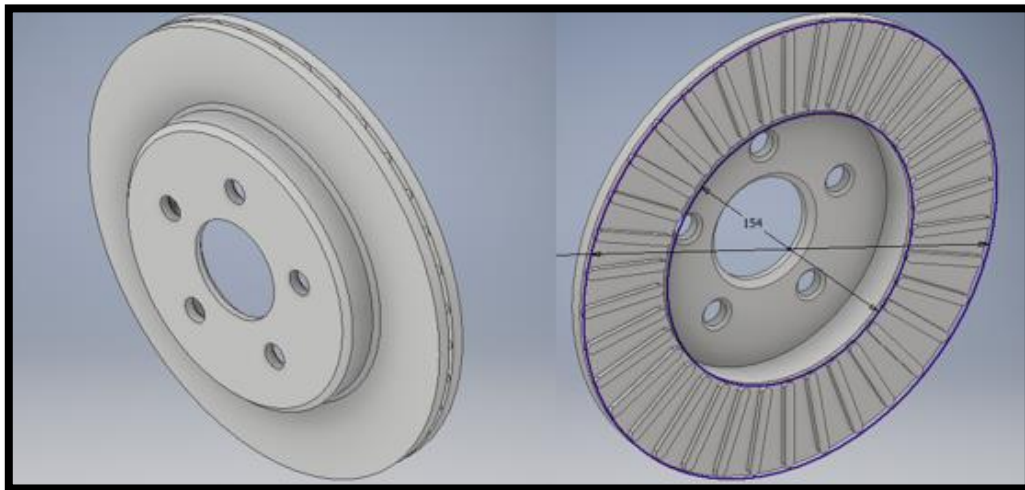


Imagen 53: Modelo CAD del disco ventilado

El disco modelado presenta un total de 36 aletas distribuidas en la interfaz de las caras del disco. Consecuentemente, los discos pasan a tener espesores distintos, sin embargo, se ha optimizado la geometría de modo que se ahorre material en las zonas menos críticas tanto térmica como estructuralmente. Por ende, el disco termina teniendo una geometría ligeramente distinta, pero teniendo menor peso total.

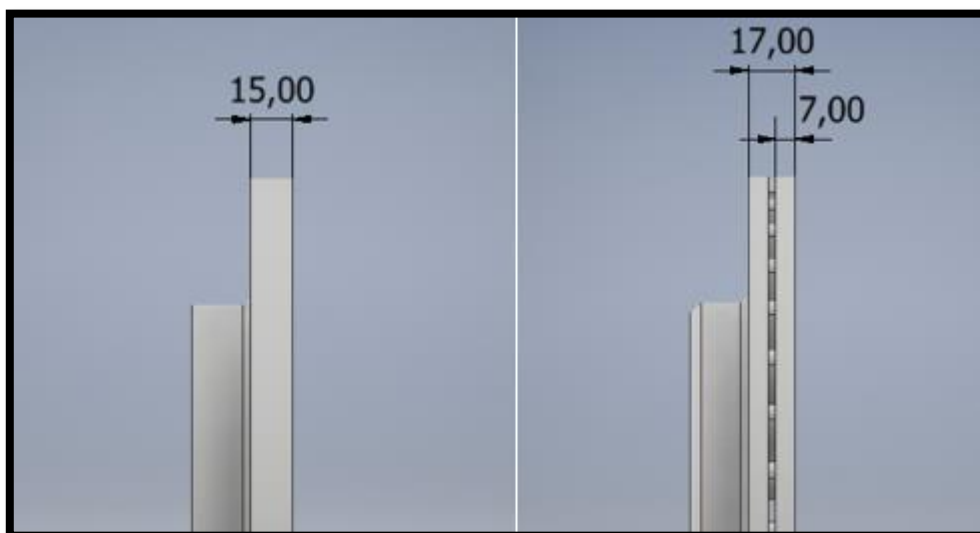


Imagen 54: Vista lateral de los discos, macizo y ventilado

Masa	0,704 kg (Error relativo)	Masa	0,679 kg (Error relativo)
Área	137541,083 mm ² (Error relativo)	Área	192261,060 mm ² (Error relativo)
Volumen	704233,932 mm ³ (Error relativo)	Volumen	679145,824 mm ³ (Error relativo)

Imagen 55: Comparativa de propiedades geométricas de los discos (macizo y ventilado respectivamente)

Cabe mencionar que el cálculo de la imagen 55 está hecho mediante Autodesk Inventor, por ende, el cálculo de la masa es indiferente ya que no está tomando en cuenta el material de los discos (densidad requerida).

Este disco se importa directamente desde Inventor hasta ANSYS para su preprocesado, donde inicialmente se hará el mallado del mismo. El preprocesado de este caso particular tiene ligeras diferencias con el del caso del disco macizo, debido a la complejidad geométrica del mismo.

10.2. PREPROCESADO

Inicialmente se procede a eliminar caras que añadan dificultad para el mallado, por ejemplo, el chaflán que une el cubo con el disco. Además de ello, se divide el modelo en distintas porciones interconectadas, con el mismo propósito que el disco macizo, para ayudar en el mallado.

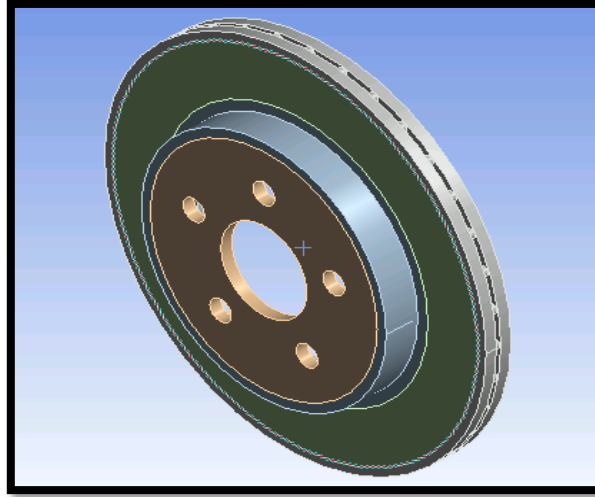


Imagen 56: División en segmentos del disco ventilado (estudio térmico)

10.2.1. Mallado

Posteriormente, el mallado utiliza el mismo principio que el del disco macizo, ya que utiliza el método de multi-zona (multizone) para conectar los nodos frontera entre un sólido y otro, análogo a la herramienta "equivalence" en Patran/Nastran. Habiendo creado una secuencia definida de mallado se procede a crear los elementos y nodos, finalmente el modelo previo a las condiciones de contorno tiene este aspecto:

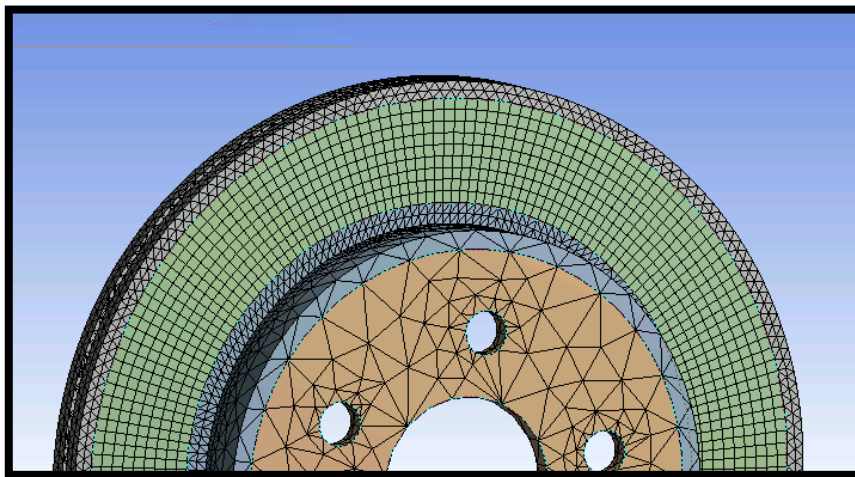


Imagen 57: Malla del disco ventilado (estudio térmico)

Al igual que el modelo previo, este incluye elementos hexaédricos y tetraédricos, debido a la complejidad añadida por las acanaladuras internas del disco.

Para el estudio estructural se tiene una pequeña modificación del mallado debido a la necesidad de aplicar una carga normal al disco, con forma de la pastilla que contacta con éste. De todos modos, el disco queda de la siguiente manera:

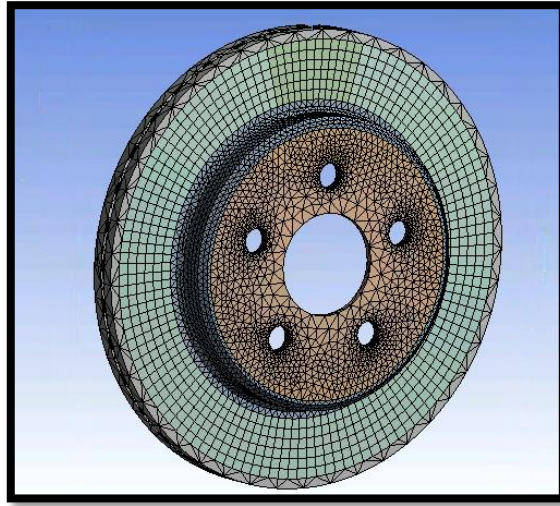
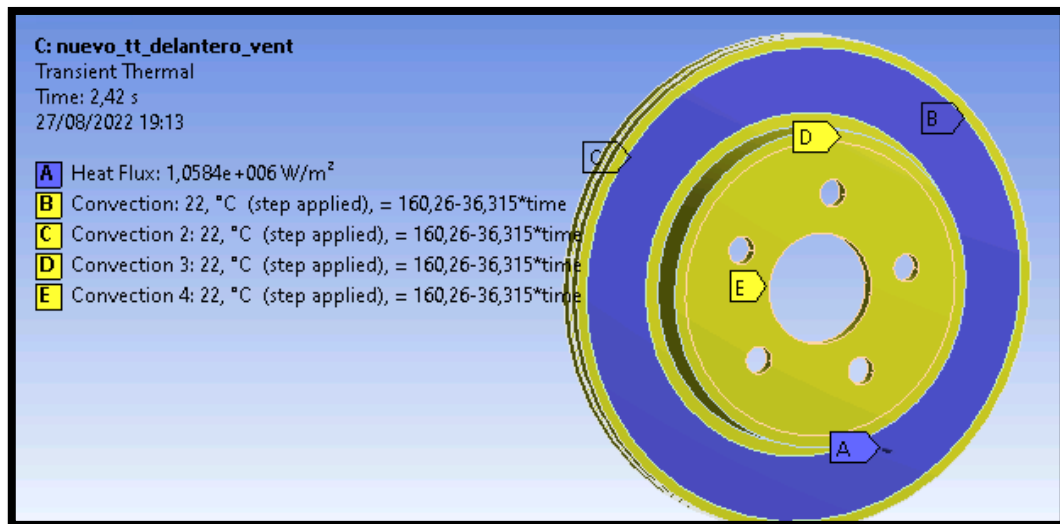


Imagen 58: Mallado del disco ventilado (estudio estructural)

10.2.2. Condiciones de Contorno

El paso siguiente es añadir las condiciones de contorno que, para que la comparación sea válida, han de ser las mismas que en el disco macizo, por ende compartiendo condiciones de funcionamiento. Cabe destacar que al ser un disco con geometría ligeramente diferente, los valores del coeficiente de transferencia de calor por convección no son exactamente iguales, siendo, en este caso, de mayor magnitud:



**Imagen 59: Condiciones de contorno para el disco ventilado
(estudio térmico)**

De esta forma el flujo de calor entra únicamente por la zona barrida por las pastillas, simulando el giro a alta velocidad del vehículo en cuestión. Sin embargo, de esta manera se ignora la convección en esa zona barrida para los instantes en las que las pastillas no contactan, lo cual es otra de las simplificaciones de este método de simulación.

Para el estudio estructural las condiciones de contorno son exactamente iguales a las del disco macizo previamente estudiado, de modo que pueda ser comparado satisfactoriamente:

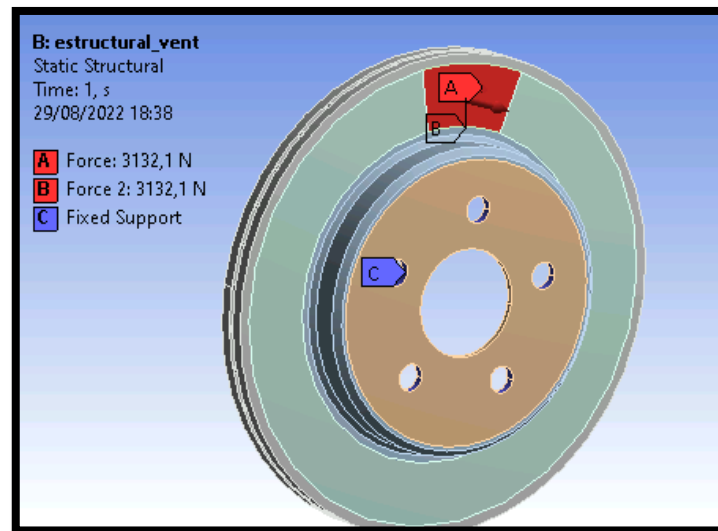


Imagen 60: Condiciones de contorno del disco ventilado (estudio estructural)

10.3. RESULTADOS

Al igual que con el caso del disco macizo, se pretende mostrar los resultados de los cálculos realizados en ANSYS Mechanical para los frenos del eje trasero y delantero de un vehículo, de modo que se puedan apreciar distintas condiciones de funcionamiento. Las distribuciones de temperatura para ambos casos son las siguientes:

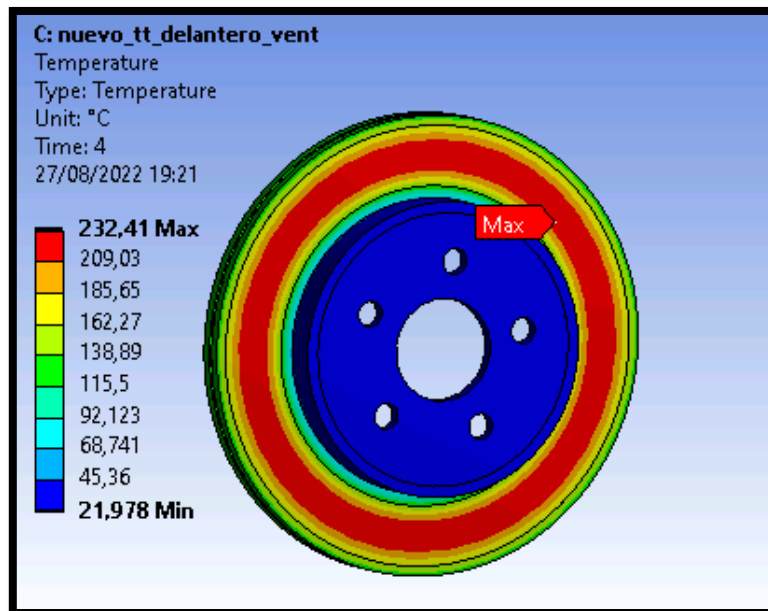


Imagen 61: Distribución de temperatura en el disco ventilado (eje delantero)

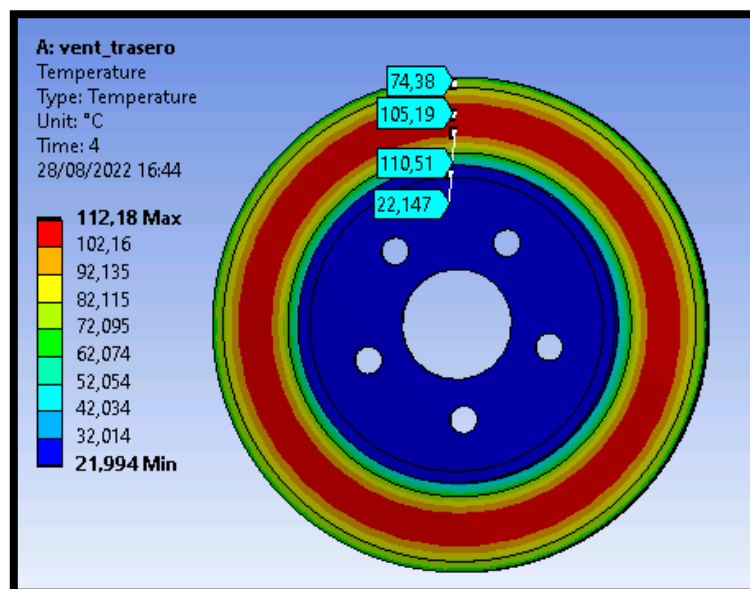


Imagen 62: Distribución de temperatura en el disco ventilado (eje trasero)

Como era previsto, se da una distribución de temperatura más agresiva en el disco de eje delantero debido al reparto de frenada, causa de la distribución del peso del vehículo durante una detención que hace que el peso se dirija hacia la parte frontal del automóvil.

Para analizar la disipación de la energía entrada en el disco, se ha generado un resultado de calor direccional tanto en el eje X como Z. De esta manera, y al igual que con el disco macizo, se puede apreciar hacia qué zonas del disco se dirige el calor una vez introducido en el sólido por fricción.

