



Universidad de Navarra Escuela Superior de Ingenieros
Nafarroako Unibertsitatea Ingeniarien Goi Mailako Eskola

Proyecto Fin de Máster

INGENIERO INDUSTRIAL

**MODELIZACIÓN TÉRMICA DE DISCOS DE FRENO
FERROVIARIOS**

Documento nº1: MEMORIA

La alumna: Marta Usabiaga Urrestarazu

San Sebastián, enero de 2015

tecnun

AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a la empresa CAF la oportunidad brindada para realizar mi Proyecto Final de Máster con ellos, y a todos los que han hecho posible que salga adelante. En especial, a Iván González por su ayuda y colaboración a lo largo de todo el proyecto.

A Germán Giménez, por su orientación e información suministrada en la supervisión del proyecto.

A mis compañeros de CAF por compartir esta experiencia conmigo.

A mi familia y amigos por su apoyo y cariño.

Eskerrik asko denoi!

RESUMEN

En el presente proyecto se ha inicializado una actividad de capacitación en cálculos termo-mecánicos con el objetivo de tener una herramienta que permita dimensionar el sistema de freno de fricción en bogie, concretamente en cuanto a número de discos y su material (fundición o acero).

En primer lugar, se estudia el planteamiento del problema general, analizando los datos disponibles para su resolución.

Posteriormente, se elige una metodología de cálculo desacoplado, empleando tres modelos en Abaqus que interactúan entre sí para transmitir los resultados: modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD), modelo térmico y modelo mecánico.

Para cada modelo, se expone una descripción detallada que incluye los siguientes puntos: marco teórico, geometría empleada, condiciones del modelo, parámetros de cálculo y salida de resultados. El modelo CFD se emplea para obtener los coeficientes de transferencia de calor por convección, conociendo el flujo de calor que se disipa al aire cuando el disco está a una determinada temperatura y gira a una determinada velocidad de rotación. A continuación, se realiza el modelo térmico para calcular la distribución de temperaturas en el sistema de frenado, con el objeto de determinar la capacidad de disipación de calor del disco de freno. Con los resultados térmicos del análisis, mediante el tercer modelo, se estudia el estado de tensión creado por los gradientes de temperatura, se superpone al estado inicial de precarga del conjunto eje-rueda-discos y se comprueba la resistencia mecánica del disco de freno.

Una vez definidos los modelos de cálculo del problema, para automatizar el tratamiento de resultados, se han creado herramientas de post-proceso: dos script de obtención de ficheros de resultados en código Python y una macro de Excel en código Visual Basic.

Finalmente, se ha aplicado la metodología en los vehículos Oaris y Civity, realizando un cálculo termo-mecánico de los discos de freno montados en rueda. Los resultados obtenidos se han comparado con informes de cálculos previos proporcionados por los proveedores, concluyendo que a pesar de observarse algunas diferencias, la metodología desarrollada es válida siempre y cuando se disponga de las características de los materiales.

ÍNDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Contexto del proyecto.....	1
1.2 Justificación y objetivos	2
2. CONCEPTOS PREVIOS.....	3
2.1 Sistema de freno del ferrocarril.....	3
2.1.1 Clasificación general del equipo de freno	3
2.1.2 Discos de freno ferroviarios	4
2.1.3 Guarniciones de freno	6
2.2 Métodos computacionales	7
2.2.1 Proceso de modelización.....	7
2.3 Antecedentes.....	8
3. ANÁLISIS DEL PROBLEMA.....	11
3.1 Descripción del planteamiento general	11
3.2 Datos de entrada	12
3.3 Validación del diseño del disco de freno	14
3.4 Incógnitas del problema.....	15
3.4.1 Propiedades de los materiales.....	15
3.4.2 Transferencia de calor por conducción	16
3.4.3 Transferencia de calor por convección	17
3.4.4 Transferencia de calor por radiación.....	20
3.4.5 Coeficiente de fricción	21
3.4.6 Absorción de calor por el disco de freno.....	22
3.4.7 Resistencia al avance.....	23
4. METODOLOGÍA DE CÁLCULO.....	25
4.1 Planteamiento inicial.....	25

4.2	Métodología aplicada.....	28
4.3	Herramientas y tecnologías empleadas.....	29
5.	MODELO DE DINÁMICA DE FLUIDOS, CFD	31
5.1	Marco teórico.....	31
5.1.1	Tipos de flujos	31
5.1.2	Ecuaciones fundamentales.....	33
5.1.3	Modelos de turbulencia.....	35
5.2	Geometría	37
5.2.1	Mallado y tipos de elementos	37
5.2.2	Definición de superficies.....	38
5.2.3	Propiedades del aire.....	39
5.3	Condiciones del modelo.....	40
5.3.1	Modelo de turbulencia	40
5.3.2	Condiciones iniciales	41
5.3.3	Condiciones de contorno	41
5.4	Análisis del modelo.....	42
5.5	Subrutina de condiciones de velocidad cilíndrica.....	42
5.6	Parámetros de salida.....	43
5.7	Script para obtener los coeficientes de película	44
6.	MODELO DE CÁLCULO TÉRMICO	45
6.1	Geometría	45
6.1.1	Mallado y tipos de elementos	45
6.1.2	Definición de superficies y grupos de elementos	46
6.1.3	Tipos de contacto	46
6.1.4	Propiedades del material	47
6.2	Condiciones del modelo.....	48
6.2.1	Condiciones iniciales	48

6.2.2	Definición de transferencia de calor por convección	48
6.2.3	Definición de transferencia de calor por radiación	49
6.2.4	Flujo de calor generado	50
6.3	Análisis del modelo.....	50
6.4	Parámetros de salida.....	51
7.	MODELO DE CÁLCULO MECÁNICO	53
7.1	Marco teórico.....	53
7.1.1	Teoría de plasticidad	53
7.1.2	Tensión y fatiga térmica.....	54
7.1.3	Reglas de endurecimiento:	55
7.2	Geometría	56
7.2.1	Mallado y tipos de elementos	56
7.2.2	Definición de superficies y conjuntos de nodos.....	56
7.2.3	Tipos de contacto	57
7.2.4	Propiedades del material	57
7.3	Condiciones del modelo.....	58
7.4	Análisis del modelo.....	58
7.4.1	Interferencia entre eje y rueda	59
7.4.2	Precarga del tornillo pasante de los discos	59
7.4.3	Secuencia de frenadas	60
7.4.4	Enfriamiento directo a temperatura ambiente	60
7.5	Parámetros de salida.....	61
7.6	Script para exportar ficheros de resultados.....	61
7.8	Macro de Excel para post-proceso	62
7.8.1	Descripción general	62
7.8.2	Interfaz de usuario	62
7.8.3	Estructura de la macro.....	64

8. ESTUDIO Y APLICACIÓN DEL MODELO CFD	67
8.1 Geometría y propiedades	67
8.2 Resultados obtenidos	72
9. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA EN TREN OARIS.....	79
9.1 Datos de partida	79
9.2 Geometría	82
9.3 Parámetros aplicados al modelo.....	85
9.3.1 Análisis de los datos de convección	85
9.3.2 Análisis de los datos de radiación.....	90
9.3.3 Coeficiente de fricción	92
9.3.4 Absorción de zapata.....	93
9.3.5 Propiedades del material	93
9.3.6 Resistencia al avance.....	95
9.4 Sensibilidad del modelo térmico	97
9.5 Resultados obtenidos	100
9.5.1 Simulación EB R 2x320 km/h MA	102
9.5.2 Simulación EB R 2x320 km/h TA.....	109
9.5.3 Simulación EB R 1x350 km/h MA	112
10. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA EN TREN CIVITY	117
10.1 Datos de partida	117
10.2 Geometría	118
10.3 Parámetros aplicados al modelo.....	121
10.3.1 Coeficientes de convección y radiación	121
10.3.2 Coeficiente de fricción	122
10.3.3 Absorción de zapata.....	122
10.3.4 Propiedades del material	122

ÍNDICE GENERAL

10.3.5 Resistencia al avance.....	122
10.4 Resultados obtenidos	124
10.4.1 Simulación EB R 2x160 km/hTA.....	124
11. CONCLUSIONES.....	131
12. LÍNEAS FUTURAS	137
BIBLIOGRAFÍA.....	139

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 2.1: Clasificación de los tipos de freno de vehículos ferroviarios ^[2]	4
Ilustración 2.2: Tipos de disco de freno montados en eje.....	5
Ilustración 2.3: Tipos de discos de freno montados en brida.....	5
Ilustración 2.4: Tipos de discos de freno montados sobre rueda	5
Ilustración 2.5: Ejemplo de guarniciones de freno	6
Ilustración 2.6: Esquema de la metodología empleada en la modelización	7
Ilustración 2.7: Distribución de temperatura y tensión en la rueda de un proyecto anterior de CAF ^[5]	8
Ilustración 3.1: Esquema simplificado del problema a analizar	12
Ilustración 3.2: Ejemplo de datos de ensayo dinamométrico de secuencia de frenado: a) Frenado de emergencia b) Frenado de retención en pendientes.....	13
Ilustración 3.3: Ejemplo de datos de ensayo dinamométrico de secuencia de frenado de servicio	13
Ilustración 3.4: Diagramas de fractura-fatiga empleados por los proveedores a) Knorr-Bremse ^[7] b)Faiveley ^[8]	14
Ilustración 3.5: Material del disco de freno en función de la velocidad del vehículo ferroviario ^[9] . 15	15
Ilustración 3.6: Tipos de parejas de discos y guarniciones de freno	16
Ilustración 3.7: Ejemplo de variación del coeficiente de fricción de un ensayo dinamométrico ^[7] . 22	22
Ilustración 4.1: Esquema de acoplamiento de metodología de co-simulación	25
Ilustración 4.2: Esquema del método inicial planteado de co-simulación.....	26
Ilustración 4.3: Diagrama de flujo de la metodología empleada para el análisis completo de discos de freno	28
Ilustración 5.1: Representación de la tensión de cizalladura en un fluido newtoniano.....	31
Ilustración 5.2: Clasificación de tipos de fluidos ^[18]	32
Ilustración 5.3: Esquema de las superficies y condiciones de contorno del problema.....	38
Ilustración 5.4: Propiedades termo-físicas del aire a presión atmosférica ^[21]	39
Ilustración 5.5: Esquema de la transformación de velocidad realizada por la subrutina	43
Ilustración 7.1: Curva de tensión-deformación de tracción ^[22]	53
Ilustración 7.2: Representación de endurecimiento cinemático a) Curva tensión-deform. 1-D b) Superficie de fluencia en 2-D	55
Ilustración 7.3: Interfaz de la macro de Excel a) Principal b) Validación General	63
Ilustración 7.4: Interfaz de la macro de Excel a) Análisis validación general b) Análisis detallado de resultados	63
Ilustración 7.5: Representación de un ejemplo realizado con Solver para obtener distancias mínimas	65

Ilustración 8.1: Geometría del primer modelo realizado con un mallado coarse	67
Ilustración 8.2: Mallado de hexaedros estructurado desde el centro del disco	68
Ilustración 8.3: Representación de la recomendación de HyperWorks para mallado CFD	68
Ilustración 8.4: Mallado estructurado de diferentes tipos de elementos realizado por revolución	69
Ilustración 8.5: Mallado de hexaedros desestructurado en el centro del disco	69
Ilustración 8.6: Superficies definidas para el análisis CFD a)Superficie de simetría b) Superficie del disco c)Superficie exterior d)Superficie lateral	70
Ilustración 8.7: Análisis de la influencia de la temperatura del disco en el coeficiente de película a) flujo de calor a diferentes temperaturas del disco b) coeficiente de película a diferentes T del disco	71
Ilustración 8.8: Distribución de velocidad y coeficiente de película de la superficie del disco para una velocidad del tren de 50 km/h	72
Ilustración 8.9: Distribución de velocidad y coeficiente de película de la superficie del disco para una velocidad del tren de 150 km/h	72
Ilustración 8.10: Distribución de velocidad y coeficiente de película de la superficie del disco para una velocidad del tren de 300 km/h	73
Ilustración 8.11: Coeficiente de convección obtenido en función del radio del disco	74
Ilustración 8.12: Distribución de vectores de velocidad del flujo cercano al disco	74
Ilustración 8.13: Coeficiente de película en función de la velocidad para distintos radios	75
Ilustración 8.14: Distribución de vectores de los coeficientes de película en función del radio	76
Ilustración 8.15: Variación del coeficiente de película en función de la velocidad real para diferentes radios	76
Ilustración 8.16: Representación del valor promedio del coeficiente de película y su línea de tendencia	77
Ilustración 8.17: Comparación de coeficientes de película obtenidos de CFD y sacados de correlaciones empíricas de bibliografía.....	78
Ilustración 9.1: Esquema de la configuración del vehículo Oaris	79
Ilustración 9.2: Modelo completo empleado en el análisis del disco de freno de Oaris	82
Ilustración 9.3: Modelo empleado para el análisis del disco de freno del vehículo Oaris	83
Ilustración 9.4: Superficies de contacto del disco Oaris	83
Ilustración 9.5: Ligaduras aplicadas en el conjunto de disco de freno, rueda y eje del vehículo Oaris a) Ligaduras auxiliares b) Ligaduras permanentes	84
Ilustración 9.6: Nodos en los que se aplica la condición de simetría del disco de freno y la rueda del vehículo Oaris.....	84
Ilustración 9.7: Variación de los coeficientes de la superficie de fricción en función de la velocidad de diferentes secuencias de frenada	85
Ilustración 9.8: Variación de los coeficientes de la superficie de las aletas en función de la velocidad de diferentes secuencias de frenada	86

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 9.9: Comparación entre los coeficientes de la superficie de las aletas y de fricción suministrados para el vehículo Oaris y Civity	86
Ilustración 9.10: Imagen del canal entre el disco de freno y la rueda a) Oaris b) Civity	87
Ilustración 9.11: Comparación de los coeficientes de convección de la superficie de fricción suministrados por el proveedor y obtenidos mediante CFD y correlaciones de bibliografía	87
Ilustración 9.12: Comparación de los coeficientes de convección de la superficie de los canales suministrados por el proveedor y calculados mediante expresiones de bibliografía	88
Ilustración 9.13: Coeficientes de película de la rueda en función de la velocidad.....	89
Ilustración 9.14: Condiciones aplicadas de convección mediante Hypermesh a) Superficie de fricción b) Canales c) Rueda S1 d) Rueda S4	89
Ilustración 9.15: Variación de la radiación en función de la temperatura de la superficie de fricción en diferentes secuencias de frenada	91
Ilustración 9.16: Comparación entre los valores suministrados para Civity y Oaris de la variación de los coeficientes de radiación en función de la temperatura	91
Ilustración 9.17: Valores del coeficiente de fricción bajo condiciones del eje motor determinados de ensayos dinamométricos.....	92
Ilustración 9.18: Valores del coeficiente de fricción bajo condiciones del eje remolque determinados a partir de ensayos dinamométricos	93
Ilustración 9.19: Variación estimada de la curva tensión-deformación del acero del disco de freno para diferentes temperaturas de trabajo	94
Ilustración 9.20: Fuerzas de freno máximas y resistencia al avance en función de la velocidad del vehículo	95
Ilustración 9.21: Variación de la temperatura para cada caso de estudio	98
Ilustración 9.22: Variación de la temperatura del modelo térmico para diferentes valores de la conductividad.....	98
Ilustración 9.23: Representación de la posición de los termopares en el ensayo dinamométrico	100
Ilustración 9.24: Gráfico de validación empleado por Knorr-Bremse.....	101
Ilustración 9.25: Representación de los datos suministrados para la simulación EB R 2x320MA del disco del vehículo Oaris	102
Ilustración 9.26: Datos de partida para la simulación EB R 2x320MA para el vehículo Oaris	103
Ilustración 9.27: Distribución de temperatura de la superficie de fricción en diferentes instantes de t para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris	103
Ilustración 9.28: Distribución de temperatura de la zona en contacto con rueda para diferentes t para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris.....	104
Ilustración 9.29: Variación de temperaturas para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris	105
Ilustración 9.30: Distribución de tensión v.M de la superficie de fricción en diferentes instantes de t para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris	106

Ilustración 9.31: Distribución de tensión v.M de la zona en contacto con rueda para diferentes t para la simulación EB R 2x320 MA del disco Oaris.....	107
Ilustración 9.32: Diagrama de fractura-fatiga para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris	108
Ilustración 9.33: Datos suministrados para la simulación EB R 2x320TA del disco del tren Oaris	109
Ilustración 9.34: Datos de partida para la simulación EB R 2x320 TA del disco del vehículo Oaris	110
Ilustración 9.35: Variación de temperaturas para la simulación EB R 2x320 TA del disco Oaris	110
Ilustración 9.36: Diagrama de fractura-fatiga para la simulación EB R 2x320 TA del disco Oaris	111
Ilustración 9.37: Datos suministrados para la simulación EB R 1x350MA del disco del tren Oaris	112
Ilustración 9.38: Datos de partida para la simulación EB R 1x350 MA del disco empleado en Oaris	113
Ilustración 9.39: Variación de temperaturas para la simulación EB R 1x350 MA del disco en Oaris	113
Ilustración 9.40: Diagrama de fractura-fatiga para la simulación EB R 1x350 MA del disco Oaris	114
Ilustración 10.1: Esquema de la configuración del vehículo Civity	117
Ilustración 10.2: Modelo empleado para el análisis del disco de freno del tren Civity.....	118
Ilustración 10.3: : Condiciones aplicadas de convección mediante Hypermesh a) Superficie de fricción b)Canales c) Rueda S1 d) Rueda S4	119
Ilustración 10.4: Superficies de contacto entre la rueda y el disco de freno.....	120
Ilustración 10.5: Ligaduras aplicadas en el conjunto de disco de freno, rueda y eje del vehículo Civity a) Ligaduras auxiliares b) Ligaduras permanentes	120
Ilustración 10.6: Nodos en los que se aplica la condición de simetría del modelo de rueda y disco de freno del vehículo Civity	121
Ilustración 10.7: Fuerzas de freno máximas y resistencia al avance en función de la velocidad del vehículo Civity ^[33]	123
Ilustración 10.8: Datos suministrados para la simulación EB R 2x160 TA del disco en tren Civity	124
Ilustración 10.9: Datos de partida para la simulación EB R 2x160 TA del disco del vehículo Civity	125
Ilustración 10.10: Distribución de temperatura de la superficie de fricción en diferentes instantes de t para la simulación EB R 2x160 TA del disco en Civity	125
Ilustración 10.11: Distribución de temperatura de la zona en contacto con rueda para diferentes t para la simulación EB R 2x160 TA del disco de acero de Civity	126

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 10.12: Variación de temperaturas para la simulación EB R 2x160 TA del disco en Civity	127
Ilustración 10.13: Detalle de la zona de contacto entre la rueda y el disco de freno.....	128
Ilustración 10.14: Distribución de tensión v.M de la superficie de fricción en diferentes t para la simulación EB R 2x160 TA del disco en Civity	128
Ilustración 10.15: Distribución de tensión v.M de la zona en contacto con rueda para diferentes t para la simulación EB R 2x160 TA del disco en Civity	129
Ilustración 10.16: Diagrama de fractura-fatiga para la simulación EB R 2x160 TA del disco de Civity.....	130

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3-1: Valores orientativos de coeficiente de película para diferentes flujos ^[10]	17
Tabla 3-2: Valores de emisividad para diferentes materiales ^[13]	21
Tabla 5-1: Diferencias entre fluidos compresibles e incompresibles	32
Tabla 8-1: Malla empleada en el modelo del análisis de CFD	70
Tabla 8-2: Propiedades del aire empleadas a temperatura ambiente	70
Tabla 9-1: Valores de la aceleración en función del rango de velocidades	79
Tabla 9-2: Parámetros de entrada del vehículo Oaris.....	80
Tabla 9-3: Valores suministrados por Knorr-Bremse de la aplicación de frenadas de emergencia de tipo R de Oaris	81
Tabla 9-4: Malla empleada en el análisis térmico del modelo Oaris	82
Tabla 9-5: Malla empleada en el análisis mecánico del modelo Oaris	82
Tabla 9-6: Parejas de contacto del caso Oaris	83
Tabla 9-7: Coeficientes de relación entre coeficiente de radiación y temperaturas proporcionadas	90
Tabla 9-8: Variación de las propiedades calculadas del acero 28CrMoV5 en función de T	94
Tabla 9-9: Propiedades acero calidad ER8	94
Tabla 9-10: Casos realizados para estudiar la sensibilidad del modelo térmico	97
Tabla 9-11: Puntos críticos de las distintas simulaciones obtenidos de los gráficos de validación de Knorr-Bremse.....	101
Tabla 10-1: Parámetros de entrada del vehículo Civity	117
Tabla 10-2: Malla empleada en el análisis térmico del modelo Civity	119
Tabla 10-3: Malla empleada en el análisis mecánico del modelo Civity	119

1. INTRODUCCIÓN

1.1 CONTEXTO DEL PROYECTO

Construcciones y Auxiliar de Ferrocarriles (CAF) S.A. es una empresa española con sede social en Beasáin, cuyos orígenes datan de principios del siglo XX. Es uno de los líderes internacionales en el diseño, fabricación, mantenimiento y suministro de equipos y componentes para sistemas ferroviarios. Durante décadas CAF ha adquirido amplia experiencia en el ámbito ferroviario, lo que le da la posibilidad de seguir creciendo y compitiendo en el mercado.

Se caracteriza por ser una empresa versátil, flexible y capaz de adaptarse siempre a las necesidades de sus clientes. Uno de los rasgos distintivos es la capacidad de desarrollo de productos completamente nuevos, que la ha llevado a colocarse entre los principales puestos en el mercado internacional del sector ferroviario.

Para lograr esta posición privilegiada, la relevancia del área de investigación y desarrollo es clara e indudable en esta empresa, y se consolida a través de la filial CAF I+D, donde se ha realizado el presente proyecto.

CAF I+D proporciona el soporte técnico necesario a otras áreas, departamentos y empresas colaboradoras, para la realización de los diferentes proyectos establecidos en todo el mundo. Esta privilegiada posición obtenida por el grupo CAF se logra gracias a la cooperación y colaboración mutua de cada uno de los departamentos de la empresa.

Una vez conocido el ámbito en que se enmarca este proyecto, se explica a continuación la necesidad que ha llevado a la realización de este proyecto final de máster.

1.2 JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

El freno de fricción en bogie se dimensiona a nivel de prestación y a nivel térmico, siendo la simulación térmica la herramienta más importante para el dimensionamiento del freno en bogie (discos y zapatas).

Los cálculos de prestaciones son relativamente sencillos y los suministradores no suelen tener problemas en realizarlos y modificarlos. Estos análisis se centran en el cálculo de presiones de freno en función de los esfuerzos a aplicar, las adherencias disponibles y las dimensiones de las timonerías de freno.

A nivel térmico, los cálculos son más complicados debido a que se deben realizar simulaciones de los recorridos, además de varias paradas de urgencia consecutivas. Estos cálculos determinan el número de discos de freno por eje y el material empleado en los mismos, definiendo el alcance de suministro, por lo que tienen un impacto significativo en el precio y el peso del vehículo.

En este caso CAF tiene cierta dependencia de los suministradores y aunque en fase de proyecto el problema es menor, en fase de oferta esta dependencia puede llegar a ser un punto débil que se quiere mitigar.

Para ello se plantea iniciar una actividad de capacitación para realizar simulaciones térmicas en discos de freno con el objetivo de contrastar los resultados en el diseño detallado del dimensionamiento térmico de los frenos.

2. CONCEPTOS PREVIOS

Como punto de partida del proyecto, se considera conveniente realizar una pequeña recopilación de la clasificación de los sistemas de freno, de los procesos de modelización y de los anteriores proyectos realizados en CAF que incluyen cálculos térmicos.

2.1 SISTEMA DE FRENO DEL FERROCARRIL

Los equipos de freno en vehículos ferroviarios tienen la finalidad de reducir la velocidad del tren en el menor tiempo posible sin llegar al bloqueo de las ruedas.

Un sistema de freno además de ser capaz de conseguir frenadas seguras y eficaces para permitir reducciones de velocidad, paradas de emergencia y de retención en pendientes, es muy importante que su funcionamiento y rendimiento no esté influenciado por las condiciones ambientales. ^[1]

2.1.1 Clasificación general del equipo de freno

Los sistemas de freno de vehículos ferroviarios pueden clasificarse en diversos grupos en función del criterio de diferenciación. Dependiendo del accionamiento del freno se encuentran básicamente los frenos neumáticos, los frenos mecánicos, los frenos hidráulicos y eléctricos.

En función de la manera de conseguir la fuerza de freno se pueden distinguir tres tipos: freno de fricción, freno dinámico y freno por corrientes Eddy.

Considerando la influencia de adherencia entre rueda y raíl, los frenos de fricción se diferencian sistemas dependientes e independientes.

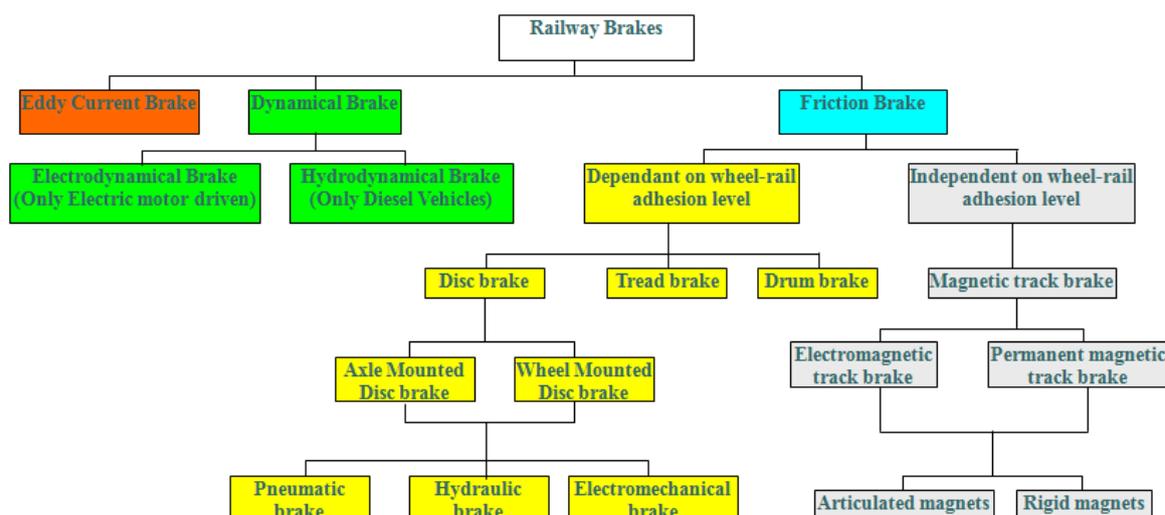


Ilustración 2.1: Clasificación de los tipos de freno de vehículos ferroviarios^[2]

2.1.2 Discos de freno ferroviarios

El sistema de frenado por fricción se emplea para transformar grandes cantidades de energía cinética en forma de calor.

El presente proyecto se centra en el freno de fricción dependiente del nivel de adherencia entre rueda y raíl, más concretamente en los discos de freno.

Dentro de los discos de freno se diferencian por su configuración en discos de freno montados en eje (AMD), en brida (FMD) y en rueda (WMD). Estos a su vez se diferencian en subgrupos en función de la geometría del disco, mostrados en las siguientes ilustraciones.^[3]

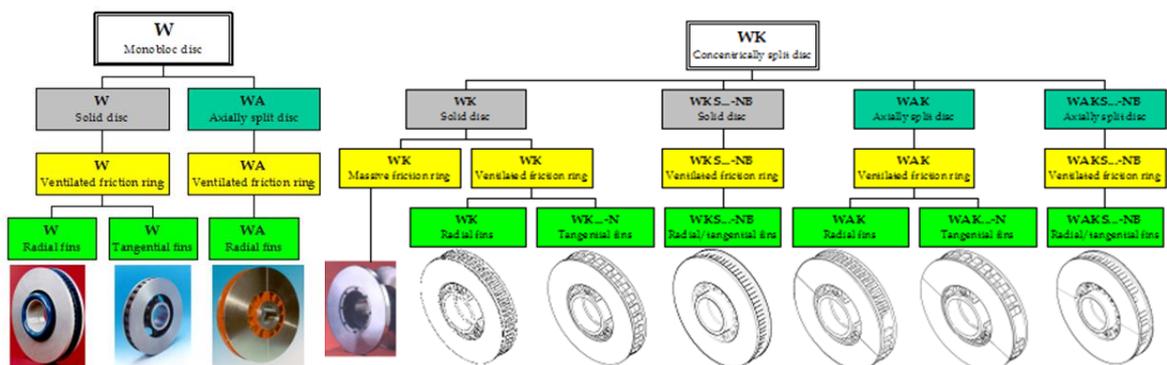


Ilustración 2.2: Tipos de disco de freno montados en eje

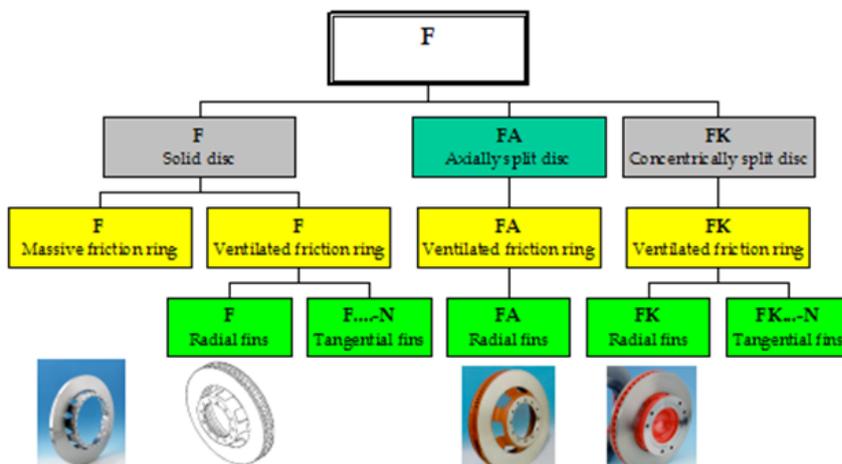


Ilustración 2.3: Tipos de discos de freno montados en brida

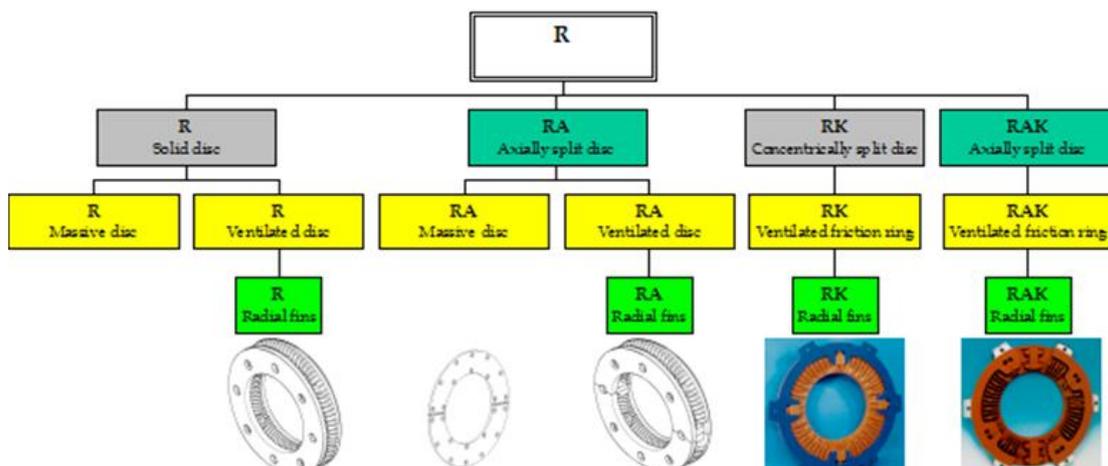


Ilustración 2.4: Tipos de discos de freno montados sobre rueda

2.1.3 Guarniciones de freno

Se diferencian dos tipos de guarniciones de freno: orgánicas y metálicas. Las guarniciones metálicas se fabrican a partir de polvos metálicos de hierro, cobre y otros elementos como grafito, silicatos, molibdeno y níquel mediante el sinterizado. Soportan frenados de alta potencia y condiciones continuas de altas temperaturas (500-800°C). El factor de fricción es el mismo que en las orgánicas, pero son menos sensibles a las condiciones atmosféricas. Económicamente son tres o cuatro veces más caras, pero el ciclo de vida es mayor.