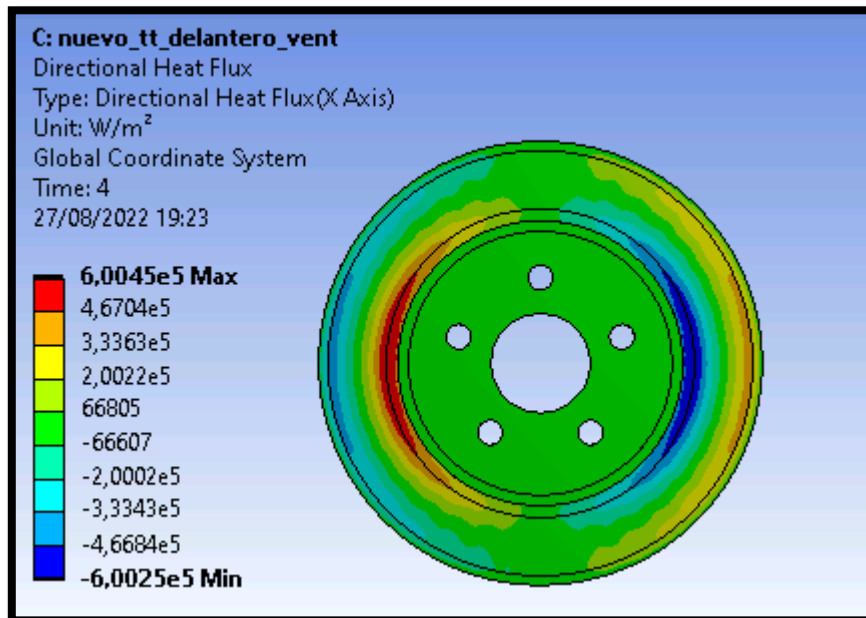


Imagen 63: Flujos de calor en la dirección X (eje delantero)

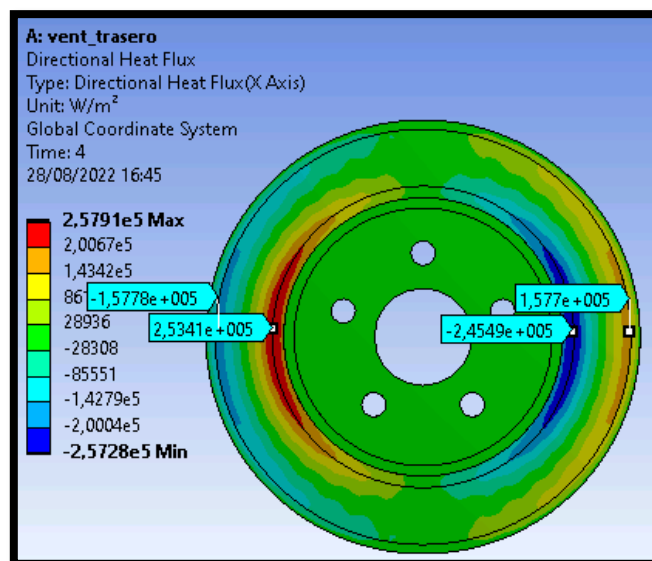


Imagen 64: Flujos de calor en la dirección X (eje trasero)

De la misma manera, se denota cómo el calor se disipa desde el centro de la zona de barrido de la pastilla (puede asimilarse como una pared adiabática en esta dirección X) hacia las zonas exteriores, particularmente más hacia la zona del cubo que hacia el radio exterior.

Luego se grafican los resultados de flujos de calor en la dirección Z:

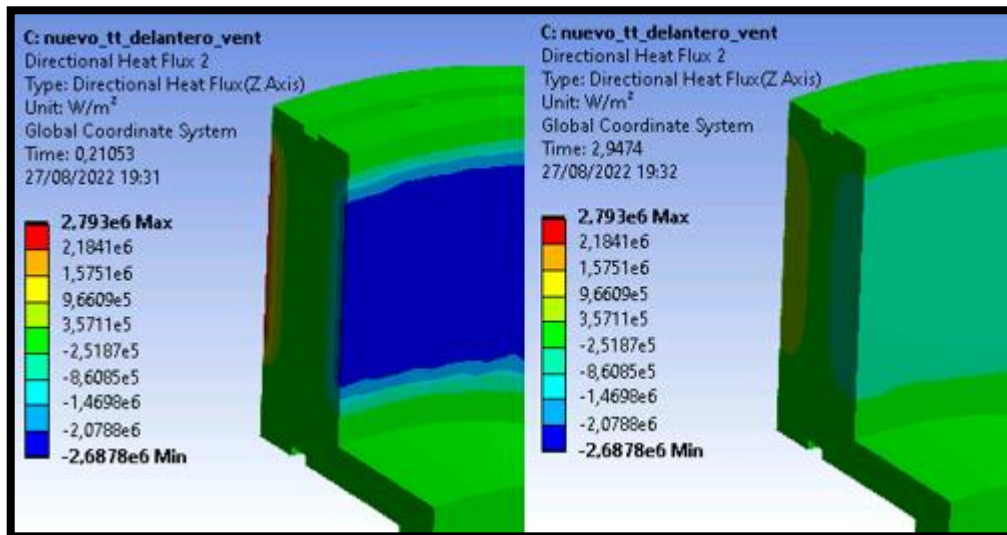


Imagen 65: Flujo de calor del disco ventilado dirección Z (eje delantero)

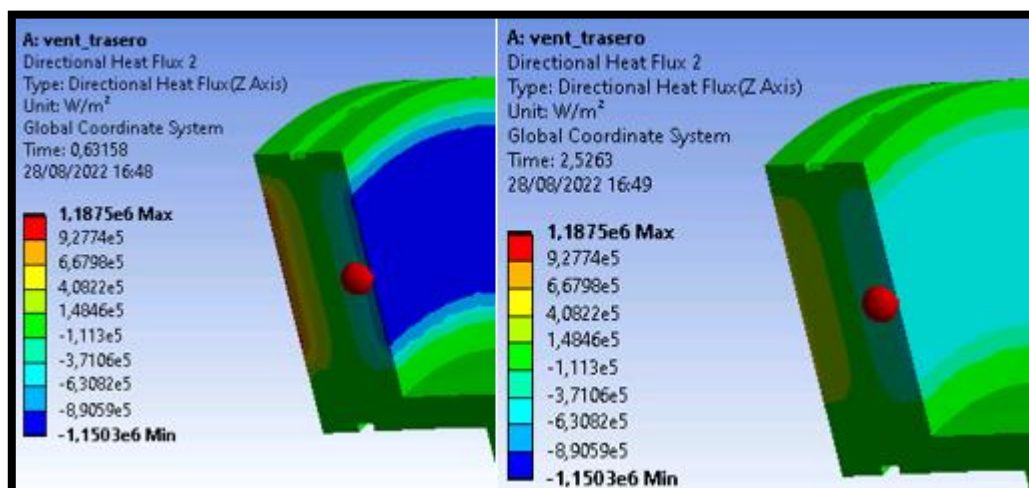


Imagen 66: Flujo de calor del disco ventilado dirección Z (eje trasero)

En las imágenes se puede apreciar la entrada de calor hacia el disco, y su decrecimiento lineal tal y como se había establecido en el preprocesado. Además, analizando la gráfica del flujo de calor en Z se observa que el comportamiento calculado es exactamente igual al introducido como condición de contorno, lo que sirve para validar la veracidad de la simulación:

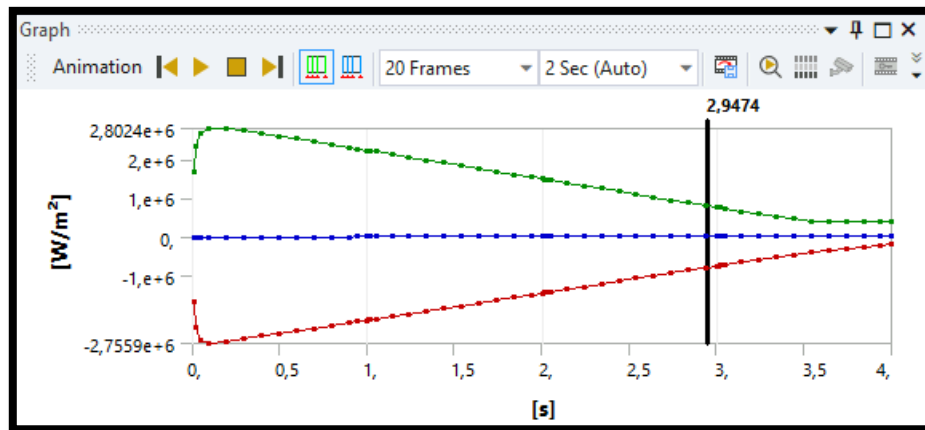


Imagen 67: Flujo de calor entrante en el disco delantero, dirección Z

La línea verde que, al final de la gráfica muestra un pequeño resalte o meseta, puede ser interpretado como el calor que se encuentra en las caras de los discos siendo transmitida hacia el cubo (que se encuentra en Z positivo).

Así como en la dirección Z, también se ha graficado la correspondiente con la dirección X:

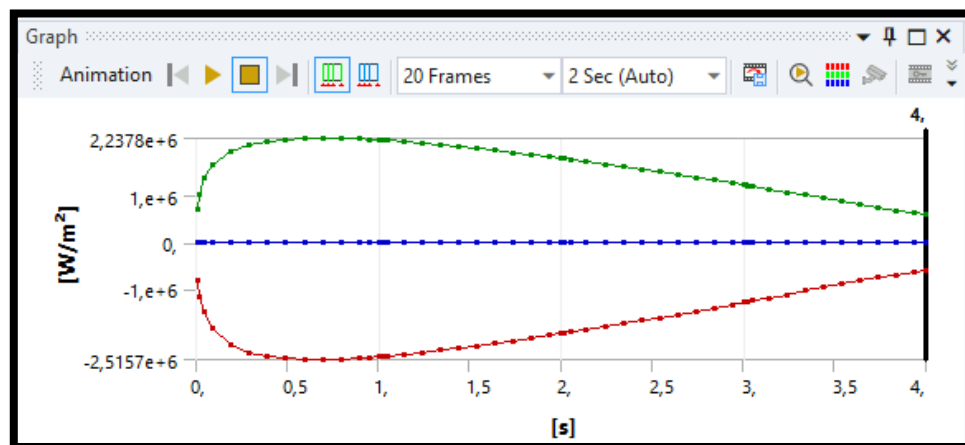


Imagen 68: Flujo de calor en el disco delantero, dirección X

De la imagen 57 se puede observar que el mayor flujo radial en el disco ventilado se da aproximadamente entre los 0,4 y 0,8 segundos de frenada, posteriormente la cantidad de calor transferido decrece prácticamente de forma lineal.

Po último se evalúa la temperatura máxima y promedio alcanzada en la frenada del disco ventilado del eje delantero, donde se puede notar un pico a los 2,24 segundos. A diferencia del disco macizo, este pico de temperatura máxima llega un poco antes:

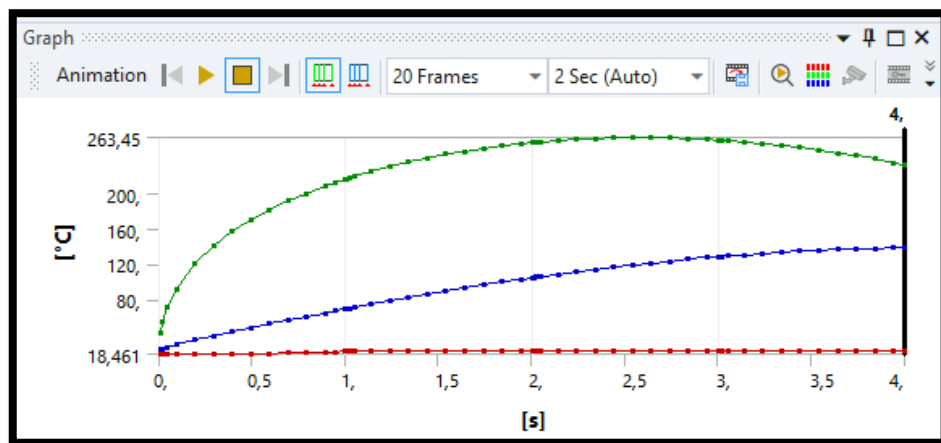


Imagen 69: Gráfica de temperaturas máximas y promedio en el disco ventilado delantero

Otra manera de enfocar el resultado es observando la distribución en el espesor del disco, así como se ha hecho anteriormente con el disco macizo:

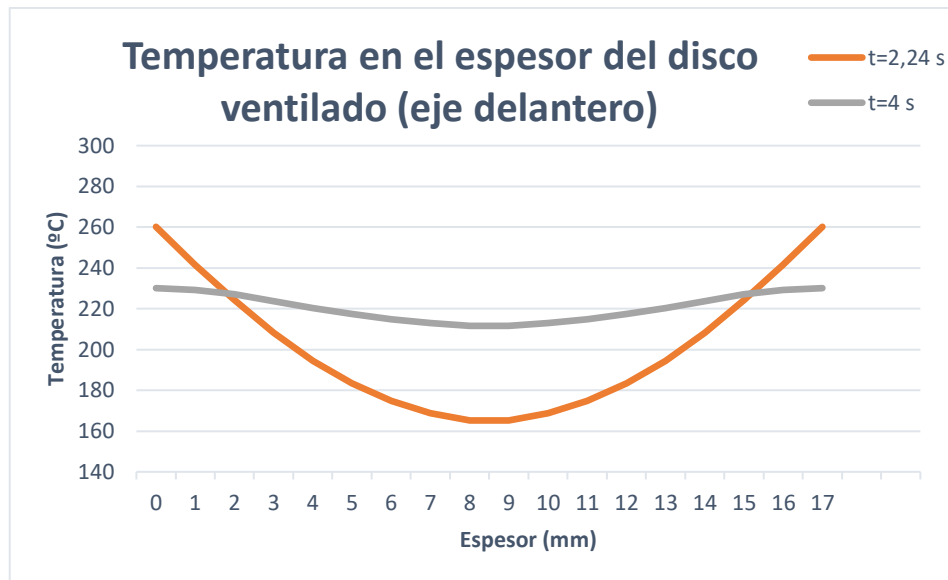


Figura 3: Gráfica de temperatura en el espesor del disco ventilado (eje delantero)

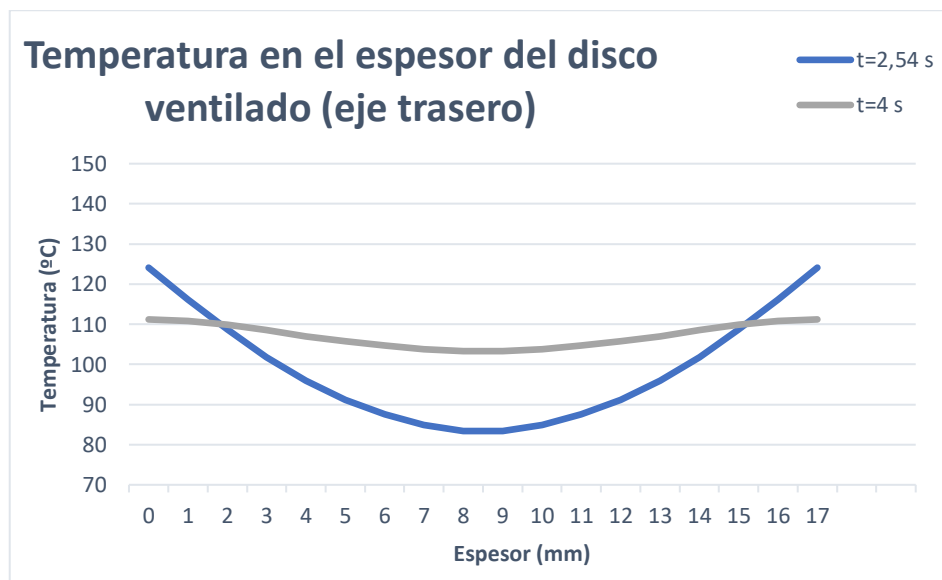


Figura 4: Gráfica de temperatura en el espesor del disco ventilado (eje trasero)

Los resultados del estudio estructural son los siguientes:

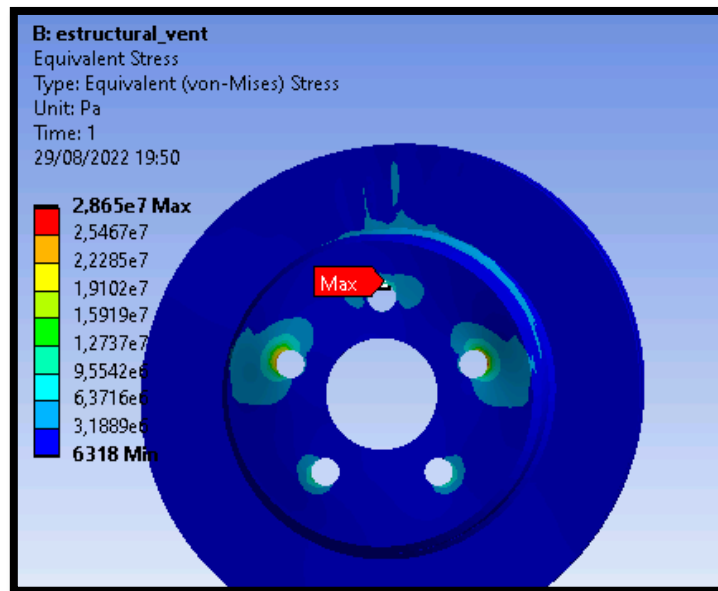


Imagen 70: Tensiones equivalentes de Von Mises del disco ventilado

Al igual que el disco macizo, las tensiones máximas se ven concentradas en la zona de los agujeros de los pernos, debido al efecto de momento flector generado por el rozamiento entre ferodos y disco. Esto también genera desplazamientos importantes en la periferia del disco, como es mostrado en la imagen 70:

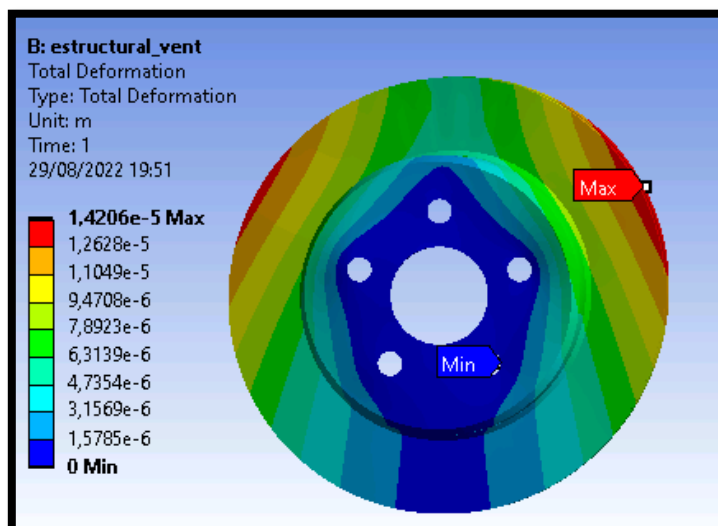


Imagen 71: Desplazamientos totales del disco ventilado

10.4. COMPARATIVA DE RESULTADOS

Los resultados principalmente resaltan en los casos de análisis estructural y el estudio del volumen y peso de los discos, ya que en sí la temperatura máxima alcanzada en el caso del disco ventilado no supone una mejoría sino que se igualan los valores.

Comenzando por el estudio térmico, se pueden concluir dos cosas en base a lo calculado:

- El calor disipado radialmente es similar en ambos casos. Tanto en los frenos del eje delantero como trasero:

Transferencia de calor radial por conducción en $t=4s$ (W/m ²)		
Eje Delantero		
	Macizo	Ventilado
Hacia Rmax	3,72E+05	3,70E+05
Hacia Rmin	6,00E+05	6,00E+05

Tabla 3: Comparativa de flujos de calor radiales

- El disco ventilado no logra disminuir las temperaturas máximas debido al compromiso de optimización del caso base, es decir, se está disminuyendo el volumen del disco, lo que supone que el calor va a estar siendo almacenado en un espacio más pequeño, sin embargo, la refrigeración adicional del ventilado logra obtener las mismas distribuciones que en el disco macizo utilizando menos material.

En cuanto al estudio de tensiones y desplazamientos se tiene una mejora considerable con respecto del disco macizo, esto es debido a la redistribución de material hacia las zonas más conflictivas en temas de tensiones, es decir, en las sujeciones con el eje.

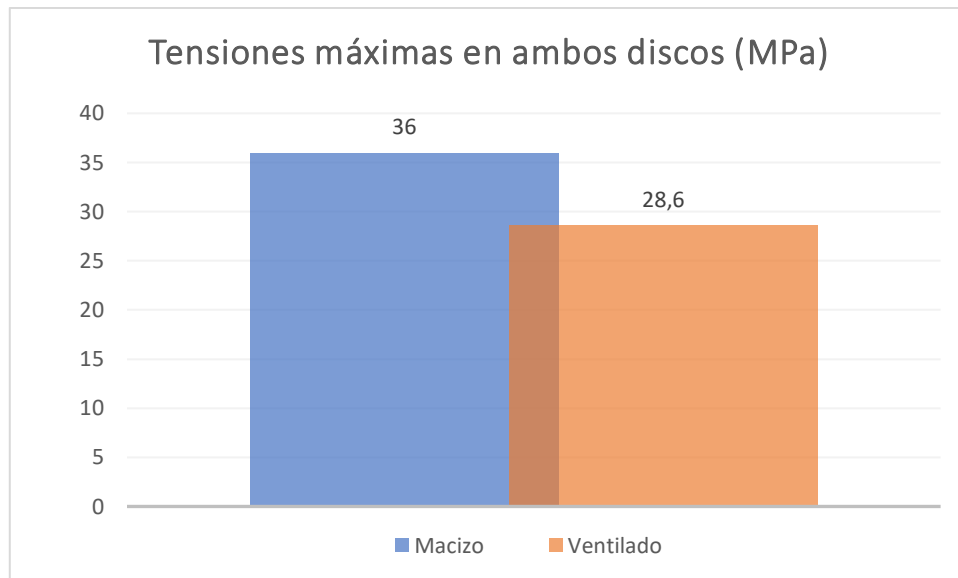


Figura 5: Gráfica de tensiones máximas alcanzadas en ambos discos bajo las mismas condiciones de funcionamiento

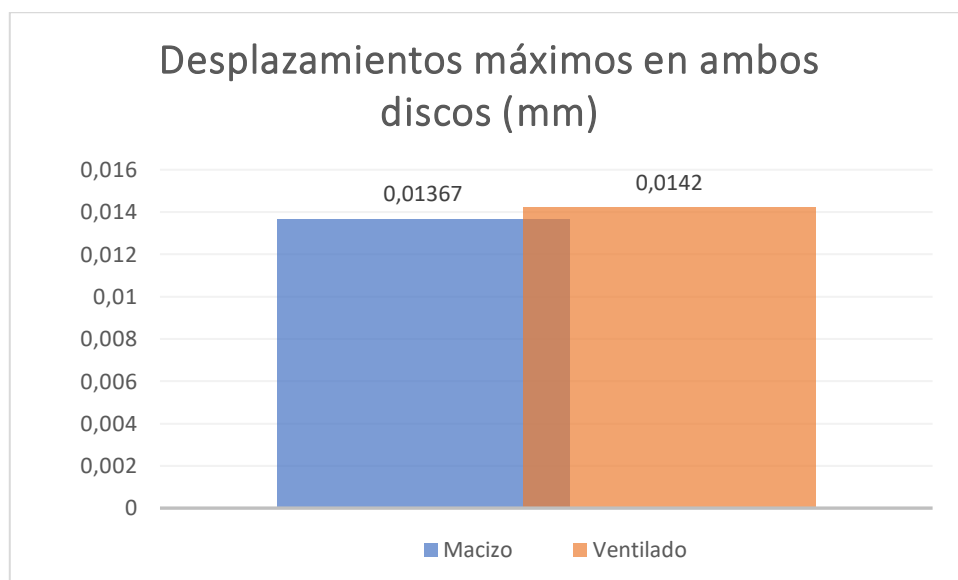


Figura 6: Gráfica de desplazamientos máximos alcanzados en ambos discos bajo las mismas condiciones de funcionamiento

Como comentario adicional, y dando entrada a lo que podría ser un estudio posterior al de este trabajo, los datos presentados pueden servir para un análisis dinámico. De esta forma, se puede asumir que estas tensiones presentadas son tensiones variables o alternas en la zona de contacto con el perno, lo que lleva a concluir que puede ocurrir un fallo ya sea por fatiga del disco o de los pernos.

Sin embargo, todo lo anterior queda fuera del alcance de este proyecto, pero cabe resaltarlo como posible continuación.

10.5. MODIFICACIÓN DE MATERIAL

Por último, una modificación conveniente de cara a la eficiencia de disipación de energía, y de distribución de tensiones, es la modificación del material base de la simulación, que en casos anteriores han sido efectuadas usando fundición gris como material que conforma a los discos. Como paso siguiente se propone utilizar un material diferente y, en base a las propiedades de ese material, conseguir una distribución de temperatura final con un promedio menor.

El material escogido ha de tener una buena conductividad térmica, superior a la de la fundición gris, además de aportar mayor rigidez estructural para el estudio de tensiones y desplazamientos. Otro parámetro importante pero obviado en este estudio es el coeficiente de fricción capaz de aportar frente a las pastillas usadas.

10.5.1. Acero estructural

La primera alternativa escogida ha sido el acero estructural ya que supone una mejora en el problema térmico debido a la conductividad térmica que posee, además de eso, estructuralmente debe comportarse mejor ya que tiene un módulo de elasticidad mayor.

	Módulo de Young (Gpa)	Conductividad Térmica (W/m°C)
Acero	200	60,5
Fundición Gris	110	52

Tabla 4: Comparativa de propiedades clave de cada material estudiado

Los resultados de los estudios térmicos y estructurales son los siguientes:

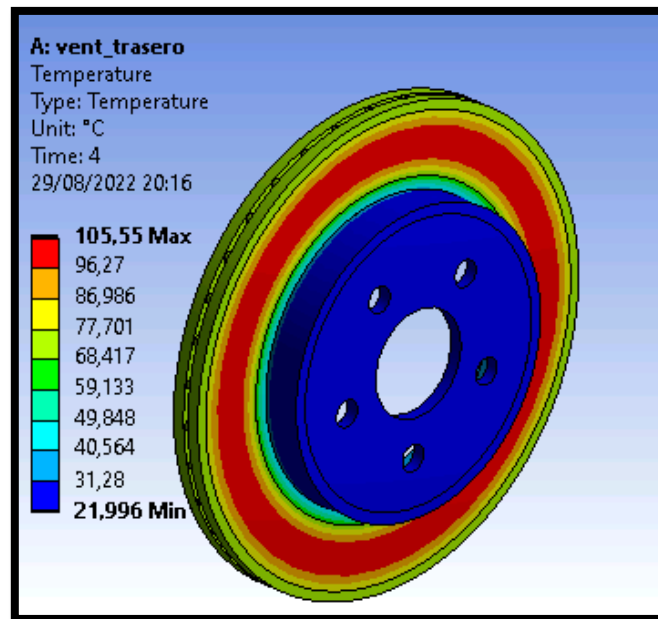


Imagen 72: Distribución de temperatura del disco ventilado, acero estructural (eje trasero)

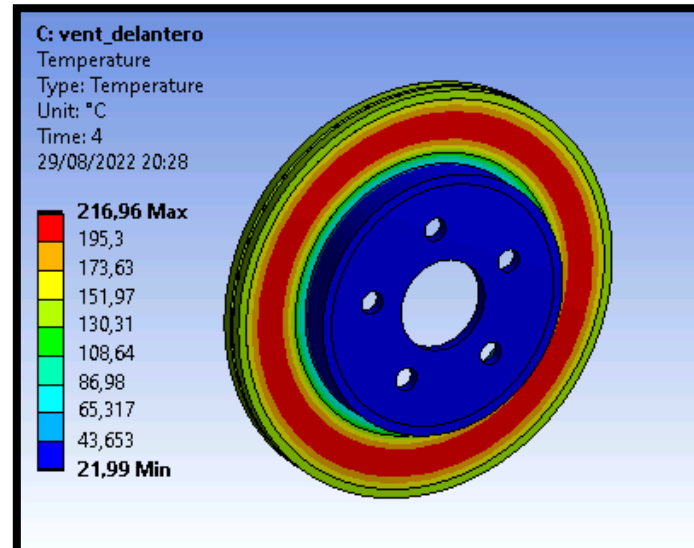


Imagen 73: Distribución de temperatura del disco ventilado, acero estructural (eje delantero)

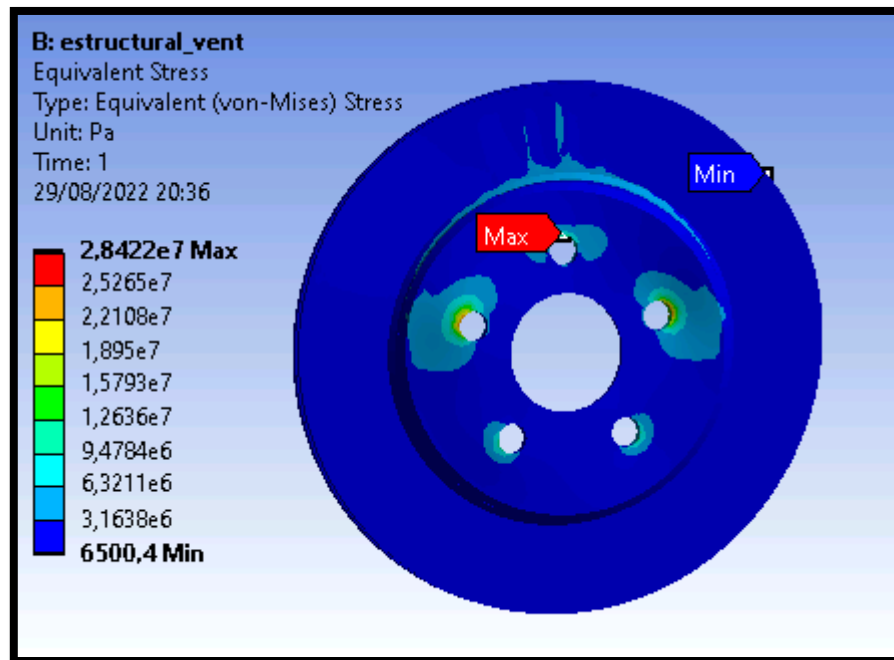


Imagen 74: Tensiones en el disco ventilado de acero estructural

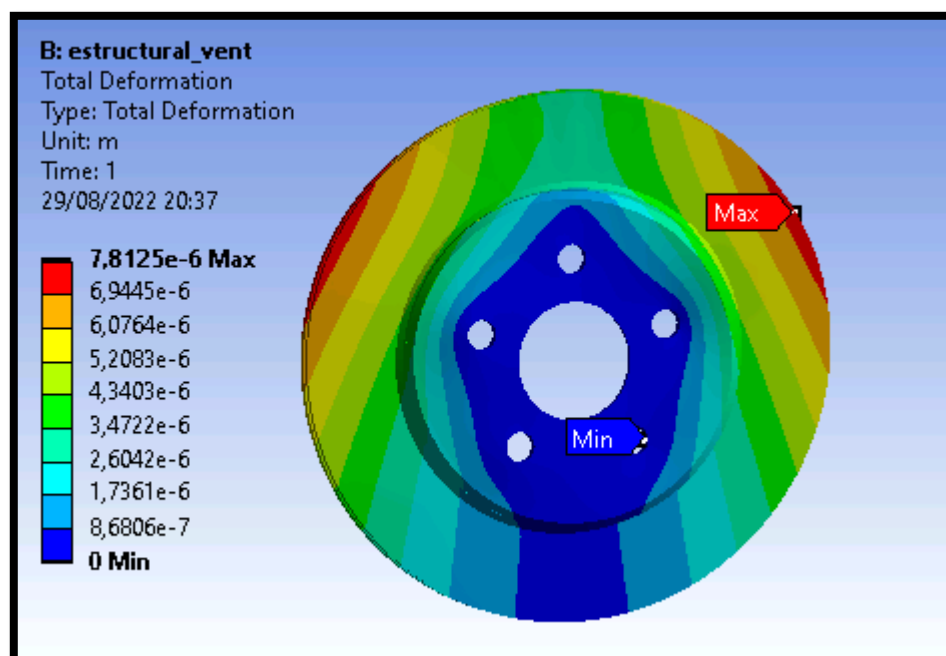


Imagen 75: Desplazamientos en el disco ventilado de acero estructural

Como era anticipado, el disco de acero bajo las mismas condiciones de funcionamiento se comporta de manera beneficiosa de cara a los resultados previos calculados con los discos de fundición gris.

10.5.2. Titanio

La segunda alternativa propuesta es el titanio, el cual supone una mejora en el peso debido a la densidad que posee, la cual es menor que las otras alternativas pensadas.

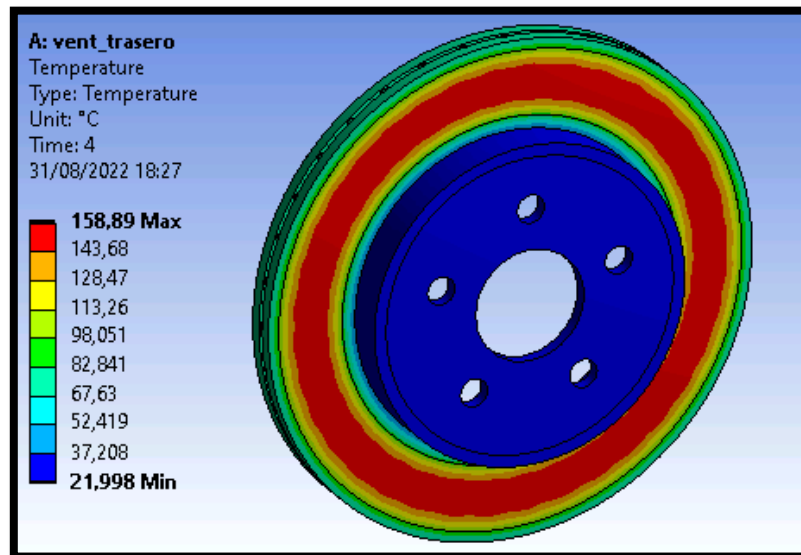


Imagen 76: Distribución de temperatura del disco ventilado, titanio (eje trasero)

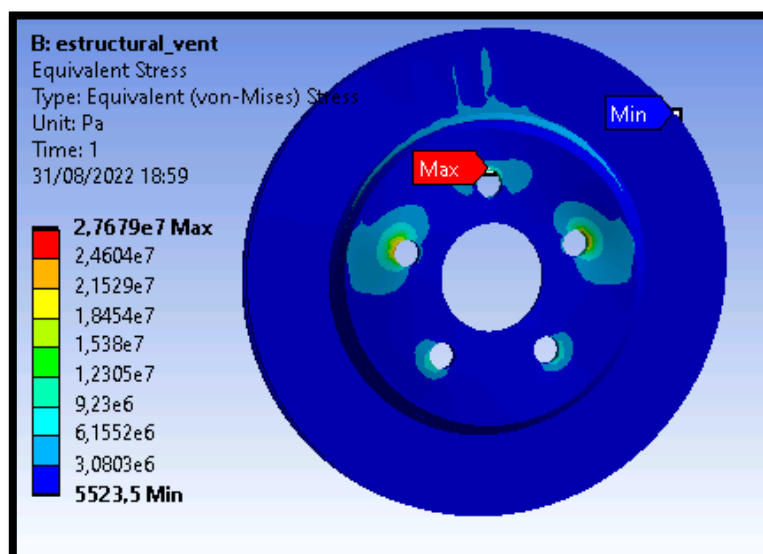


Imagen 77: Tensiones equivalentes de von mises en el disco ventilado de titanio

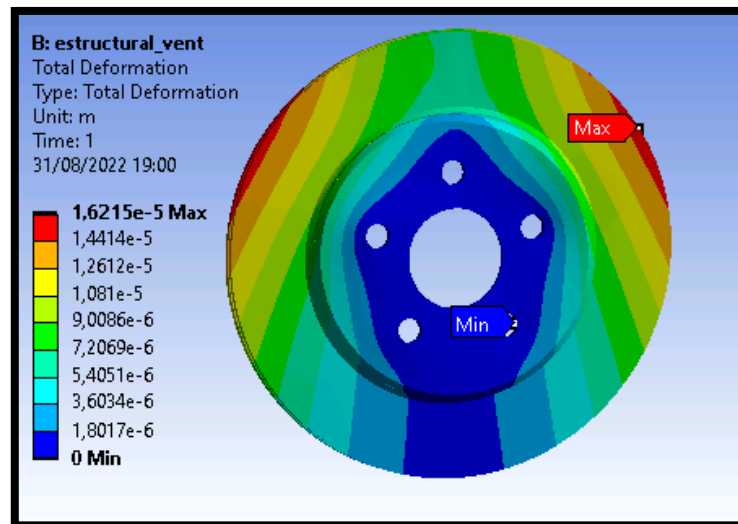


Imagen 78: Desplazamientos en el disco ventilado de titanio

11. CONCLUSIÓN

Inicialmente se ha planteado el problema de optimización de un disco macizo, el cual se ha estudiado térmica y estructuralmente para datos y posibles parámetros de mejora.