Las guarniciones orgánicas tienen la ventaja de que ofrecen un bajo nivel de ruido y moderada abrasión dando un ciclo de vida mayor. Su empleo está limitado por la temperatura (350-400°C), de modo que no se emplean para frenados de alta potencia. Bajo condiciones de humedad, sufren una reducción del coeficiente de fricción y en ocasiones tienden a formarse inclusiones metálicas. La composición es muy variada, generalmente se tiene desde 5-50% de materia orgánica (celulosa, fibras etc.) y un 50-95% de materia mineral (cerámicas).^[3]

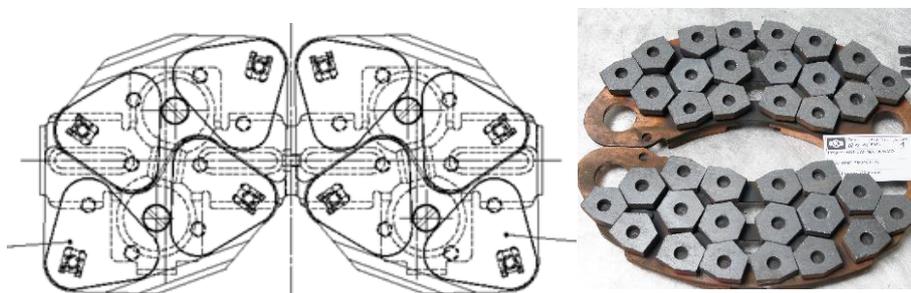


Ilustración 2.5: *Ejemplo de guarniciones de freno*

2.2 MÉTODOS COMPUTACIONALES

Los métodos numéricos proporcionan soluciones aproximadas del problema real para un número finito de puntos discretos. De esta manera se consigue simplificar la resolución de problemas complejos.

2.2.1 Proceso de modelización

A la hora de modelar un problema real, la finalidad es obtener un modelo aproximado de la realidad siendo mínimo el error cometido. Para ello, dentro del proceso se realiza una validación y una verificación del modelo.

La validación es un proceso para determinar el grado de exactitud con el que el modelo matemático representa el fenómeno real que se pretende reproducir.

La verificación es el procedimiento para diagnosticar el grado de exactitud con el que la solución obtenida mediante el modelo matemático discreto representa a la solución del modelo matemático continuo. Se pueden encontrar los siguientes errores en este proceso: error del proceso iterativo, error de redondeo y error de discretización.^[4]

La discretización del modelo es uno de los puntos más importantes, por lo que se deben probar diferentes mallados siguiendo un proceso de refinamiento, para cuantificar el error cometido.

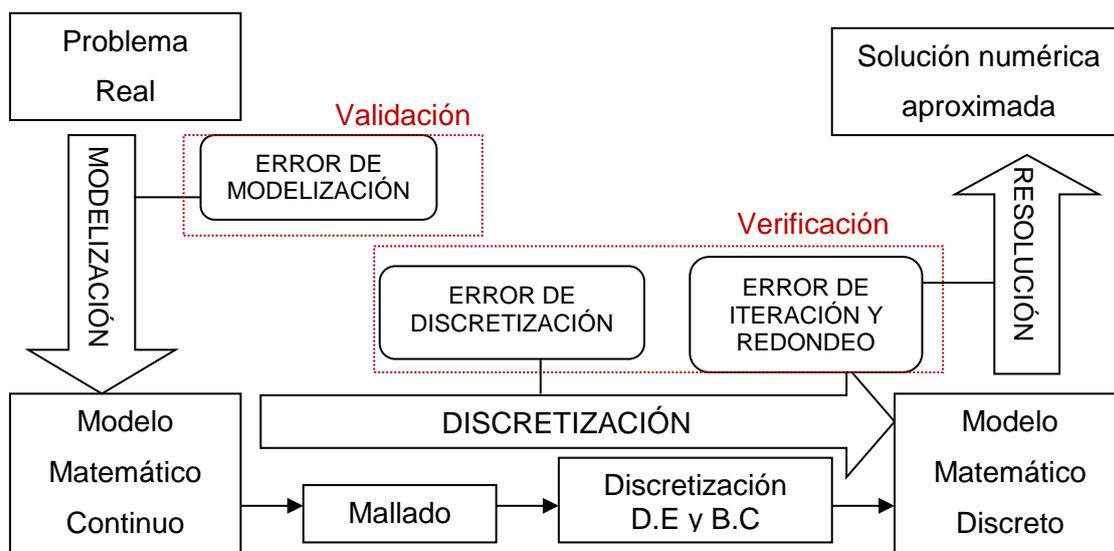


Ilustración 2.6: Esquema de la metodología empleada en la modelización

2.3 ANTECEDENTES

En este apartado se recoge el estudio termo-mecánico realizado con anterioridad a este proyecto, en cuya experiencia se ha basado el mismo.

En el área de cálculos se han realizado previamente cálculos térmicos enfocados a analizar y demostrar la validez de los diseños de las ruedas, cuando se tienen discos de freno fijados en el velo (WMD). La resolución y el análisis de temperaturas, desplazamientos y tensores de tensión se realizan a través del Método de los Elementos Finitos, empleándose el software Abaqus/Standard.

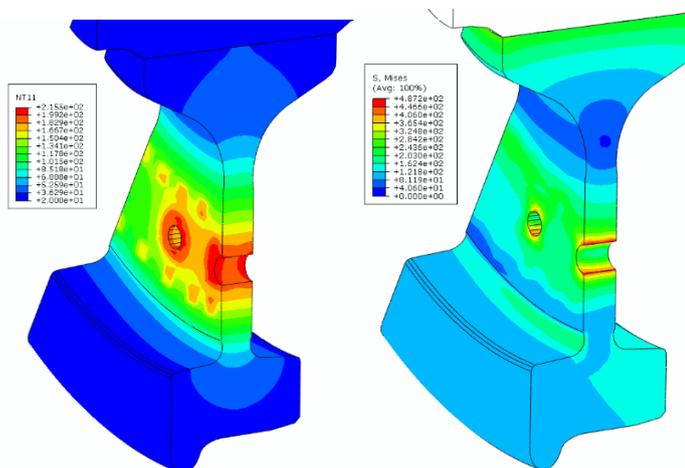


Ilustración 2.7: Distribución de temperatura y tensión en la rueda de un proyecto anterior de CAF [5]

Estos análisis se centran únicamente en la rueda, sin caracterizar de forma detallada el disco de freno. Se emplea un procedimiento térmico-mecánico secuencial desacoplado, resolviendo cada uno de los problemas mediante incrementos de tiempo automáticos pero limitados, para obtener el número de soluciones suficientes a lo largo del tiempo. En el modelo mecánico, se eliminan los discos de freno (para omitir su efecto rigidizador sobre la rueda) y se resuelve la interferencia eje-rueda, superponiéndose este efecto durante toda la simulación.

El análisis incluye los diversos esfuerzos a los que está sometida la rueda durante el servicio y que tienen sobre ella un efecto significativo, tanto desde el punto de vista mecánico como térmico.

En la realización de estos cálculos, generalmente el suministrador del disco suele proporcionar los siguientes datos de entrada:

- Evolución de la potencia calorífica generada en el disco de freno con el tiempo.
- Coeficientes de película que permitan evaluar la convección del disco y el aire en función del tiempo.

En los modelos empleados no se tiene en cuenta la radiación y la disipación de calor por convección se aplica empleando los coeficientes de película suministrados.

En vista de los antecedentes, en el presente proyecto se pretende enfocar el cálculo a los discos de freno, aplicando los parámetros que no se aplican actualmente para el análisis térmico y analizando las tensiones térmicas generadas. Además se quiere contrastar y validar los modelos con ensayos dinamométricos realizados.

3. ANÁLISIS DEL PROBLEMA

La modelización térmica de discos de freno de vehículos ferroviarios engloba muchos aspectos de la ingeniería: mecánica de fluidos que gobierna el aire que rodea al sistema de frenado, transferencia de calor entre los diferentes componentes del sistema de freno, estado de tensiones de origen térmico y comportamiento elástico-plástico de los materiales del conjunto.

En vista del amplio marco, en este capítulo se estudia el planteamiento del problema general, analizando los datos disponibles para su resolución y los parámetros que se deben estimar.

3.1 DESCRIPCIÓN DEL PLANTEAMIENTO GENERAL

Para abordar el comportamiento de los discos de freno de una forma completa, se deben tener en cuenta todos los fenómenos que intervienen; fluido-dinámicos, térmicos y mecánicos principalmente. La simulación numérica por elementos y volúmenes finitos es la herramienta más adecuada para realizar dichos cálculos detallados. ^[6]

Durante el frenado, la energía cinética del movimiento del vehículo ferroviario se convierte en energía térmica a través del calor generado por la fricción entre el disco y las guarniciones de freno. Cuando la velocidad del vehículo es alta, la resistencia al avance facilita el frenado, disminuyendo la potencia térmica generada. El flujo de calor originado en la superficie de fricción se transmite por conducción a los diferentes elementos que componen el sistema, y se consigue disipar por radiación y convección al entorno que lo rodea. La transferencia de calor al ambiente es función de la velocidad angular del disco, ya que se crea una convección forzada.

El calor generado en el disco es dependiente del tipo de material de las guarniciones de freno, así como de la secuencia de frenado. Cuando la guarnición de freno presiona el disco, el calor generado se divide entre las dos superficies de contacto. Se denomina ratio de partición de calor, γ , al porcentaje de absorción del disco frente al calor total.

En base a los resultados obtenidos del análisis, se puede determinar el número de discos apropiado por eje.

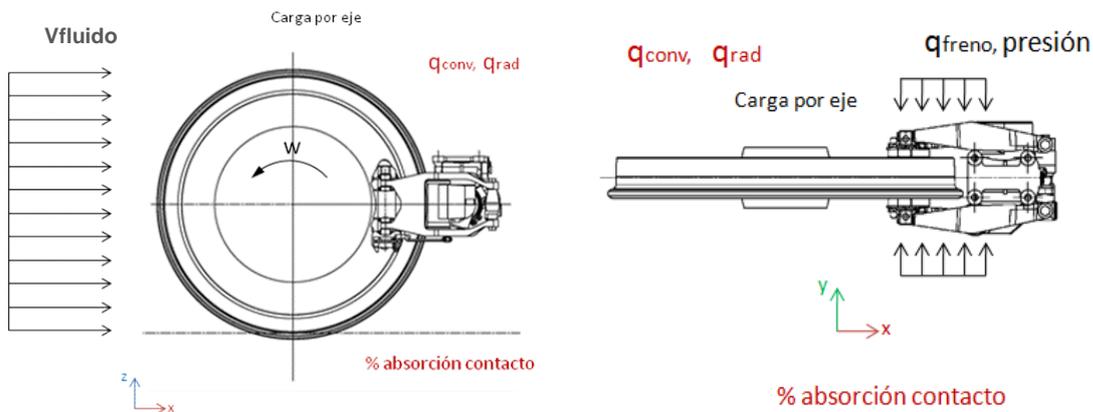


Ilustración 3.1: Esquema simplificado del problema a analizar

3.2 DATOS DE ENTRADA

Como punto de partida de la metodología, son necesarios datos técnicos del ferrocarril en el que se montarán los discos de freno. Se requiere la masa del ferrocarril, la distribución de la carga por eje, la máxima velocidad alcanzada y las secuencias de frenado que se quieren realizar.

Dentro de las secuencias de frenado, se deben tener en cuenta el número de frenadas, los valores de aceleración y deceleración del ferrocarril, los tiempos de espera entre frenadas y las fuerzas de freno.

En el dimensionamiento térmico de los discos de freno, se suelen analizar los siguientes tipos de frenado: de servicio, de emergencia y de retención en pendiente. Dependiendo del caso de frenado que se quiere analizar, la energía a disipar y el flujo de calor serán distintos. La potencia de frenado para cada instante del análisis se obtiene en función de la velocidad del vehículo y la fuerza de frenado.

En las frenadas de emergencia, se parte de una velocidad máxima frenando hasta la detención del vehículo. En función del valor de la velocidad máxima, si supera los 160km/h, el frenado se divide en dos etapas, con dos deceleraciones diferentes para evitar un aumento excesivo del calor generado. En la ilustración 3.2a, se muestra un ejemplo de dos frenadas consecutivas desde 320km/h.

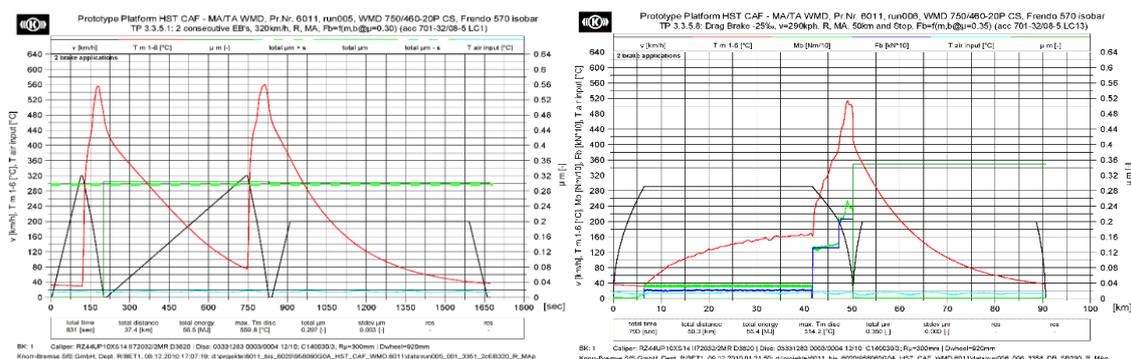


Ilustración 3.2: Ejemplo de datos de ensayo dinámico de secuencia de frenado:
 a) Frenado de emergencia b) Frenado de retención en pendientes

En cuanto al frenado de retención en pendientes, se mantiene el vehículo a una velocidad constante durante el descenso del desnivel de la línea y después se detiene el tren. De manera que la aplicación de las fuerzas de frenada se divide en dos etapas: fuerza de frenado para mantener la velocidad constante y fuerzas para detener el tren. Esta última etapa puede dividirse en dos si la velocidad es superior a 160km/h, como se aprecia en la figura 3.2b (Fb, línea azul).

En las secuencias de frenada de servicio, es decir, secuencias de freno en circulación por el recorrido de la línea habitual, se realizan distintas frenadas consecutivas dependiendo de la distancia entre estaciones y los tiempos de espera.

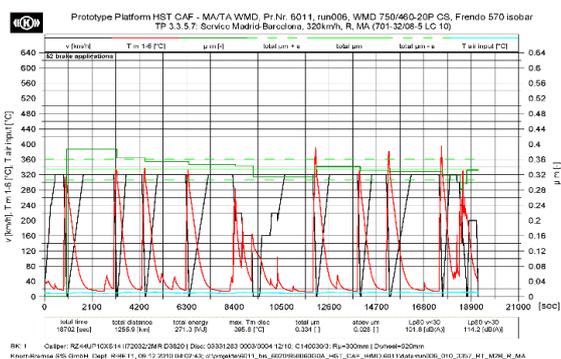


Ilustración 3.3: Ejemplo de datos de ensayo dinámico de secuencia de frenado de servicio

3.3 VALIDACIÓN DEL DISEÑO DEL DISCO DE FRENO

En base a cálculos anteriores realizados por los proveedores, se tienen ejemplos de validación de discos de freno que han servido de base para enfocar la metodología a emplear.

Se ha observado que tanto Knorr-Bremse como Faiveley emplean el mismo método de validación. Realizan un dimensionamiento térmico previo para cada secuencia de frenada que posteriormente verifican mediante ensayos dinamométricos.

En este dimensionamiento térmico inicial, obtienen la distribución de temperaturas del disco de freno y el diagrama fractura-fatiga mostrado en la ilustración 3.4.

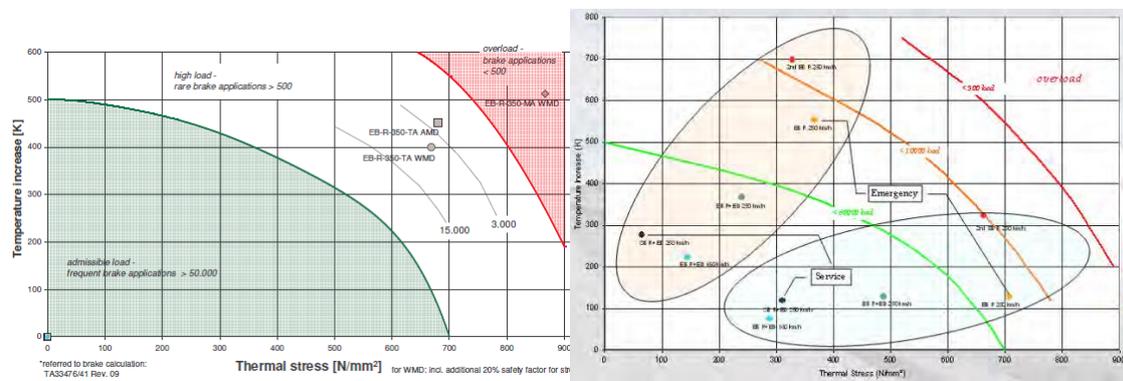


Ilustración 3.4: Diagramas de fractura-fatiga empleados por los proveedores

a) Knorr-Bremse^[7] b) Faiveley^[8]

La finalidad de esta última herramienta es obtener los ciclos de frenada para la secuencia estudiada. Para ello, se muestran las curvas de temperatura en función de la tensión de origen térmico, para distintos números de ciclos de frenado. Además, se diferencian tres zonas de validación: zona de carga admisible (número de ciclos superior a 50000), zona de sobrecarga (número de ciclos inferior a 500) y zona de alta carga (número de ciclos entre 500 y 50000).

En este diagrama se proyectan las parejas críticas de incremento de temperatura y tensión de origen térmico de cada simulación. De esta manera, se obtiene el número de ciclos y la zona de validación para la secuencia de frenada.

3.4 INCÓGNITAS DEL PROBLEMA

En el estudio de cada disco de freno empleado, se precisan unos parámetros que deben ser analizados para cada tipo de equipo de freno. Entre ellos se examinan las propiedades del material, los coeficientes de transferencia de calor, la fricción entre disco y guarniciones, la cantidad de absorción de energía por las zapatas y la resistencia al avance del vehículo.

3.4.1 Propiedades de los materiales

A la hora de realizar simulaciones, el conocimiento de las propiedades físicas (térmicas y mecánicas) de los materiales a emplear es un punto importante. Además se debe tener en cuenta su variación respecto a la temperatura, ya que en simulaciones de discos de freno, el rango de temperaturas de trabajo es muy amplio llegando a valores elevados.

En función de la velocidad del vehículo ferroviario, los discos de freno suelen ser de un material u otro. En el caso del suministrador Knorr-Bremse, se muestra una clasificación orientativa en la siguiente ilustración.

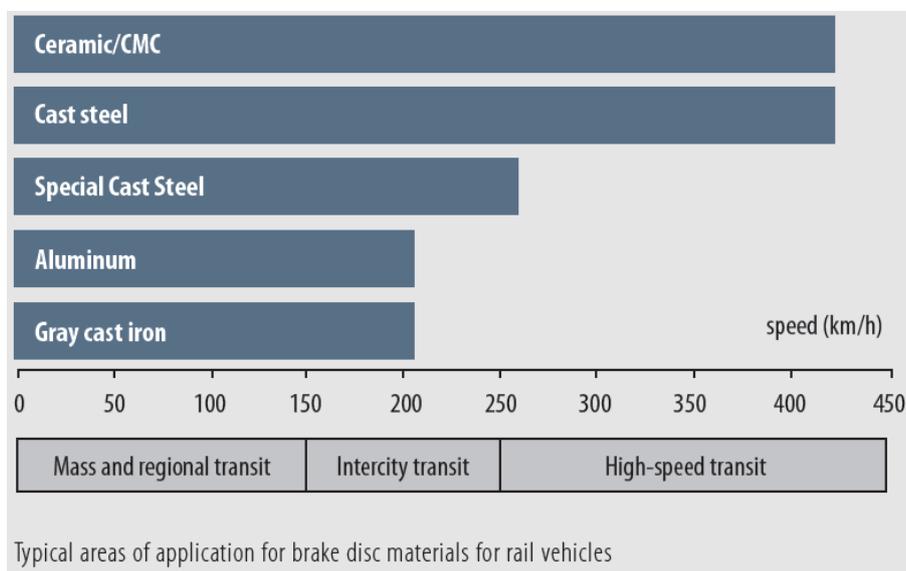


Ilustración 3.5: Material del disco de freno en función de la velocidad del vehículo ferroviario ^[9]

Por otro lado, el material de las guarniciones se ve influenciado por el tipo de material empleado en los discos de freno. Es decir, las parejas de elementos de fricción están definidas en función de las propiedades térmicas y mecánicas.

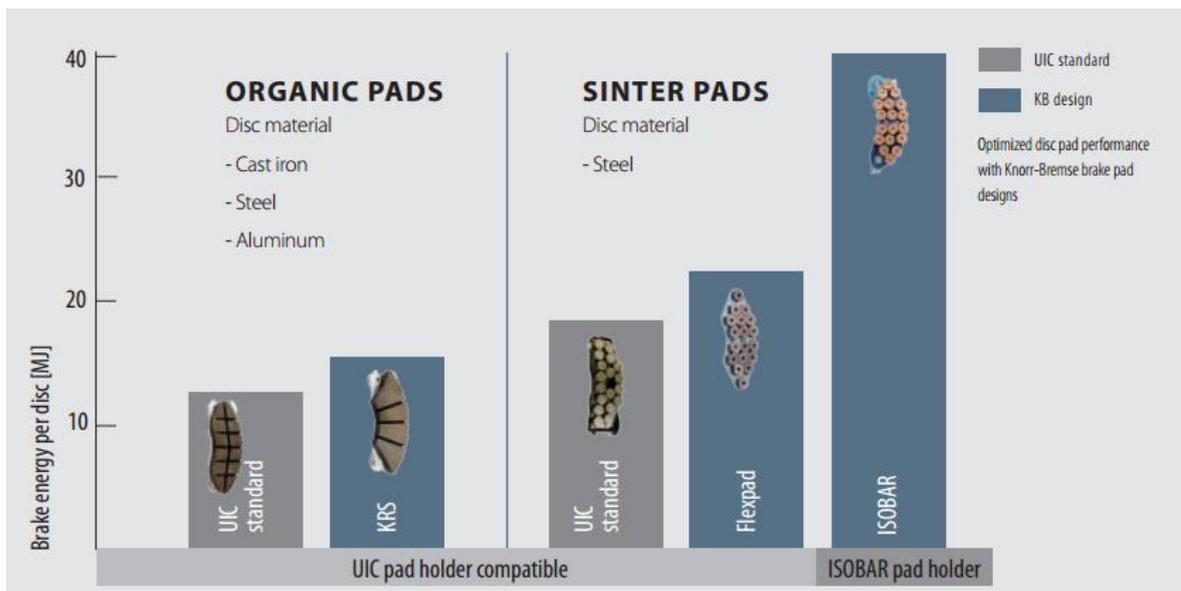


Ilustración 3.6: Tipos de parejas de discos y guarniciones de freno

En general, en discos de freno suministrados por los proveedores, no se especifica el tipo de material empleado. Por tanto, la caracterización del material se convierte en un punto crítico del análisis, tal y como se verá en capítulos posteriores.

3.4.2 Transferencia de calor por conducción

La conducción es la transferencia térmica debida al contacto directo entre las moléculas del material. Se genera a escala atómica a través del material por actividad molecular, entregando energía a las menos energéticas.

Este fenómeno se puede representar mediante la Ley de Fourier, que establece que el flujo de calor en un medio isótropo es proporcional y de sentido contrario al gradiente de temperatura en esa dirección.

$$q_{cond} = -k_{cond} \cdot A_{cond} \cdot \nabla T \quad \text{Ec. 3.1}$$

La propiedad física que determina la capacidad de un material para conducir el calor sobre él es la conductividad térmica, k_{cond} expresada en W/mK. Este valor, es una propiedad del material que también varía con la temperatura.

3.4.3 Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección es la transmisión de energía entre una superficie y un fluido que se encuentran a diferente temperatura. Se diferencian dos tipos de convección: forzada y libre o natural. Se denomina convección forzada, cuando el flujo está inducido externamente. Por el contrario, en la convección natural el flujo es inducido en el seno del propio fluido por fuerzas de empuje producidas por la diferencia de temperaturas. En el caso de tener bajas velocidades, ambas convecciones pueden darse al mismo tiempo, debido a la importante contribución de la convección natural.

Los mecanismos de la convección, se clasifican en base al movimiento en difusión (aleatorio de partículas) y advección (global de las partículas).

El comportamiento de la convección se puede definir mediante la Ley de enfriamiento de Newton. Esta ley expresa que el calor transferido es función de la temperatura ambiente, la temperatura de la superficie en contacto con el aire y el coeficiente de convección:

$$q_{conv} = h_{conv} \cdot A_{conv} \cdot (T_{sup} - T_{amb}) \quad \text{Ec. 3.2}$$

El valor del coeficiente de convección h_{conv} , a su vez, depende del modelo, es decir, de la geometría de la superficie, del tipo de flujo y del propio fluido.

A modo de referencia, se muestra el rango de valores de coeficientes de convección representativos, en función del tipo de flujo y el fluido:

Tabla 3-1: Valores orientativos de coeficiente de película para diferentes flujos^[10]

TIPO DE FLUJO	FLUIDO	h [W/m ² K]
Convección libre	Gases	2-25
	Líquidos	50-1000
Convección forzada	Gases	25-250
	Líquidos	50-20000

En la mayoría de los discos de freno a analizar, se desconoce el coeficiente de película y es un parámetro de estudio. Además, en el diseño de los discos de freno, la configuración de los álabes define el flujo de aire que se genera, y con ello la eficiencia de la

eliminación de calor en forma de calor por convección. Por esta razón, es muy importante la caracterización de los álabes dentro de la geometría del disco de freno.

Los coeficientes de película se pueden obtener de tres modos: experimentalmente, mediante modelos de dinámica de fluidos y en base a correlaciones empíricas de bibliografía. Debido al coste de los ensayos, en los análisis se tiende a las dos últimas opciones.

Las correlaciones adquiridas de forma empírica permiten elaborar relaciones de números adimensionales para simular el fenómeno de la convección obteniendo resultados aproximados a la realidad. Dentro de los números adimensionales se tienen el número de Reynolds (Re), el número de Nusselt (Nu) y el número de Prandtl (Pr).

El número de Prandtl es proporcional al cociente entre la difusividad de momento y la difusividad térmica. El número de Nusselt, por otro lado, mide la relación entre transferencia de calor por convección y transferencia de calor por conducción.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} Nu = \frac{h L}{k_f} \quad \text{Ec. 3.3}$$

Estas correlaciones empíricas se suelen basar en la siguiente expresión donde se varían para cada caso de flujo los valores de los coeficientes a, b y c.

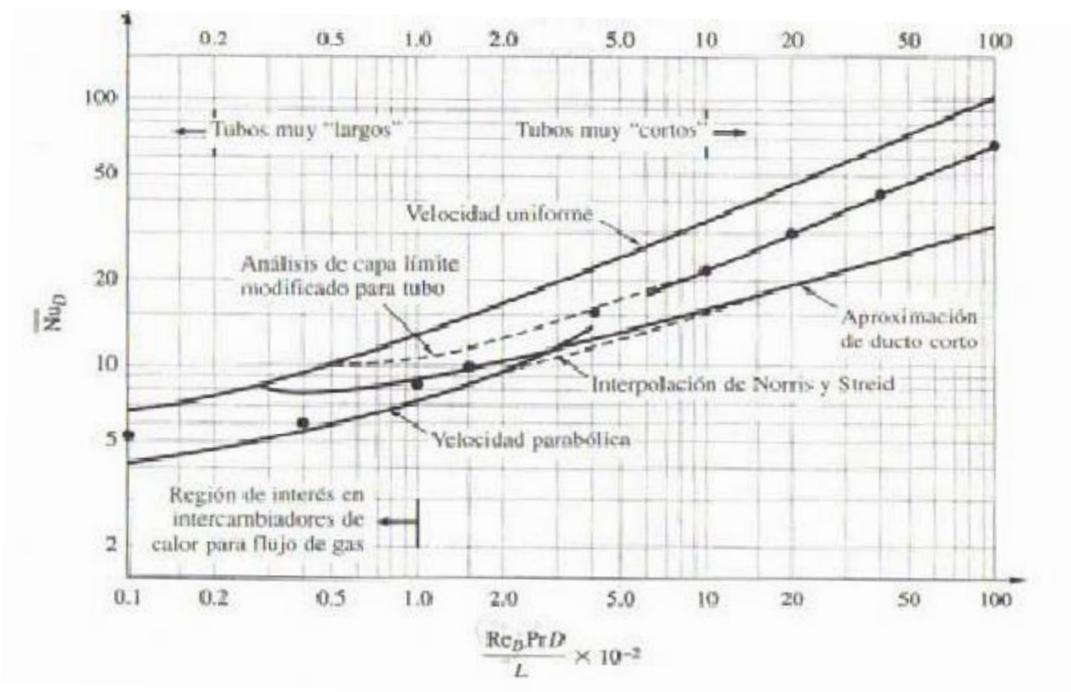
$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad \text{Ec. 3.4}$$

Obteniendo de bibliografía, se tiene que para un disco, el número de Nusselt se puede expresar de la siguiente forma:^[11]

$$Nu = 0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{Ec. 3.5}$$

En el caso de la zona del disco ventilada, en la superficie que está en contacto con la rueda, la caracterización de los coeficientes de convección es más complicada debido a los canales. Se ha adquirido de bibliografía un método de obtención basado en los canales de máquinas hidráulicas.^[12]

Primero se evalúa la velocidad de entrada y salida del fluido en el interior del álabe. Con ello, se tiene el promedio de la velocidad que junto al diámetro hidráulico, se obtiene el número de Reynolds (Ec. 3.7). Una vez conseguido este valor, se calcula el número de Nusselt que se corrige después con el factor de corrección de temperatura del fluido y de la superficie del disco (Ec. 3.8). Por último, teniendo el número Nu, se obtiene el coeficiente de película del canal.



$$Nu_{DH} = Nu_{DHgraf} \left(\frac{Re_{DH} \cdot Pr \cdot \overline{D_H} \cdot 10^{-2}}{L} \right) \cdot \left(\frac{T_{fluido}}{T_{sup}} \right)^n \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$Re_{DH} = \frac{\overline{v}_c \cdot \rho \cdot \overline{D_H}}{\mu} \quad \text{Ec. 3.7}$$

$$h_{canal} = \frac{k \cdot Nu_{DH}}{\overline{D_H}} \quad \text{Ec. 3.8}$$

En el presente proyecto, se ha realizado un modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD) para poder estimar el valor del coeficiente de convección. La resolución se ha realizado con Abaqus, puesto que uno de los objetivos del proyecto es evaluar y capacitarse en el manejo del paquete CFD de Abaqus.

3.4.4 Transferencia de calor por radiación

La radiación térmica es la energía emitida por el cuerpo, por el hecho de estar a una determinada temperatura, en forma de ondas electromagnéticas. No necesita de un medio material para su transmisión; no obstante, la velocidad, intensidad y dirección del flujo de energía se ven influenciados por la presencia de materia.

El calor transferido por radiación de un cuerpo se puede modelar matemáticamente mediante la ley de Stefan Boltzmann del cuerpo negro. Un cuerpo negro se define como una superficie ideal que tiene dos propiedades características: absorbe toda la radiación incidente y a una determinada temperatura, su emisión de radiación es máxima.