Se logra la simulación del disco macizo el cual representa la frenada de un vehículo que inicialmente parte de una velocidad considerablemente alta. Sus respuestas son estudiadas en posteriores capítulos y se llega a la conclusión de que las simulaciones hechas son correctas. Razones:

- Se aprecia como la zona de contacto exterior tiene un calentamiento mucho más brusco que el del interior del espesor, posteriormente se va conduciendo esta energía hacia el interior, efecto puede ser comprobado por las gráficas del espesor de los discos a través del tiempo.
- El calor entrante calculado en la dirección Z coincide con las condiciones de contorno establecidas con anterioridad, dando a entender que el programa ha interpretado correctamente las instrucciones.
- El calor disipado en forma de conducción va hacia las zonas de menor energía (menor temperatura), la cual por intuición es la zona interior del disco, llamada cubo. Esto se comprueba revisando el resultado de flujos de calor en dirección X, que confirma lo anteriormente estipulado.
- Finalmente, se puede decir que por sentido común los resultados no dan lugar a números exagerados ni muy alejados a las temperaturas reales a las que llega un freno de disco.

Habiendo comprobado la validez del resultado se contrasta con los resultados del disco ventilado, el cual fue la modificación geométrica del disco macizo, por lo tanto, se llegan a las siguientes conclusiones:

- El disco ventilado presentado en este estudio supone una mejora estructural, e incluso económica, debido a la reducción de volumen de material usado para su implementación, no obstante no llega a disminuir mucho la temperatura tan solo por geometría, sino que es necesario implementar un material distinto (acero estructural) para atacar este problema.
- Haciendo uso del acero estructural como material del disco ventilado se llegan a resultados más beneficiosos en todos los aspectos técnicos estudiados en este proyecto, tanto térmica como estructuralmente. Sin embargo se llega a un compromiso en cuanto al peso del disco hecho de acero, ya que la densidad de este material es mayor a la de la fundición gris.

	Densidad (Kg/m ³)	Masa (kg)
Acero	7850	5,33
Fundición Gris	7200	5,07
Titanio	4620	3,13

Tabla 5: Comparación de densidad y masa de ambos materiales en relación al disco ventilado

- En el caso del disco ventilado de titanio se observa que la temperatura máxima es mucho mayor que la requerida para mejorar el caso del disco de fundición gris o incluso acero. Esto se debe principalmente por la diferencia en conductividad térmica de los materiales usados, siendo el titanio el material con menor valor (21,9 W/m°C)

En síntesis, el mejor resultado de cara a los estudios estructurales y térmicos, tomando en cuenta el caso inicial del disco macizo y su peso total, es el disco ventilado de fundición gris ya que cumple con las limitantes inicialmente impuestas por el disco macizo, y logra reducir tanto la temperatura máxima alcanzada, como las tensiones y desplazamientos máximos. Además de eso tomando en cuenta el peso final que también se logra disminuir por un ligero margen.

RESUMEN DE RESULTADOS						
Geometría	Material	Eje	Temp. Máxima (°C)	Tensión Máxima (Mpa)	Desplazamiento (mm)	Peso (kg)
Macizo	Fundición Gris	Trasero	124,5	36	0,0137	5,07
		Delantero	261,1			
Ventilado	Fundición Gris	Trasero	124	28,6	0,0142	4,89
		Delantero	260			
Ventilado	Acero	Trasero	115,7	28,4	0,0078	5,33
		Delantero	240,7			
Ventilado	Titanio	Trasero	191,7	27,7	0,0162	3,13
		Delantero	413,7			

Tabla 6: Resumen de los datos calculados en todos los casos estudiados

DOCUMENTO 2: ANEXOS

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO DE CÁLCULOS:

CALOR ENTRANTE EN EL DISCO DEL EJE TRASERO	109
CALOR ENTRANTE EN EL DISCO DEL EJE DELANTERO	111
COEFICIENTE DE CONVECCIÓN PARA EL DISCO MACIZO	113
COEFICIENTE DE CONVECCIÓN PARA EL DISCO VENTILADO	114
PESO DE CADA DISCO	115
RESULTADO DEL DISCO MACIZO (EJE DELANTERO)	117
RESULTADOS DEL DISCO MACIZO (EJE TRASERO)	120
RESULTADOS DEL DISCO VENTILADO DE FUNDICIÓN (EJE DELANTERO) ..	122
RESULTADOS DEL DISCO VENTILADO DE FUNDICIÓN (EJE TRASERO).....	125
RESULTADOS DEL DISCO VENTILADO DE ACERO	127
RESULTADOS DEL DISCO VENTILADO DE TITANIO	129

ANEXO DE PLANOS:

DISCO MACIZO	131
DISCO VENTILADO	132
DISCO DE PRUEBA	133
PASTILLA DE PRUEBA	134

CASO 1:**CÁLCULO DEL CALOR ENTRANTE EN EL DISCO DEL EJE TRASERO**

Se tienen los siguientes datos de partida:

- Peso del vehículo: $m = 1260 \text{ kg}$
- Velocidad inicial: $V_o = 120 \text{ km/h} = 33,33 \text{ m/s}$
- Velocidad final: $V_f = 0 \text{ km/h}$
- Tiempo de frenada: $t = 4 \text{ s}$
- Reparto en frenada (eje trasero): $R = 30\%$
- Radio máximo barrido: $R_{\text{máx}} = 124 \text{ mm}$
- Radio mínimo barrido: $R_{\text{mín}} = 100 \text{ mm}$

1) Energía transformada en calor

Energía disipada por los frenos $\equiv$ Energía cinética total del vehículo:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1260 \text{ kg} \cdot (33,33 \text{ m/s})^2 = 700.000 \text{ J}$$

2) Energía dirigida a cada rueda del eje

Del total calculado sólo llega un 30% a las ruedas del eje trasero, el total de cada rueda se divide entre dos.

$$E_r = \frac{R \cdot E}{2} = \frac{0,3 \cdot 700.000}{2} = 105.000 \text{ J}$$

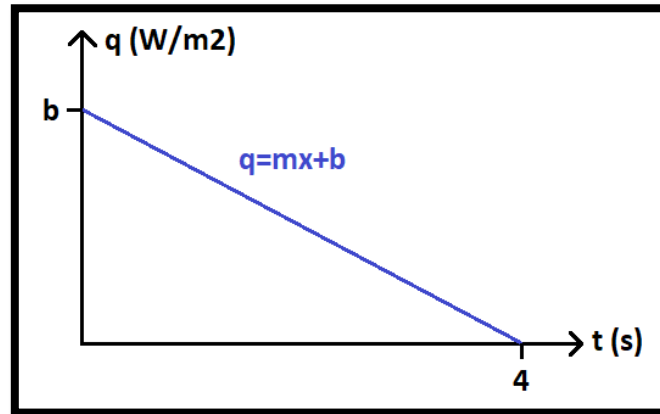
3) Área barrida por los ferodos en el disco

Se toma en cuenta el área multiplicada por dos debido a que hay contacto por ambas caras del disco

$$A = 2 \cdot \pi[(124 \text{ mm})^2 - (100 \text{ mm})^2] = 33778,4 \text{ mm}^2 = 0,0337784 \text{ m}^2$$

4) Función del calor entrante en función del tiempo

Se tiene que el calor entrante va en función de la velocidad relativa entre elementos (disco y ferodos), por lo tanto, asumiendo que la frenada simula un decrecimiento de velocidad lineal del vehículo.



Se sabe que el área total descrita por la función es:

$$Aq = \frac{2 \cdot b}{t} \left[\frac{J}{m^2} \right]$$

El área total debe coincidir con la cantidad total de energía disipada en ese disco entre el área barrida:

$$Y = \frac{E}{A} = \frac{105.000}{0,03378} \left[\frac{J}{m^2} \right]$$

Aplicando la igualdad entre ambas:

$$b = \frac{2 \cdot 105.000 [J]}{4s \cdot 0,03378 [m^2]} = 1.554.174,067 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Para el cálculo de la pendiente "m" se utilizan los puntos finales de la recta:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{0 - 1.554.174 \left[\frac{W}{m^2} \right]}{4 - 0 [s]} = -388.543,51 \left[\frac{W}{m^2 \cdot s} \right]$$

Finalmente la ecuación que describe el comportamiento del flujo de calor entrante en un período de 4 segundos de frenada es de la siguiente manera:

$$q = 1.554.174 - 388.543,51 \cdot time \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

CASO 2:**CÁLCULO DEL CALOR ENTRANTE EN EL DISCO DEL EJE DELANTERO**

Se tienen los siguientes datos de partida:

- Peso del vehículo: $m = 1260 \text{ kg}$
- Velocidad inicial: $V_o = 120 \text{ km/h} = 33,33 \text{ m/s}$
- Velocidad final: $V_f = 0 \text{ km/h}$
- Tiempo de frenada: $t = 4 \text{ s}$
- Reparto en frenada (eje trasero): $R = 70\%$
- Radio máximo barrido: $R_{\text{máx}} = 124 \text{ mm}$
- Radio mínimo barrido: $R_{\text{mín}} = 100 \text{ mm}$

5) Energía transformada en calor

Energía disipada por los frenos $\equiv$ Energía cinética total del vehículo:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1260 \text{ kg} \cdot (33,33 \text{ m/s})^2 = 700.000 \text{ J}$$

6) Energía dirigida a cada rueda del eje

Del total calculado sólo llega un 30% a las ruedas del eje trasero, el total de cada rueda se divide entre dos.

$$E_r = \frac{R \cdot E}{2} = \frac{0,7 \cdot 700.000}{2} = 245.000 \text{ J}$$

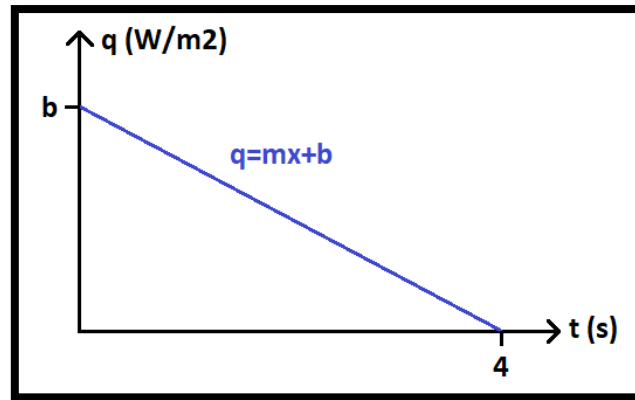
7) Área barrida por los ferodos en el disco

Se toma en cuenta el área multiplicada por dos debido a que hay contacto por ambas caras del disco

$$A = 2 \cdot \pi[(124 \text{ mm})^2 - (100 \text{ mm})^2] = 33778,4 \text{ mm}^2 = 0,0337784 \text{ m}^2$$

8) Función del calor entrante en función del tiempo

Se tiene que el calor entrante va en función de la velocidad relativa entre elementos (disco y ferodos), por lo tanto, asumiendo que la frenada simula un decrecimiento de velocidad lineal del vehículo.



Se sabe que el área total descrita por la función es:

$$Aq = \frac{2 \cdot b}{t} \left[\frac{J}{m^2} \right]$$

El área total debe coincidir con la cantidad total de energía disipada en ese disco entre el área barrida:

$$Y = \frac{E}{A} = \frac{245.000}{0,03378} \left[\frac{J}{m^2} \right]$$

Aplicando la igualdad entre ambas:

$$b = \frac{2 \cdot (245.000 J)}{4s \cdot 0,03378 m^2} = 3.626.406,16 \frac{W}{m^2}$$

Para el cálculo de la pendiente "m" se utilizan los puntos finales de la recta:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{0 - 3.626.406,16 \left[\frac{W}{m^2} \right]}{4 - 0 [s]} = -906.601,54 \left[\frac{W}{m^2 \cdot s} \right]$$

Finalmente la ecuación que describe el comportamiento del flujo de calor entrante en un período de 4 segundos de frenada es de la siguiente manera:

$$q = 3.626.406,16 - 906.601,54 \cdot time \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN PARA EL DISCO MACIZO

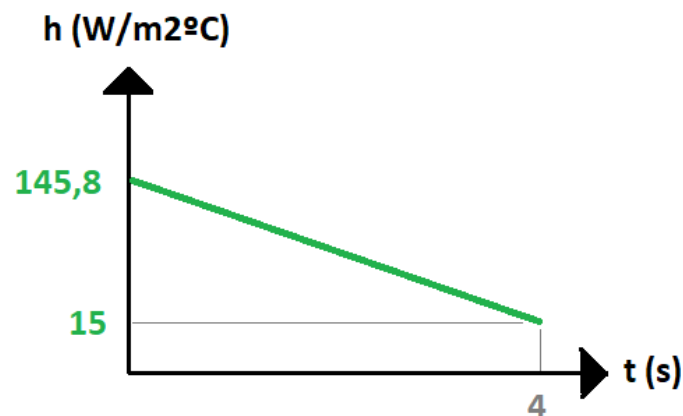
Para el caso del coeficiente de película del disco macizo se toma como valor de referencia el visto en el artículo de investigación mencionado en capítulos anteriores [17], el cual indica que para un disco de este estilo girando a 80 Km/h el valor correspondiente es de $h=97,75 \text{ W/m}^2\text{K}$.

- 1) Se comienza extrapolando el valor, tomando como referencia los coeficientes de convección para 50 mph y 40 mph (unidades utilizadas en el artículo de investigación).

$$120 \frac{\text{Km}}{\text{h}} = 74.5645 \frac{\text{millas}}{\text{h}}$$

$$\frac{50 - 40}{97.75 - 78.2} = \frac{50 - 74.5645}{97.75 - x} \rightarrow x = 145.77 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

- 2) Sabiendo que el coeficiente de película para el aire en convección natural es de $h=15 \text{ W/m}^2\text{K}$ se procede a hacer una gráfica que represente el comportamiento del coeficiente en función del tiempo



$$h = 145.8 - m \cdot \text{time} \rightarrow m?$$

$$m = \frac{145.8 - 15}{4} = 32,7$$

La relación entre coeficiente de convección y tiempo de frenada viene dada por la ecuación:

$$h = 145.8 - 32.7 \cdot \text{time}$$

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN PARA EL DISCO VENTILADO

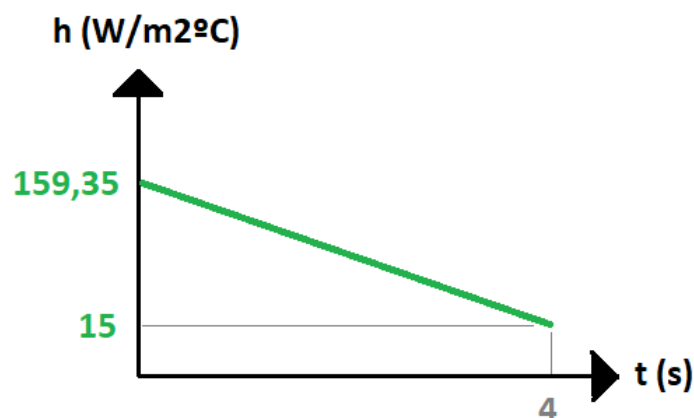
Para el caso del coeficiente de película del disco macizo se toma como valor de referencia el visto en el artículo de investigación mencionado en capítulos anteriores [17], el cual indica que para un disco de este estilo con 36 aletas, girando a 80 Km/h el valor correspondiente es de $h=106.86 \text{ W/m}^2\text{K}$.

- 1) Se comienza extrapolando el valor, tomando como referencia los coeficientes de convección para 50 mph y 40 mph (unidades utilizadas en el artículo de investigación).

$$120 \frac{\text{Km}}{h} = 74.5645 \frac{\text{millas}}{h}$$

$$\frac{50 - 40}{106.86 - 85.49} = \frac{50 - 74.5645}{106.86 - x} \rightarrow x = 159.35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

- 2) Sabiendo que el coeficiente de película para el aire en convección natural es de $h=15 \text{ W/m}^2\text{K}$ se procede a hacer una gráfica que represente el comportamiento del coeficiente en función del tiempo



$$h = 159.35 - m \cdot \text{time} \rightarrow m?$$

$$m = \frac{159.35 - 15}{4} = 36$$

La relación entre coeficiente de convección y tiempo de frenada viene dada por la ecuación:

$$h = 159.35 - 36 \cdot \text{time}$$

CÁLCULO DE PESO DE CADA DISCO

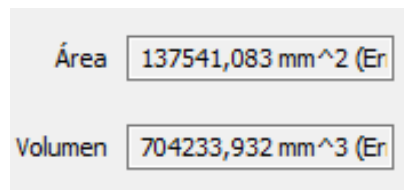
Teniendo inicialmente el disco macizo de fundición gris, se procede a calcular el peso de este:

1) Macizo, Fundición gris:

$$Densidad = 7200 \text{ kg/m}^3$$

$$Volumen = 704.234 \text{ mm}^3$$

Estos datos son sacados a partir de Inventor (volumen de la geometría) y ANSYS (densidad del material).



$$Masa = Densidad \cdot Volumen$$

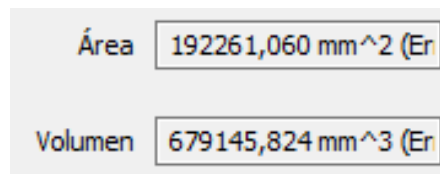
$$704.234 \text{ mm}^3 = 704,234 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$Masa = 7200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 704,234 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 5,07 \text{ Kg}$$

2) Ventilado, Fundición gris:

$$Densidad = 7200 \text{ kg/m}^3$$

$$Volumen = 679.146 \text{ mm}^3$$



$$Masa = Densidad \cdot Volumen$$

$$679.146 \text{ mm}^3 = 679,145 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$Masa = 7200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 679,145 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 4,89 \text{ Kg}$$

3) Ventilado, Acero:

$$Densidad = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$Volumen = 679.146 \text{ mm}^3$$

$$Masa = Densidad \cdot Volumen$$

$$679.146 \text{ mm}^3 = 679,145 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$Masa = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 679,145 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 5,33 \text{ Kg}$$