Esta ley expresa que la radiación que emite una superficie es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta. Sin embargo, al mismo tiempo absorbe radiación de los alrededores, por lo tanto, el calor transmitido para una superficie determinada se define de la siguiente manera:

$$q_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_{rad} \cdot (T_{sup}^4 - T_{amb}^4)$$

Ec. 3.9

siendo σ : cte Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$

ε : emisividad $0 < \varepsilon < 1$

El coeficiente de emisividad es la relación entre la intensidad radiada del cuerpo frente a la intensidad radiada de un cuerpo negro a la misma temperatura. La emisividad de una superficie depende de los siguientes factores:

- Temperatura de la superficie
- Longitud de las ondas
- Propiedades del material
- Acabado/Rugosidad de la superficie

En el caso del presente proyecto, durante las diferentes secuencias de frenada, la distribución de temperaturas sobre el disco supera valores de 300°C. En consecuencia, se debe tener en cuenta la radiación. Sin embargo, en la rueda las temperaturas son considerablemente inferiores, pudiendo despreciarse este efecto.

Dependiendo del material empleado, los valores de emisividad obedecen a diferentes variaciones en función de la temperatura. Por ello, la mejor opción para lograr buenos resultados es mediante ensayos de optometría.

Si no se realizan ensayos, se pueden emplear valores de base recogidos en tablas de simulaciones de optometría para diferentes tipos de materiales:

Tabla 3-2: Valores de emisividad para diferentes materiales ^[13]

MATERIAL	T= 0-250°C
Steel Unoxidized	0.1
Steel Oxidized	0.70 - 0.95
Steel ColdRolled	0.70 – 0.90
Steel Groundsheet	0.40 – 0.60
Steel Rough surface	0.95
IronPolished	0.2
IronOxidized	0.50 - 0.95
IronRusted	0.50 – 0.70
IronWrought, dull	0.9

Para los casos estudiados en este proyecto, se disponen de valores de coeficientes de transferencia de calor por radiación suministrados por el proveedor. Por tanto, como se muestra en los apartados 9.3.2 y 10.3.1, los valores de emisividad empleados se han calculado en función de estos parámetros proporcionados.

3.4.5 Coeficiente de fricción

En el diseño de equipos de freno, este parámetro se debe analizar en detalle, porque una disminución del coeficiente podría generar una gran reducción de la eficiencia del freno. La variabilidad del coeficiente de fricción depende en gran parte del material empleado en las guarniciones de freno y de las condiciones ambientales.

Cabe mencionar que los proveedores suelen realizar gran cantidad de ensayos para la validación de las guarniciones de freno y su coeficiente de fricción, en base a la norma UIC 541-3.

En estudios dinamométricos realizados con anterioridad, se puede apreciar que el coeficiente de fricción de los sistemas a analizar, oscila en un rango determinado para cada guarnición empleada. Además de un ensayo a otro la variación no es análoga.

Si la finalidad es la caracterización térmica de sistemas de freno anteriormente diseñados, como en el caso de este proyecto, dependiendo de las características suministradas por el proveedor, se puede mantener constante este parámetro. Tal y como se verá en la especificación del cálculo térmico de los discos de freno en vehículo Oaris y Civity, el proveedor emplea coeficientes constantes para su cálculo.

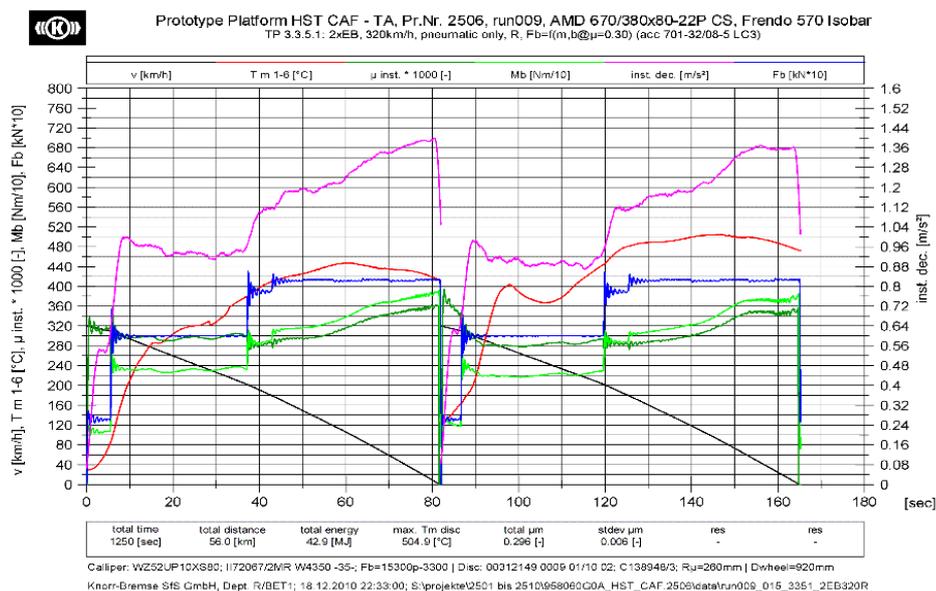


Ilustración 3.7: Ejemplo de variación del coeficiente de fricción de un ensayo dinamométrico [7]

3.4.6 Absorción de calor por el disco de freno

El flujo de calor generado por fricción entre las superficies de interacción de las guarniciones y el disco de freno se divide entre ambas superficies. La partición de calor no es igual equitativo, por lo que cada componente se lleva un porcentaje de energía diferente.

Debido a la baja conductividad inherente de las guarniciones de freno orgánicas, el 93-96% del calor generado entra en el disco de freno. En cambio para guarniciones sinterizadas o de fundición pueden rondar los 86-91% y 76-87% respectivamente. [16]

Por lo que, asumir que la temperatura de ambas superficies de contacto es la misma no sería una buena aproximación. En el análisis, se suele añadir una resistencia térmica entre ambas superficies para modelar que la conductividad entre ambas superficies en movimiento no es instantánea.

En el presente proyecto, tal y como se verá en el capítulo correspondiente, el modelo realizado no incluye físicamente la zapata del freno en el análisis, pero sí se tiene en cuenta su influencia al añadir un porcentaje de absorción del flujo de calor por las guarniciones de freno. Cabe indicar que por la asimetría de revolución de las guarniciones, las temperaturas en la superficie de contacto se espera que no coincidan con las obtenidas en el modelo.

3.4.7 Resistencia al avance

Los esfuerzos que se oponen al avance del tren son la proyección sobre la dirección longitudinal de la vía de diversas fuerzas. La resistencia al avance de un vehículo ferroviario en condiciones ideales, es decir, en recta sin curvas, en cielo abierto y en ausencia de pendiente, responde a curvas polinómicas de segundo orden respecto a la velocidad del tren. Estas curvas se obtienen de ensayos en vía y en su defecto, mediante deducciones en fase de proyecto. ^[17]

$$RA = A + B \cdot v + C \cdot v^2 \quad \text{Ec. 3.10}$$

Donde:

- A: denota tanto la resistencia mecánica como de rodadura [N]*
- B: denota el momento de arrastre debido a la entrada y salida de aire, fricciones viscosas y efectos aerodinámicos no incluidos en el coeficiente C [N/(km/h)]*
- C: engloba la resistencia aerodinámica debido a la presión de arrastre y fricción de las paredes [N/(km/h)²]*
- v: es la velocidad del tren [km/h]*

Dependiendo del tipo de servicio de tren toma más importancia un coeficiente u otro, de modo que favorecen la frenada, disminuyendo el flujo de calor generado en los discos de fricción.

4. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

4.1 PLANTEAMIENTO INICIAL

El análisis de los discos de freno engloba diversos fenómenos que a su vez dependen unos de otros. Debido a esta influencia mutua, el primer modelo de aproximación planteado fue el análisis simultáneo denominado *multiphysics* en SIMULIA. Es decir, un comportamiento multi-físico entre un fluido y un conjunto mecánico, de manera que el flujo del fluido afecta al conjunto y viceversa.

Esta propuesta de simulación requiere de intercambio de resultados entre Abaqus/CFD y Abaqus/Standard, empleando la co-simulación. Este tipo de acoplamiento se realiza mediante Cosimulation Engine de SIMULIA (CSE) de forma independiente sin intervención necesaria del usuario resolviendo las ecuaciones de la dinámica de fluidos por un lado y las ecuaciones de la mecánica por otro interactuando en la región de contacto. El software se encarga de una resolución conjunta de los problemas fluido-mecánicos y termo-mecánicos, obteniendo cálculos acoplados empleando el esquema de acoplamiento mostrado en la siguiente ilustración.

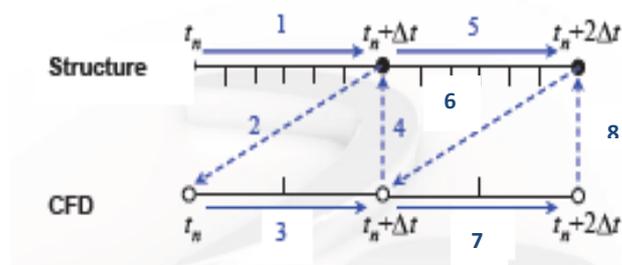


Ilustración 4.1: Esquema de acoplamiento de metodología de co-simulación

Por tanto, el problema general que se quería analizar es una convección forzada, transfiriendo bien parámetros de temperatura y bien velocidades entre el disco y el aire empleando Abaqus, como se muestra en la ilustración 4.2. Sin embargo, mediante la co-simulación no se pueden intercambiar ni la velocidad de la superficie de interacción (tipo de problema *fs*), ni las temperaturas obtenidas por el flujo de calor en todo el disco (tipo de problema *cht*) simultáneamente.

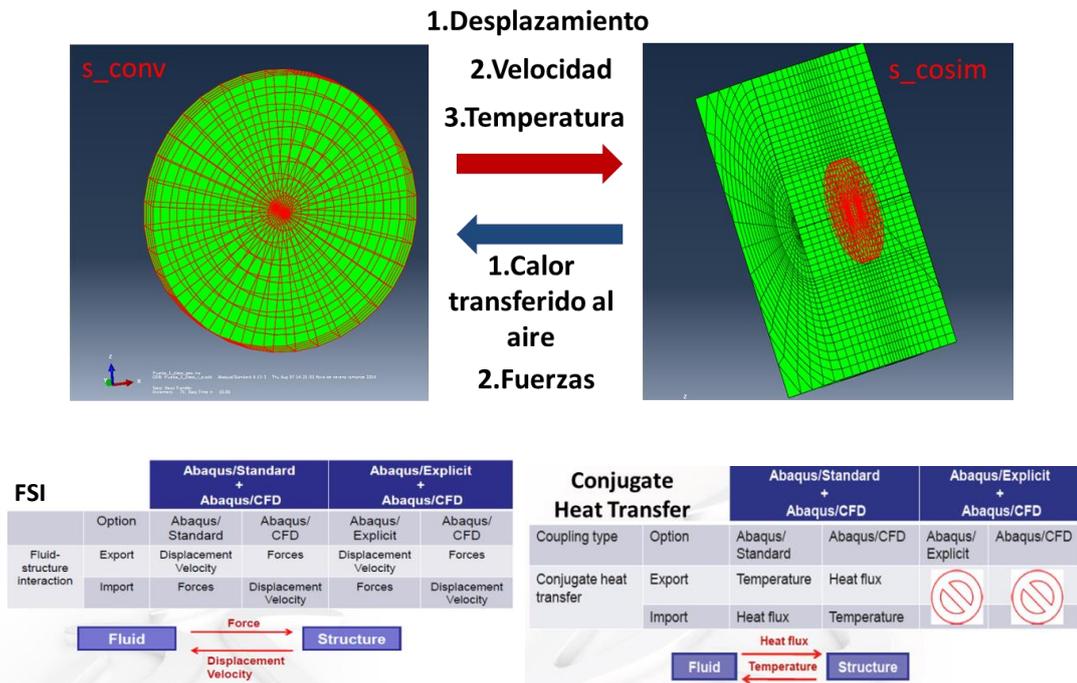


Ilustración 4.2: Esquema del método inicial planteado de co-simulación

En vista de este inconveniente, se planteó realizar de forma acoplada únicamente el problema de transferencia de calor, aplicando la condición de rotación de la superficie de interacción directamente en Abaqus/CFD. Pero este módulo de Abaqus sólo permite aplicar velocidades en coordenadas cartesianas, ya que aun aplicando la función de transformación no reconoce coordenadas cilíndricas. Por ello, para poder aplicar dicha condición de rotación se creó una subrutina (explicado en el siguiente capítulo) que transformara la velocidad angular de cada cara del elemento perteneciente a la superficie de interacción a coordenadas cartesianas.

En este caso Abaqus/CFD no permite aplicar subrutinas al realizar co-simulaciones con el programa. La única alternativa que quedaba en este planteamiento era realizar un script ordenando las componentes de velocidad para cada cara de elemento, definiendo varias superficies para cada elemento y calculando el centro de elemento según los nodos que forman la cara.

Al final, con el soporte técnico de Simulia, se llegó a la conclusión de que debido a la ineficiencia del método en cuanto a tiempo computacional frente a la optimización de los resultados y por las limitaciones del propio programa, la mejor alternativa es optar por un análisis desacoplado.

Al emplear un análisis secuencial desacoplado como metodología, se realiza una simplificación del problema puesto que la resolución no se ejecuta conjuntamente para cada instante de tiempo, como en el esquema de acoplamiento de la ilustración 4.2. Con esta metodología se opta por calcular primero la transferencia de calor al aire mediante el modelo CFD y posteriormente, se plantea el modelo térmico para obtener las distribuciones de temperaturas.

Otra simplificación que se aplica es el giro del disco de freno, que únicamente se añade en la interacción entre el fluido y el disco para analizar la convección forzada. En el modelo térmico, en cambio, se opta por emplear simetría de revolución y distribución uniforme de calor, evitando aplicar el giro del disco para el análisis.

Estas simplificaciones reducen considerablemente el tiempo computacional de resolución, ya que debido a las altas revoluciones del disco de freno, el análisis acoplado necesitaría emplear incrementos de tiempo muy pequeños para obtener una solución que converja. Pero tiene la desventaja de que la transferencia de calor al aire no se calcula teniendo en cuenta la temperatura instantánea de la superficie del disco de freno, por lo que se deben obtener valores promedio del coeficiente de película para diferentes velocidades de giro y temperaturas.

4.2 MÉTODOLÓGIA APLICADA

Una vez desestimado el método de la co-simulación, se ha decidido realizar modelos separados obteniendo mayor eficiencia en el cálculo. La metodología propuesta se realiza con diferentes módulos de la herramienta Abaqus de Simulia; Abaqus/CFD y Abaqus/Standard.

Consta de diferentes análisis desacoplados resueltos con los paquetes específicos del propio software que deben interactuar para transmitir los resultados. Se muestra a continuación el esquema simplificado de la secuencia de la interacción entre los distintos modelos de cálculo.

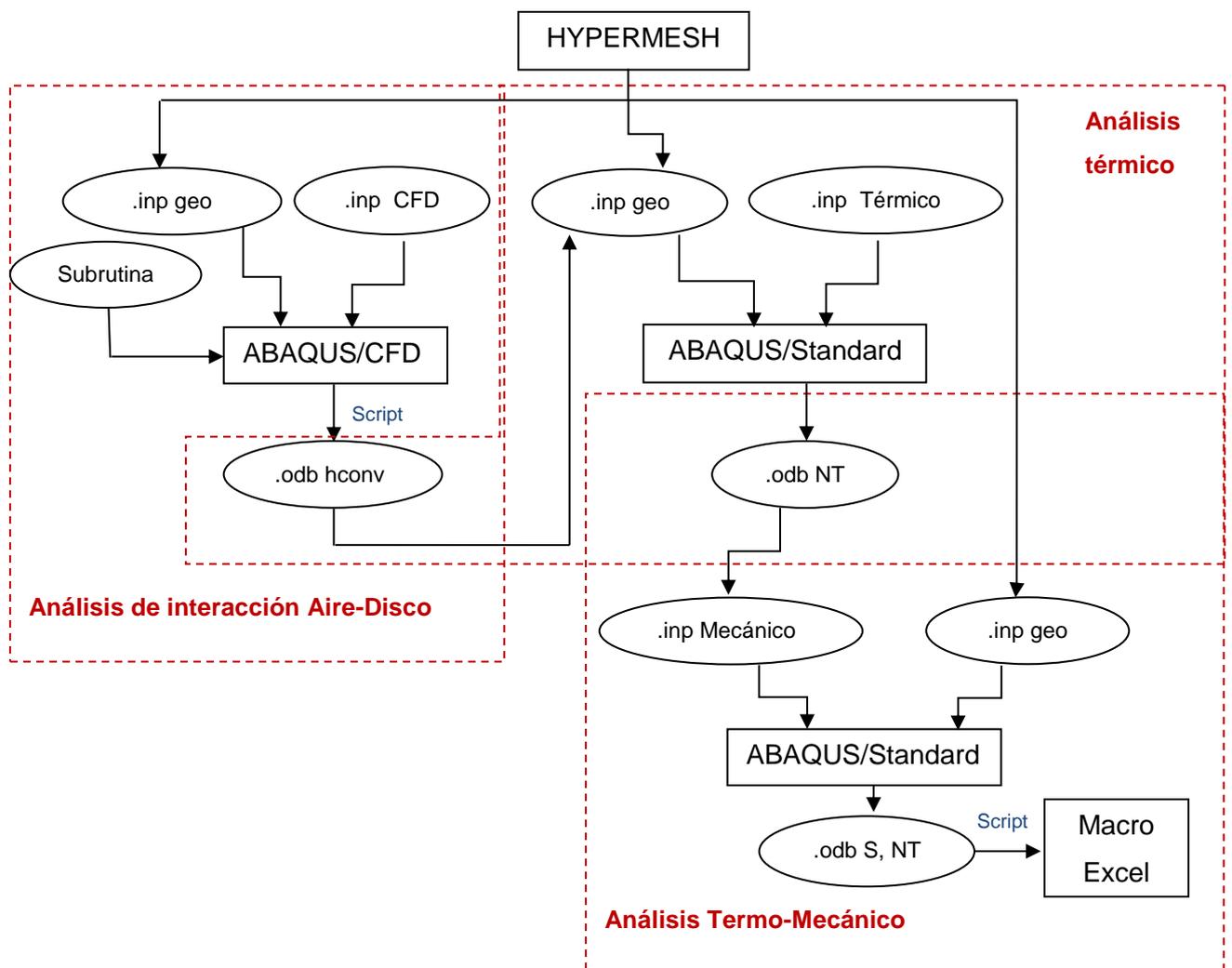


Ilustración 4.3: Diagrama de flujo de la metodología empleada para el análisis completo de discos de freno

El planteamiento general de la metodología escogida se puede resumir de la siguiente manera: Se comienza realizando la geometría específica de cada modelo con el programa Hypermesh, exportando a un fichero de entrada .inp para el programa Abaqus. Por otro lado, se realizan ficheros de cálculo .inp correspondientes a cada módulo de Abaqus (CFD, térmico y mecánico) que se explican detalladamente en los siguientes tres capítulos. Como se aprecia en la ilustración 4.3, del modelo CFD se obtienen los coeficientes de transferencia de calor por convección (en archivo .odb de salida de Abaqus), que se aplican en el modelo térmico para calcular la distribución de temperaturas en el sistema de frenado. Una vez calculada, mediante el modelo mecánico, se estudia el estado de tensión creado por los gradientes de temperatura. Por último, con la macro de Excel se realiza el post-proceso y se comprueba la resistencia mecánica del disco de freno.

4.3 HERRAMIENTAS Y TECNOLOGÍAS EMPLEADAS

Se han empleado diversas herramientas para realizar la metodología propuesta, como se aprecia en la ilustración 4.3. Se especifican a continuación estas herramientas y su finalidad en este proyecto:

- ALTAIR ENGINEERING. Altair HyperWorks 12.0. Se emplea el módulo HyperMesh para realizar la discretización de los tres modelos.
- SIMULIA.DASSAULT SYSTÈMES. Se han realizado tres modelos (uno de Abaqus/CFD y dos de Abaqus/Standard) que se calculan mediante esta herramienta, que permite obtener soluciones de simulaciones de la realidad.
- Se emplea la programación C++ para la subrutina que aplica la transformación de las componentes de velocidad del disco de freno en el modelo CFD.
- Se realizan dos ficheros script con programación Python para obtener los coeficientes de película en el modelo Abaqus/CFD y los ficheros para el análisis de resultados, con las parejas de temperatura y tensión de von Mises.
- MICROSOFT OFFICE EXCEL 2010 + VISUAL BASIC (MACRO). Combinando ambas herramientas, se realiza un programa de post-proceso de los ficheros de resultados obtenidos de Abaqus.

5. MODELO DE DINÁMICA DE FLUIDOS, CFD

El modelo de dinámica de fluidos computacional, CFD, se emplea en el presente proyecto para analizar la interacción entre el sistema de frenado y el aire que lo rodea. La finalidad del modelo es analizar la transferencia de calor al aire cuando el disco está a una determinada temperatura y gira a una determinada velocidad de rotación.

5.1 MARCO TEÓRICO

Para modelar matemáticamente las leyes que gobiernan el comportamiento de los fluidos se adopta el modelo continuo.

5.1.1 Tipos de flujos

En el ámbito ingenieril, lo habitual es realizar un modelo con un fluido incompresible y newtoniano, salvo cuando el fluido es muy viscoso. Los fluidos newtonianos tienen la propiedad de que la tensión de cizalladura varía linealmente con la deformación, manteniendo la viscosidad constante.

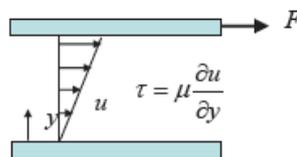


Ilustración 5.1: Representación de la tensión de cizalladura en un fluido newtoniano

Dentro de los fluidos viscosos, dependiendo del número de Reynolds adimensional, se puede tener régimen turbulento o laminar. El número de Reynolds, es un parámetro que permite medir la relación entre términos convectivos y términos viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el movimiento del fluido. Es decir, mide la relación entre las fuerzas inerciales frente a las fuerzas viscosas de un flujo, de modo que es muy importante a la hora de analizar flujos cerca de contornos sólidos.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad \text{Ec. 5.1}$$

Además, dependiendo del número de Mach, se pueden tener fluidos compresibles o incompresibles. En general se considera como límite para fluidos incompresibles un valor de 0.3.

$$Ma = \frac{\text{velocidad flujo}}{\text{velocidad local del sonido}} = \frac{v}{c} \tag{Ec. 5.2}$$

Tabla 5-1: Diferencias entre fluidos compresibles e incompresibles

FLUIDOS INCOMPRESIBLES	FLUIDOS COMPRESIBLES
<ul style="list-style-type: none"> - Densidad constante - La energía contenida en ondas acústicas es poco relativa a la energía transportada por convección. 	<ul style="list-style-type: none"> - Densidad variable - Las variaciones de densidad con el fluido son considerables.

A la hora de analizar la mecánica de fluidos, otro factor característico es la región del fluido, si es interno o externo.

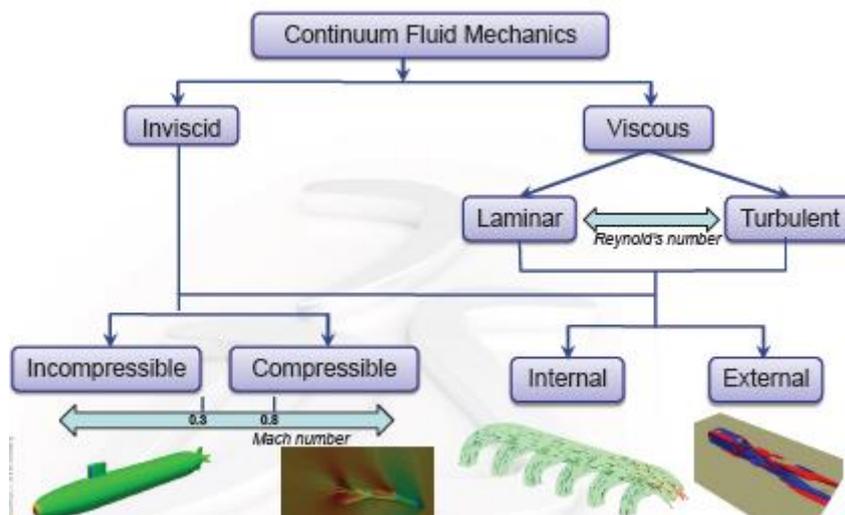


Ilustración 5.2: Clasificación de tipos de fluidos ^[18]

5.1.2 Ecuaciones fundamentales

El módulo de Abaqus de resolución de fluidos incompresibles emplea la forma integral de las ecuaciones fundamentales. Para problemas transitorios se emplea un método avanzado de proyección de segundo orden empleado en un dominio deformable. Para problemas estacionarios, la solución se basa en un algoritmo simple basado en mallas fijas.

Los tres principios fundamentales de la mecánica de fluidos son la conservación de la masa, conservación del momento y la primera y segunda ley de la termodinámica. ^[19]

Ecuación de continuidad/Conservación de la masa:

Este principio determina que la rapidez con la que varía en el tiempo la masa de un sistema de fluido es nula.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \mathbf{v}) = 0 \quad \text{Ec. 5.3}$$

Para fluidos incompresibles, la ecuación de continuidad se reduce a la siguiente expresión:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad \text{Ec. 5.4}$$

Ecuación de conservación del momento/Ecuaciones de movimiento:

La segunda ley de Newton, ecuación de cantidad de movimiento, expresa que la rapidez con la que varía en el tiempo la cantidad de movimiento de un sistema de fluido es igual a la resultante de las fuerzas exteriores que actúan sobre éste. Las fuerzas exteriores se pueden clasificar en fuerzas de volumen y de superficie.

Dentro de las fuerzas de volumen se encuentran las gravitatorias y las fuerzas de inercia.

Las fuerzas de superficie se pueden englobar en un vector de tensiones, que define las tensiones debidas a la presión y a la tensión de cizalladura:

$$\mathbf{F}_S = \int_S \boldsymbol{\sigma} dS = \mathbf{F}_p + \mathbf{F}_\mu \quad \text{Ec. 5.5}$$

Las ecuaciones del momento no estacionarias para un volumen de control arbitrario se pueden expresar en forma integral de la siguiente manera:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot \mathbf{v} \, dV + \int_S \rho \cdot \mathbf{v} \mathbf{x} (\mathbf{v} - \mathbf{v}_m) \cdot \mathbf{n} \, dS = - \int_V \nabla p \, dV + \int_S \boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{n} \, dS + \int_V \mathbf{f}_V \, dV$$

Siendo: $\boldsymbol{\tau}$ = tensión tangencial viscos **Ec. 5.6**

\mathbf{v}_m = velocidad del mallado

\mathbf{f}_V = fuerzas de volumen

\mathbf{n} = vector normal a la superficie

V = Volumen de control con la superficie S

Ecuación de conservación de la energía:

La primera ley de la termodinámica, referente a la ecuación de la energía, enuncia que la rapidez con la que varía en el tiempo la energía total de un sistema de fluido es igual a la velocidad de transferencia neta de energía entre el sistema y su entorno. La energía total se puede definir como la suma de la energía cinética, energía potencia y energía interna. Por otro lado, la velocidad de transferencia neta de energía se reduce a la potencia asociada a la transferencia de calor y la asociada al trabajo.

En problemas transitorios, la forma integral en base a la primera ley de la termodinámica se define del siguiente modo:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot C_p \cdot \theta \, dV + \int_S \rho \cdot C_p \cdot \theta (\mathbf{v} - \mathbf{v}_m) \cdot \mathbf{n} \, dS = \int_V r \, dV - \int_S \mathbf{q} \cdot \mathbf{n} \, dS \quad \text{Ec. 5.7}$$

Siendo: \mathbf{q} = flujo de calor de conducción (Ley de Fourier)

C_p = calor específico a presión constante

θ = temperatura

r = el calor externo que entra por unidad de volumen

En Abaqus/CFD, para pequeñas variaciones de densidad, se emplea la aproximación de Boussinesq como unión entre las ecuaciones de momento y energía.

5.1.3 Modelos de turbulencia

El régimen turbulento de los flujos depende del número de Reynolds, tal y como se ha mencionado anteriormente. La turbulencia tiene las siguientes características fundamentales:

- La transferencia de energía es tridimensional en cascada: se crea la energía cinética a altas escalas eddies y se disipa como calor mediante viscosidad molecular a bajas escalas eddies.
- Es sensible a las condiciones iniciales y de contorno.
- Envuelve la transferencia de masa, momento y energía.
- Se crea a números altos de Reynolds.
- Se disipa la energía cinética de la turbulencia.
- Escala continua: amplio rango de longitudes de escala.
- Es propiedad del flujo, no del fluido: muy influenciado por las condiciones de contorno.

En la resolución de los modelos de turbulencia, el rango de longitudes de escala es fundamental. Las ecuaciones de Navier-Stokes se pueden resolver con todo el espectro de escalas de turbulencia pero se necesita un mallado muy fino, a la vez que mayor coste computacional. Por ello, se realizan aproximaciones de las ecuaciones.

Para cada problema, se debe elegir el modelo de turbulencia más adecuado ya que no existe un modelo de turbulencia de validez universal. Se muestran a continuación los modelos que permite Abaqus/CFD: ^[20]

Implicit Large-Eddy Simulation (ILES)

- Sólo transitorio
- Para Reynolds altos
- Es muy flexible para problemas de interacción fluido-estructura.

Spalart-Allmaras

- Modelo de turbulencia de una ecuación. (desarrollado en mundo aeronáutico).
- Produce predicciones de turbulencia bastante precisas en presencia de gradientes de presión adversas y se debe emplear cuando ocurre la separación de flujo.

- Está inicialmente desarrollado para flujos externos pero también se puede emplear en internos.
- No requiere tratamiento de pared cercana, ya que dispone de un método, denominado “Wall Function Approach”, para relajar la resolución y obtener una solución para mallados más grandes.

RNG k- ϵ

- Modelo de turbulencia de dos ecuaciones que envuelve ecuación para:
 - K: energía cinética de la turbulencia
 - ϵ : Tasa de disipación de k
- El modelo más empleado.
- Limitaciones del modelo: especialmente en contornos de pared donde se reproducen generalmente valores altos de viscosidad Eddy (viscosidad turbulenta).

SST k- ω

- Es un modelo de turbulencia de dos ecuaciones que emplea un parámetro diferente de disipación que el modelo anterior RNG k- ϵ :
 - $\omega \approx \epsilon/k$: tasa de disipación de energía específica
- Una de las propiedades más atractivas que tiene es que puede emplearse a través de la capa viscosa.
- Limitación: es mucho más sensible a los valores de los parámetros de turbulencia en aire libre que el modelo k-epsilon y con ello a los valores de turbulencia en la entrada del flujo.

5.2 GEOMETRÍA

En Abaqus/CFD, se emplea un método híbrido en la resolución del modelo. Para la presión se elabora una discretización de elementos finitos centrada en nodos. En cambio para las variables de transporte; como la velocidad, la temperatura y la turbulencia, se utiliza una discretización de volumen finito centrada en la celda.

Este modelo híbrido garantiza una resolución precisa y elimina la posibilidad de falsos modos de presión manteniendo las propiedades locales asociadas al método tradicional de volúmenes finitos.

5.2.1 Mallado y tipos de elementos

La discretización de los modelos de CFD es una fase crítica en la metodología. La validación y verificación de los resultados obtenidos en la simulación depende directamente de la calidad del mallado empleado y de sus características.

Además, no siempre un mallado excesivamente fino es bueno, ya que aumenta el tiempo computacional y no se consigue un modelo eficiente. De manera que alcanzar una relación calidad-coste es vital para su resolución.

En concreto, se debe obtener una malla buena en la capa límite para obtener buenos resultados cerca de la pared. La capa límite es la capa creada en la superficie de contorno en la que el fluido cambia desde la velocidad de la superficie, a la velocidad del fluido libre. Puede ser laminar, turbulento o ambos, con una región de transición afectando a las fuerzas aerodinámicas del objeto estudiado.

Además el espesor de la capa límite varía en función del caso estudiado, de manera que la discretización del fluido cerca de paredes se complica. Incluso el estudio experimental es difícil porque estos fenómenos son casi microscópicos.

Como recomendación, para tener una buena precisión en las regiones cercanas al disco, se debe aplicar un crecimiento del mallado progresivo hacia el contorno.

Los tipos de elementos soportados por Abaqus/CFD son todos lineales, permitiendo emplear los siguientes cuatro tipos:

FC3D4: Tetraedro de cuatro nodos

FC3D5: Pirámide de cinco nodos

FC3D6: Prisma triangular de seis nodos

FC3D8: Hexaedro de ocho nodos

5.2.2 Definición de superficies

Abaqus/CFD permite aplicar las siguientes variables a cada tipo de entidad:

- Superficie: velocidad, velocidad por subrutina, temperatura, condiciones de turbulencia y presión.
- Elemento: velocidad, temperatura y condiciones de turbulencia para la cara n
- Nodo: presión

La opción más adecuada para el análisis de este modelo es la aplicación de condiciones en las superficies, ya que como se explica en el apartado 5.3.3, se emplea una subrutina para la velocidad. En consecuencia, se deben crear en total tres tipos de superficies que delimitan el modelo: superficie en contacto con el disco, superficie de simetría y superficies del contorno exterior del aire.

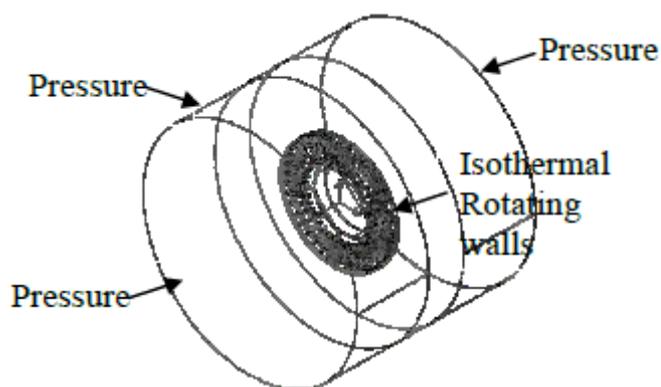


Ilustración 5.3: Esquema de las superficies y condiciones de contorno del problema

5.2.3 Propiedades del aire

Las propiedades del fluido necesarias para la resolución del modelo CFD son la viscosidad (Newtoniana, no-Newtoniana), la conductividad térmica, la densidad y el calor específico.

Las propiedades de los fluidos generalmente varían con la temperatura. En el caso de los gases, la modelización se puede realizar suponiendo propiedades no dependientes de la temperatura, para disminuir el tiempo computacional, siempre y cuando se tenga acotado el error cometido.

Se muestra a continuación una tabla de propiedades termo-físicas del aire a presión atmosférica en función de la temperatura.

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
100	3,5562	1032	71,1	2,00	9,34	2,54	0,786
150	2,3364	1012	103,4	4,426	13,8	5,84	0,758
200	1,7548	1007	132,5	7,590	18,1	10,3	0,737
250	1,3947	1006	159,6	11,44	22,3	15,9	0,720
300	1,1614	1007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
350	0,9950	1009	208,2	20,92	30,0	29,9	0,700
400	0,8711	1014	230,1	26,41	33,8	38,3	0,690
450	0,7740	1021	250,7	32,39	37,3	47,2	0,686
500	0,6964	1030	270,1	38,79	40,7	56,7	0,684
550	0,6329	1040	288,4	45,57	43,9	66,7	0,683
600	0,5804	1051	305,8	52,69	46,9	76,9	0,685
650	0,5356	1063	322,5	60,21	49,7	87,3	0,690
700	0,4975	1075	338,8	68,10	52,4	98,0	0,695
750	0,4643	1087	354,6	76,37	54,9	109	0,702
800	0,4354	1099	369,8	84,93	57,3	120	0,709
850	0,4097	1110	384,3	93,80	59,6	131	0,716
900	0,3868	1121	398,1	102,9	62,0	143	0,720
950	0,3666	1131	411,3	112,2	64,3	155	0,723
1000	0,3482	1141	424,4	121,9	66,7	168	0,726
1100	0,3166	1159	449,0	141,8	71,5	195	0,728
1200	0,2902	1175	473,0	162,9	76,3	224	0,728
1300	0,2679	1189	496,0	185,1	82	238	0,719
1400	0,2488	1207	530	213	91	303	0,703
1500	0,2322	1230	557	240	100	350	0,685

Ilustración 5.4: Propiedades termo-físicas del aire a presión atmosférica^[21]

5.3 CONDICIONES DEL MODELO

A continuación se detallan las condiciones aplicadas en el modelo de CFD. En el Anexo IV, se muestra el archivo de entrada del cálculo completo de este modelo.

5.3.1 Modelo de turbulencia

El modelo de turbulencia que se ha escogido para resolver el problema del presente proyecto es el de Spalart-Allmaras. Esta elección se ha realizado por los siguientes dos motivos fundamentalmente: el problema a analizar es un flujo externo y se quiere examinar adecuadamente el comportamiento del fluido en regiones cercanas a las paredes del disco. Este último argumento se basa en comparación con los demás modelos mostrados en el apartado 5.1.3, en los que se debe obtener un valor de y^+ (Ec. 5.8) menor que dos, para que la solución sea lo suficientemente buena. La ventaja del modelo de turbulencia de Spalart-Allmaras, es que facilita la obtención de soluciones precisas con un mallado menos fino porque emplea un método denominado "Wall Function Approach". Por esta razón, como punto de partida, se ha considerado el modelo más apropiado para llegar a una geometría del contorno adecuada que obtenga soluciones del modelo CFD en un tiempo computacional reducido.

$$y^+ = \frac{y v_t}{\vartheta} \quad \text{Ec. 5.8}$$

Siendo:

y = distancia normal a la pared

ϑ = viscosidad cinemática ; v_t = velocidad de fricción

La definición de la turbulencia se realiza mediante la siguiente expresión:

*TURBULENCE MODEL, TYPE=nombre_turbulencia

A la hora de aplicar la turbulencia en Abaqus, además se debe especificar el número de Prandtl adimensional, ya que se emplea la ecuación de la energía en la resolución.

5.3.2 Condiciones iniciales

En Abaqus/CFD, las condiciones iniciales se aplican a los elementos. En el presente modelo, se debe indicar la temperatura inicial de todos los elementos, así como su densidad.

En cuanto al modelo de turbulencia, se debe inicializar el valor de la viscosidad turbulenta de todos los elementos. La viscosidad turbulenta se puede obtener con información del túnel del viento, tomando como base la intensidad turbulenta y las escalas de turbulencia. Cuando no se tienen estos parámetros, se puede aproximar como 3- 5 veces la viscosidad del fluido ν .

5.3.3 Condiciones de contorno

En el modelo se aplican tres tipos de condiciones de contorno: condición de pared del disco, condición de presión nula en las regiones libres y condición de simetría en la superficie central.

En la superficie del disco, se aplica la temperatura para poder analizar la transferencia de calor al aire y la condición de igualdad entre la velocidad del fluido y la velocidad del disco. En este último, se hace referencia a la subrutina que se explica en el apartado 5.5. Para este modelo de turbulencia en concreto, además del coeficiente de viscosidad turbulenta, se debe añadir el parámetro de la distancia normal a la pared en esta superficie.

```
*FLUID BOUNDARY, TYPE=SURFACE, AMPLITUDE=nombre_velocidad
superficie_disco, VELXNU
superficie_disco, VELYNU
superficie_disco, VELZNU
superficie_disco, TUBNU, 0.
superficie_disco, DIST, 0.
superficie_disco, TEMP, temperatura
```

Para las regiones que determinan el contorno exterior, se aplica una presión relativa nula en las superficies.

En cuanto a la condición de simetría, se define una velocidad nula en la dirección del eje perpendicular al plano. De esta manera, se expresa que no hay flujo en este sentido.

5.4 ANÁLISIS DEL MODELO

En el problema a analizar, quedan acoplados tanto el problema térmico como el fluido dinámico, por lo que se deben resolver las ecuaciones de Navier-Stokes para calcular el campo de temperaturas y los flujos de calor.

En consecuencia, el *step* a analizar es un modelo de dinámica de fluidos que emplea las ecuaciones de Navier-Stokes para fluido incompresible, activando la ecuación de la temperatura.

*CFD, INCOMPRESSIBLE NAVIER STOKES,ENERGY EQUATION=TEMPERATURE

5.5 SUBROUTINA DE CONDICIONES DE VELOCIDAD CILÍNDRICA

En el módulo CFD por defecto, sólo se pueden implementar velocidades en las coordenadas cartesianas. Por esta razón, se ha creado una subrutina que consigue transformar las componentes de la velocidad de coordenadas cilíndricas a cartesianas, para cada elemento de la superficie de interacción entre el disco y el fluido.

Abaqus/CFD permite emplear tanto código FOLTRAN como C/C++ para las subrutinas. En el presente modelo, se ha generado la subrutina con la segunda opción definiendo la función *SMACfdUserVelocityBC*, tal y como se indica en el Anexo VII.

La transformación de coordenadas se ha programado de manera que se obtiene el radio y el ángulo del elemento, conociendo las coordenadas del centro del elemento que contiene la superficie. Una vez calculados, se proyecta la velocidad angular en las coordenadas cartesianas para obtener las componentes de velocidad.

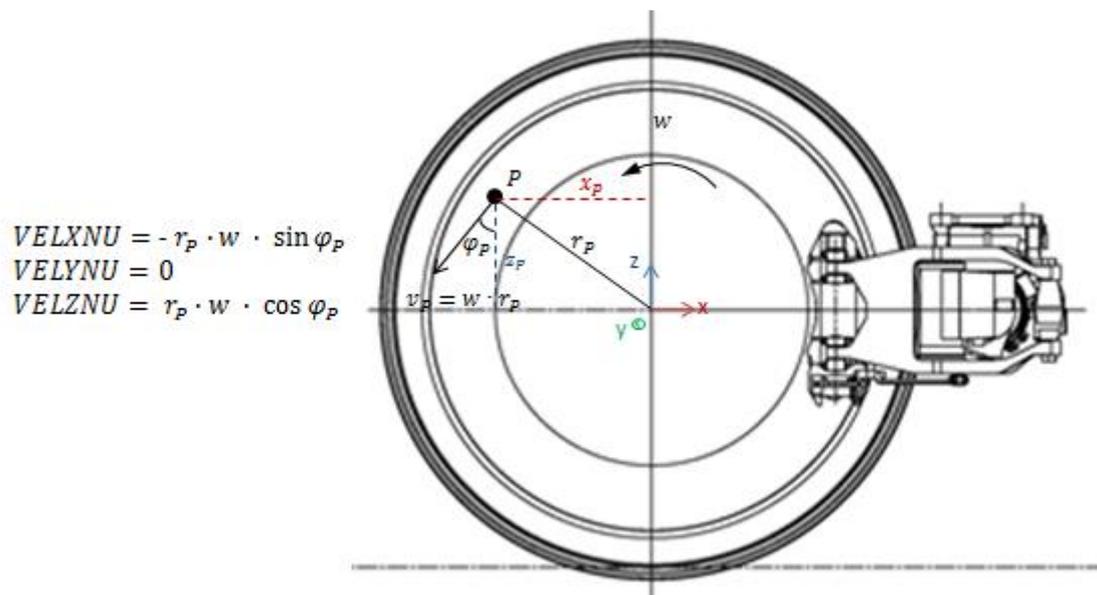


Ilustración 5.5: Esquema de la transformación de velocidad realizada por la subrutina

Además de la proyección, esta subrutina realiza la transformación de la velocidad del vehículo lineal, a la velocidad angular del disco de freno. Cabe mencionar que para el empleo de diferentes funciones matemáticas en la subrutina, además del reconocimiento de las funciones de Abaqus/CFD, se ha añadido la librería de funciones matemáticas.

5.6 PARÁMETROS DE SALIDA

Una de las limitaciones del módulo de CFD de Abaqus, es que no permite obtener como parámetro de salida el coeficiente de convección de la superficie. Sin embargo, conociendo el parámetro de flujo de calor para una superficie en concreto y su temperatura, se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor:

$$h_{sup} = \frac{HFL_{sup}}{(T_{sup} - T_{amb})} \quad \text{Ec. 5.9}$$

Por ello, en este modelo se genera un archivo de resultados .odb que contenga la variable del flujo de calor de la superficie del disco.

```

*OUTPUT, FIELD, FREQUENCY=100
*SURFACE OUTPUT, SURFACE=superficie_disco
HFL
    
```

5.7 SCRIPT PARA OBTENER LOS COEFICIENTES DE PELÍCULA

Con objeto de facilitar el cálculo de los coeficientes de película, se ha creado un script, mostrado en el Anexo VIII, que realiza automáticamente esta transformación leyendo el fichero de salida de resultados .odb de Abaqus del análisis. Este script genera un step auxiliar en el fichero de resultados conteniendo la solución de la ecuación 5.9 para todos los elementos que contiene la superficie del disco.

En este caso, se ha limitado a obtener dicho coeficiente en el último instante del análisis, ya que es un modelo transitorio que tiende a converger.

6. MODELO DE CÁLCULO TÉRMICO

La finalidad de este modelo es la obtención de la distribución de temperaturas en el sistema de frenado para cada instante de tiempo, con el objeto de determinar la capacidad de disipación de calor del disco de freno.

6.1 GEOMETRÍA

En el análisis térmico es necesario un modelo específico de geometría de tal manera que los gradientes térmicos se puedan analizar de forma correcta. En la mecánica de sólidos, el método utilizado es el de elementos finitos.

6.1.1 Mallado y tipos de elementos

Una vez delimitado el modelo geométrico se crean los elementos que determinan el mallado del modelo de elementos finitos. Para este análisis en Abaqus se emplean elementos tridimensionales de tipo transferencia de calor difusiva, que tienen un grado de libertad referido únicamente a la temperatura. Para simplificar el modelo, se podrían emplear elementos axisimétricos, pero debido a la geometría del disco de freno y el objetivo de analizar posteriormente las tensiones de origen térmico, se ha decidido realizar un modelo tridimensional reducido a un sector.

Este tipo de elemento permite analizar de una forma más rápida la transferencia de calor de un cuerpo, bien por conductividad y/o convección como radiación, y el almacenamiento de calor como calor específico y efecto de calor latente.

Dentro de este tipo de elementos, se permiten diferentes configuraciones de las cuales se muestran las referidas al modelo desacoplado:

DC3D4: Tetraedro de transferencia de calor lineal de cuatro nodos

DC3D6: Prisma triangular de transferencia de calor lineal de seis nodos

DC3D8: Hexaedro de transferencia de calor lineal de ocho nodos

DC3D10: Tetraedro de transferencia de calor cuadrático de diez nodos

DC3D15: Prisma triangular de transferencia de calor cuadrático de quince nodos

DC3D20: *Brick* de transferencia de calor cuadrático de veinte nodos

6.1.2 Definición de superficies y grupos de elementos

En el modelo térmico, se definen gran cantidad de superficies para analizar tanto los contactos entre los diferentes componentes, como la convección y radiación de las superficies exteriores en exposición al ambiente.

En el primer caso, en las superficies de definición de contacto, se debe crear la pareja de superficies en los dos componentes que van a interactuar. Las superficies delimitadas tienen que ser lo suficientemente grandes para englobar todo el contacto durante el análisis pero la inclusión de caras de elementos que nunca experimentan contacto añade tiempo computacional extra.

En la pareja de contacto, se debe crear una superficie maestra y otra superficie esclava, siendo la primera la mayor de las dos.

Por otro lado, a la hora de analizar el flujo de calor generado en el contacto de fricción entre la guarnición y el disco de freno, se toma la hipótesis de que la distribución es uniforme en la superficie de fricción. Por esta razón, se debe definir también la superficie en la que se genera el calor de frenado.

Teniendo en cuenta las condiciones del modelo que se definirán más adelante para el análisis de transferencia de calor, únicamente se deben crear los conjuntos de elementos correspondientes a cada componente. De este modo, se permite la definición de cada material a cada grupo de elementos.

6.1.3 Tipos de contacto

En Abaqus/Standard existen dos tipos de contacto, denominados *tie* y *contact pair*. El primer tipo describe un contacto de unión, sin movimiento ni separación entre las superficies, es decir, se mantienen de forma conjunta.

El segundo tipo, en cambio, permite analizar el contacto entre dos superficies que no se mantienen unidas. Desde el punto de vista térmico, se puede añadir una resistencia a la conductividad entre las dos superficies, definiendo una conductividad distinta entre los dos cuerpos denominado *gap conductance*.

En el caso de discos de freno montados en rueda, se suelen emplear lubricantes para rellenar las posibles rugosidades entre las dos superficies, por lo que si se conoce este dato, el tipo de contacto a emplear sería el de *contact pair*. En Abaqus/Standard se define de la siguiente manera:

```
*SURFACE INTERACTION, NAME = nombre_interacción
*GAP CONDUCTANCE
    Conductividad [WmmK], distancia
*CONTACT PAIR, INTERACTION=nombre_interacción
    superficie_esclava, superficie_maestra
```

Por el contrario, para fusionar las dos superficies de las piezas con diferente mallado, de forma que se comportan amarradas, se define del siguiente modo:

```
*TIE, NAME = nombre_contacto, POSITION TOLERANCE = tolerancia,
ADJUST=YES, TYPE=SURFACE TO SURFACE
    superficie_esclava, superficie_maestra
```

6.1.4 Propiedades del material

El conocimiento de las propiedades físicas de los materiales empleados es un punto importante del análisis, ya que determinan los resultados obtenidos.

En el conjunto del sistema de freno a analizar, se emplean distintos materiales en la mayoría de los casos para cada componente. La definición de cada material y su aplicación para cada tipo de componente se realiza de la siguiente manera:

```
*MATERIAL,NAME=nombre_material
*SOLID SECTION,ELSET=nombre_componente,MATERIAL=nombre_material
```

En este análisis, las propiedades necesarias para la resolución son la conductividad, la densidad y la capacidad térmica por lo que se debe definir para cada material del conjunto dichas propiedades. Por otro lado, tal y como se ha comentado anteriormente, el rango de temperaturas de trabajo es muy amplio, por lo que es necesario conocer las variaciones de dichas propiedades en todo el rango de temperaturas.

A la hora de definir las propiedades térmicas, se añade la temperatura de referencia tal y como se muestra a continuación:

```
*CONDUCTIVITY, TYPE=ISO
    Conductividad, T
*SPECIFIC HEAT
```

Calor específico, T
*DENSITY
Densidad

6.2 CONDICIONES DEL MODELO

En el Anexo V, se tiene el fichero completo del cálculo térmico al que se hace referencia en los siguientes apartados, entrando en detalle en las funciones más características.

6.2.1 Condiciones iniciales

En el modelo de transferencia de calor, se deben definir condiciones iniciales de temperatura para los diferentes componentes. En los ensayos realizados para los discos de freno, el análisis suele comenzar a una temperatura uniforme para todo el modelo. Por tanto, en la simulación basta con aplicar una temperatura inicial a todos los nodos del modelo.

6.2.2 Definición de transferencia de calor por convección

Tal y como se ha presentado anteriormente, la transferencia de calor por convección depende de muchos parámetros como la velocidad del disco de freno, el tipo de superficie, la temperatura de la superficie y la temperatura ambiente.

A la hora de modelar este fenómeno, Abaqus/Standard permite definir para cada superficie la temperatura ambiente y el coeficiente de convección. En este caso, el coeficiente de convección variará en función de la velocidad del disco, por lo que para cada instante de tiempo, habrá que definir un valor.

La definición de cada pareja de valores en función del tiempo de análisis se realiza con el siguiente comando, de manera que se puede aplicar una tabla de valores relativa al valor de referencia que se aplica en la definición de la convección.

```
*AMPLITUDE,NAME=nombre_tabla, DEFINITION=TABULAR, VALUE=RELATIVE,  
TIME=TOTAL TIME  
tiempo,valor,etc.
```

En cuanto al valor de la temperatura ambiente, cuando el disco de freno comience a calentarse por el flujo de freno, el aire que lo rodea también lo hará. Sin embargo, en este

modelo, se emplean coeficientes de convección referidos a una temperatura ambiente constante. Por tanto, se aplica de la siguiente forma la condición de transferencia de calor por convección para cada superficie expuesta al ambiente:

```
*SFILM,FILM AMPLITUDE=nombre_tabla_coeficientesdepelícula  
nombre_superficie, F, Temperatura ambiente, <valor_referencia>
```

En el caso de crear directamente desde Hypermesh la condición de convección, se evita la creación de las superficies y se aplica a la cara de cada elemento que pertenece a la superficie. De esta manera, la definición del archivo de entrada de Abaqus sería la siguiente:

```
*FILM,FILM AMPLITUDE=nombre_tabla_coeficientesdepelícula  
elemento,F_Número de cara del elemento, Temperatura ambiente,  
<valor_referencia>
```

6.2.3 Definición de transferencia de calor por radiación

La transferencia de calor por radiación se puede considerar despreciable en casos en los que las temperaturas alcanzadas del sistema no son elevadas. No ocurre así en los discos de freno, ya que se conoce que las temperaturas obtenidas para las diferentes secuencias de frenado son elevadas. Por esta razón, no se puede afirmar que la radiación emitida es despreciable frente a la convección.

En el apartado 3.4.4 se ha mencionado que la transferencia de calor está determinada por la ley de Stefan-Boltzmann que contiene un coeficiente característico. Este valor se debe definir como constante física del modelo de Abaqus/Standard. Además se debe referenciar el cero absoluto del análisis de la radiación, que en este modelo tiene el valor de $-273,15^{\circ}\text{C}$ porque se trabaja en grados Celsius.

```
*PHYSICAL CONSTANTS, ABSOLUTE ZERO=-273.15,STEFAN  
BOLTZMANN=5.669e-14
```

Al igual que en caso de la convección, en la radiación los coeficientes de emisividad no son constantes en el modelo y dependen de la temperatura de la superficie entre otros factores. Por ello, también se genera en el modelo una definición de la amplitud para cada instante de tiempo.

Dicha condición de transferencia de calor por radiación para cada superficie exterior se aplica con la siguiente expresión:

```
*SRADIATE,AMPLITUDE=nombre_tabla_coeficientesdeemisividad  
nombre_superficie, R, Temperatura ambiente, <valor_referencia>
```

De igual manera que en el anterior apartado, si la definición se realiza a la hora de generar la geometría, la expresión de la condición de radiación queda de la siguiente forma:

```
*RADIATE,AMPLITUDE=nombre_tabla_coeficientesdeemisividad  
elemento,R_Número de cara del elemento, Temperatura ambiente,  
<valor_referencia>
```

6.2.4 Flujo de calor generado

El flujo de calor generado en el frenado se distribuye, por hipótesis de partida, de forma uniforme en toda la superficie de fricción. Por lo que se debe definir el flujo en la superficie para cada instante de tiempo de la simulación.

```
*DSFLUX,AMPLITUDE=nombre_tabla_flujodecalor  
nombre_superficie,S,<valor_referencia>
```

Si la definición del flujo de calor se realiza desde Hypermesh, en este caso la expresión cambia y se aplica a elementos de la siguiente manera:

```
*DFLUX,AMPLITUDE=nombre_tabla_flujodecalor  
elemento,S_Número de cara del elemento,<valor_referencia>
```

6.3 ANÁLISIS DEL MODELO

En la mayoría de las simulaciones térmicas de validación de discos de freno, se realizan diferentes casos como frenados consecutivos de emergencia, frenadas de servicio etc. Además de las diferentes secuencias, es conveniente analizar el enfriamiento restante en un tiempo prolongado.

En el caso térmico, basta con emplear dos *steps* para el análisis, uno para simular las secuencias de frenada y otra para el enfriamiento restante. En ellos, se realiza el estudio

de tipo transferencia de calor de Abaqus/Standard en el que se limita la variación de temperatura entre los diferentes incrementos.

```
*HEAT TRANSFER,DELTMX=incremento_maximoT
```

6.4 PARÁMETROS DE SALIDA

Los resultados necesarios a la hora de analizar el modelo térmico son la distribución de temperaturas en cada nodo que servirá después como condición en el modelo mecánico. Por tanto, se pide la generación de un archivo *.odb* de resultados que contienen estos valores para cada incremento de tiempo del análisis.

```
*OUTPUT,FIELD,FREQUENCY=1  
*NODE OUTPUT  
    NT11 (variable de temperatura de nodo)
```


7. MODELO DE CÁLCULO MECÁNICO

Durante esta fase, una vez obtenidos los resultados térmicos del análisis, se debe comprobar la resistencia mecánica del disco de freno.

7.1 MARCO TEÓRICO

Se considera conveniente realizar una presentación de los conceptos generales del comportamiento de metales, así como el estado de tensión al que están sometidos por influencia térmica, antes de entrar en detalle con el modelo de cálculo mecánico.

7.1.1 Teoría de plasticidad

El comportamiento de los materiales es elástico hasta que se supera un valor crítico de tensión, denominado tensión de fluencia. Este valor de tensión es el que produce en el material una deformación ingenieril del 0.2%.

En este rango, la respuesta es lineal, cumpliendo la ley de Hooke, donde la deformación es lineal a la tensión aplicada. La pendiente de esta curva se define como módulo de Young, E, siendo una constante de proporcionalidad entre la tensión aplicada y la deformación resultante dentro del régimen elástico.

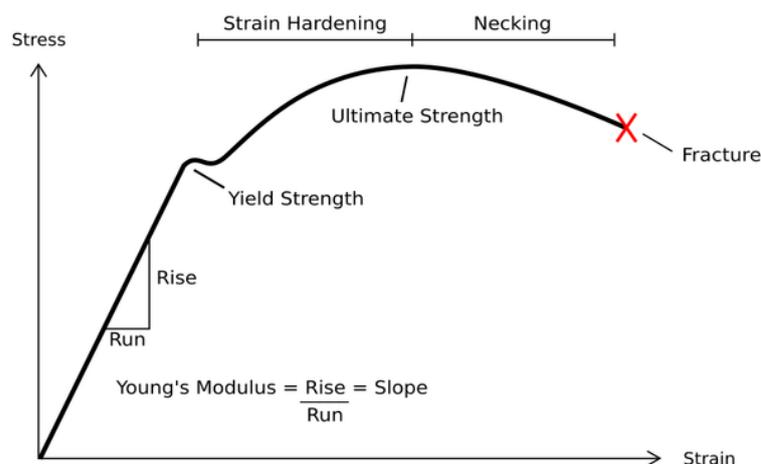


Ilustración 7.1: Curva de tensión-deformación de tracción ^[22]

La tensión última se denomina a la tensión ingenieril máxima que el material es capaz de soportar. Una vez alcanzada, aparece la estricción en el material.

En estados de carga simples, se puede afirmar que el material entra en plasticidad al superar el límite de fluencia tanto a tracción-compresión, como a torsión o cortadura. En el caso de analizar estados complejos de tensiones, donde se combinan tensiones normales y de cortadura, se emplean criterios de plastificación. Los dos principales son el criterio de Tresca y el de von Mises. ^[23]

El criterio de Tresca afirma que el material fluye cuando la máxima tensión de cortadura sobrepasa un valor crítico obtenido del ensayo de tracción. Esta teoría es conservadora desde el punto de vista de seguridad.

El criterio de von Mises define que la plasticidad de un material se crea cuando una función de las tensiones aplicadas, la tensión equivalente de von Mises, alcanza un valor crítico.

$$\bar{\sigma}_{VM} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right]^{1/2} \quad \text{Ec. 7.1}$$

La anterior expresión se puede definir en función de las tensiones principales, que se obtienen mediante el círculo de Mohr.

$$\bar{\sigma}_{VM} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} \quad \text{Ec. 7.2}$$

7.1.2 Tensión y fatiga térmica

La mayoría de los materiales sólidos sufren cambios al someterse a variaciones de temperatura: se expanden cuando son calentados y se contraen cuando se enfrían. Esta alteración es proporcional al coeficiente de dilatación térmica del material que a su vez depende de la temperatura. La tensión térmica elástica que se produce por los cambios en la geometría se puede expresar de la siguiente forma.

$$\sigma = \alpha(T) \cdot E \cdot \Delta T \quad \text{Ec. 7.3}$$

Las causas de las deformaciones y esfuerzos de origen térmico son la expansión térmica no uniforme y la restricción a la dilatación y/o contracción que tienen los sólidos

sometidos a dichas variaciones de temperatura. La fatiga térmica se induce a temperaturas elevadas debido a tensiones térmicas fluctuantes. ^[24]

7.1.3 Reglas de endurecimiento

La superficie de fluencia cambia cuando se crea una deformación plástica. Este efecto se modela mediante reglas de endurecimiento. Generalmente se emplean tres tipos: endurecimiento isotrópico, cinemático y combinado.

El isotrópico es adecuado cuando se trata de una deformación plástica bajo carga monótona. En cambio, la regla de endurecimiento cinemático explica mejor la plasticidad cíclica. Como combinación de ambas, se tiene la última regla.

Teniendo en cuenta el planteamiento del problema a analizar, en el sistema de frenado se tendrá plasticidad cíclica, de manera que se analiza la regla de endurecimiento cinemático.

En esta regla, el lugar de plastificación se desplaza en la dirección de la carga. La superficie de fluencia cambia su posición, pero no así su tamaño durante la deformación plástica. En estos modelos, se incorpora el efecto Bauschinger, es decir, una vez aplicada la tensión de fluencia, esta tensión baja durante la compresión. ^[25]

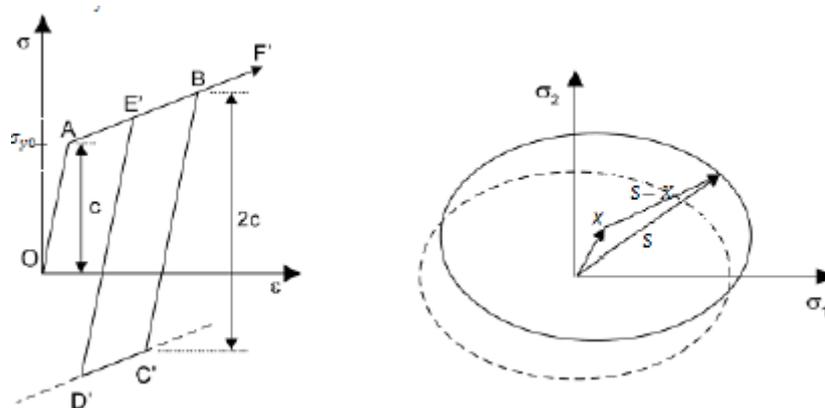


Ilustración 7.2: Representación de endurecimiento cinemático a) Curva tensión-deform. 1-D b) Superficie de fluencia en 2-D

7.2 GEOMETRÍA

7.2.1 Mallado y tipos de elementos

La geometría empleada para el cálculo mecánico debe ser el mismo que en el modelo de cálculo térmico. En cuanto a los tipos de elementos, se deben transformar de elementos de transferencia de calor a elementos de tensión/deformación. Es decir, todos los elementos se transforman de DC a C, cambiando los grados de libertad de temperatura, a 3 grados de libertad de movimiento.

Dentro de este tipo de elementos, se permiten diferentes configuraciones. Para este modelo en concreto, son de interés las que se muestran a continuación:

C3D4: Tetraedro lineal de cuatro nodos

C3D6: Prisma triangular lineal de seis nodos

C3D8: Hexaedro lineal de ocho nodos

C3D10: Tetraedro cuadrático de diez nodos

C3D15: Prisma triangular cuadrático de quince nodos

C3D20: *Brick* cuadrático de veinte nodos

7.2.2 Definición de superficies y conjuntos de nodos

En el modelo mecánico, la definición de las superficies se centra únicamente en los contactos entre los diferentes componentes del sistema. Tal y como se ha explicado en el capítulo del modelo térmico, para definir un contacto se debe crear la pareja de contacto como una superficie maestra y otra esclava.

En este análisis toman importancia los conjuntos de nodos que sirven para aplicar las ligaduras permanentes y adicionales al modelo.

7.2.3 Tipos de contacto

Los tipos de contacto existentes para el modelo mecánico en Abaqus/Standard son equivalentes a los del modelo térmico. En este caso, el contacto de tipo *contact pair* permite añadir una fricción entre las dos superficies de contacto, para que se puedan generar pequeños deslizamientos.