4) Ventilado, Titanio:

$$Densidad = 7850 \text{ kg/m}^3$$

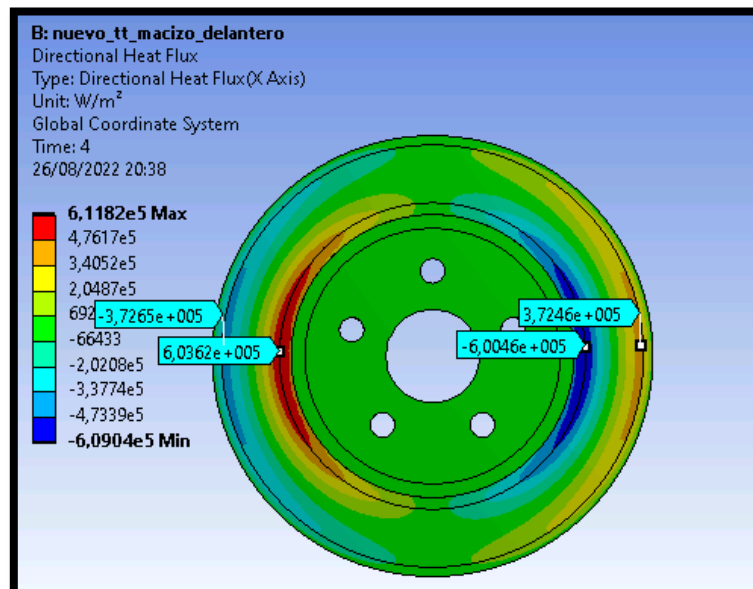
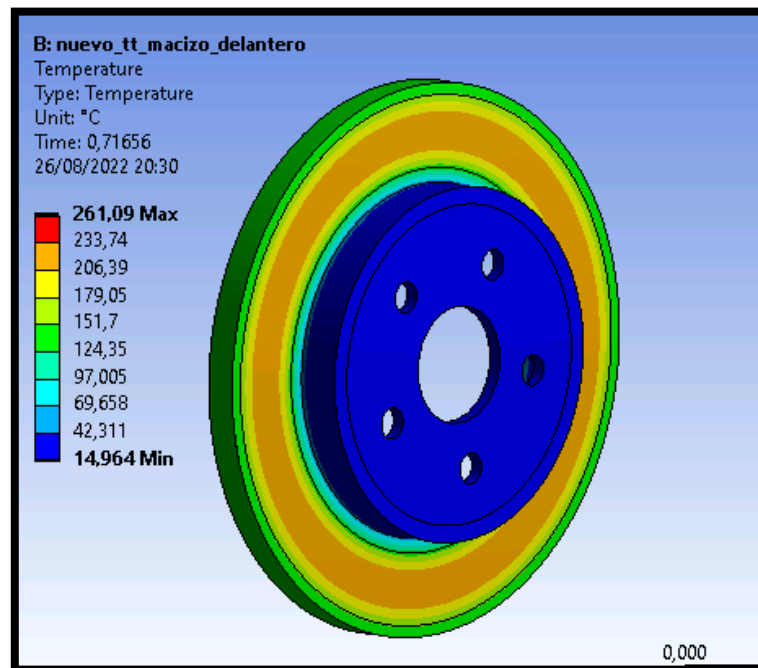
$$Volumen = 679.146 \text{ mm}^3$$

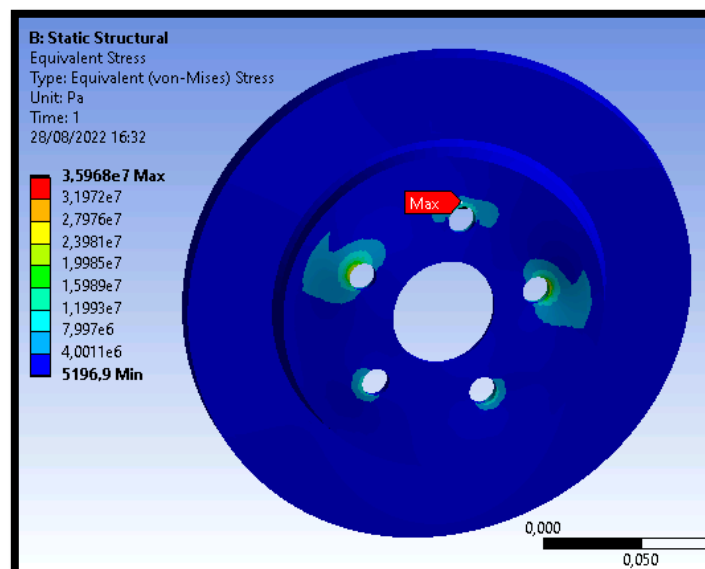
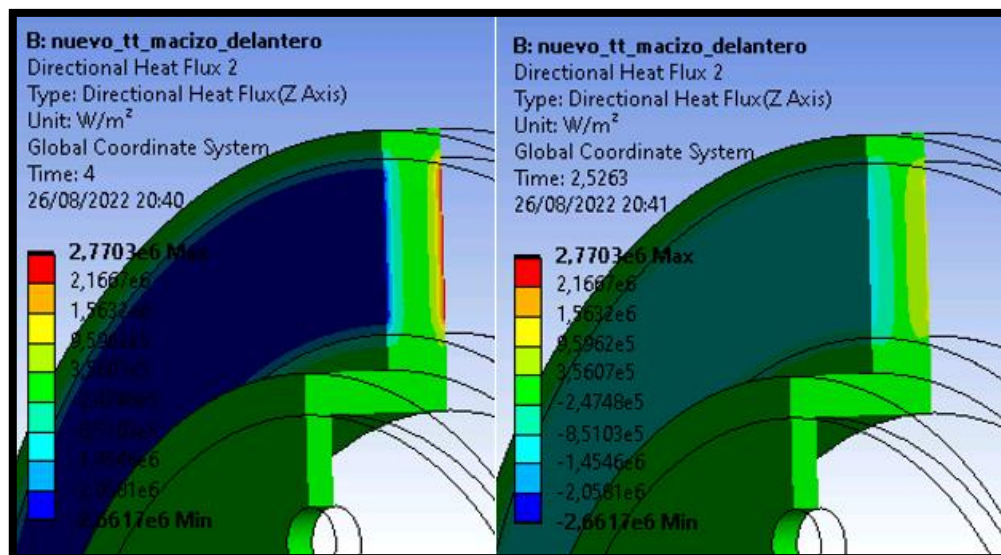
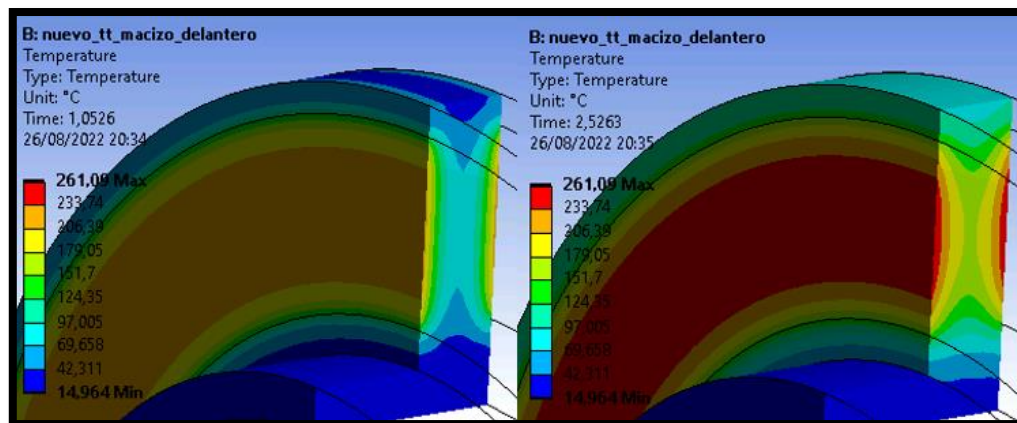
$$Masa = Densidad \cdot Volumen$$

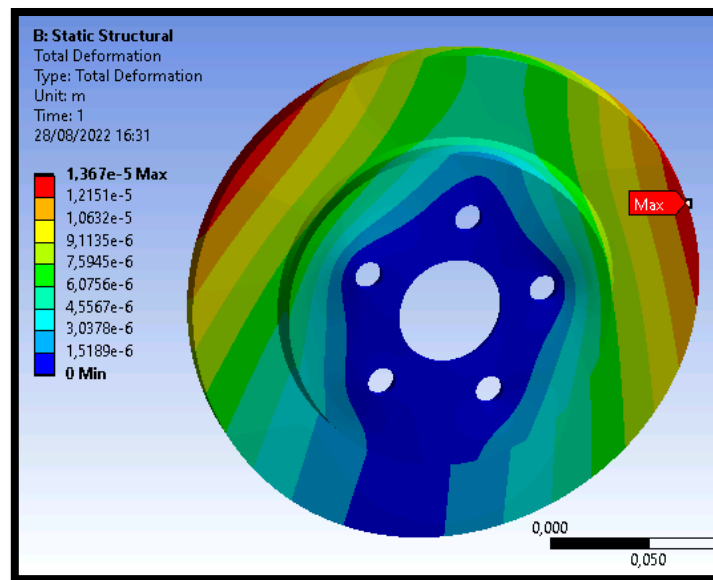
$$679.146 \text{ mm}^3 = 679,145 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$Masa = 4620 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 679,145 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 3,13 \text{ Kg}$$

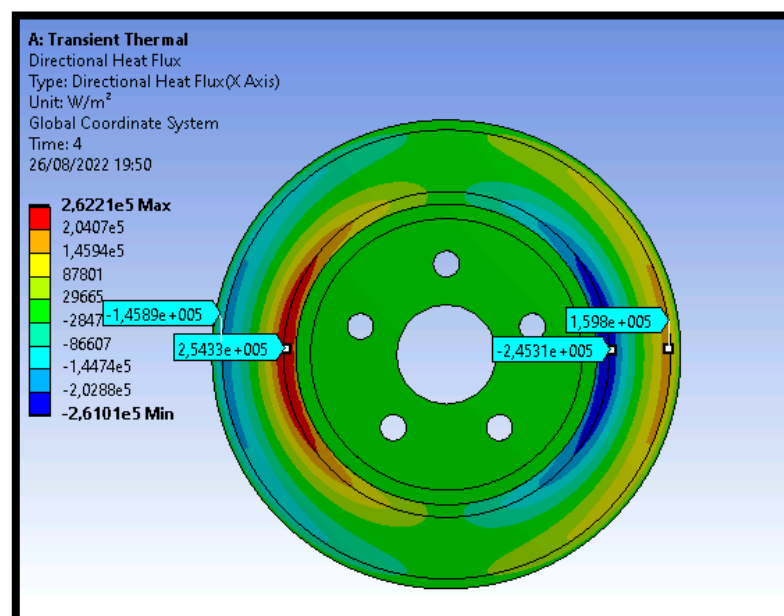
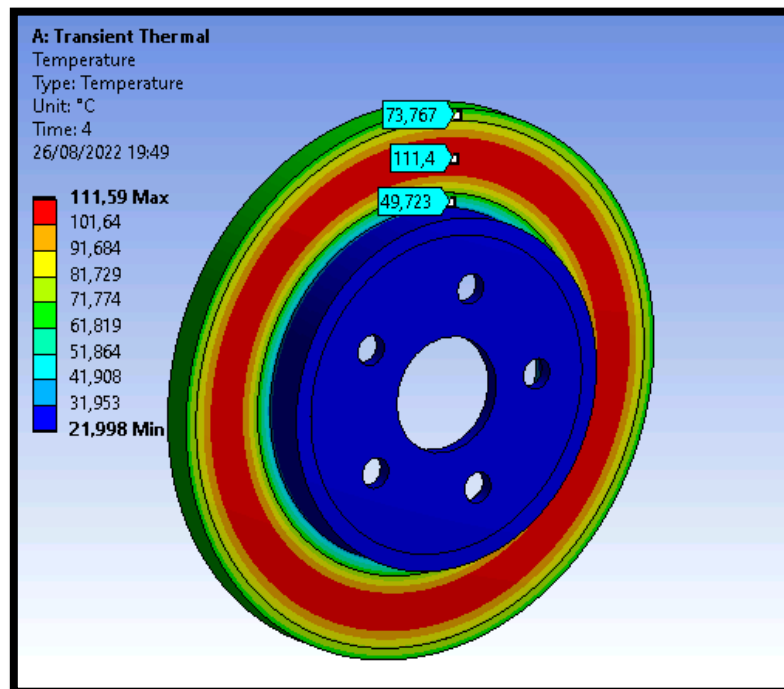
RESULTADO DEL DISCO MACIZO (EJE DELANTERO)

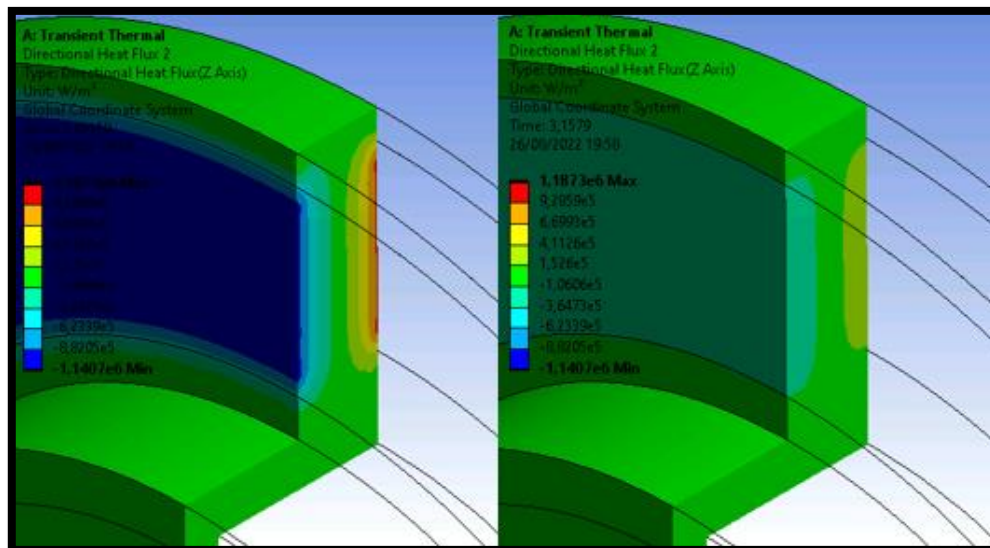
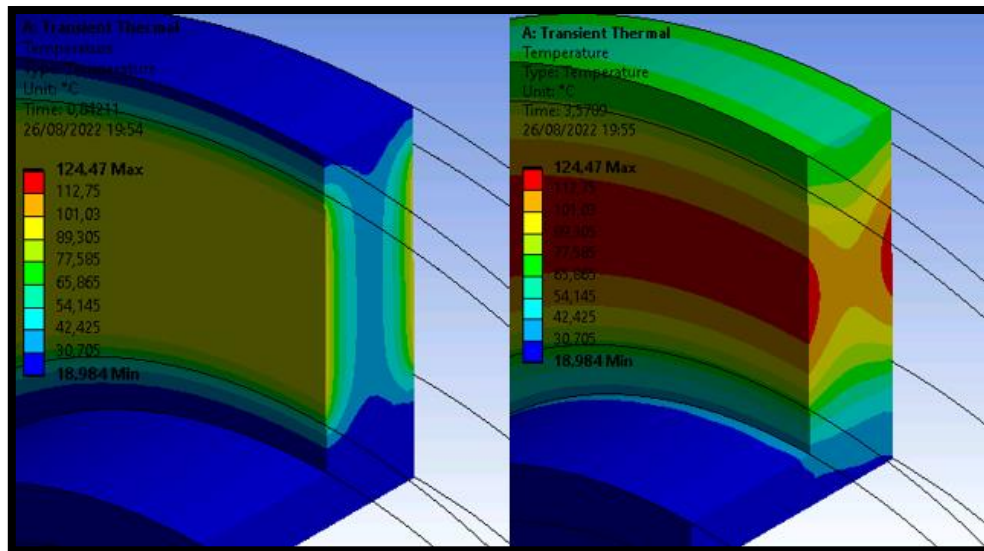




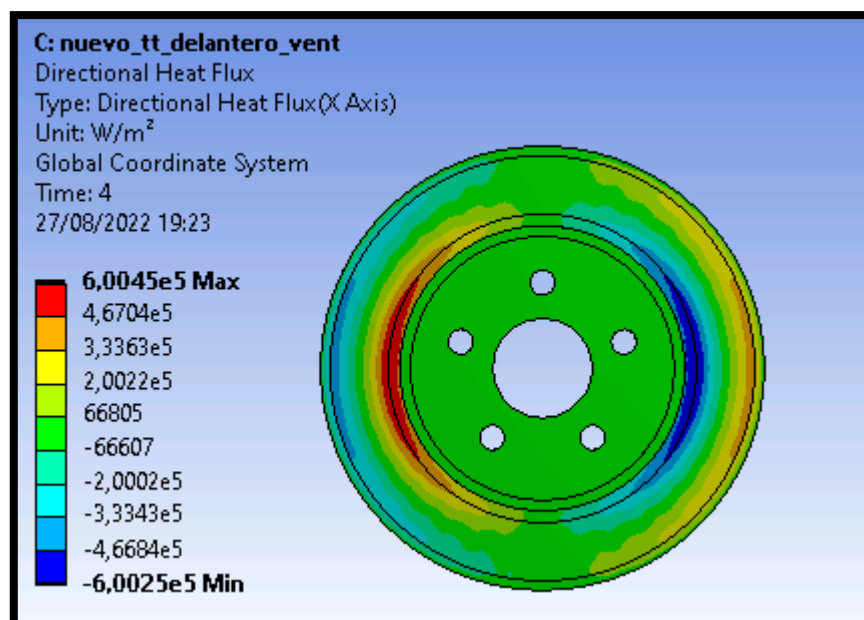
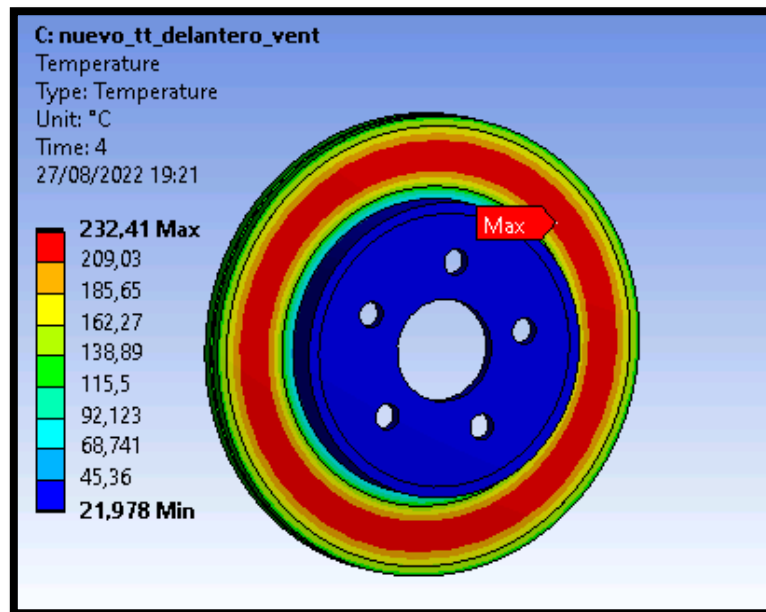