En este modelo, la definición cambia ya que se debe crear una interacción de fricción entre las dos superficies.

```
*SURFACE INTERACTION, NAME = nombre_interacción
*CONTACT PAIR, INTERACTION= nombre_interacción , ADJUST=valor_ajuste,
TYPE=SURFACE TO SURFACE, SMALL SLIDING
Superficie_esclava, superficie_maestra
```

Una vez definida la interacción, el valor del coeficiente de fricción se puede definir de la siguiente manera:

```
*CHANGE FRICTION,INTERACTION=nombre_interacción
*FRICTION
Valor_fricción
```

7.2.4 Propiedades del material

En el análisis mecánico, las propiedades necesarias para la resolución son la densidad, la expansión térmica y las propiedades elásticas y/o plásticas del material. En este caso, también se debe tener en cuenta la variación de las propiedades a diferentes temperaturas de trabajo, ya que en los materiales empleados en discos de freno, este aspecto es significativo.

Si el comportamiento del material de trabajo es elástico, basta con imponer para cada temperatura el módulo de elasticidad (E) y el coeficiente de Poisson.

```
*ELASTIC
E, v,T
```

Una de las características de Abaqus en cuanto a la definición de la plasticidad, es que emplea tensiones y deformaciones reales. En la mayoría de los casos, los valores que se

conocen suelen ser nominales, por tanto se debe realizar la transformación empleando las siguientes fórmulas:

$$\varepsilon_{real} = \ln(1 + \varepsilon_{nom}) \quad \text{Ec. 7.4}$$

$$\sigma_{real} = \sigma_{nom} (1 + \varepsilon_{nom}) \quad \text{Ec. 7.5}$$

$$\varepsilon_{plástico} = \varepsilon_{real} - \frac{\sigma_{real}}{E} \quad \text{Ec. 7.6}$$

En la expresión de plasticidad, se debe aplicar el modo de endurecimiento del material. En el modelo a analizar, se adopta la teoría del endurecimiento cinemático para reproducir el comportamiento del material, como se menciona en el apartado 7.1.3. Una vez que se obtienen los anteriores valores, se define la plasticidad para cada temperatura de trabajo:

*PLASTIC, HARDENING=KINEMATIC
 $\sigma_{real}, \varepsilon_{plástico}, T$

En cuanto a la expansión térmica, se aplica una expansión isotrópica en el que se especifica una temperatura inicial de referencia. Esto se debe a que las propiedades del material varían con la temperatura.

*EXPANSION, TYPE=ISO,ZERO=valor_T_ref
 Coeficiente_expansion, T

Por último, se define la densidad del mismo modo que se ha explicado en los anteriores apartados.

7.3 CONDICIONES DEL MODELO

En el modelo mecánico, las condiciones no se mantienen constantes durante todo el cálculo y varían para cada *step*, debido al montaje del sistema de freno. Por ello, en el siguiente apartado se especifican las condiciones correspondientes a cada análisis del modelo.

7.4 ANÁLISIS DEL MODELO

El modelo se diferencia entre varios *step*, de manera que se ordenan las secuencias del modelo de la misma forma que en el propio ensayo. Se comienza por el montaje de la rueda en el eje, seguido de la precarga de los tornillos para montar los discos en la rueda

y se finaliza con el posterior análisis de las frenadas. Con este procedimiento se consigue acumular las tensiones que se generan durante todo el ensayo.

Todos los *step* empleados en este modelo son de tipo estático, tal y como se puede ver en el Anexo VI que contiene el archivo de entrada del cálculo de este modelo.

7.4.1 Interferencia entre eje y rueda

En este primer *step*, se analiza el calado entre el eje y la rueda, aplicando una interferencia media específica de la norma para un diámetro de calado concreto.

El análisis en Abaqus se realiza definiendo inicialmente una distancia entre la superficie de la rueda y el eje.

```
*CLEARANCE,MASTER=  
superficie_eje,SLAVE=Superficie_rueda,VALUE=valor_distancia
```

En el caso real, en esta fase del montaje únicamente se tienen estos dos elementos. Sin embargo, en el modelo de cálculo además de tener la rueda y el eje, están presentes todos los demás elementos. De modo que se deben aplicar ligaduras adicionales para que no se creen movimientos irreales en el estudio.

Una vez determinadas las ligaduras adicionales necesarias, se aplica la interferencia entre el eje y la rueda de la siguiente manera:

```
*CONTACT INTERFERENCE,SHRINK,TYPE=CONTACT PAIR  
Superficie_rueda, superficie_eje
```

Al realizar este paso, se obtienen unas tensiones en todos los componentes del sistema, siendo de interés las de la rueda y el eje. Por lo que una vez obtenidas las tensiones en la rueda y en el eje por la interferencia, se retiran las ligaduras adicionales y se activa la fricción de los demás elementos tal y como se explica en el apartado 7.2.3.

7.4.2 Precarga del tornillo pasante de los discos

En el montaje de los discos de freno a la rueda, se inserta un tornillo pasante de un lado al otro de la rueda y se aplica una precarga.

Para modelar la precarga aplicada al tornillo, se debe crear una superficie con la sección intermedia del tornillo y un nodo cercano exterior en el mismo plano de la sección.

```
*PRE-TENSION SECTION,SURFACE=superficie_seccion,NODE=nodo_precarga
*CLOAD,OP=NEW
    nodo_precarga, 1, valor_precarga
```

Cuando se analiza la pretensión, se fija el nodo donde se aplica dicha carga en otro step de la siguiente manera:

```
*BOUNDARY,FIXED
    nodo_precarga, 1, 1,1
```

7.4.3 Secuencia de frenadas

Al finalizar el montaje, se procede al análisis térmico-mecánico de los diferentes escenarios de frenado. Tal y como se ha explicado, se realiza de forma desacoplada, ya que la influencia es mayor en una dirección. Por tanto, se deben tomar los datos de partida de la temperatura del anterior cálculo térmico.

La lectura de las temperaturas calculadas para cada nodo, se realiza desde el archivo de resultados.*odb* del modelo térmico. De manera que se obtiene para cada nodo su temperatura instantánea procediendo después al cálculo mecánico. Por esta razón, los elementos empleados en el modelo térmico y mecánico deben coincidir.

En el caso de emplear elementos cuadráticos en el análisis mecánico, se tienen nodos que no coinciden con los del modelo térmico. Este aspecto suele ser muy corriente y por tanto, se debe aplicar un comando denominado *midside*, para que el propio programa interpole la solución para los nodos intermedios. La expresión a emplear queda de la siguiente manera:

```
*TEMPERATURE, FILE=nombre_archivo_odb,MIDSIDE
```

7.4.4 Enfriamiento directo a temperatura ambiente

En este paso del análisis, se aplica una condición de temperatura ambiente a todos los nodos del modelo y se estudian los parámetros de tensiones residuales.

7.5 PARÁMETROS DE SALIDA

Los resultados necesarios a la hora de analizar el modelo mecánico son la tensión de von Mises y la distribución de temperaturas en cada nodo que servirá después para la validación del modelo. Por tanto, se pide la generación de un archivo *.odb* de resultados que contienen estos valores para cada incremento de tiempo del análisis.

```
*OUTPUT,FIELD,FREQUENCY=1
*NODE OUTPUT
    NT, U
*ELEMENT OUTPUT,POSITION=NODES
    S
```

7.6 SCRIPT PARA EXPORTAR FICHEROS DE RESULTADOS

Debido a la gran cantidad de resultados que se debe exportar para realizar un análisis detallado del modelo, se ha creado un script para automatizar la exportación del fichero *.rpt*. (ver Anexo IX).

En el script se debe indicar el set de nodos de los que se desea obtener los resultados, el número máximo de nodos representados por cada fichero *.rpt* exportado y el fichero de resultados del análisis de Abaqus *.odb*.

Una vez aplicados estos parámetros el script se encarga de realizar los siguientes pasos:

1. Abrir un *viewport* con los resultados activando el *step* del cual se quiere obtener información. Para el modelo mecánico, se activa automáticamente el sexto *step* del análisis de la secuencia de frenadas, ya que se quiere obtener la peor pareja de resultados temperatura-tensión.
2. Obtener los datos de tensión de von Mises y temperatura para cada nodo del set referido, en cada instante de tiempo.
3. Crear un vector con los resultados que se quieren exportar controlando el máximo de nodos.
4. Exportar ficheros *.rpt* en función del número de nodos ('Report_'+str(a)+'.rpt').

Este archivo también permite crear sets de nodos una vez calculada la simulación, de manera que se pueden ajustar los nodos de los que se obtendrá el fichero.

7.8 MACRO DE EXCEL PARA POST-PROCESO

Debido al gran número de nodos que contiene la superficie exterior del disco, se crean multitud de ficheros de resultados. Con la finalidad de automatizar el tratamiento de datos, se ha generado una macro en Excel.

7.8.1 Descripción general

La macro programada para el tratamiento de los resultados, tiene tres posibles alternativas. La primera es realizar una validación conjunta de todos los nodos en una única serie. De esta forma, a simple vista en un gráfico, se pueda apreciar si el caso analizado está dentro de los valores admisibles, o no.

La segunda alternativa se centra en el análisis detallado del gráfico obtenido de la primera opción. Se selecciona un rango concreto de los resultados de la validación conjunta, de forma que se calcula la distancia mínima a las curvas de validación de cada valor y se localizan los nodos y los instantes de tiempo en el que ocurre la situación más crítica.

La última opción permite analizar cada fichero de resultados de una forma más precisa, pudiendo determinar la variación de las tensiones en función del tiempo. Además da la opción de estudiar la tensión térmica obtenida en relación a la tensión de fluencia correspondiente para la temperatura instantánea.

7.8.2 Interfaz de usuario

Se ha creado una macro de manera que esté lo más automatizada posible, por lo que el usuario únicamente debe rellenar la primera hoja denominada "Material". En ella, se han de definir los valores de la tensión de fluencia en función de la temperatura y las curvas de validación.

Una vez ejecutado el programa, se visualiza el interfaz principal, en el que se incluyen las tres opciones de post-procesado. Si el usuario elige la validación general, se activa una segunda interfaz para añadir el número de ficheros de resultados que se quiere analizar.

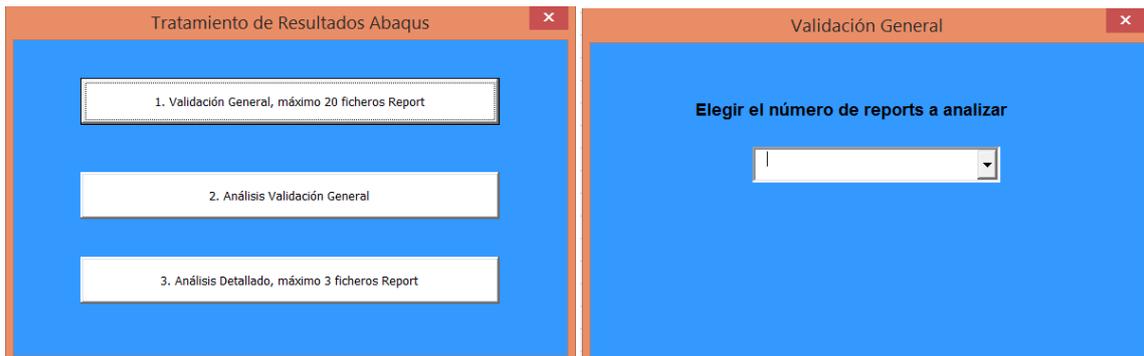


Ilustración 7.3: Interfaz de la macro de Excel a) Principal b) Validación General

En el caso de elegir el análisis de la validación general, se visualiza la interfaz de la siguiente ilustración, indicando el rango de valores que se quiere estudiar. Es decir, los valores mínimos de tensión y temperatura.

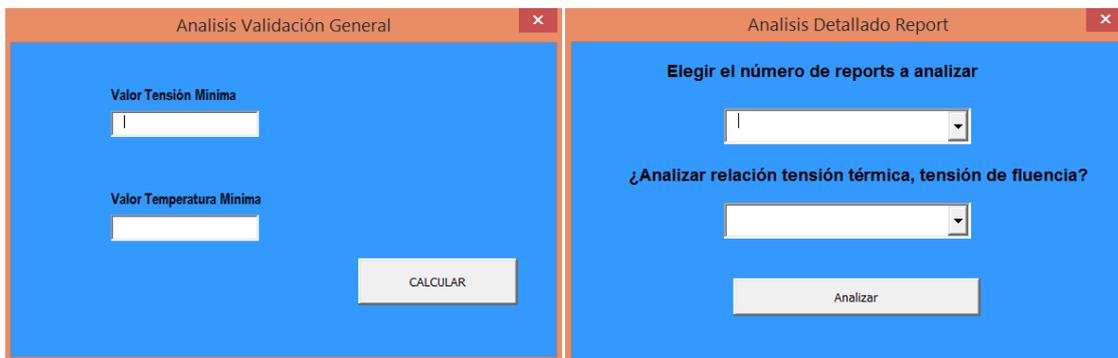


Ilustración 7.4: Interfaz de la macro de Excel a) Análisis validación general b) Análisis detallado de resultados

Por último, para realizar un análisis detallado del archivo de resultados, el usuario debe indicar el número de *reports* y si se quiere obtener o no la relación de la tensión térmica con la tensión de fluencia.

7.8.3 Estructura de la macro

Una vez aplicados los anteriores datos de entrada, la macro de Excel se ha generado de manera que realice los cálculos necesarios para obtener los gráficos de validación de nodos (mostrado en el Anexo X).

OPCIÓN 1: Validación general del modelo

1. Leer los datos de entrada del usuario
2. Borrar las hojas de datos si existen de anteriores cálculos
3. Crear una hoja de datos nueva ["Report_Validation"]
4. Para cada *report* de resultados:
 - a. Crear una hoja de datos vacía ["Report" + Str(n)]
 - b. Importar el fichero *report* de Abaqus(.rpt) a la hoja creada
 - c. Crear una copia de los resultados ["Report" + Str(n) + "_copy"] aplicando las siguientes modificaciones:

Se resta a la temperatura instantánea el valor inicial, para obtener el valor del incremento:

$$T_{t=j}^{nodo=i} = T_{t=j}^{nodo=i} - 40 \quad \text{Ec. 7.7}$$

Se aplica un coeficiente de seguridad adicional del 20% a la tensión equivalente de von Mises:

$$\sigma_{t=j}^{nodo=i} = \sigma_{t=j}^{nodo=i} * 1.2 \quad \text{Ec. 7.8}$$

- d. Copiar en la hoja ["Report_Validation"] cada pareja de datos una detrás de otra, creando una tabla tal que esta:

Temperatura	Tensión von Mises	Instante de tiempo	Número de Nodo

5. Crear un gráfico con una serie que incluye cada pareja de resultados de temperatura y tensión de la hoja ["Report_Validation"]

OPCIÓN 2: Análisis de la validación general

1. Leer los datos de entrada del usuario
2. Comprobar si se ha realizado la primera opción anteriormente y si existe la hoja de validación. ["Report_Validation"]
3. Para cada valor dentro del rango:
 - a. Obtener mediante SOLVER las distancias mínimas a las curvas de validación de 500 ciclos y 50000 ciclos.

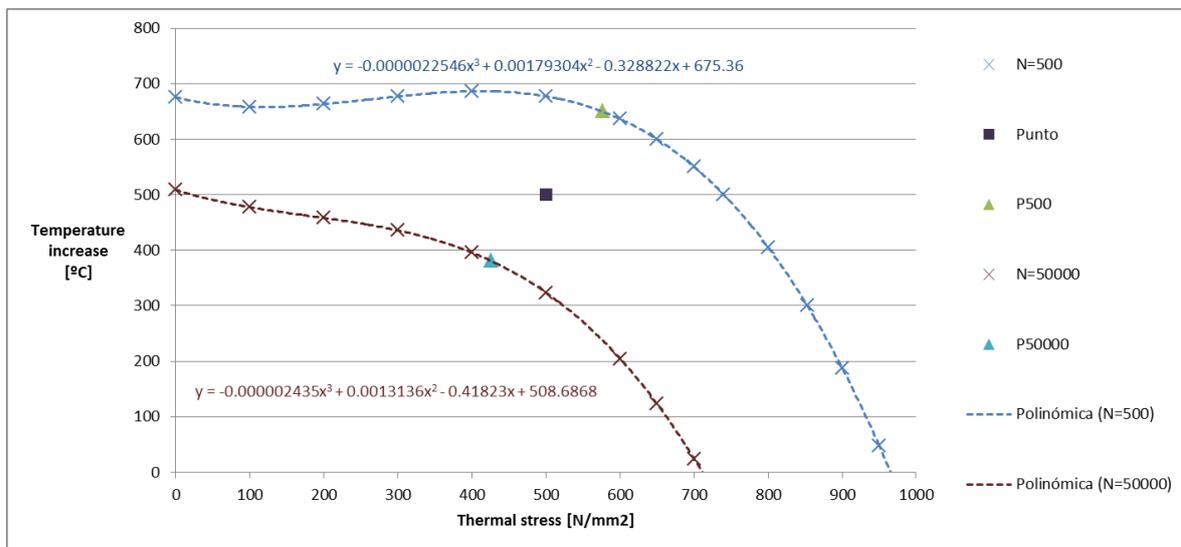


Ilustración 7.5: Representación de un ejemplo realizado con Solver para obtener distancias mínimas

$$\text{Min}(D500) = \text{Min}(\sqrt{(Px - X500)^2 + (Py - Y500)^2}) \text{ variando } X500$$

$$Y500 = -0.0000022546 * X500^3 + 0.00179304 * X500^2 - 0.328822 * X500 + 675.36$$

$$\text{Min}(D50000) = \text{Min}(\sqrt{(Px - X50000)^2 + (Py - Y50000)^2}) \text{ variando } X50000$$

$$Y50000 = -0.000002435 * X50000^3 + 0.0013136 * X50000^2 - 0.41823 * X50000 + 508.6868$$

- b. Determinar si el punto es admisible o no.
- c. Añadir a la tabla los valores calculados

T	σ_{VM}	t	Nº Nodo	X500	Y500	D500	X50000	Y50000	D50000	¿Admisible?

- d. Aplicar al gráfico de validación las etiquetas de datos con el número de nodo y el instante de tiempo

OPCIÓN 3: Estudio detallado de los resultados

1. Leer los datos de entrada del usuario
2. Borrar las hojas de datos si existen de anteriores cálculos
3. Para cada *report* de resultados:
 - a. Crear una hoja de datos vacía ["Report" + Str(n)]
 - b. Importar el fichero *report* de Abaqus (.rpt) a la hoja creada
 - c. Crear una copia de los resultados ["Report" + Str(n) + "_copy"] aplicando las modificaciones de las ecuaciones 7.7 y 7.8.
 - d. Graficar la temperatura instantánea de cada nodo en función de la tensión instantánea de cada nodo.
 - i. Debido a la limitación de Excel del número de series de cada gráfico (255 series ^[26]), se ha implementado un control para que el máximo número de series sea de 220. Creando así varios gráficos para cada fichero. ["Grafico" + Str(n) + "_" + Str(k)]
 - e. Si se quiere calcular la relación de la tensión térmica obtenida con la tensión de fluencia:
 - ii. Crear una hoja de datos vacía ["Report" + Str(n) + "_Stress_ref"]
 - iii. Llamar a la función Interpolar para cada nodo e instante la tensión de fluencia dependiendo de la temperatura
 - iv. Añadir en la hoja la división de la tensión instantánea

$$valor_{t=j}^{nodo=i} = \frac{\sigma_{t=j}^{nodo=i}}{\sigma_y(T_{t=j}^{nodo=i})} \quad \text{Ec. 7.9}$$

- v. Graficar los valores obtenidos del anterior punto en función del tiempo del análisis. En este caso, también se realiza un control del número de series tal y como se explica en el apartado d.i. de esta página ["Grafico_stress" + Str(n) + "_" + Str(k)]

8. ESTUDIO Y APLICACIÓN DEL MODELO CFD

En este capítulo se ha aplicado el modelo de cálculo CFD realizado en un disco macizo simplificado que gira a una velocidad angular constante, con objeto de obtener un contorno adecuado de estudio y validar la metodología, calculando los coeficientes de convección.

8.1 GEOMETRÍA Y PROPIEDADES

La geometría del disco de freno se ha simplificado en un disco macizo de radio de 375mm. El contorno de aire se ha realizado de manera que las superficies exteriores no se vean influenciadas por la presencia del disco y simulen propiedades de aire libre a presión de base. Para ello, se ha planteado una malla inicial que se ha refinado posteriormente hasta obtener una malla lo suficientemente buena para modelar el comportamiento real.

El primer modelo de contorno, se realizó partiendo de la hipótesis de que la influencia de la velocidad de entrada del aire sería importante. Por tanto, la geometría era un prisma relleno de elementos FC3D8. Los resultados obtenidos reflejaban que los elementos empleados eran grandes para obtener una buena solución.

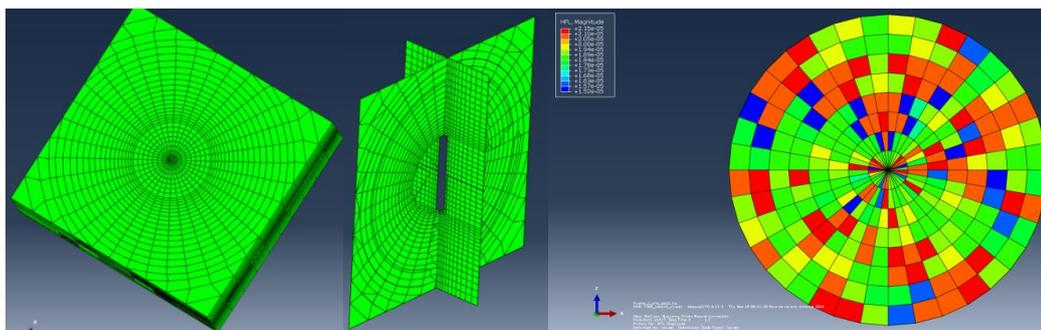


Ilustración 8.1: Geometría del primer modelo realizado con un mallado coarse

Posteriormente se analizó la velocidad del aire de entrada en el bogie, observando valores máximos entre 5-12 m/s (la velocidad del aire se puede aproximar como 0.12 de la velocidad del tren ^[27]), llegando a la conclusión de que se podía despreciar la influencia frente a la rotación (valores de 36-78m/s) para una primera aproximación. Por tanto, se generó un contorno con simetría de revolución.

Se realizó un giro de 360° (dividida en 100 secciones) de una malla plana de elementos tipo quad. El resultado obtenido no mostraba la solución axisimétrica esperada, llegando a la conclusión de que el mallado no era lo suficientemente fino.

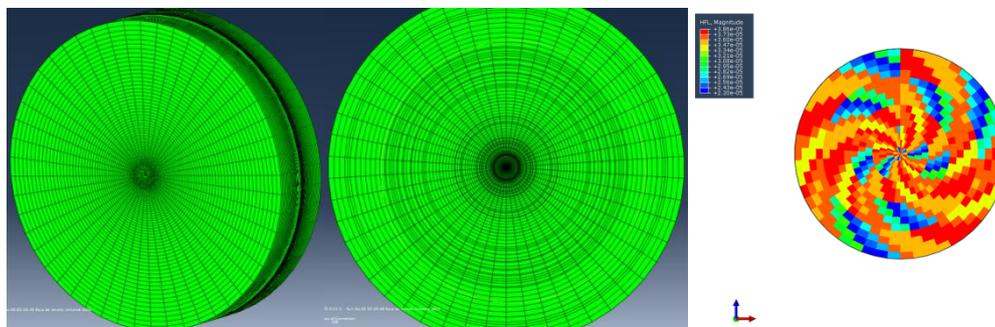


Ilustración 8.2: Mallado de hexaedros estructurado desde el centro del disco

A continuación, se optó por seguir las recomendaciones de la documentación de HyperWorks para mallados de modelos CFD, en el que se alcanza un buen tratamiento en las regiones cercanas al disco. [28]

La idea es dividir la sección del mallado en tres grupos, comenzando desde la región de la pared hacia el exterior, reduciendo el número de elementos empleado. El primero está compuesto por rectángulos que tienen un ratio de crecimiento más lento para obtener el valor $y+$ deseado y capturar de manera adecuada el efecto de la pared. El segundo grupo también está formado por rectángulos pero el ratio de crecimiento empleado es más agresivo. Por último se rellena la sección con triángulos equiláteros y rectangulares (R-trias) con un ratio de crecimiento mayor aún.

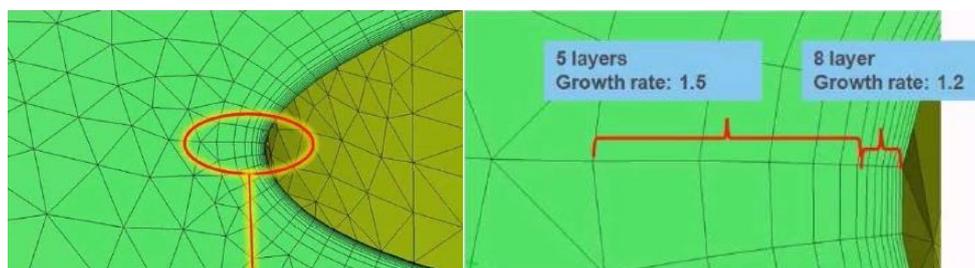


Ilustración 8.3: Representación de la recomendación de HyperWorks para mallado CFD

Siguiendo este planteamiento en la sección y realizando un giro de 360° dividido en secciones de un grado, se obtiene la siguiente distribución:

8 elementos FC3D8 con ratio de crecimiento de 1.2

5 elementos FC3D8 con ratio de crecimiento de 1.5

Elementos de FC3D4 y FC3D5 con ratio de crecimiento de 2

En este modelo además se aprovecha la simetría del plano intermedio del modelo, reduciendo el número de elementos a emplear.

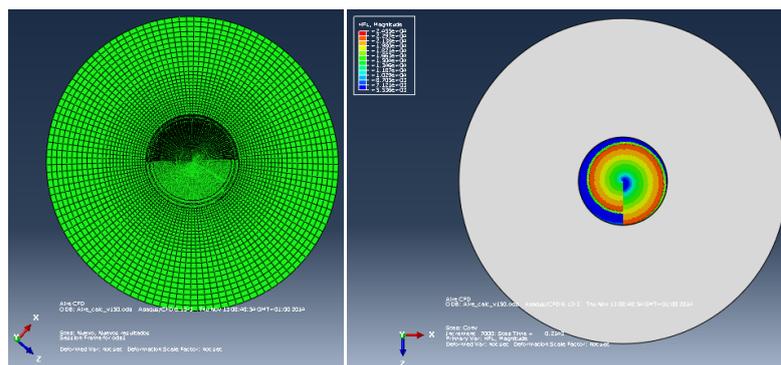


Ilustración 8.4: *Mallado estructurado de diferentes tipos de elementos realizado por revolución*

En la anterior ilustración se muestra que el resultado mejoraba mucho, pero sin obtener una solución con simetría de revolución. El origen del fallo está en la mala calidad de la malla en el centro del disco. Se ha corregido este problema remallando esta zona para evitar la geometría realizada por revolución en el centro del disco. De esta forma los elementos no siguen un mallado estructurado partiendo del punto central, mejorando el *aspect ratio* de estos elementos.

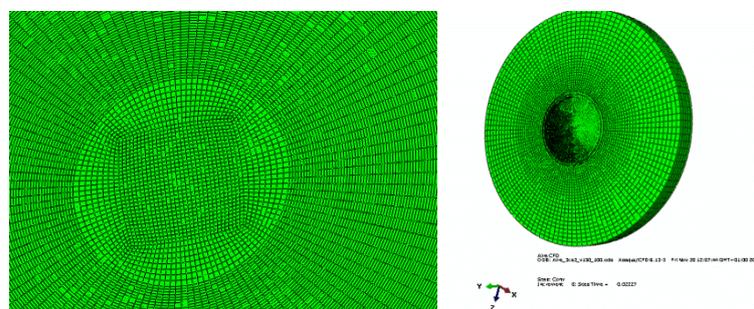


Ilustración 8.5: *Mallado de hexaedros desestructurado en el centro del disco*

Con este modelo, tal y como se verá más adelante, se llega a la malla correcta y se consigue la solución deseada.

Tabla 8-1: Malla empleada en el modelo del análisis de CFD

MODELO CFD		TOTAL
Número de elementos FC3D4	96377	1390997
Número de elementos FC3D5	10500	
Número de elementos FC3D6	645960	
Número de elementos FC3D8	638160	
Número de Nodos	1009833	

Una vez obtenida la geometría se han definido las superficies en las que se aplican las condiciones de contorno mostradas en el apartado 5.3.3.

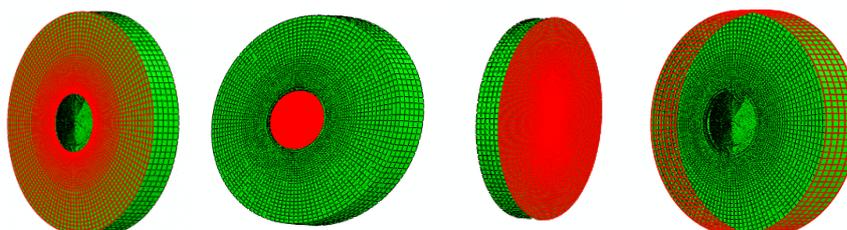


Ilustración 8.6: Superficies definidas para el análisis CFD a) Superficie de simetría b) Superficie del disco c) Superficie exterior d) Superficie lateral

En el caso del modelo a analizar, el fluido es el aire y aunque dependiendo de la temperatura se tienen diferentes valores para aire a presión atmosférica, se ha decidido simplificar a un modelo de fluido incompresible, sin variación de propiedades. Se han escogido las propiedades del aire empleado a una temperatura ambiente y se han transformado a las unidades empleadas en el modelo, ya que se trabaja con kg, mm y s.

Tabla 8-2: Propiedades del aire empleadas a temperatura ambiente

PROPIEDADES DEL AIRE			
ρ [kg/m ³]	1.1614	ρ [kg/mm ³]	1.16E-09
C [J/kgK]	1007	C [mm ² /s ² K]	1.01E+09
k [W/mK]	0.0263	k [kgmm/s ³ K]	2.63E+01
μ [Ns/m ²]	0.00001846	μ [kg/smm]	1.85E-08
v [m ² /s]	0.00001589	v [mm ² /s]	1.59E+01

Como dato de partida del modelo de turbulencia, se ha calculado el número de Prandtl y la viscosidad turbulenta.

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot C}{k} = \frac{15.9 \frac{mm^2}{s} \cdot 1.16 \cdot \frac{10^{-9} kg}{mm^3} \cdot 1.01 \cdot \frac{10^9 mm^2}{s^2 K}}{26.3 \cdot \frac{kg mm}{s^3 K}} = 0.708 \quad \text{Ec. 8.1}$$

$$v_T = 4 \cdot v(T) = 63.56 \frac{mm^2}{s} \quad \text{Ec. 8.2}$$

La temperatura en el disco empleada para el análisis se ha mantenido a 300°C, ya que analizando a diferentes temperaturas, se ha llegado a la conclusión de que la dependencia del coeficiente de convección no es importante.

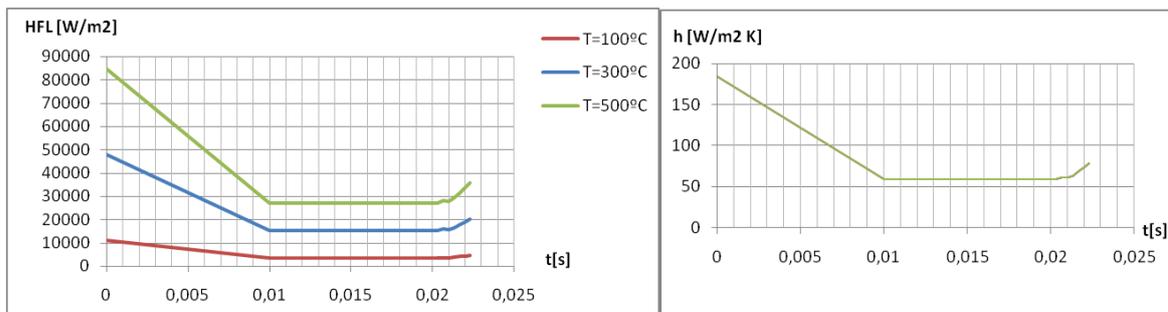


Ilustración 8.7: *Análisis de la influencia de la temperatura del disco en el coeficiente de película a) flujo de calor a diferentes temperaturas del disco b) coeficiente de película a diferentes T del disco*

En problemas de transferencia de calor conjugado, aunque son casos condicionalmente estables, la obtención de la estabilidad es mucho más larga. Por ello, se ha optado por mantener una velocidad constante en la simulación para facilitar la convergencia, realizando tres casos con distinta velocidad: velocidad lineal de 50, 150 y 300 km/h.