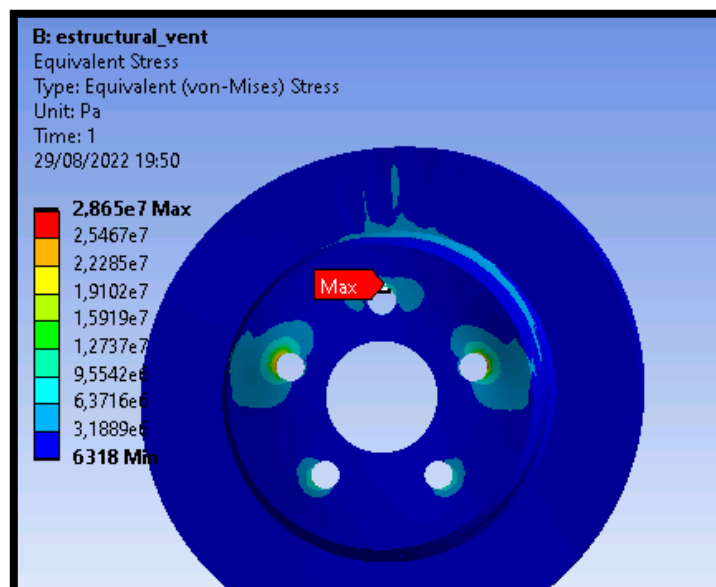
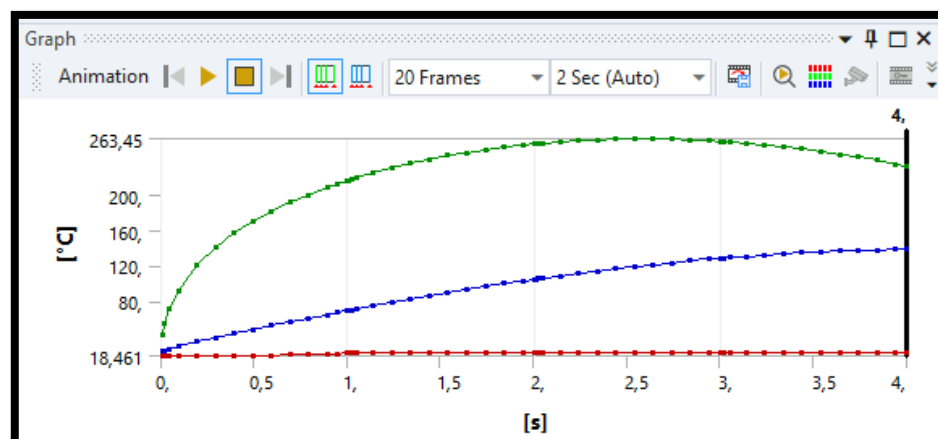
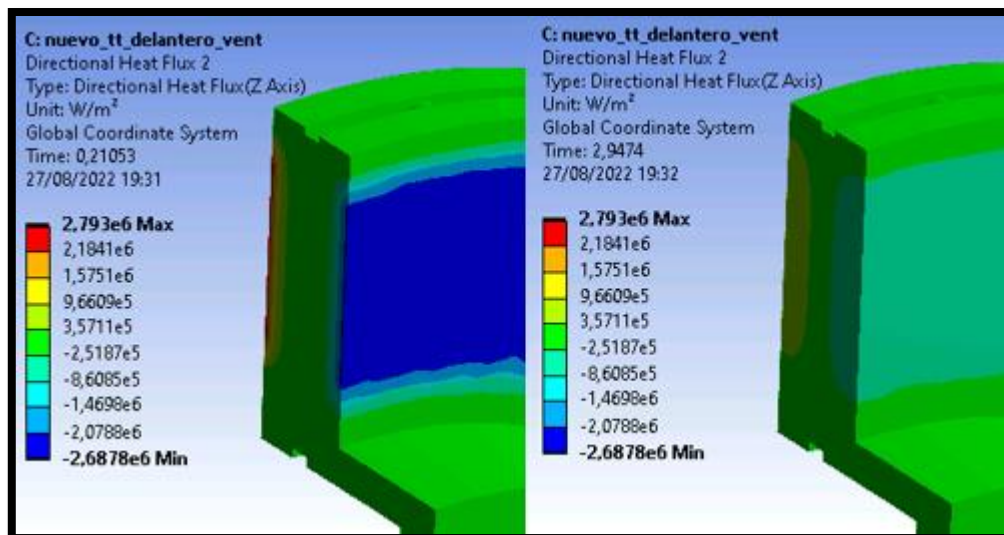
RESULTADOS DEL DISCO MACIZO (EJE TRASERO)

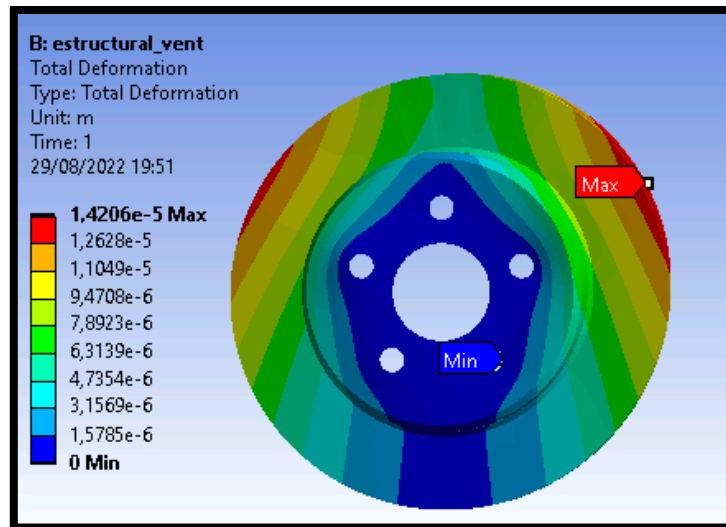




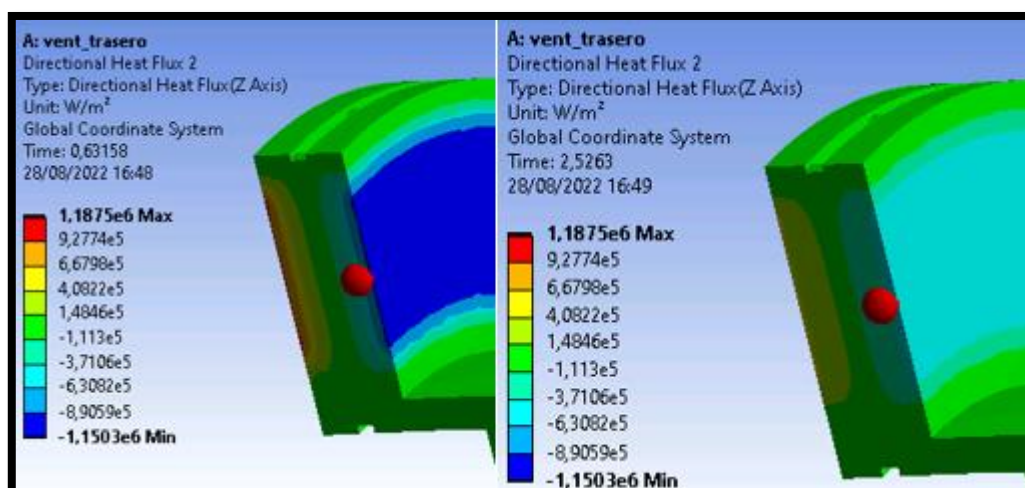
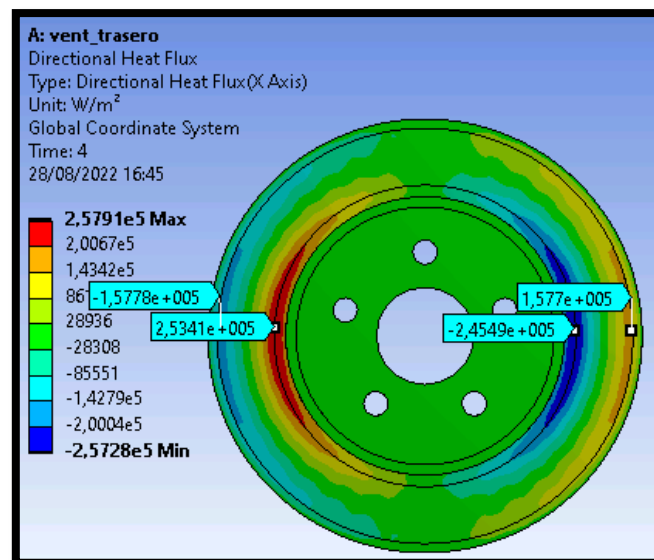
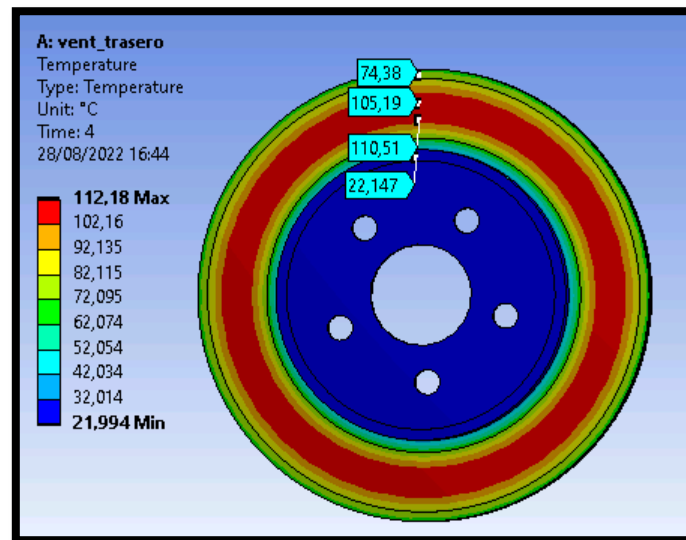
RESULTADOS DEL DISCO VENTILADO DE FUNDICIÓN (EJE DELANTERO)



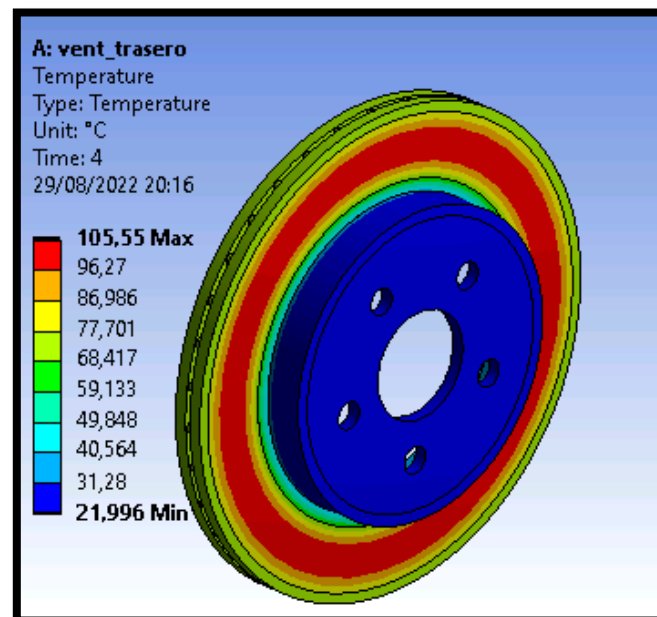
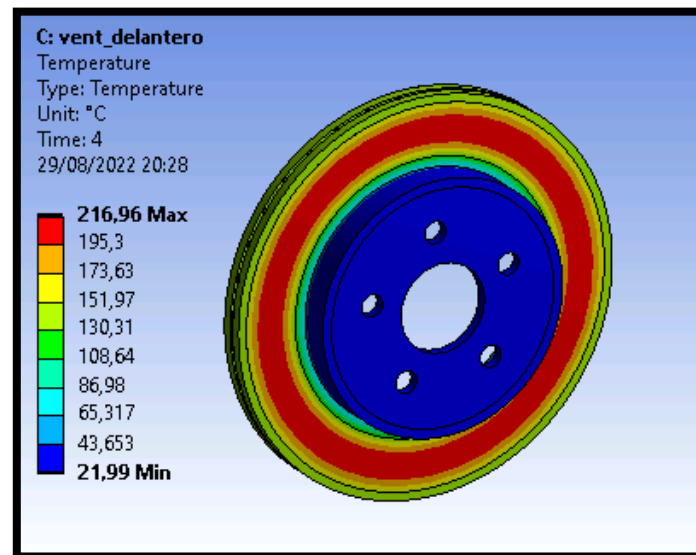


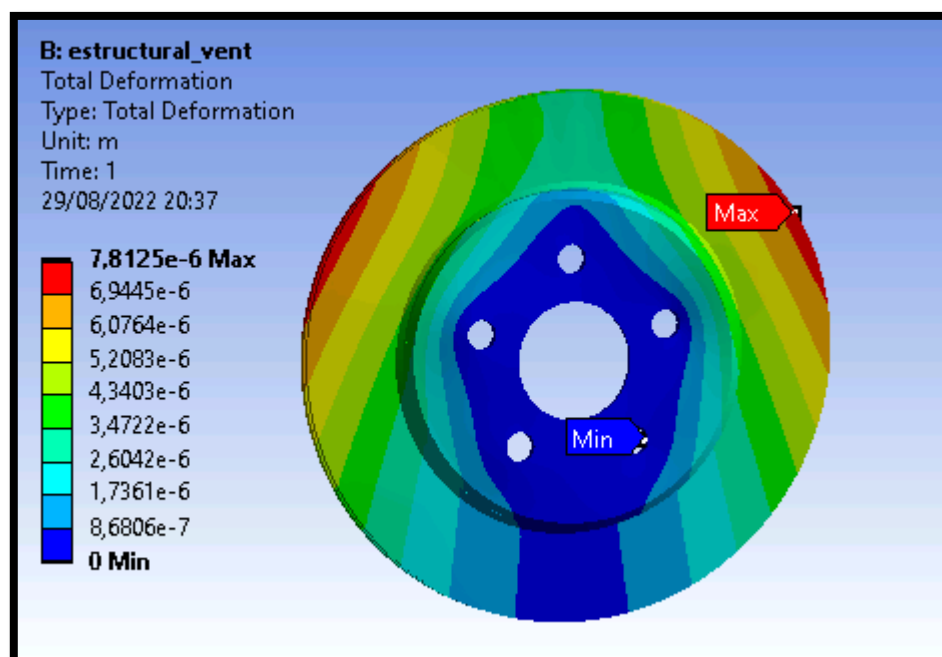
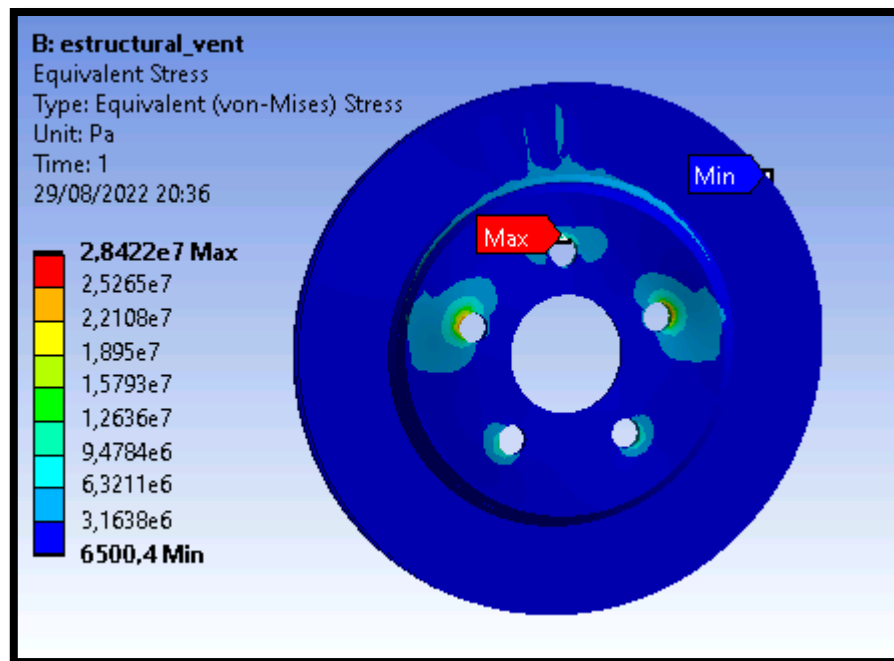


RESULTADOS DEL DISCO VENTILADO DE FUNDICIÓN (EJE TRASERO)

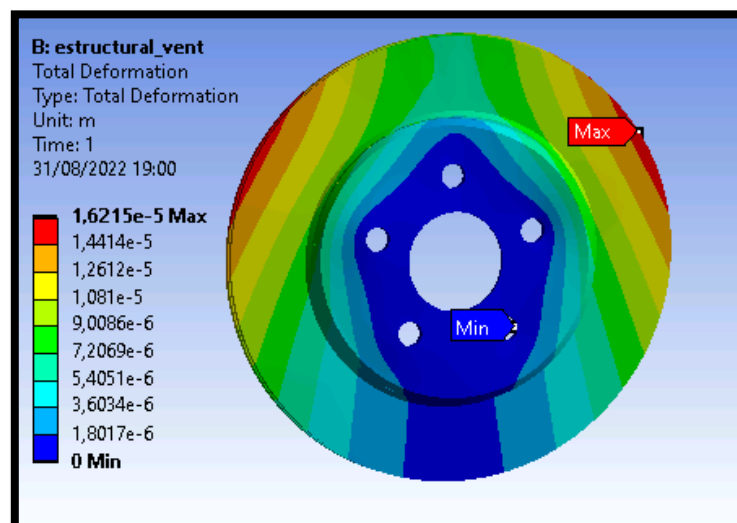
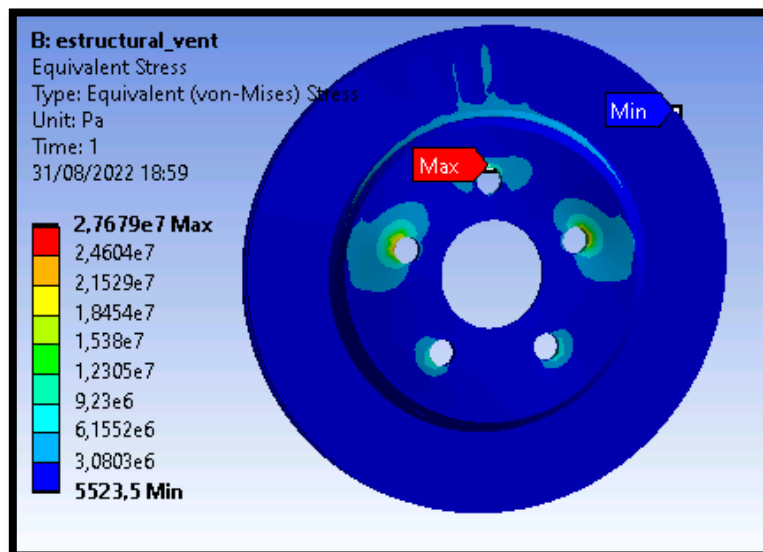
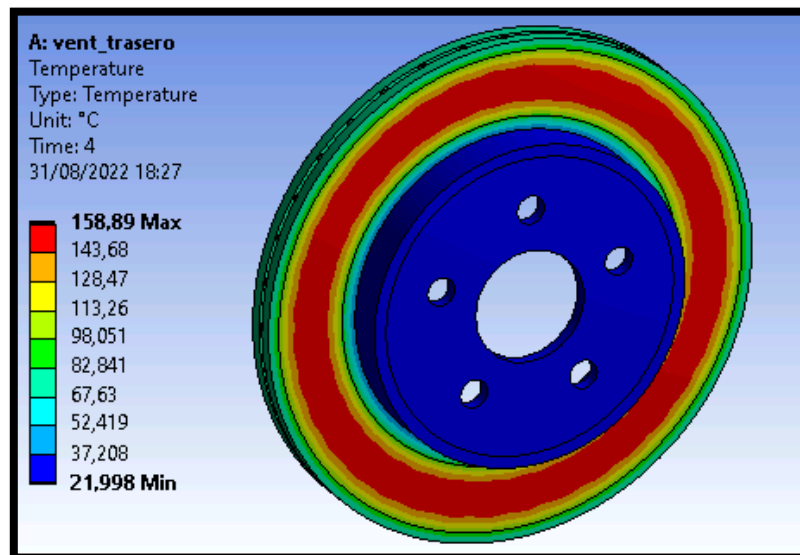


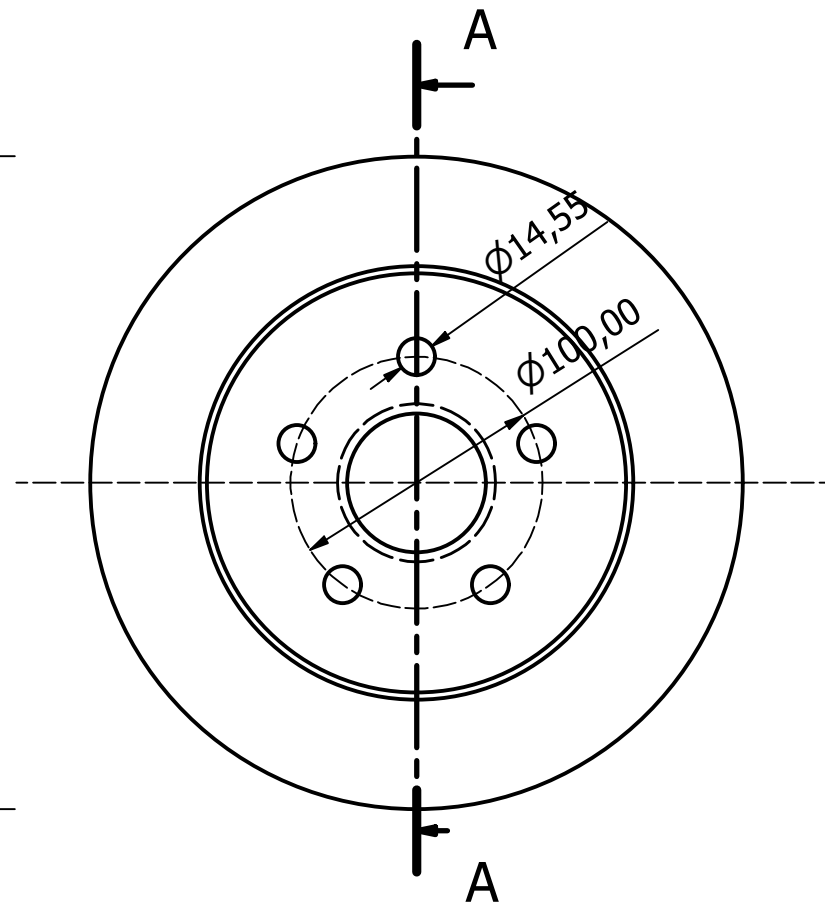
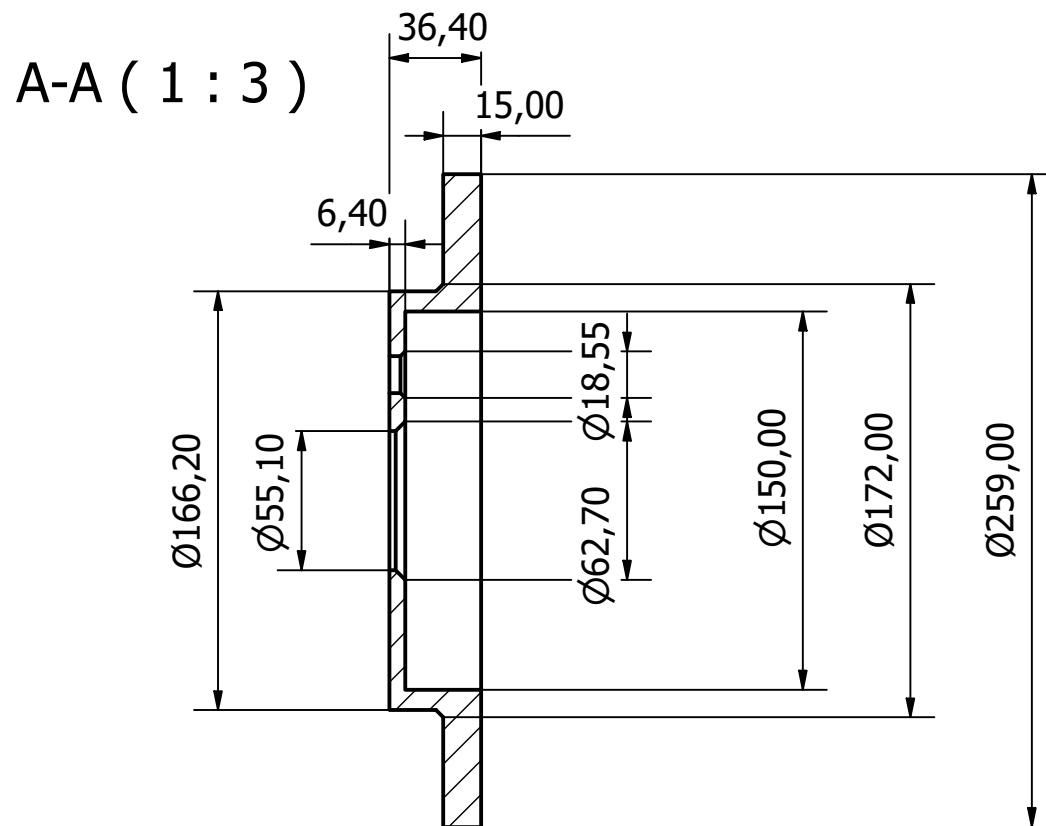
RESULTADOS DEL DISCO VENTILADO DE ACERO





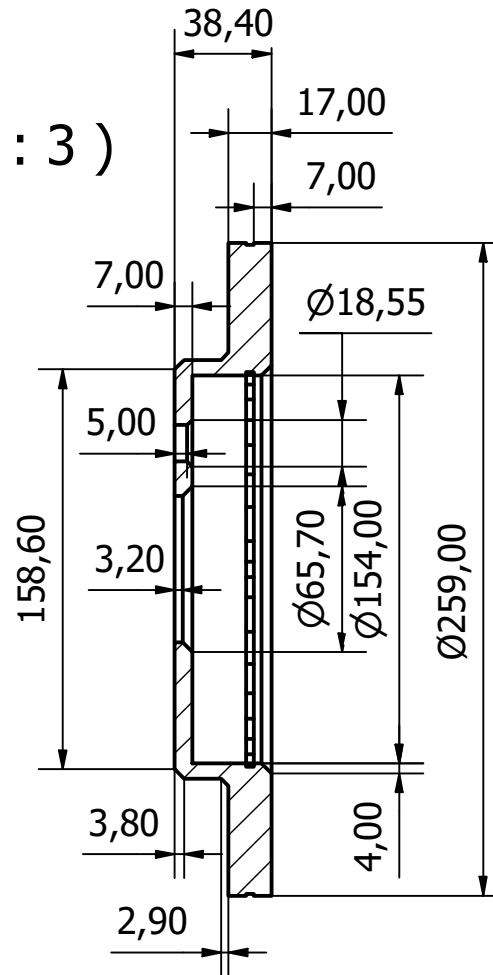
RESULTADOS DEL DISCO VENTILADO DE TITANIO



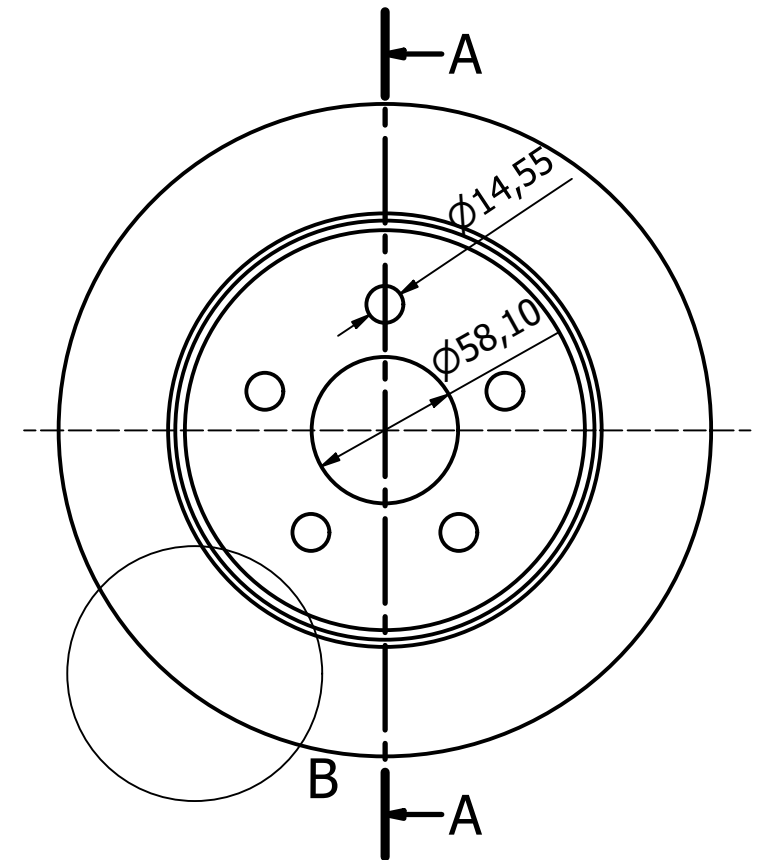
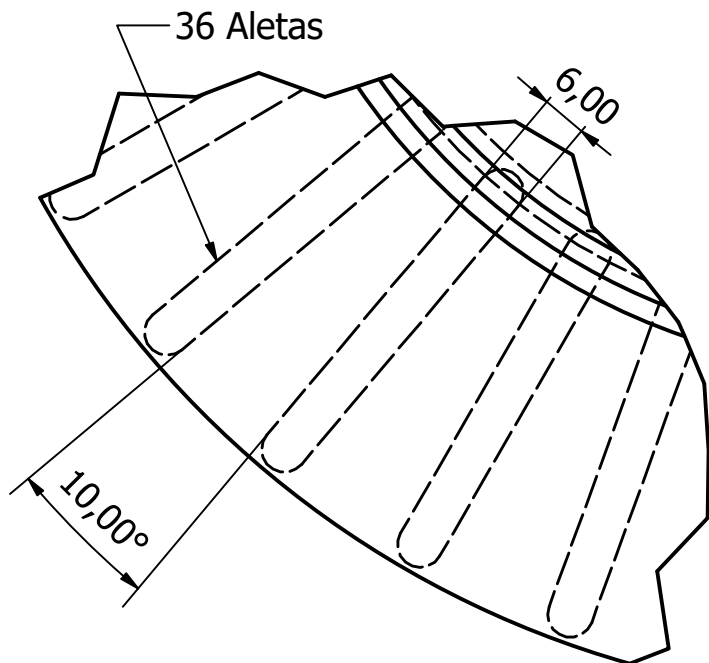


		Entidad: Universidad de Cantabria		Escala: 1 : 3
		Escuela Técnica de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones		
Título del proyecto:		Pieza: Disco Macizo		
Modelado, simulación y optimización de un freno de un sistema de frenado por disco de fricción, en diferentes condiciones de funcionamiento.		Formato: A4	Unidades: Milímetros	
Fecha: 25/07/2022	Autor: Daniel E. Borjas Fossi		Director: Manuel Odriozola Rodríguez	

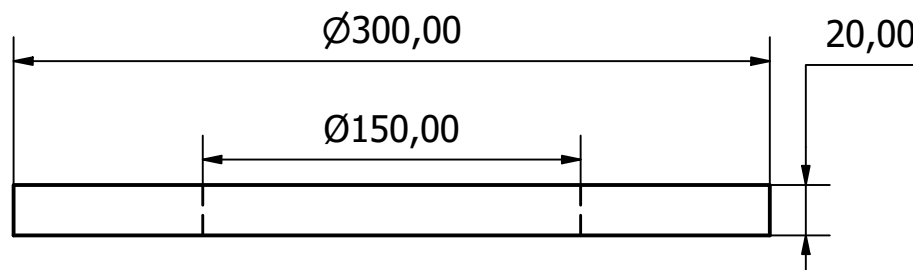
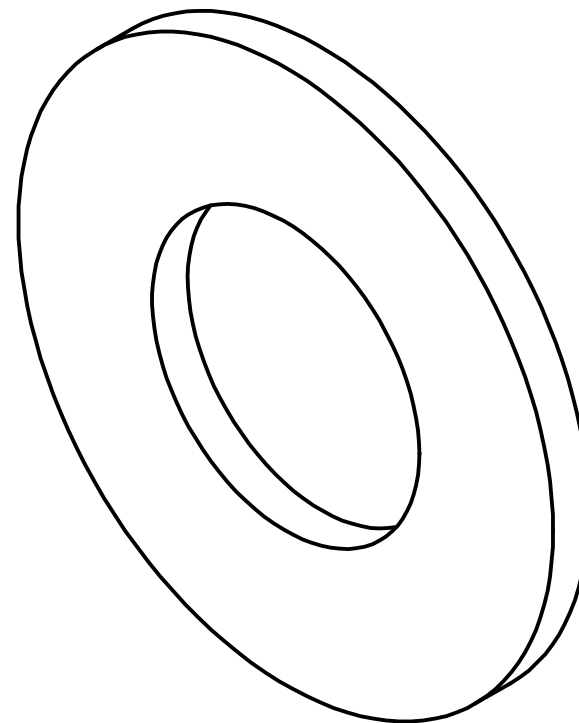
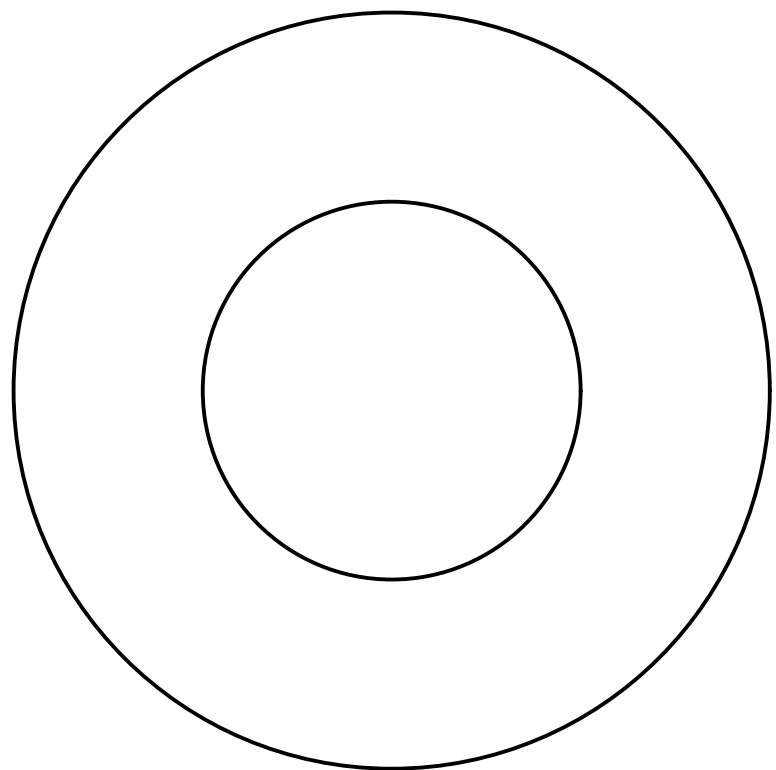
A-A (1 : 3)