Se ha aplicado un tiempo de análisis grande a una de las simulaciones para estudiar la convergencia del problema. En la primera figura del Anexo I se puede apreciar que tras 1000 incrementos (tiempo de análisis de 0.08s), los resultados tienden a estabilizarse. En consecuencia, se ha considerado este tiempo de simulación para los demás análisis.

8.2 RESULTADOS OBTENIDOS

Se han realizado tres casos distintos para los que únicamente se ha variado la velocidad del disco. Se muestran a continuación las parejas de resultados de velocidad y coeficiente de película para la superficie del disco.

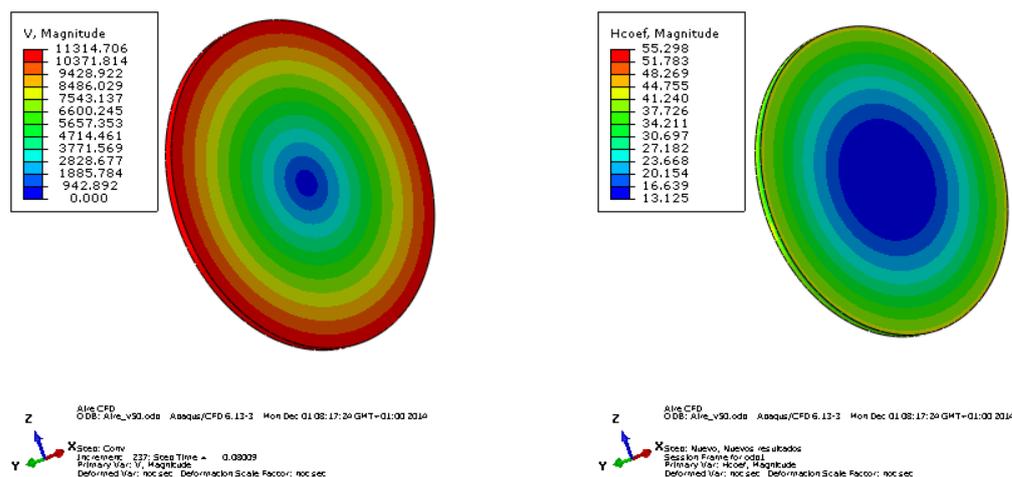


Ilustración 8.8: Distribución de velocidad y coeficiente de película de la superficie del disco para una velocidad del tren de 50 km/h

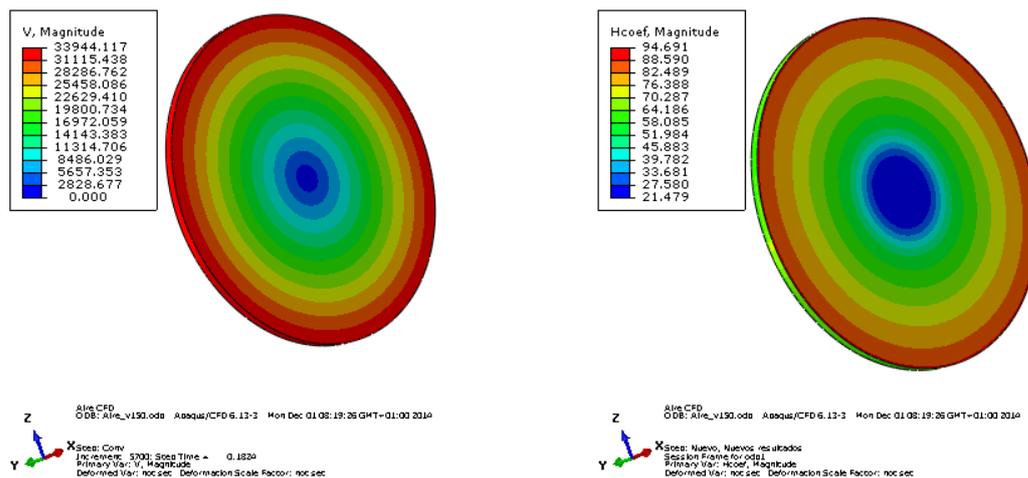


Ilustración 8.9: Distribución de velocidad y coeficiente de película de la superficie del disco para una velocidad del tren de 150 km/h

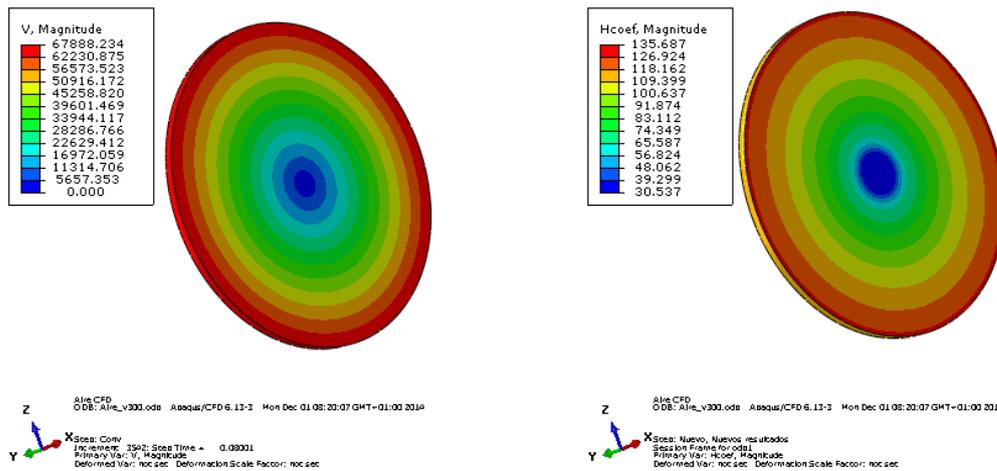


Ilustración 8.10: Distribución de velocidad y coeficiente de película de la superficie del disco para una velocidad del tren de 300 km/h

Observando las distribuciones de velocidad de las anteriores ilustraciones, se aprecia que la subrutina creada para la transformación de las componentes de la velocidad de coordenadas cilíndricas a cartesianas funciona correctamente.

Por otro lado, se constata que el coeficiente de convección aumenta con el radio y con la velocidad. Esta influencia está relacionada entre sí, ya que al tener una velocidad angular constante, la velocidad es mayor en radios superiores para este modelo simplificado, logrando mayor disipación de calor.

Se representa en la ilustración 8.11 la variación de los coeficientes de película en función del radio en cada caso de velocidad. Los radios de análisis se han seleccionado como se indica en la figura I-2 del Anexo.

Cabe mencionar que una vez alcanzado el diámetro del disco, en la cara lateral el coeficiente de convección disminuye. Esto se debe al propio flujo de aire creado por la rotación del disco. Se puede observar en la imagen 8.12 que la velocidad del fluido es menor, obteniendo menor disipación de calor.

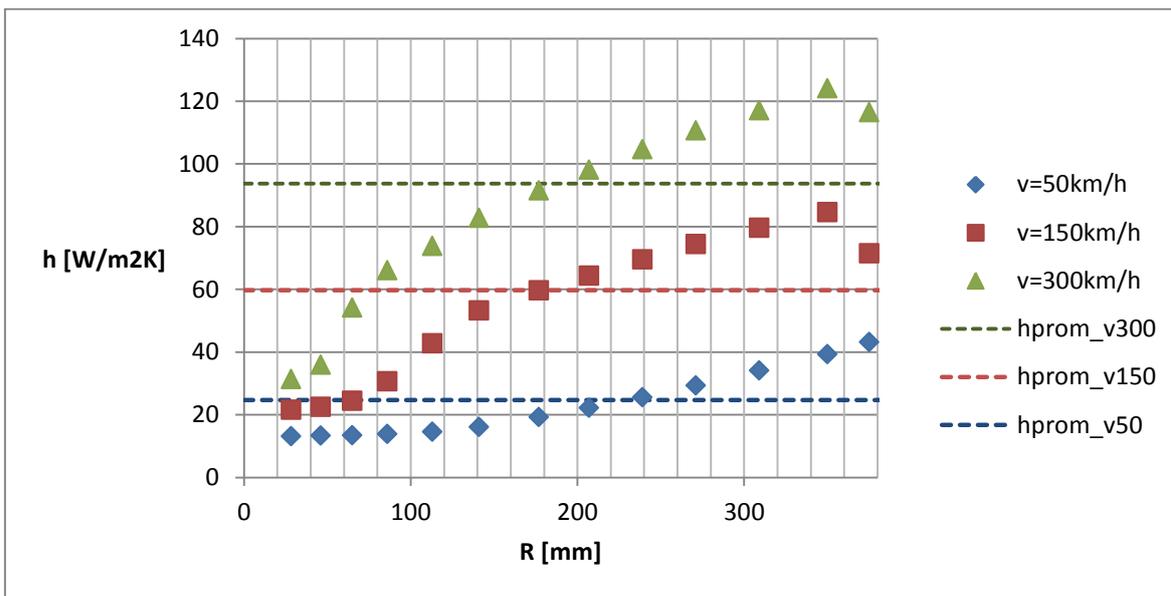


Ilustración 8.11: Coeficiente de convección obtenido en función del radio del disco

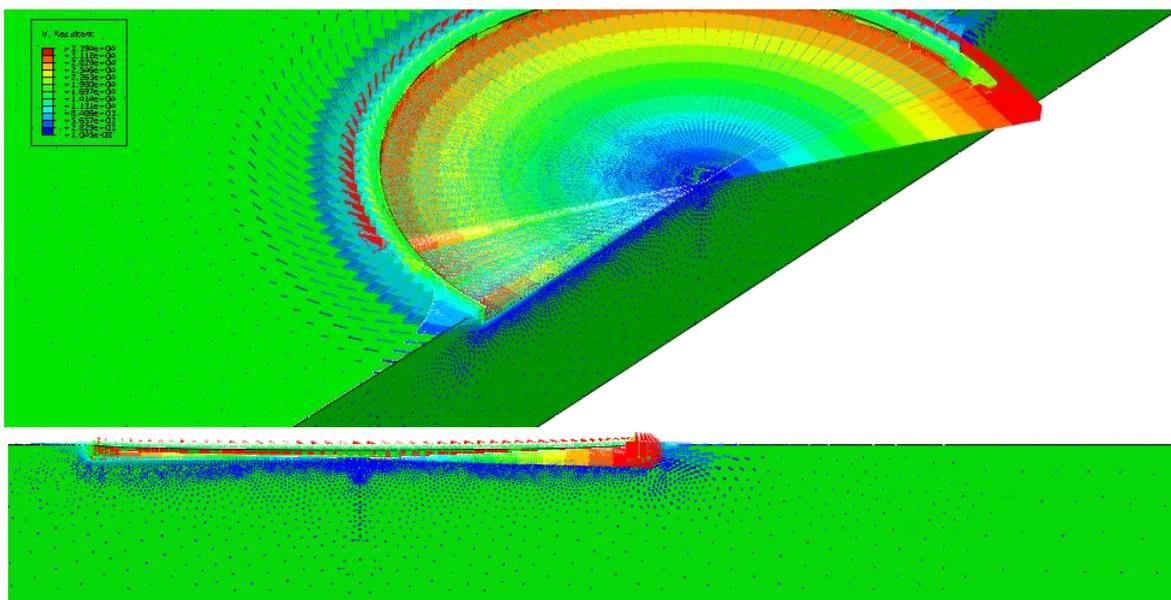


Ilustración 8.12: Distribución de vectores de velocidad del flujo cercano al disco

En general, las correlaciones obtenidas empíricamente de los coeficientes de película se suelen expresar en función de la velocidad implícitamente con el número de Reynolds. En la siguiente ilustración se muestra la curva de la variación del coeficiente de convección con la velocidad para distintos radios del disco.

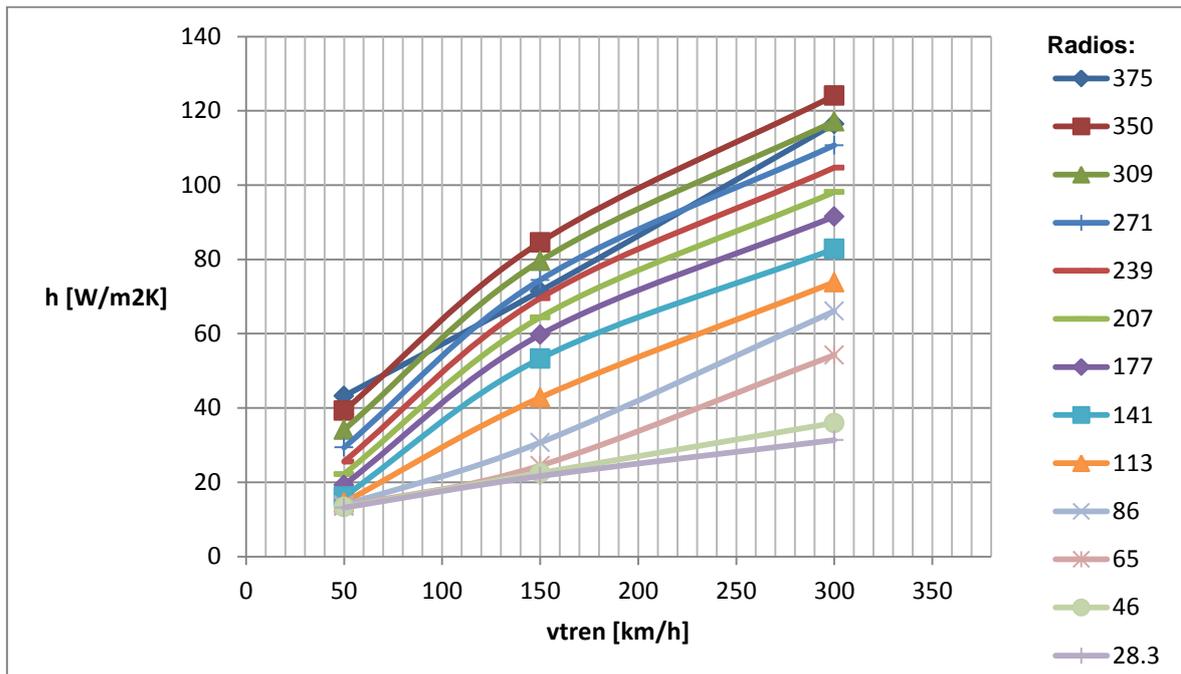


Ilustración 8.13: Coeficiente de película en función de la velocidad para distintos radios

En las anteriores ilustraciones se puede apreciar que la variación del coeficiente de película en función de la velocidad del tren no es semejante para cada radio del disco y viceversa; la variación de h en función del radio no es lineal para cada velocidad del vehículo.

Analizando la ilustración 8.14, se observa que para una velocidad baja, la distribución de coeficiente de película varía de forma lineal y en cambio, en el caso de velocidad de 300km/h, la distribución es exponencial. Este hecho se debe a la relación de la velocidad lineal circunferencial con la velocidad del tren y el radio del disco. Por ello, se ha representado para cada radio del disco el coeficiente de convección en función de la velocidad lineal real de ese radio. El gráfico de la figura 8.15, muestra que los diferentes valores siguen una misma curva de crecimiento una vez alcanzado un valor crítico de velocidad (entorno a 60km/h), exceptuando en el caso del valor lateral que su variación es prácticamente lineal a la velocidad. En velocidades inferiores a ese valor crítico, tal y como se muestra en la figura 8.14, el coeficiente aumenta de un forma lineal.

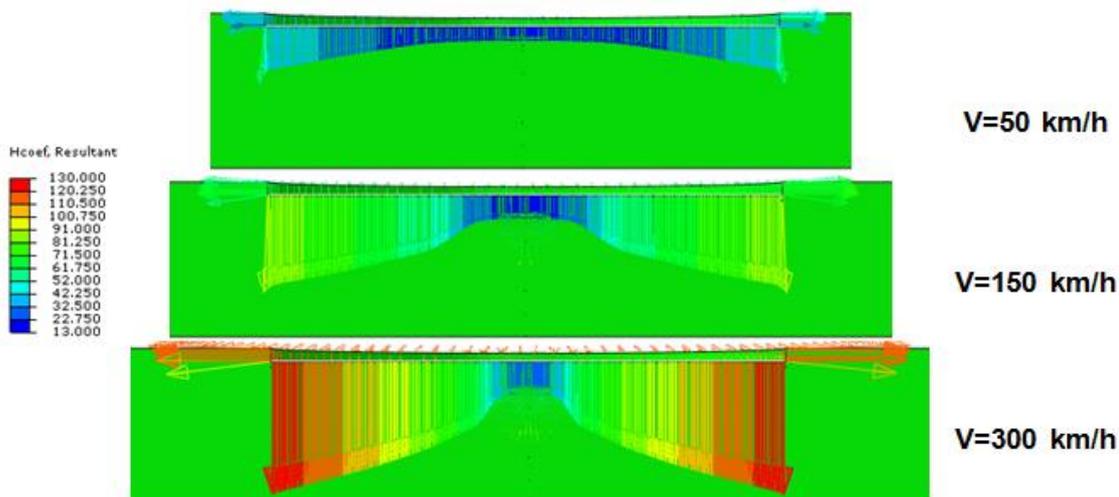


Ilustración 8.14: Distribución de vectores de los coeficientes de película en función del radio

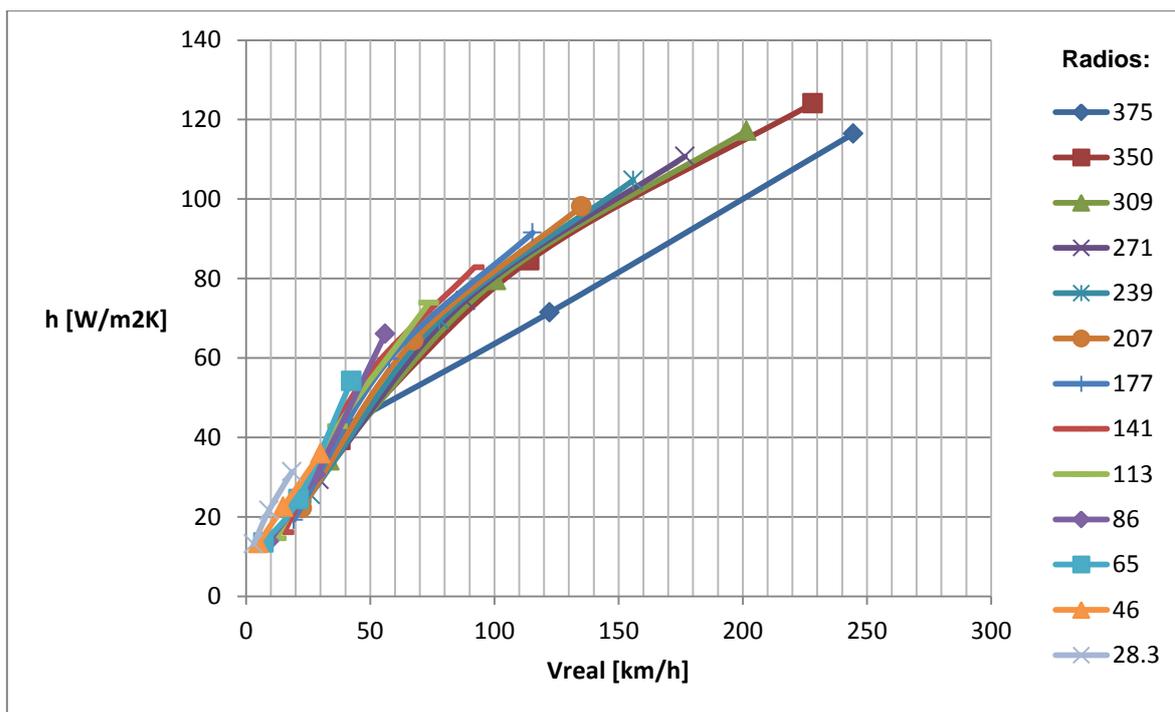


Ilustración 8.15: Variación del coeficiente de película en función de la velocidad real para diferentes radios

Con objeto de comparar estos resultados con los calculados de correlaciones empíricas (apartado 3.4.3), se ha representado el coeficiente de convección promedio del disco. De esta forma, se simplifica la transferencia de calor obteniendo un valor aplicable a la superficie del disco de freno con esas dimensiones. Analizando la ecuación de la línea de tendencia se puede aproximar el comportamiento con una función potencial mostrada en la ilustración 8.16.

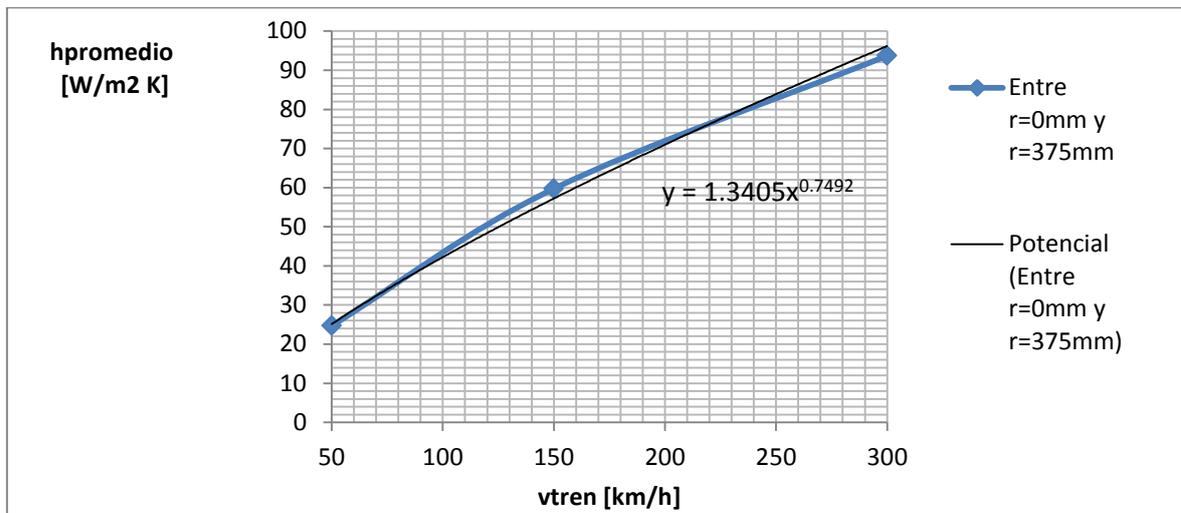


Ilustración 8.16: Representación del valor promedio del coeficiente de película y su línea de tendencia

Por otro lado, los resultados se han comparado con los valores sacados de correlaciones empíricas para distintos radios del disco y velocidad del vehículo. Se aprecia que la variación de los coeficientes elaborados con el modelo CFD no es proporcional a las de correlaciones (Ilustración 8.17). En estas últimas, el coeficiente de la potencia de la expresión es de 0.8, mientras que en modelo CFD tal y como se muestra en la anterior figura es de 0.75.

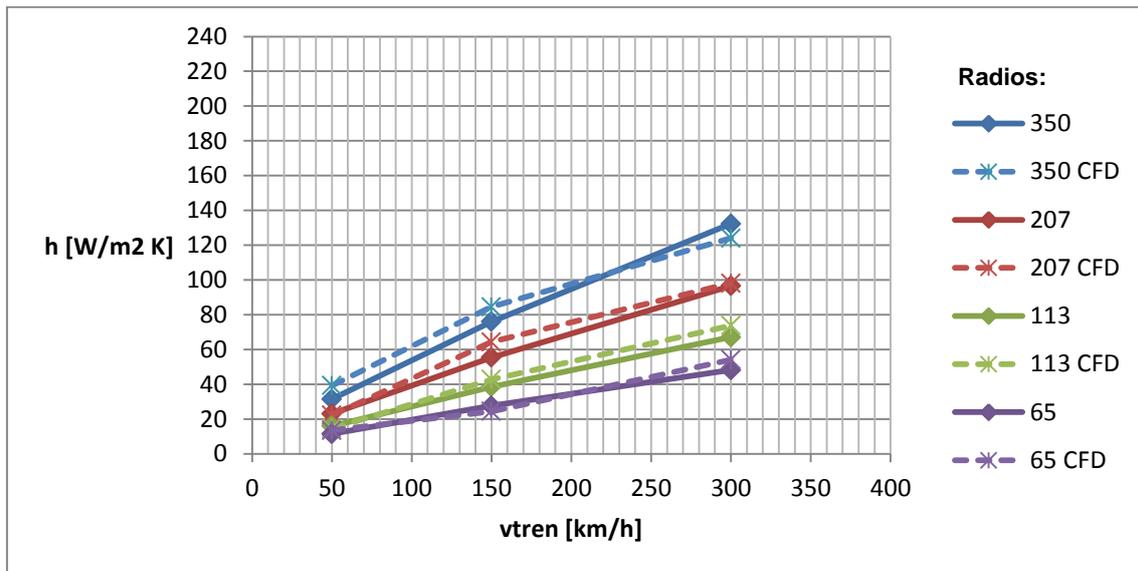


Ilustración 8.17: Comparación de coeficientes de película obtenidos de CFD y sacados de correlaciones empíricas de bibliografía

Con objeto de contrastar los valores obtenidos, ambos métodos se analizan con datos suministrados por los proveedores en el siguiente capítulo.

9. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA EN TREN OARIS

Oaris es una familia de trenes de muy alta velocidad capaz de alcanzar los 350 km/h. Diseñada con tecnología propia de máxima fiabilidad, incorpora los adelantos más vanguardistas en diseño, accesibilidad, seguridad y confort.

9.1 DATOS DE PARTIDA

Se disponen los siguientes datos del vehículo que sirven como punto de partida para el análisis. La configuración del vehículo Oaris estudiado consta de cuatro coches, cada uno con un bogie motor y un remolque. En ambos bogies se colocan por cada eje dos discos de freno montados en las ruedas, y en el eje remolque, además, se añade un disco de freno montado en eje. En el presente proyecto se analizan únicamente los discos de freno montados en rueda, realizando simulaciones de frenadas de emergencia.

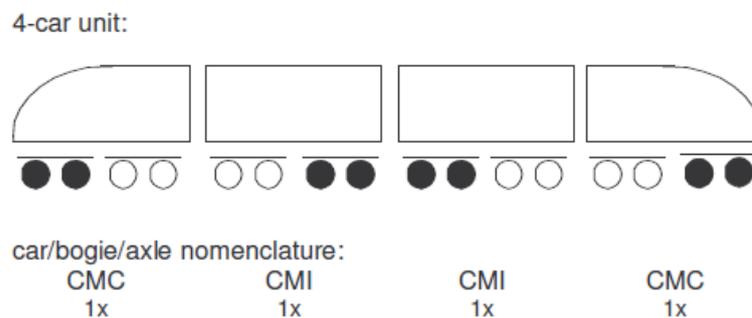


Ilustración 9.1: Esquema de la configuración del vehículo Oaris

En cuanto a la aceleración del vehículo, se tienen los siguientes valores en función del rango de velocidades.

Tabla 9-1: Valores de la aceleración en función del rango de velocidades

0 to 40 km/h:	0,58
0 to 100 km/h:	0,58
0 to 160 km/h:	0,51
0 to 250 km/h:	0,33
0 to 350 km/h:	0,17

Las características principales del vehículo se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 9-2: Parámetros de entrada del vehículo Oaris

Vehicle and simulation data		
Number of cars per vehicle	-	4
Gauge	-	Normal Gauge
Number of axles per car	-	4
Number of discs per trailer axle / motor axle	-	3 / 2
Type of discs trailer axle / motor axle	-	TA: 1x AMD 670/390x80 2x WMD 750/460-20 MA: 2x WMD 750/460-20
Disc material trailer axle / motor axle	-	CS / CS
Axle load trailer axle / motor axle	kg	16.140 / 17.000 (load "fully laden")
Rotational mass trailer axle / motor axle	kg	571 / 730
Type of pad	-	flexible sinter pad 400cm ² (ISOBAR)
Wheel diameter new	mm	920
Ambient temperature	°C	40
V _{max}	kph	320 (service) 350 (extraordinary test speed)
Average acceleration	m/s ²	0 to 40 km/h: 0,58 0 to 100 km/h: 0,58 0 to 160 km/h: 0,51 0 to 250 km/h: 0,33 0 to 350 km/h: 0,17
Deceleration service braking*	m/s ²	two stage, load "fully laden": 320kph: 0,62, 200kph: 0,74
Equivalent deceleration emergency braking*	m/s ²	two stage, load "fully laden": 320kph: 1,00, 200kph: 1,20
Stopping time	sec	60
Dwell time	sec	300

*: including deceleration due to train resistance

SB service brake
EB emergency brake
ED electro-dynamic brake
AMD axle mounted disc
GCI grey cast iron
CS cast steel

MSB maximum service brake
MTB magnetic track brake
WMD wheel mounted disc
NCI nodular graphite cast iron

Además de los anteriores datos, también se tienen los valores de máxima energía, fuerza y potencia de frenado por disco mostrados a continuación.

Tabla 9-3: Valores suministrados por Knorr-Bremse de la aplicación de frenadas de emergencia de tipo R de Oaris

Emergency brake application R (pneumatic brake only – all cars in service):

Brake Case EB – R	Range	max. deceleration rate	Brake Force per Disc	Brake Energy per Disc ($v_{max}=320kph$)	max. Brake Power per Disc
	[kph]	[m/s^2]	[kN]	[MJ]	[kW]
High MA WMD	0-200	at $v=200kph$: 1,23	9,2	28,3	510
Low MA WMD	200-320		6,7		580
High TA WMD	0-200	at $v=320kph$: 1,00	6,9	21,3	390
Low TA WMD	200-320		5,1		440
High TA AMD	0-200		7,0	21,6	390
Low TA AMD	200-320		5,1		440

Respecto al montaje del sistema de frenado, se tiene que la fuerza axial en cada fijación (tornillos de métrica M14) es aproximadamente de 69kN, según el fabricante del disco, para un par de apriete de 60Nm.

En el análisis mecánico se resuelven inicialmente mediante un par de contacto, de forma que los restantes casos de carga parten de una situación real de montaje tal y como se explica en el apartado 7.4.1. En referencia a las tensiones por interferencia geométrica media entre rueda y eje, se considera un valor de 0.3015mm en diámetro.

Los ensayos de freno de emergencia se diferencian en dos tipos: R (todos los coches en servicio) y R-1 (fallo de un coche). Para cada tipo a su vez, se realizan distintas secuencias de frenada.

Como validación del modelo realizado, se han simulado tres casos de frenados de emergencia con todos los coches en servicio: un frenado de emergencia desde 350km/h, dos frenadas de emergencia consecutivas desde 320km/h en el eje remolque y dos frenadas de emergencia consecutivas desde 320km/h en el eje motor.

Los casos de circulación por la línea real no se han calculado por no disponer de la tabla de velocidades y esfuerzos de frenado. En el caso de necesitar el estudio de más secuencias de frenada, únicamente se deberían cambiar los valores de entrada suministrados por el proveedor, empleando el mismo modelo.

9.2 GEOMETRÍA

La geometría del disco de freno y la rueda se ha discretizado en una doceava parte, debido a la simetría cíclica de la geometría y de las cargas. Consecuentemente, se consigue reducir el volumen del problema analizando únicamente un sector de 30°.

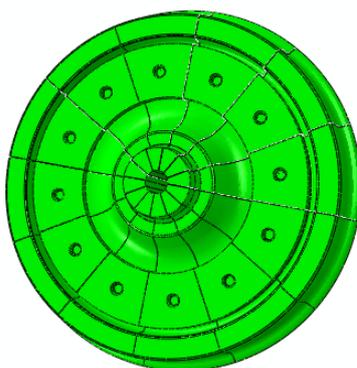


Ilustración 9.2: Modelo completo empleado en el análisis del disco de freno de Oaris

Los elementos empleados para el caso térmico se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 9-4: Malla empleada en el análisis térmico del modelo Oaris

MODELO TÉRMICO		TOTAL
Número de elementos DC3D4	21910	36431
Número de elementos DC3D6	117	
Número de elementos DC3D8	14404	
Número de Nodos	24323	

En cuanto al modelo mecánico, los elementos del disco pasan de ser lineales a parabólicos para obtener soluciones del estado de tensión, de manera que se emplea la siguiente malla:

Tabla 9-5: Malla empleada en el análisis mecánico del modelo Oaris

MODELO MECÁNICO		TOTAL
Número de elementos C3D6	117	36431
Número de elementos C3D8	14404	
Número de elementos C3D10	21910	
Número de Nodos	57381	

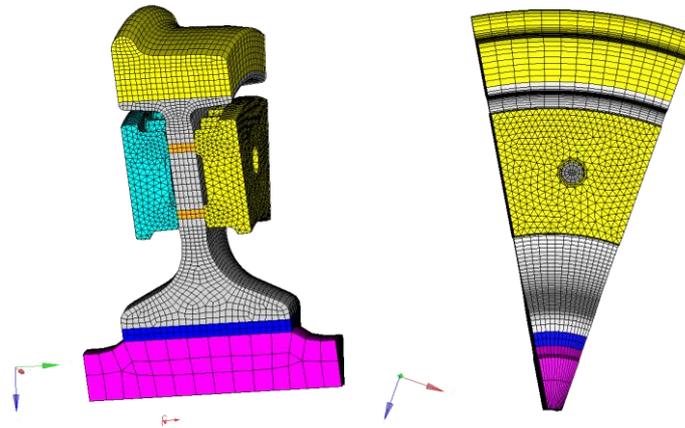


Ilustración 9.3: Modelo empleado para el análisis del disco de freno del vehículo Oaris

En cuanto a las superficies de contacto se crean las siguientes parejas:

Tabla 9-6: Parejas de contacto del caso Oaris

PAREJA DE SUPERFICIES	TIPO DE CONTACTO
Aletas del disco – Rueda	Contact Pair
Disco-Tornillo pasante	Tie
Disco- Pasador	Contact Pair
Rueda-Pasador	Contact Pair

A modo aclaratorio, la superficie de contacto de las aletas se limita a las zonas que verdaderamente sufren contacto durante la simulación.

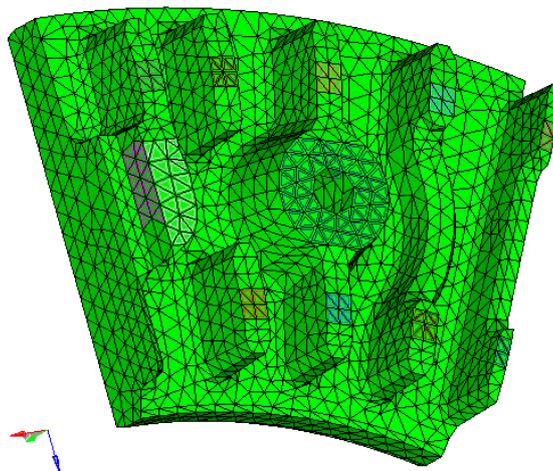


Ilustración 9.4: Superficies de contacto del disco Oaris

A la hora de analizar la interferencia entre el eje y la rueda, tal y como se indica en el apartado 7.4.1, se añaden ligaduras auxiliares al modelo. En este caso, se aplica un nodo con movimiento en el eje Y restringido en el disco, en la rueda y en el pasador. Por otro lado, se aplican ligaduras permanentes para evitar el movimiento del eje.

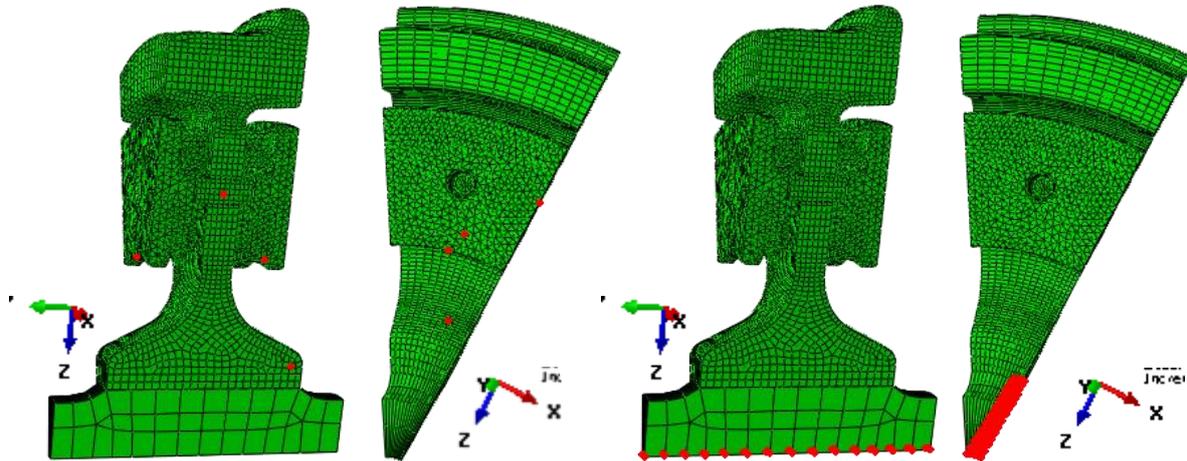


Ilustración 9.5: Ligaduras aplicadas en el conjunto de disco de freno, rueda y eje del vehículo Oaris a) Ligaduras auxiliares b) Ligaduras permanentes

Al emplear un sector de todo el modelo, se aplican condiciones de simetría de revolución en los nodos de cada lateral, mostrados en la ilustración 9.6.

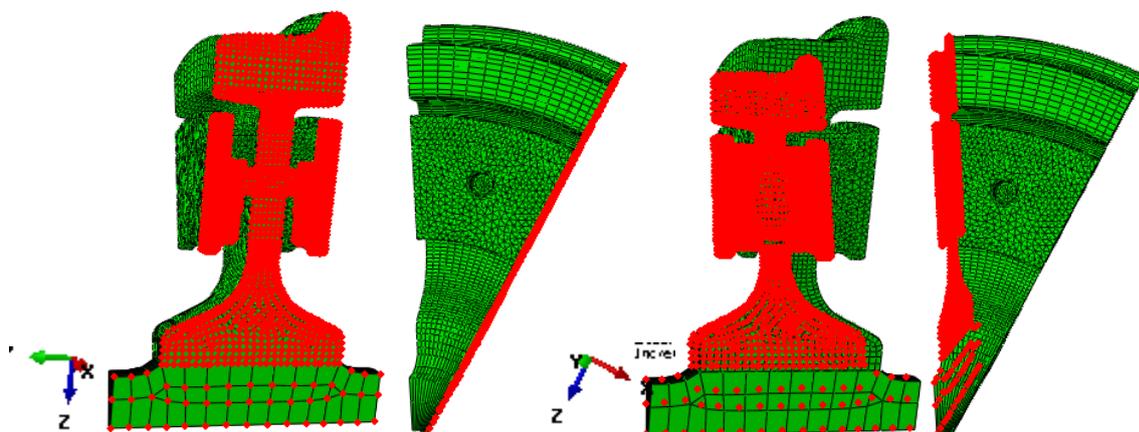


Ilustración 9.6: Nodos en los que se aplica la condición de simetría del disco de freno y la rueda del vehículo Oaris

9.3 PARÁMETROS APLICADOS AL MODELO

9.3.1 Análisis de los datos de convección

El proveedor suministra para cada simulación realizada en el diseño de los discos de freno, los valores de convección y radiación promedios, sin especificar los criterios empleados en su cálculo. Por lo tanto, se han tenido que estudiar estos parámetros para aplicarlos en el modelo de Abaqus.

Como cabía esperar, los valores de convección de la superficie de fricción y de la zona de los álabes varían en función de la velocidad del tren, pero se aprecia que en la deceleración del tren, los coeficientes son un tanto menores que en la aceleración. Consecuentemente, se llega a la conclusión de que los coeficientes dependen también de la temperatura de la superficie, ya que a temperaturas mayores de la superficie, los coeficientes son menores.

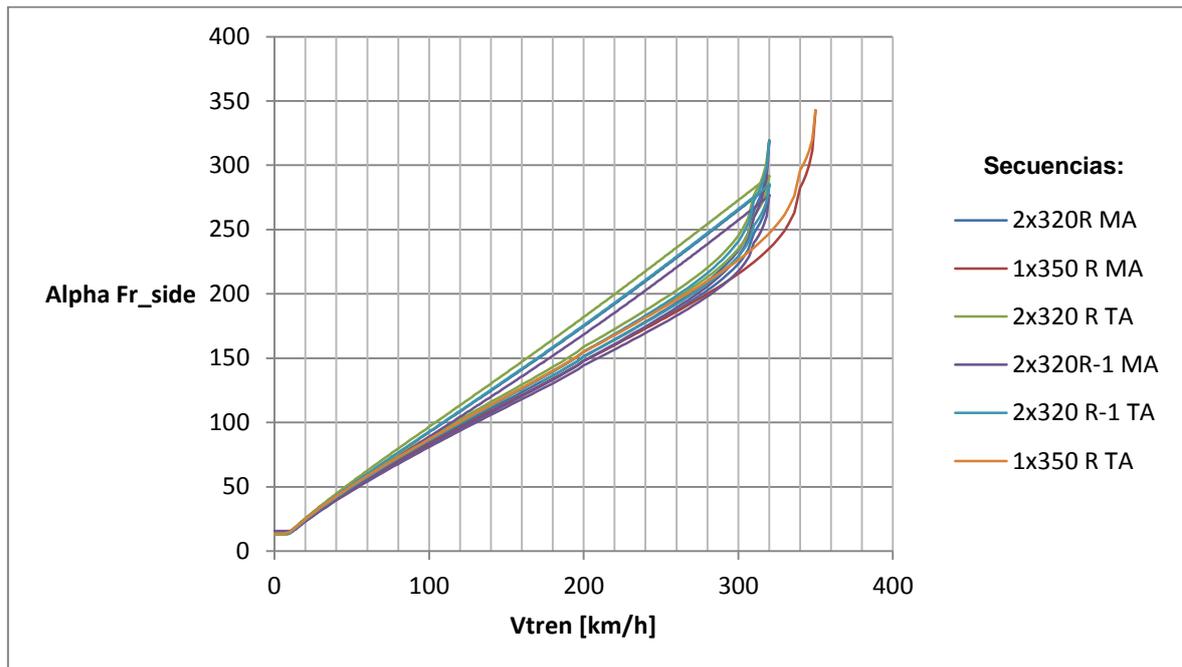


Ilustración 9.7: Variación de los coeficientes de la superficie de fricción en función de la velocidad de diferentes secuencias de frenada

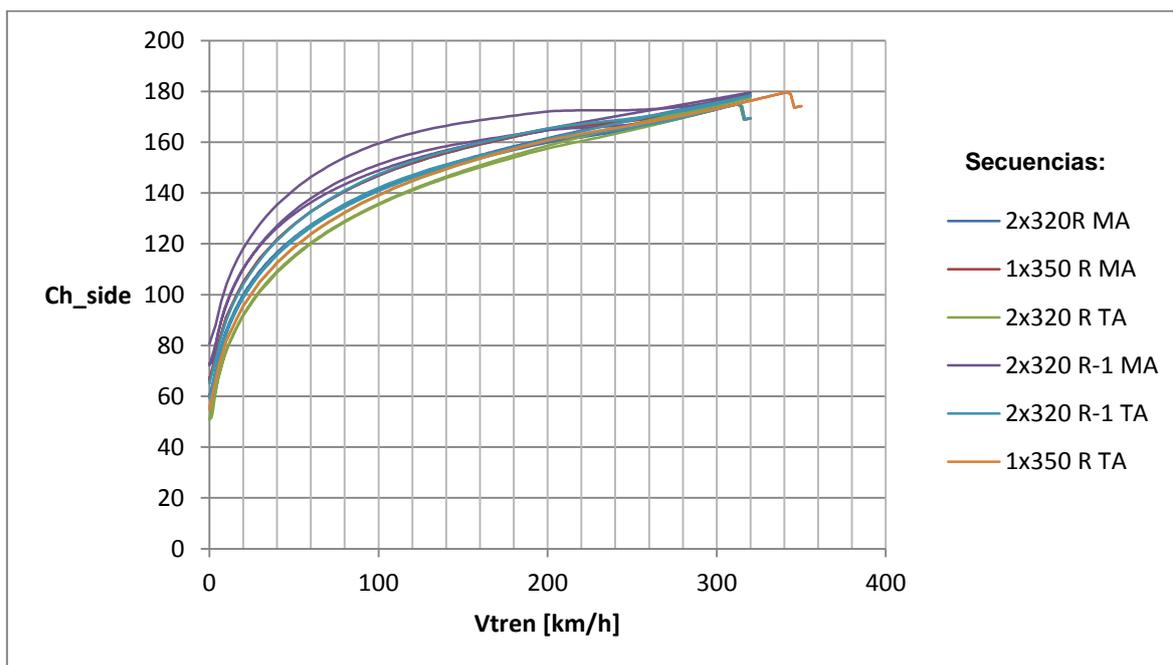


Ilustración 9.8: Variación de los coeficientes de la superficie de las aletas en función de la velocidad de diferentes secuencias de frenada

Con objeto de aclarar la información suministrada por el proveedor, se han comparado los coeficientes con el caso del disco en Civity que se estudia en el siguiente capítulo.

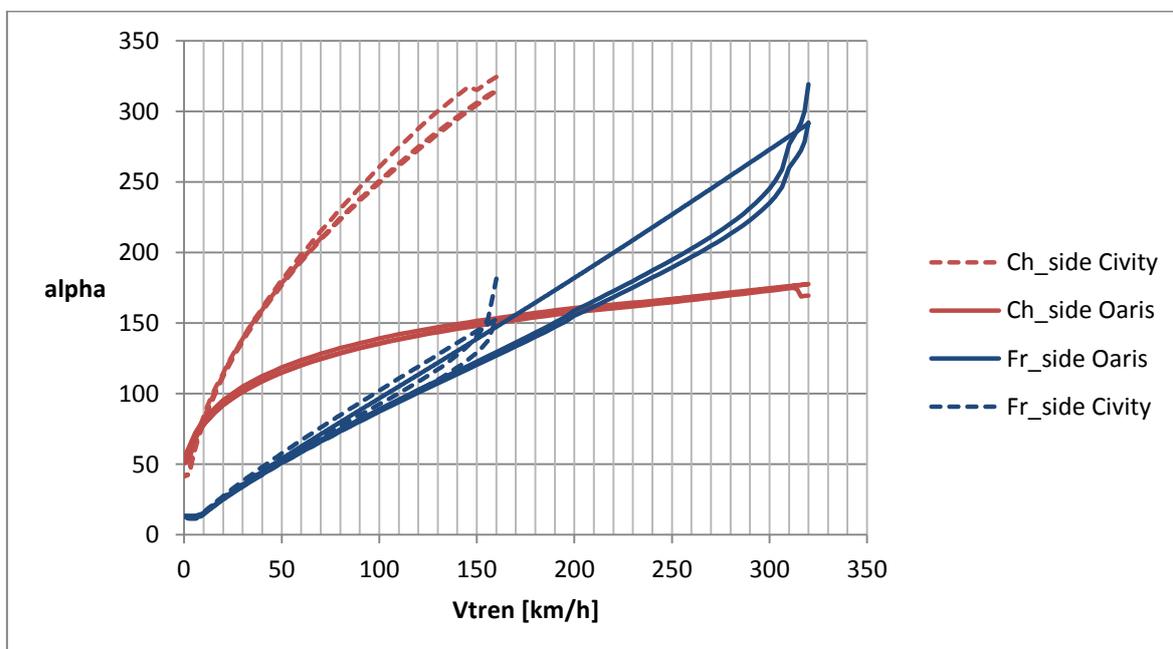


Ilustración 9.9: Comparación entre los coeficientes de la superficie de las aletas y de fricción suministrados para el vehículo Oaris y Civity

En la anterior ilustración se puede ver que los coeficientes de película en la superficie de fricción, varían de forma similar en ambos discos. Por el contrario, en la parte del disco ventilado del Oaris, la convección es inferior al del disco en Civity. Sin embargo, debido a la geometría de ambos mostrada en las siguientes figuras, debería ser al contrario en teoría.

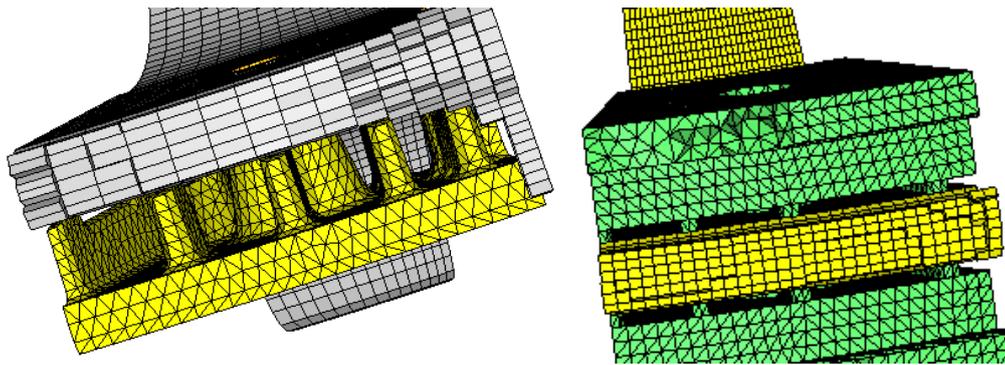


Ilustración 9.10: Imagen del canal entre el disco de freno y la rueda a) Oaris b) Civity

En vista de esto, cabe pensar que los coeficientes suministrados para la simulación tienen en cuenta otros efectos, como por ejemplo la conducción hacia la rueda. Por lo que se ha optado por emplear otros coeficientes para el modelo.

Para ello, se han comparado los coeficientes de película suministrados por el proveedor con los resultados obtenidos del capítulo anterior y los calculados mediante las correlaciones de convección mostradas en el apartado 3.4.3.

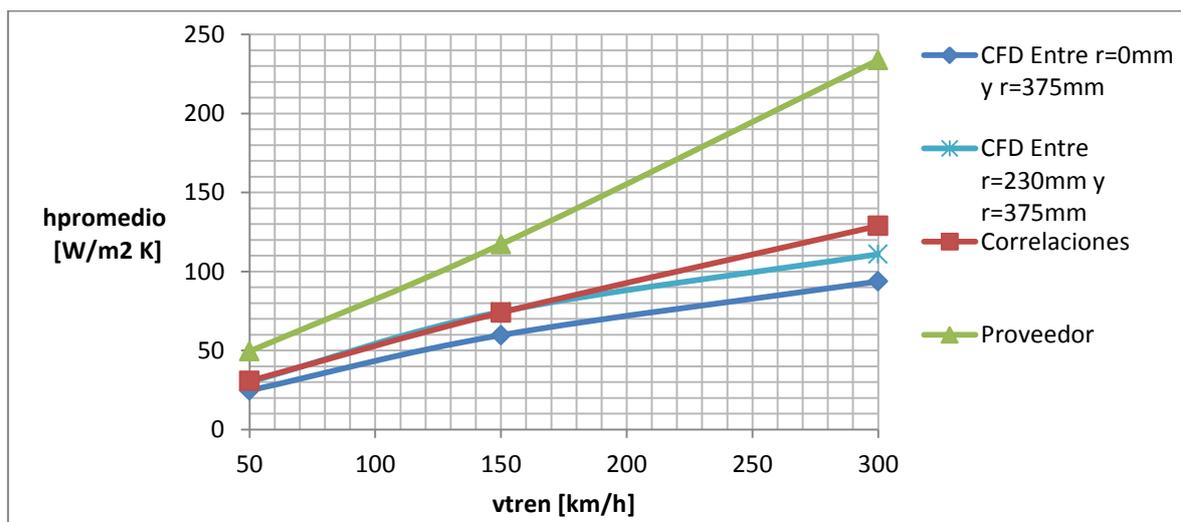


Ilustración 9.11: Comparación de los coeficientes de convección de la superficie de fricción suministrados por el proveedor y obtenidos mediante CFD y correlaciones de bibliografía

En el caso de la superficie de fricción, se puede afirmar que los valores obtenidos mediante la simulación del modelo CFD y los calculados de bibliografía se asemejan más que los coeficientes del proveedor. Por consiguiente, se han empleado los valores promedio obtenidos de bibliografía para la condición de convección de la superficie de fricción.

Respecto al coeficiente de película de la superficie de los canales, no se tiene el modelo CFD realizado con esta geometría, de modo que únicamente se compara con los valores obtenidos de correlaciones (Ec. 3.8).

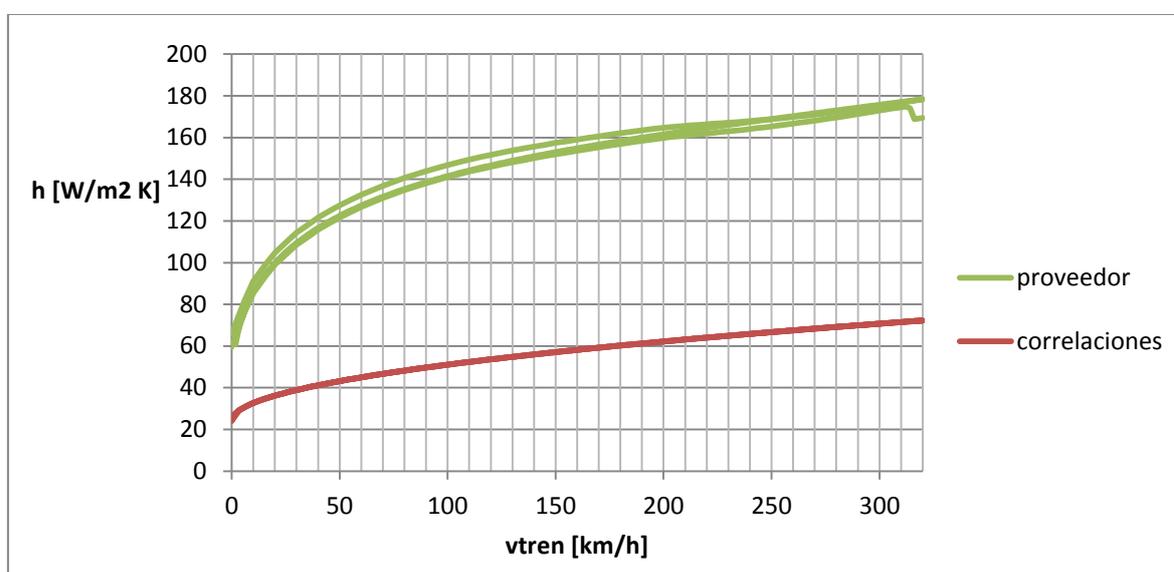


Ilustración 9.12: Comparación de los coeficientes de convección de la superficie de los canales suministrados por el proveedor y calculados mediante expresiones de bibliografía

Tal y como se observa, los valores calculados de correlaciones son proporcionales al suministrado por el proveedor pero muy inferiores. No se tienen valores para la convección de los canales sacados del modelo CFD, por esta razón, se ha decidido utilizar los coeficientes del proveedor modificados con un coeficiente de disminución de 0.4 para ajustar el modelo, basándose en los resultados calculados de la ilustración 9.12.

Referente a la rueda, se tienen valores de convección en función de la velocidad en base a bibliografía de la fuente SNCF. Para cada simulación de secuencia de frenadas, por tanto, se interpolan los valores en función de la velocidad instantánea.

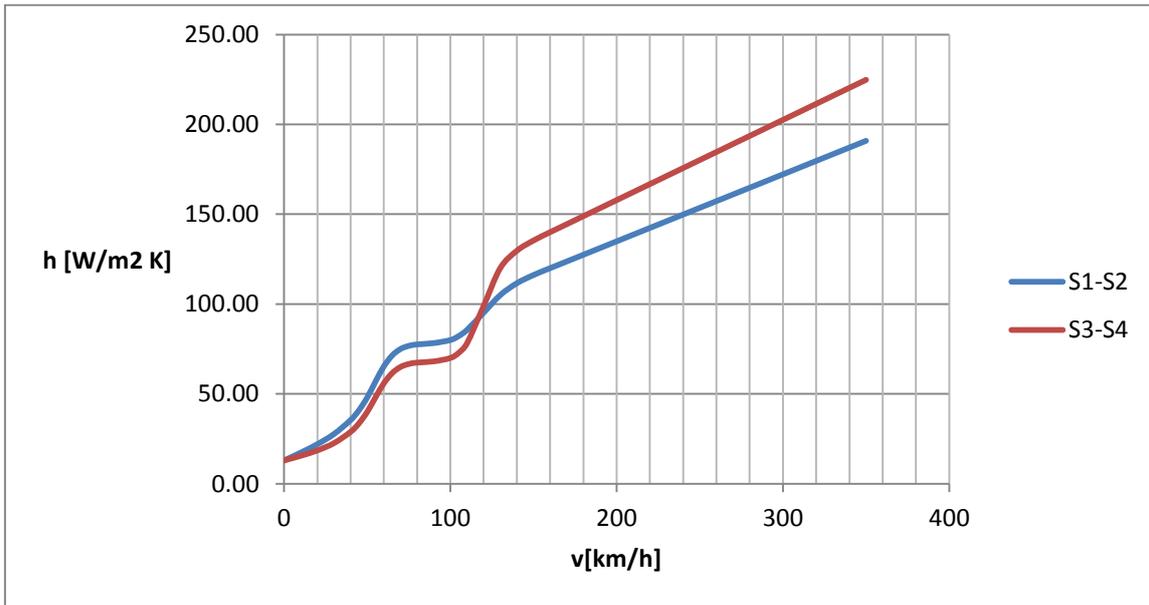


Ilustración 9.13: Coeficientes de película de la rueda en función de la velocidad

Las condiciones de convección se han definido directamente desde Hypermesh, tal y como se explica en el apartado 6.2.2, reduciéndose a las cuatro superficies mostradas en la ilustración 9.14, aplicando a cada una el valor promedio correspondiente.

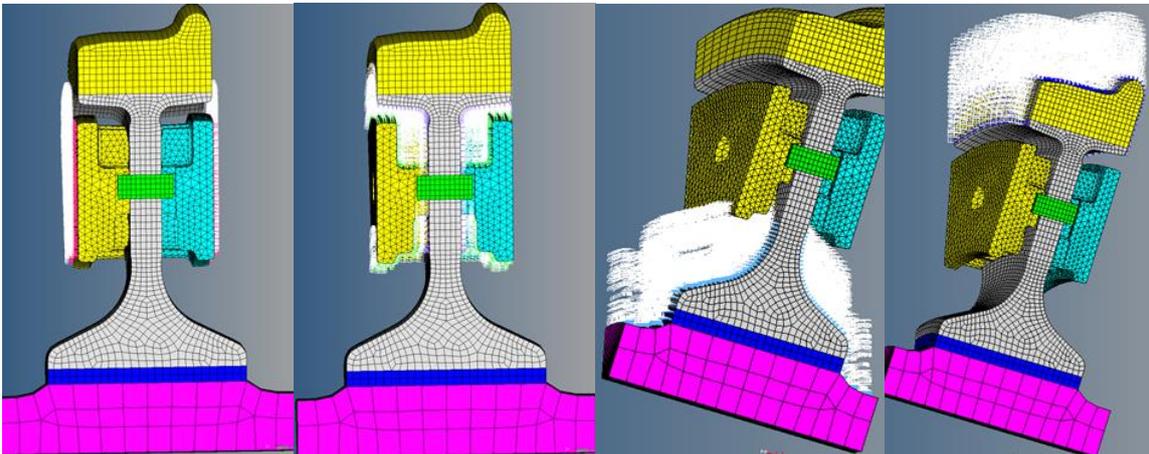


Ilustración 9.14: Condiciones aplicadas de convección mediante Hypermesh a) Superficie de fricción b) Canales c) Rueda S1 d) Rueda S4

9.3.2 Análisis de los datos de radiación

La radiación suministrada por el proveedor está expresada como coeficiente de transferencia de calor. En vista de que en el modelo realizado se quiere emplear un coeficiente de emisividad, se han modificado estos valores.

Despejando el coeficiente de emisividad de la expresión de la ley de Stefan Boltzmann, se tiene la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{h_{rad}}{(T_{sup}^2 + T_{aire}^2) \cdot (T_{sup} + T_{aire}) \cdot \sigma_{Boltzmann}} \quad \text{Ec. 9.1}$$

En este caso, se desconoce la temperatura de superficie empleada para el cálculo. Por esta razón, se han obtenido coeficientes de relación de los datos de h_{rad} con las diferentes temperaturas suministradas por el proveedor.

Tabla 9-7: Coeficientes de relación entre coeficiente de radiación y temperaturas proporcionadas

VALOR DE CORRELACIÓN DE h_{rad} CON DIFERENTES T SUMINISTRADAS	
h rad - Tfric	0.986644737
h rad - Tave	0.853857136
h rad - Tc	0.632959633

Se observa que la dependencia es mayor con la temperatura de fricción, es decir, cuanto mayor es la temperatura de la superficie de fricción, mayor es el coeficiente de transferencia de calor por radiación.

Por tanto, con el coeficiente de transferencia de calor por radiación y viendo que la superficie que más irradia es la de fricción por su alta temperatura, se ha calculado la emisividad de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{h_{rad}}{(T_{fric}^2 + T_{aire}^2) \cdot (T_{fric} + T_{aire}) \cdot \sigma_{Boltzmann}} \quad \text{Ec. 9.2}$$

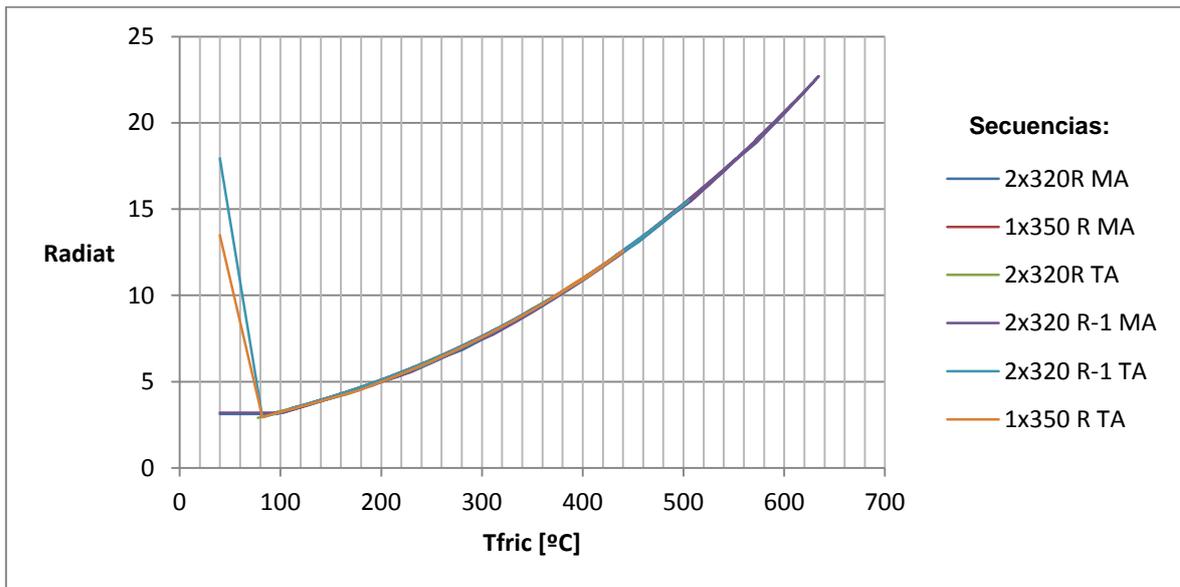


Ilustración 9.15: Variación de la radiación en función de la temperatura de la superficie de fricción en diferentes secuencias de frenada

En comparación a los datos que se tienen del disco Civity, se puede afirmar que el criterio se mantiene, siendo la variación con la temperatura de fricción semejante. Además comparando con los valores de emisividad mostrados en el capítulo del análisis del problema, se puede afirmar que son coherentes. En consecuencia, se emplea una emisividad equivalente al h_{rad} suministrado.