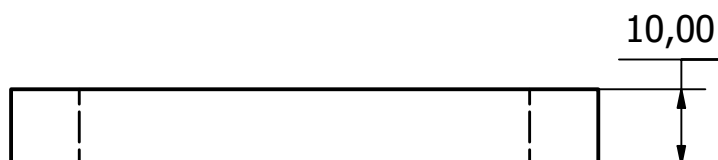
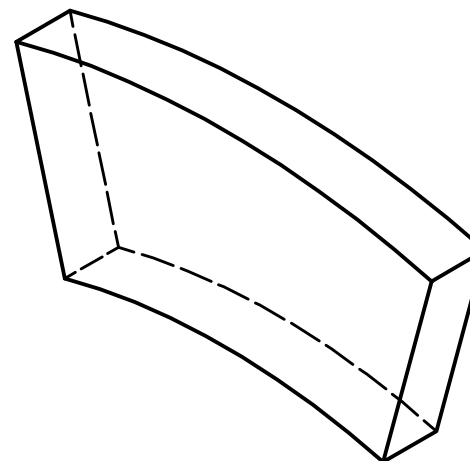
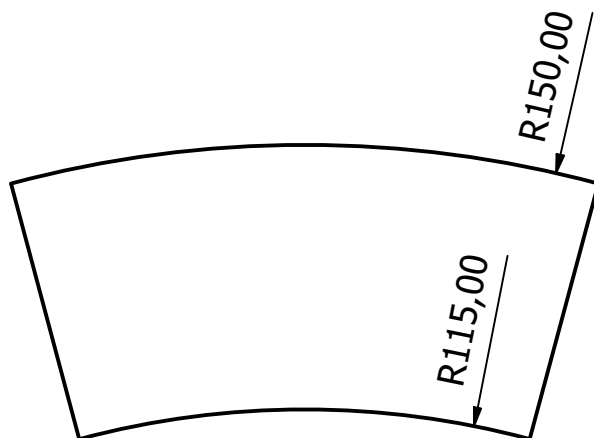
B (1 : 1)



	Entidad: Universidad de Cantabria		Escala: 1 : 3
Escuela Técnica de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones			
Título del proyecto: Modelado, simulación y optimización de un freno de un sistema de frenado por disco de fricción, en diferentes condiciones de funcionamiento.		Pieza: Disco Ventilado	
		Formato: A4	Unidades: Milímetros
Fecha: 27/08/2022	Autor: Daniel E. Borjas Fossi	Director: Manuel Odriozola Rodríguez	



 		Entidad: Universidad de Cantabria Escuela Técnica de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones		Escala: 1 : 3
Título del proyecto: Modelado, simulación y optimización de un freno de un sistema de frenado por disco de fricción, en diferentes condiciones de funcionamiento.			Pieza: Disco de prueba	
Fecha: 03/09/2022			Formato: A4	Unidades: Milímetros
Autor: Daniel E. Borjas Fossi		Director: Manuel Odriozola Rodríguez		



 		Entidad: Universidad de Cantabria Escuela Técnica de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones	Escala: 1 : 1
Título del proyecto: Modelado, simulación y optimización de un freno de un sistema de frenado por disco de fricción, en diferentes condiciones de funcionamiento.		Pieza: Pastilla de prueba	
Fecha: 03/09/2022		Autor: Daniel E. Borjas Fossi	Unidades: Milímetros
		Director: Manuel Odriozola Rodríguez	

DOCUMENTO 3: ESTUDIO **BÁSICO DE SEGURIDAD Y** **SALUD**

ÍNDICE DEL ESTUDIO BÁSICO DE SEGURIDAD Y SALUD

1.	INTRODUCCIÓN	137
2.	RIESGOS LABORALES PRESENTES	138
3.	MEDIDAS PREVENTIVAS.....	139
4.	NORMAS DE SEGURIDAD APLICABLES	140

1. INTRODUCCIÓN

El presente Estudio Básico de Seguridad y Salud tiene como principal función el dar cumplimentación al Real Decreto 1627/1997, de 24 de Octubre, por cual se declaran disposiciones mínimas de seguridad y salud de los colaboradores o trabajadores frente a los riesgos de las condiciones de trabajo, en el marco de la Ley 31/1995 de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales.

Haciendo referencia al artículo 3 del R.D. 1627/1997, si en un proyecto hay intervención de más de una empresa, o trabajadores autónomos, el Promotor deberá designar un Coordinador en materia de Seguridad y Salud durante la ejecución. Esta designación deberá ser objeto de un contrato específico.

De acuerdo con el artículo 4 del R.D. 1627/1997, el Estudio de Seguridad y Salud podrá ser sustituido por un Estudio Básico de Seguridad y Salud, siempre y cuando no se cumpla ninguno de los siguientes supuestos:

- El Presupuesto de Ejecución por Contrata (PEC) que figura dentro del proyecto sea igual o mayor a 450.759,08 €.
- La duración estimada sea superior a 30 días laborables, empleándose en algún momento a más de 20 trabajadores simultáneamente.
- El volumen de mano de obra estimada, entendiendo por tal la suma de los días de trabajo del total de los trabajadores en la obra, sea superior a 500.
- Obra de túneles, galerías, conducciones subterráneas y presas.

Dado que no se cumple ninguno de los supuestos anteriores, procedemos a desarrollar el presente Estudio Básico de Seguridad y Salud.

Haciendo referencia al artículo 7 del citado R.D., la funcionalidad del Estudio Básico de Seguridad y Salud es ser útil para el contratista, de modo que elabore el correspondiente Plan de Seguridad y Salud en el Trabajo, en el que se analizarán y estudiarán, para posteriormente desarrollar y complementar las previsiones contenidas en este documento, en función de su propio sistema de ejecución de la obra.

2. RIESGOS LABORALES PRESENTES

Durante el proceso de desarrollo de este proyecto en el ámbito de oficina se pueden presentar los siguientes riesgos laborales:

- **CAÍDAS Y GOLPES CONTRA OBJETOS**

Golpes a cajones, equipos informáticos, instrumentos de oficina, caídas causadas por cables de ordenadores u otros aparatos eléctricos, pasillos obstaculizados, charcos de agua que provoquen resbalones, etc.

- **POSTURAS ADAPTADAS Y MOVIMIENTOS ABRUPTOS**

La mayor parte de accidentes en oficina vienen dados por posturas inadecuadas y/o movimientos realizados de cara a un ordenador. Permanecer sentado en una misma posición puede afectar a la circulación sanguínea, así como a problemas óseos o musculares.

- **MANIPULACIÓN MANUAL DE CARGAS**

Ocasionalmente, los trabajadores de una oficina han de manejar cargas de papelería, fotocopidora, impresora, carpetas, o incluso mobiliario. Debido a la irregularidad de estas labores, se puede llegar a presentar problemas musculares u óseos.

- **FATIGA VISUAL**

La lectura en monitor de ordenador es una de las tareas más comunes en un panorama de oficina. En ocasiones, se puede llegar a estar demasiado tiempo expuesto a éstos, lo que lleva a causar la fatiga visual en los oficinistas.

- **CONFORT ACÚSTICO**

El problema que causa los ruidos en la oficina es la desconcentración del personal. Los ruidos más comunes en el ambiente de oficina suelen ser sonidos de timbres de teléfonos, puertas, e incluso conversaciones de demás personal.

○ **CONFORT TÉRMICO**

La existencia de un ambiente con disconfort térmico puede llegar a afectar la concentración intelectual de los trabajadores de la oficina, además de que en casos de extremo calor pueda ser causa de desmayos.

○ **CALIDAD DEL AIRE INTERIOR**

La mala calidad del aire puede causar, según la OMS, síntomas de dolor de cabeza, irritación de ojos, dolores de garganta, fatiga, etc. Estos problemas llegan a desaparecer cuando el personal desaloja el edificio, por lo cual es necesario asegurar una buena circulación de aire para evitar este problema.

3. MEDIDAS PREVENTIVAS

Toda instalación de oficinas debe asegurar distintas condiciones de trabajo que logren un ambiente adecuado para el personal que llevará a cabo sus labores del día a día. Dentro de estas condiciones, se deben asegurar:

- Canalización de cables de ordenadores y otros dispositivos.
- Indicaciones de suelos mojados.
- Diseños adecuados de sillas y mesas de trabajo.
- Reposapiés disponibles.
- Organización y disposición correcta de ratones y monitores para facilitar la postura natural.
- Ajuste adecuado del brillo de las pantallas de los monitores.
- Posicionamiento de las mesas de manera lateral hacia las ventanas, de modo que se asegure la ausencia de reflejos en las pantallas.
- Dividir zonas de trabajo, de forma que las personas que necesiten concentración queden aisladas de los ruidos.
- Operar el aire acondicionado entre 20 y 26 grados centígrados.
- Asegurar un buen mantenimiento de los sistemas de ventilación.

4. NORMAS DE SEGURIDAD APLICABLES

- Ley 31/1995 de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales.
- Real Decreto 485/1997 de 14 de abril, sobre Señalización de seguridad en el trabajo.
- Real Decreto 486/1997 de 14 de abril, sobre Seguridad y Salud en los lugares de trabajo.
- Real Decreto 487/1997 de 14 de abril, sobre Manipulación de Cargas.
- Real Decreto 773/1997 de 30 de mayo, sobre Utilización de Equipos de Protección Individual.
- Real Decreto 39/1997 de 17 de enero, Reglamento de los Servicios de Prevención.
- Real Decreto 1215/1997 de 18 de Julio, sobre Utilización de Equipos de Trabajo.
- Estatuto de los Trabajadores (Ley 8/1980, Ley 32/1984, Ley 11/1994)

DOCUMENTO 4: PLIEGO DE **CONDICIONES**

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

DISPOSICIONES GENERALES.....	143
1.1. OBJETO DEL PLIEGO	143
1.2. DOCUMENTACIÓN DEL PROYECTO	143
1.3. COMPATIBILIDAD Y ORDEN DE PREFERENCIA ENTRE DOCUMENTOS.....	144
2. CONDICIONES TÉCNICAS ESPECÍFICAS.....	144
2.1. MATERIALES	144
2.1.1. Equipo informático	144
2.1.2. Licencias de softwares.....	144
2.1.3. Material de oficina.....	145
2.2. ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN	145
2.2.1. Modelado y análisis geométrico	145
2.2.2. Estudio Térmico.....	145
2.2.3. Estudio Estructural.....	145
2.2.4. Análisis de Resultados y Optimización	145

DISPOSICIONES GENERALES

1.1. OBJETO DEL PLIEGO

El proyecto presentado busca lograr una optimización de un disco de freno mediante herramientas informáticas, las cuales son utilizadas en ámbito de oficina.

En el presente Pliego de Condiciones se presentan el conjunto de requisitos generales que se exige al Contratista, con el objetivo de llevar a cabo la realización del proyecto.

En este documento especifica datos técnicos, facultativos, económicos y legales que se deben tomar en cuenta para la ejecución del proyecto.

Es responsabilidad del Contratista que dichos detalles constructivos, materiales, y selección de componentes, estén de acuerdo con las últimas normas de diseño, reglamentos y técnicas aplicables.

1.2. DOCUMENTACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto presentado posee los siguientes documentos:

- Documento 1: Memoria
- Documento 2: Anexos
- Documento 3: Estudio Básico de Seguridad y Salud
- Documento 4: Pliego de Condiciones
- Documento 5: Presupuesto
- Documento 6: Bibliografía

Los documentos contractuales son aquellos que están incorporados en el contrato, y que sean aquellos de obligado cumplimiento. Estos documentos son:

- Documento 2: Anexos
- Documento 3: Estudio Básico de Seguridad y Salud
- Documento 4: Pliego de Condiciones
- Documento 5: Presupuesto

1.3. COMPATIBILIDAD Y ORDEN DE PREFERENCIA ENTRE DOCUMENTOS

Los documentos presentados en este proyecto son compatibles uno a otro, además de complementarse. Se tiene como objetivo que, con tan solo la disposición de los ANEXOS, ESTUDIO BÁSICO DE SEGURIDAD Y SALUD, PLIEGO DE CONDICIONES, y PRESUPUESTO, sea suficiente para ejecutar el proyecto presentado.

La prioridad de cada documento viene dada dependiendo de la perspectiva profesional de la cual se observe. Desde un punto de vista legal, el documento prioritario sería el PLIEGO DE CONDICIONES, sin embargo si es visto de una manera técnica, el documento principal es la MEMORIA, e incluso los ANEXOS también aportan información valiosa para la ejecución técnica.

2. CONDICIONES TÉCNICAS ESPECÍFICAS

2.1. MATERIALES

El material utilizado en este proyecto consta de equipos presentes en oficinas para la realización informática de las simulaciones.

2.1.1. Equipo informático

La principal herramienta del diseñador será el ordenador en el cual realizará las debidas tareas correspondientes a las simulaciones y modelado, así como los cálculos requeridos.

2.1.2. Licencias de softwares

Las correspondientes licencias de los programas a utilizar son esenciales para la llevada a cabo del proyecto, lo cual implica su inclusión dentro de los materiales a utilizar.

2.1.3. Material de oficina

Incluyendo mobiliario y papelería, los materiales utilizados como complemento al trabajo de diseño computacional serán los esenciales para llevar a cabo el proceso de cálculo y optimización.

2.2. ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN

Para la realización de este proyecto se han de seguir una serie de pasos correspondientes con cada fase del trabajo expuesto:

2.2.1. Modelado y análisis geométrico

Para tener un caso de partida se ha de crear una geometría base de la cual se generen los primeros análisis del fenómeno estudiado. La idea es buscar en el mercado modelos similares y basar el estudio en geometrías aproximadas a las vistas.

2.2.2. Estudio Térmico

Los cálculos correspondientes a los flujos de calor entrantes y salientes de las geometrías creadas previamente.

2.2.3. Estudio Estructural

Simulación en relación a las fuerzas aplicadas sobre el disco estudiado, las cuales generan tensiones que hay que tomar en cuenta para el análisis de los resultados.

2.2.4. Análisis de Resultados y Optimización

En base a los datos calculados en los apartados anteriores se procede a contrastar resultados, dando prioridad a los parámetros más restrictivos dentro del modelo. Una vez analizado, se modifica la geometría en base a lo que el diseñador considere que pueda beneficiar a la respuesta térmica y estructural del modelo.

DOCUMENTO 5: **PRESUPUESTO**

CAPÍTULO 1			
CÁLCULO	€/hora	Horas empleadas	Total
1.1. Trabajo de cálculo realizado por un técnico titulado con las herramientas necesarias	45	300	13.500 €

CAPÍTULO 2			
DISEÑO	€/hora	Horas empleadas	Total
2.1 Trabajo de diseño realizado por un técnico titulado con las herramientas necesarias	45	150	6.750 €

El capítulo correspondiente a las licencias es calculado en base al tiempo en relación a los créditos de un Trabajo de Fin de Grado (12 créditos, 25 horas cada uno).

CAPÍTULO 3			
SOFTWARE	€/año	Horas empleadas	Total
3.1. Licencia de ANSYS Workbench 2020 R1	41.710 €	275	1.309 €
3.2. Licencia de Autodesk Inventor Professional 2019	2.886 €	275	91 €

CAPÍTULO 4		
MATERIAL	Unidades	Total
4.1. Material de oficina	1	20 €
4.2. Licencia de Autodesk Inventor	1	1.100 €

CAPÍTULO	DESCRIPCIÓN	COSTE
1	CÁLCULO	13.500 €
2	DISEÑO	6.750 €
3	SOFTWARE	1.400 €
4	MATERIAL	1.120 €
TOTAL		22.770 €

DOCUMENTO 6: **BIBLIOGRAFÍA**

- [1] «Espíritu Racer,» El sistema de frenos de un automóvil, 2019. [En línea]. Available: <https://espirituracer.com/reportajes/el-sistema-de-frenos-en-el-automovil-i/>.
- [2] Veritasium, «Youtube,» ¡El primer coche del mundo! , [En línea]. Available: https://www.youtube.com/watch?v=DL_mJeb6O04&t=38s&ab_channel=Veritasium.
- [3] «Coche Español,» Historia del sistema de frenos de automóviles, [En línea]. Available: <http://www.automotriz.mobi/coches/Reparaciones/auto-brakes/57932.html>.
- [4] «Apuntes de clase. Elementos de Máquinas,» Universidad de Cantabria, 2022.
- [5] Roadhouse, «Scribd,» Guía del tambor de freno, [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/36832385/Tipos-de-Frenos-de-Tambor>.
- [6] Á. Ferrer, «Autonoción,» Tipos de frenos: Disco y tambor, componentes y funcionamiento, 2021. [En línea]. Available: <https://www.autonocion.com/frenos-disco-tambor-componentes-tipos-funcionamiento/>.
- [7] «Euromaster,» Tipos de disco de freno: Diferencias y ventajas, 2021. [En línea]. Available: <https://www.euromaster-neumaticos.es/blog/tipos-disco-frenos-materiales-diseo>.
- [8] «Frenkit,» ¿Qué tipos de pinzas de freno existen?, 2021. [En línea]. Available: <https://blog.frenkit.es/es/tipos-de-pinzas-de-freno-caliper>.
- [9] «Apuntes de clase. Diseño de Máquinas,» Universidad de Cantabria, 2021.
- [10] «Apuntes de clase. Ingeniería Térmica,» Universidad de Cantabria, 2021.
- [11] J. Pajón, Apuntes de Elementos Finitos, [En línea]. Available: <https://www.uhu.es/javier.pajon/apuntes/finitos.pdf>.
- [12] «Apuntes de clase. Modelado y Simulación Computacional de Máquinas,» Universidad de Cantabria, 2021.
- [13] Brembo, «Brembo Parts,» [En línea]. Available: <https://www.bremboparts.com/europe/es/catalogue/toyota-prius-w3-1-8-hybrid-zvw3/000031134-1>.
- [14] P. G. Adam Adamowicz, «Analysis of disc brake temperature distribution during single braking,» Elsevier, Bialystok, Poland, 2010.
- [15] P. G. Adam Adamowicz, «Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during,» Elsevier, Bialystok, Poland, 2011.
- [16] S. J. F. Talati, «Analysis of heat conduction in a disk brake system, Heat and Mass Transfer,» 2009.
- [17] D. P. U. S. Y Madhu Maheswara Reddy, «HEAT TRANSFER ANALYSIS OF AUTOMOTIVE DISC,» IJARSE, Hyderabad, India, 2014.
- [18] O. C. Zienkiewicz, Método de los Elementos Finitos, Editorial Reverté, 1982.