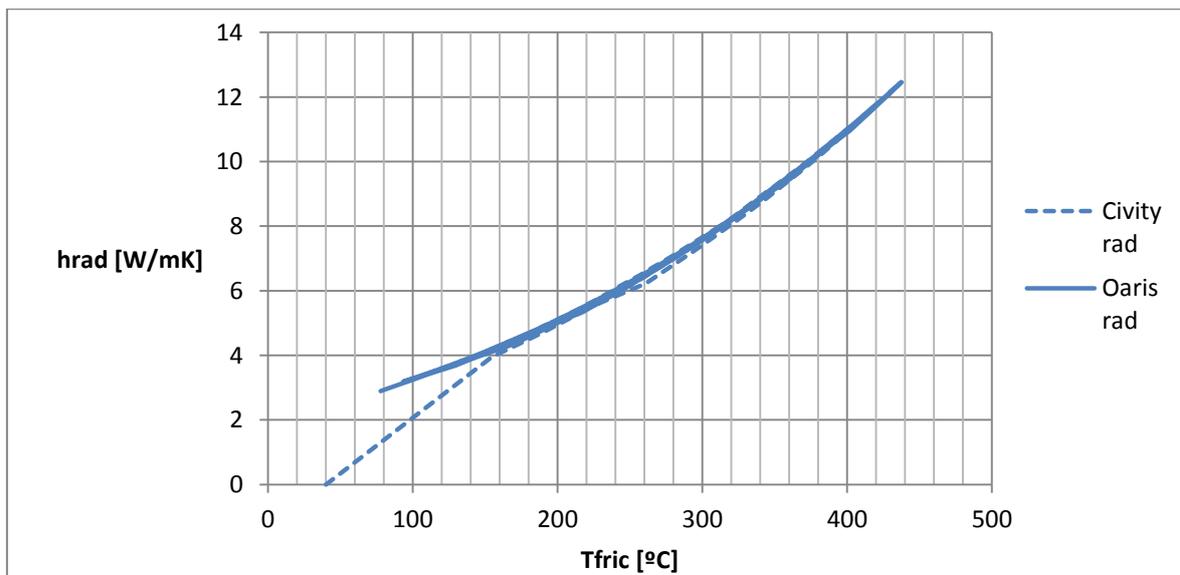


Ilustración 9.16: Comparación entre los valores suministrados para Civity y Oaris de la variación de los coeficientes de radiación en función de la temperatura

9.3.3 Coeficiente de fricción

En cuanto al coeficiente de fricción, tal y como se mencionaba en el apartado 3.4.5, su valor varía en función de la velocidad de deslizamiento y la temperatura de las superficies en contacto. Desde el punto de vista de cálculos, se ha decidido no tener en cuenta esta variación y tomarla como parámetro constante con un valor de 0.3.

En el caso del disco de freno montado en rueda del eje motor, se demuestra en los ensayos dinamométricos que tomar un valor promedio constante de 0.3, cumple las expectativas de los cálculos de freno para aplicaciones de frenadas de emergencia.

Project related tests for motor axle WMD	Assumed c.o.f. for brake calculation	Frendo 570 isobar
TP 3.3.5.1: 2 consecutive EB's, 320km/h, R, MA, Fb=f(m,b@ $\mu=0.30$) (acc 701-32/08-5 LC1)	$\mu=0.30$	$\mu=0.297\pm 0.003$ $\mu=0.303\pm 0.001$
TP 3.3.5.3: 2 consecutive EB's, 320km/h, R-1, MA, Fb=f(m,b@ $\mu=0.30$) (acc 701-32/08-5 LC4)	$\mu=0.30$	$\mu=0.305\pm 0.001$ $\mu=0.297\pm 0.000$ $\mu=0.285\pm 0.004$
TP 3.3.5.5: Emergency Brake, 350km/h, R, MA, Fb=f(m,b@ $\mu=0.30$) (acc 701-32/08-5 LC7)	$\mu=0.30$	$\mu=0.314$ $\mu=0.303$ $\mu=0.294$

3.4.1 Behavior of Frendo 570 isobar under motor axle conditions

- Overall total $\mu_m = 0.31 \pm \sigma=0.028$ according to pad friction maps (motor axle tests only)
- TP 3.3.5.1 / 3.3.5.3 / 3.3.5.5: emergency brake applications 320/350km/h, R/R-1
 - o Average total $\mu_m = 0.30$ fits the expectations of the brake calculation
 - o Acceptable linear characteristic of the instantaneous c.o.f.

Ilustración 9.17: Valores del coeficiente de fricción bajo condiciones del eje motor determinados de ensayos dinamométricos

Sin embargo, para el caso del eje remolque, los coeficientes de fricción obtenidos son ligeramente superiores (alrededor de 0.33) de los tomados en el cálculo. Pero el error que se comete al tomar un valor promedio inferior no es importante para el dimensionamiento térmico.

Project related tests for trailer axle WMD	Assumed c.o.f. for brake calculation	Frendo 570 isobar
TP 3.3.5.2: 2 consecutive EB's, 320km/h, R, TA, Fb=f(m,b@μ=0.30) (acc 701-32/08-5 LC2)	μ=0.30	μ=0.328±0.011 μ=0.323±0.004
TP 3.3.5.4: 2 consecutive EB's, 320km/h, R-1, TA, Fb=f(m,b@μ=0.30) (acc 701-32/08-5 LC5)	μ=0.30	μ=0.336±0.011 μ=0.324±0.011
TP 3.3.5.6: Emergency Brake, 350km/h, R, TA, Fb=f(m,b@μ=0.30) (acc 701-32/08-5 LC8)	μ=0.30	μ=0.342 μ=0.329

3.4.2 Behavior of Frendo 570 isobar under trailer axle conditions

- Overall total $\mu_m = 0.33 \pm \sigma=0.013$ according to pad friction maps (motor axle tests only)
- TP 3.3.5.2 / 3.3.5.4 / 3.3.5.6: emergency brake applications 320/350km/h, R/R-1
 - o Average total $\mu_m = 0.33$, slightly (10%) higher than expected in the brake calculation
 - o Nearly perfect linear characteristic of the instantaneous c.o.f.

Ilustración 9.18: Valores del coeficiente de fricción bajo condiciones del eje remolque determinados a partir de ensayos dinamométricos

9.3.4 Absorción de zapata

Se añade una absorción de la zapata de un 10% debido a que se emplean guarniciones sinterizadas, por tanto el flujo de calor que se debe disipar realmente del disco es el 90% del calor generado. En este caso, es un parámetro proporcionado por el proveedor, pero se observa que entra dentro de los rangos mencionados en el apartado 3.4.6.

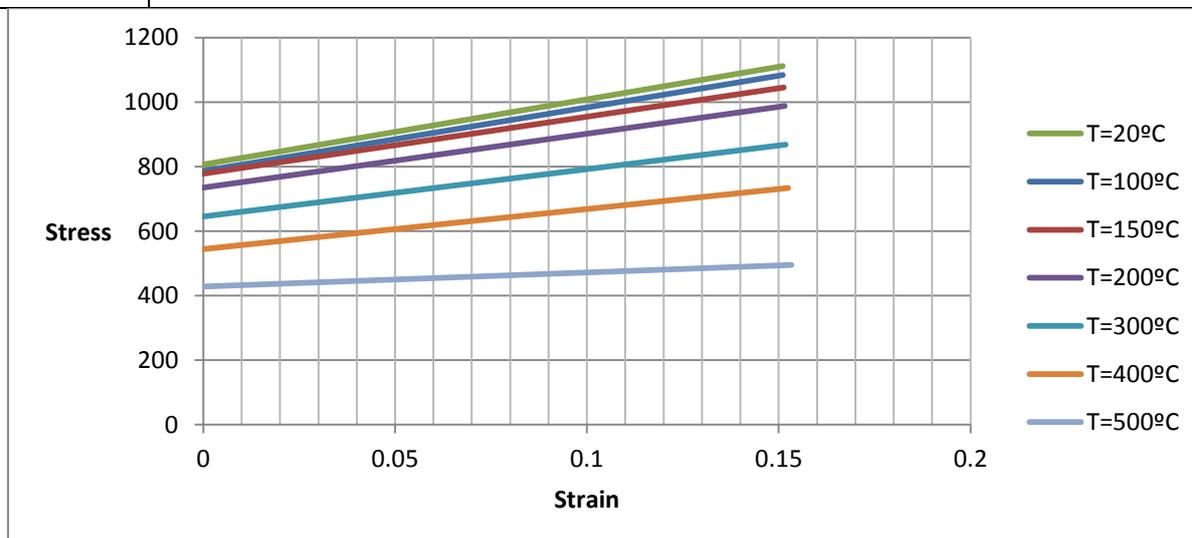
9.3.5 Propiedades del material

El material empleado en los discos de freno es acero, según la especificación del proveedor, pero no se detalla el tipo de acero. En el mercado se emplean diversos tipos de acero con propiedades térmicas y mecánicas muy variadas.

Como punto de partida se ha tomado el material de otro disco de freno de características similares, el Acero 28CrMoV5. Se desconocen valores de las propiedades en función de la temperatura para este acero, sin embargo, han sido estimados basándose en la variación de acero 42CrMo4 del que se tiene esta información. ^[29]

Tabla 9-8: Variación de las propiedades calculadas del acero 28CrMoV5 en función de T

T [°C]	20	100	150	200	300	400	500	600
C [J/kgK]	460,00	477,96		497,92	515,88	534,84	556,79	585,73
k [W/mK]	46 ^[30]	46		45	42.7	40.2	37.6	35.1
ρ [kg/m ³]	7850							
E [Gpa] ^[31]	186.00	181.57		172.71	163.86	155.00		137.29
R0,2 [N/m ²]	800.00	780.00	772.22	730.02	641.05	541.81	427.74	
Su [N/mm ²]	950.00	926.25	893.26	844.44	741.53	626.74	494.79	
Expansión [K ⁻¹]		1.23E-05			1.43E-05	1.50E-05	1.54E-05	1.56E-05
Poisson ν	0.3							

**Ilustración 9.19:** Variación estimada de la curva tensión-deformación del acero del disco de freno para diferentes temperaturas de trabajo

En cuanto al material de la rueda, se ha caracterizado teniendo en cuenta las propiedades de acero de calidad ER8.

Tabla 9-9: Propiedades acero calidad ER8

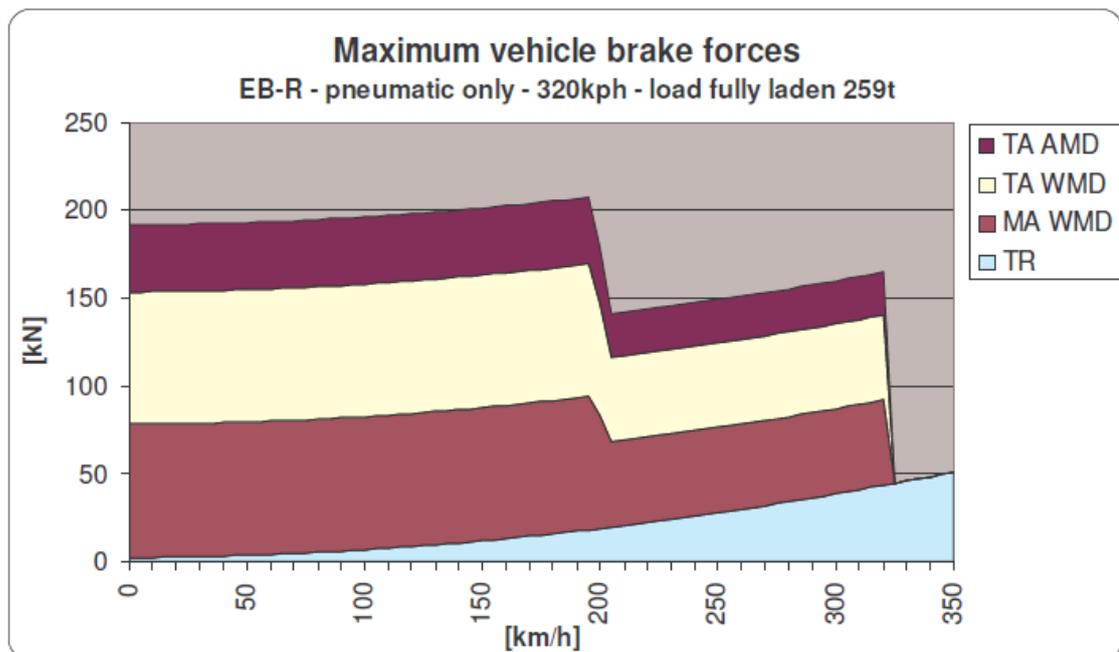
T=20°C	
C [J/kgK]	450.00
k [W/mK]	50
ρ [kg/m ³]	7800
E [Gpa]	207
Expansión [K ⁻¹]	11.8E-6
Poisson ν	0.3

Las propiedades mecánicas de los materiales de los diferentes componentes se han transformado a valores reales (apartado 7.2.4) para poder utilizarlos como dato de entrada en Abaqus.

En el caso estudiado, en las superficies de contacto entre disco y rueda se aplica un lubricante anti-fricción denominado Molykote D-321R. Las propiedades de este material se han determinado teniendo en cuenta que se trata de un lubricante sólido de MoS₂. En consecuencia, se ha aplicado una conductividad térmica de 34.5W/mK y un coeficiente de fricción de 0.1. ^[32]

9.3.6 Resistencia al avance

La resistencia al avance se produce cuando el tren circula a una cierta velocidad y, al igual que la máxima fuerza de frenado del vehículo, varía en función de la velocidad del tren como se muestra en la ecuación 3.10. En los ensayos dinamométricos no se tiene en cuenta este efecto, sin embargo, en trenes de alta velocidad, este valor suele ser significativo y es conveniente su consideración en el diseño.



TA: eje remolque MA: eje motor WMD: disco montado en rueda AMD: disco montado en eje TR: resistencia al avance

Ilustración 9.20: Fuerzas de freno máximas y resistencia al avance en función de la velocidad del vehículo

Analizando los datos de aceleración suministrados por el proveedor para cada simulación (mostrados en el apartado 9.5 de resultados), se observa que manteniendo una fuerza de frenada constante, la deceleración es mayor a velocidades altas. En consecuencia, se confirma que se tiene en cuenta la resistencia al avance del vehículo en función de la velocidad.

9.4 SENSIBILIDAD DEL MODELO TÉRMICO

En vista de que se tiene un gran número de incógnitas del problema, se ha realizado un estudio de la sensibilidad del modelo térmico empleando el disco de Oaris.

A grandes rasgos, variando la conductividad, los coeficientes de convección y la temperatura del aire se tienen los siguientes efectos en la distribución de temperatura:

$$K \downarrow \rightarrow T \uparrow$$

$$h \downarrow \rightarrow T \uparrow$$

$$T_{\text{aire}} \uparrow \rightarrow T \uparrow$$

Teniendo en cuenta las variaciones que se pueden producir, se han realizado los siguientes casos empleando el modelo térmico:

Tabla 9-10: Casos realizados para estudiar la sensibilidad del modelo térmico

CASO	Taire	h	hrad
1	20°C	proveedor	-
2	40°C	proveedor	proveedor
3	Variable en t (40°C-76°C)	proveedor	proveedor
4	Variable en t (40°C-76°C)	Proveedor modificado*	proveedor
5	Variable en t (40°C-87°C)	Proveedor modificado*	proveedor

*Se disminuye en proporción para que hmax sea 250W/m²K

En la figura 9.21 se muestran los resultados obtenidos de la temperatura de la superficie de fricción para cada simulación, en comparación con la distribución de temperatura de cálculo del proveedor. ^[33] Se puede observar que un aumento de temperatura del aire, aumenta directamente el resultado en el disco como cabía esperar. Por otro lado, al reducir los coeficientes de convección, se tiene un enfriamiento menor y en consecuencia, valores de temperatura superiores.

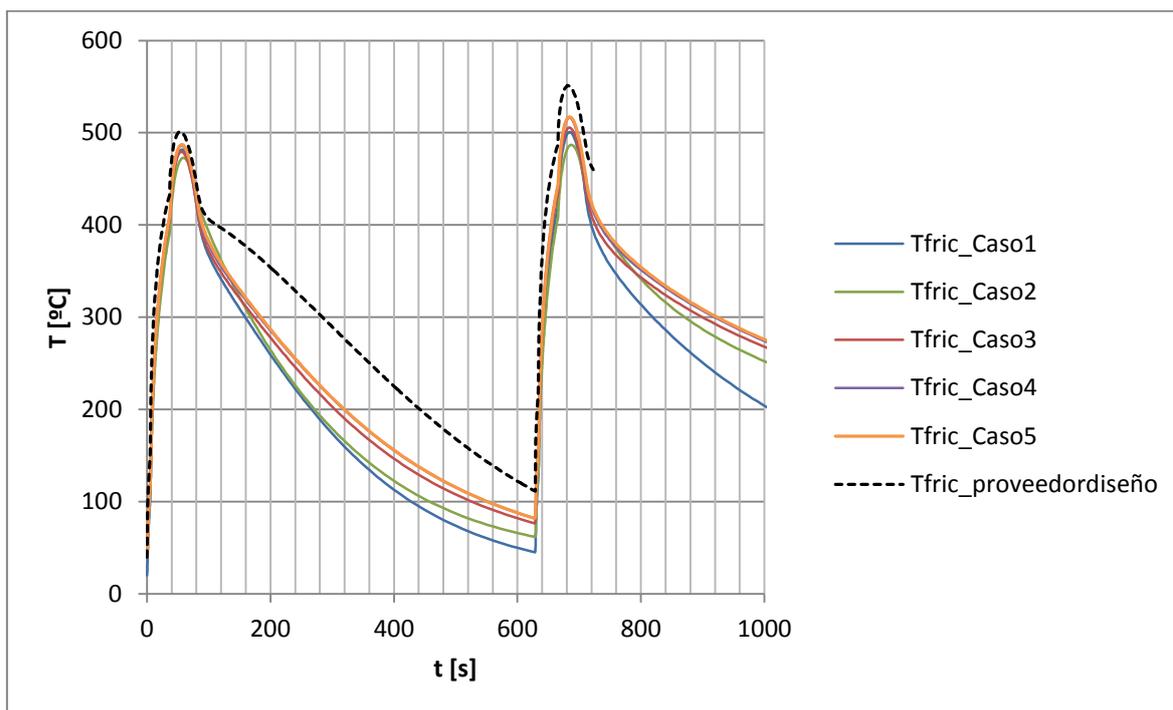


Ilustración 9.21: Variación de la temperatura para cada caso de estudio

Por último se estudia el comportamiento del modelo al aumentar la conductividad térmica del material. Este parámetro influye de manera más concreta en los máximos de temperatura, es decir, en la parte de calentamiento del disco.

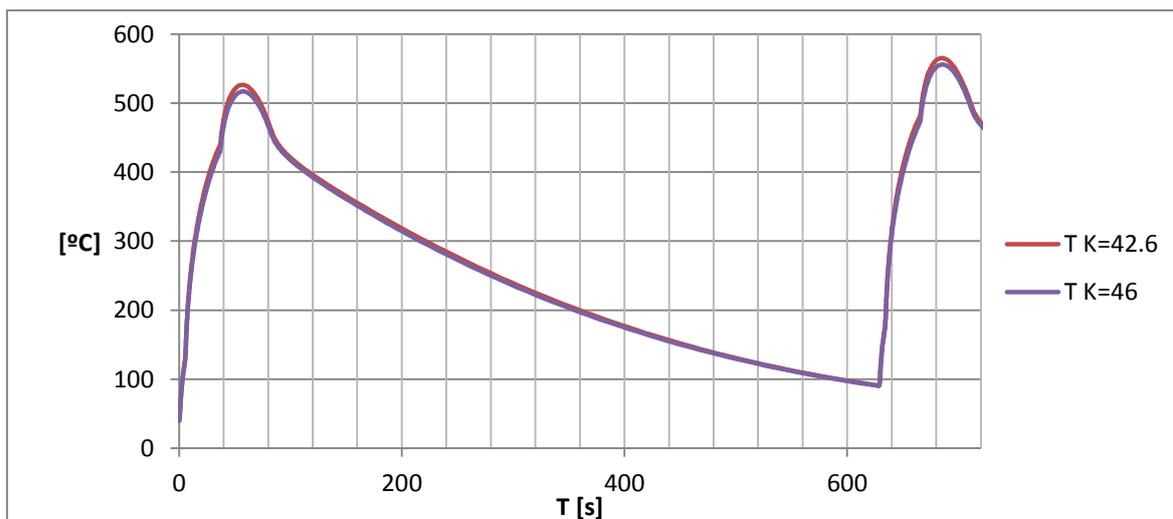


Ilustración 9.22: Variación de la temperatura del modelo térmico para diferentes valores de la conductividad

Por último cabe destacar que, empleando los coeficientes de convección del proveedor en la simulación, las temperaturas obtenidas del modelo son inferiores a las del ensayo dinamométrico. Este hecho, como se ha mencionado en el apartado 9.3.1, viene dado porque no se tiene la suficiente información de los efectos que se tienen en cuenta en estos coeficientes de película.

Todas las variantes que se han calculado han dado como resultado cambios en los valores de la distribución, pero no así en la forma de la curva instantánea de temperatura. Es decir, en la serie de línea discontinua de la ilustración 9.21, se aprecia que el enfriamiento al finalizar la frenada (a partir del tiempo de análisis de 84s) es menos pronunciado que en las simulaciones realizadas. De modo que modificando los parámetros desconocidos, se mantiene la curva pronunciada de la zona de enfriamiento; aumentando o disminuyendo sus valores, pero sin cambiar la variación en esta zona.

9.5 RESULTADOS OBTENIDOS

En este apartado se muestran los resultados obtenidos para cada simulación, los cuales se comparan con los obtenidos en los cálculos de diseño realizados por el proveedor.

Los resultados suministrados por el proveedor, muestran la temperatura en tres puntos distintos y los diagramas de incremento de temperatura-tensión térmica, en la que se muestran los puntos críticos para cada simulación.

En el estudio de la distribución de temperaturas, la norma UIC 541-3 determina que se deben tomar valores con 3 termopares a cada lado del disco ensayado, dispuestos cada 120°.

En el ensayo dinamométrico realizado se aplican seis termopares, tres en cada cara del disco, posicionados en un orificio de 1mm por debajo de la superficie de fricción. Se colocan con una separación de 120° en posición del radio medio y a 40mm por fuera y por dentro del radio medio. Por tanto, a la hora de determinar la temperatura media del modelo de elementos finitos realizado, se cogen seis valores de la superficie de fricción para poder estimar el valor real (T_{fric}).

no	radial position	circumferential position	side
1	40 mm outside from mean radius	0 °	front (PS)
2	radius	0 °	anvil (MS)
3	mean radius	120 °	front (PS)
4		120 °	anvil (MS)
5	40 mm inside from mean radius	240 °	front (PS)
6	radius	240 °	anvil (MS)

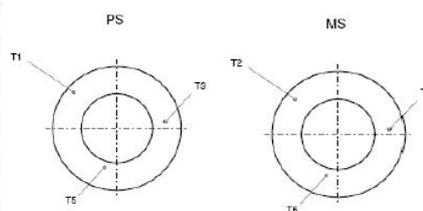


Ilustración 9.23: Representación de la posición de los termopares en el ensayo dinamométrico

En cuanto a las temperaturas de la zona de los álabes (T_{ch}) y la zona intermedia (T_{av}), se ha procedido de la misma forma, tomando 6 valores y calculando un valor medio.

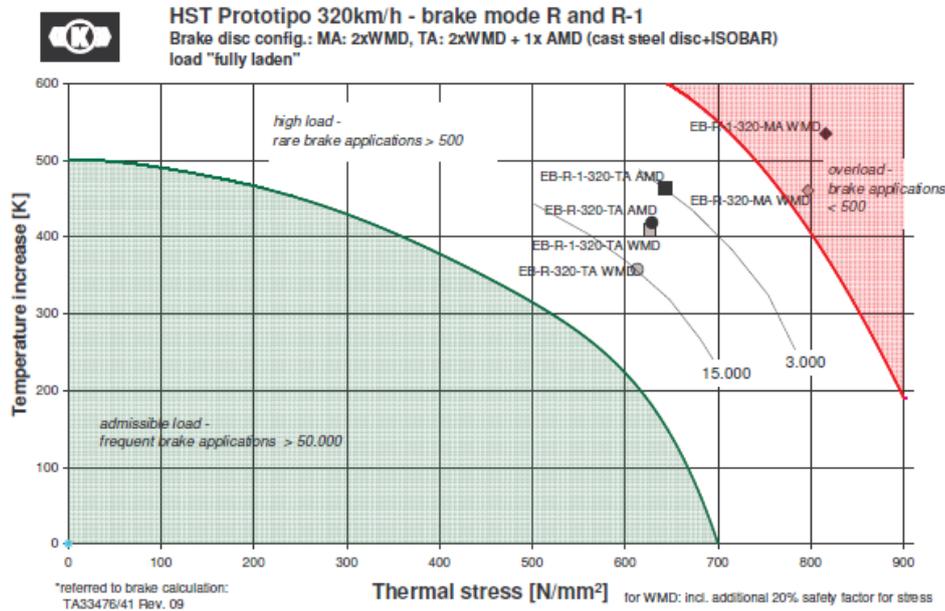


Ilustración 9.24: Gráfico de validación empleado por Knorr-Bremse

A partir de los diagramas de fractura-fatiga, se han obtenido los siguientes puntos críticos para los diferentes análisis que servirán a modo de comparación con el modelo:

Tabla 9-11: Puntos críticos de las distintas simulaciones obtenidos de los gráficos de validación de Knorr-Bremse

	σ_{term} diseño* [N/mm ²]	Incremento T [K]	σ_{term} nominal [N/mm ²]	T nominal [k]
EB-R-320MA WMD	795	462.5	662.5	502.5
EB-R-320TA WMD	615	368.75	512.5	408.75
EB-R1-320MA WMD	815	537.5	679.167	577.5
EB-R1-320TA WMD	625	406.25	520.83	446.25
EB-R-350MA WMD	863.7	510.5	719.75	550.5
EB-R-350TA WMD	668.2	400	556.83	440

*A la tensión de von Mises se le añade un coeficiente de seguridad del 20% para el diseño

9.5.1 Simulación EB R 2x320 km/h MA

Este escenario consiste en dos frenadas de emergencia consecutivas desde una velocidad de 320km/h con el sistema de freno de todos los coches en servicio. En este caso, se analizan los discos de freno montados en la rueda del eje motor (MA).

El proveedor Knorr-Bremse ha suministrado, a petición de CAF para el cálculo de la rueda, los datos de la velocidad instantánea del vehículo, la deceleración, la fuerza de frenado aplicada y la potencia de frenado.

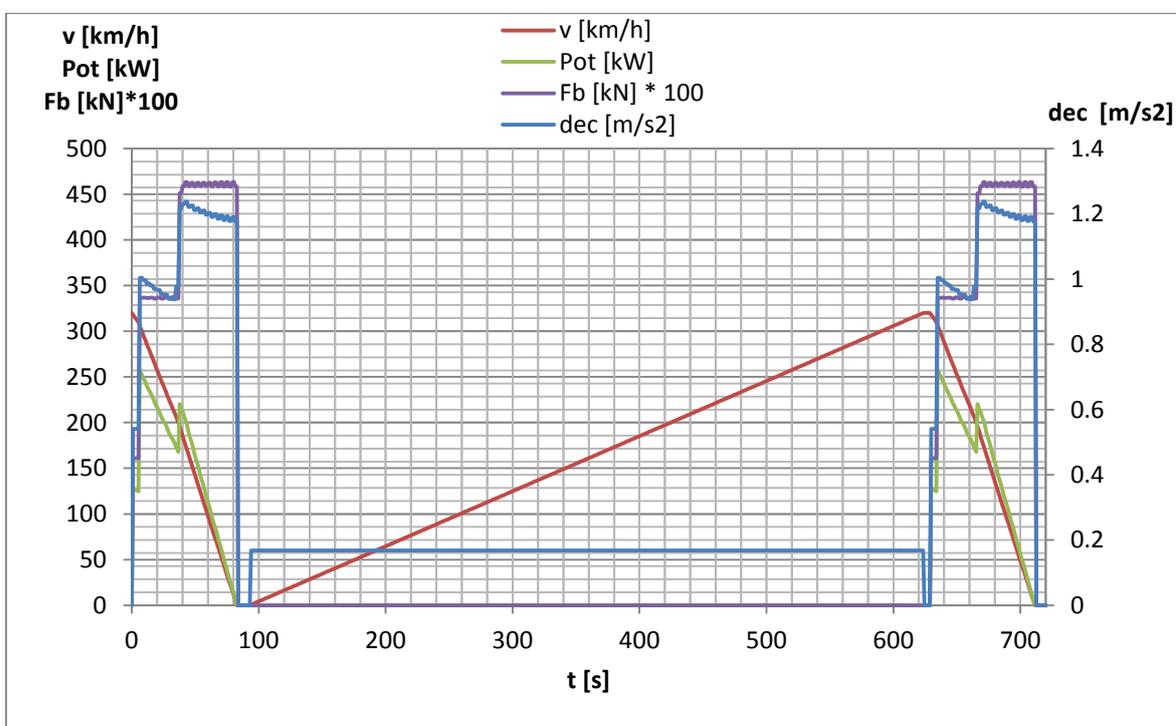


Ilustración 9.25: Representación de los datos suministrados para la simulación EB R 2x320MA del disco del vehículo Oaris

Este último valor se ha transformado en flujo de calor por unidad de área del disco, de manera que se ha dividido la potencia por el área del disco:

$$q_{frenada}(t) = \frac{\gamma \cdot P_{disco}(t)}{A_{fricción}} = \frac{0.9 \cdot P_{disco}(t)}{A_{fricción}} \quad \text{Ec. 9.3}$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación empleados se han obtenido tal y como se ha explicado anteriormente, siendo su variación en función del tiempo la siguiente:

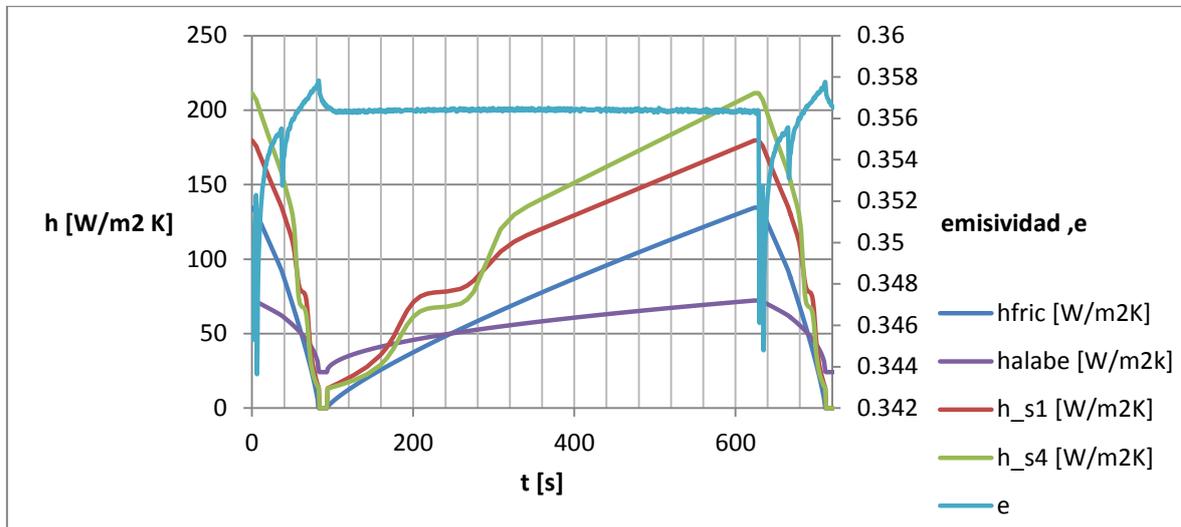


Ilustración 9.26: Datos de partida para la simulación EB R 2x320MA para el vehículo Oaris

Una vez introducidos todos los datos de partida, se ha realizado el cálculo térmico con la siguiente solución de la distribución de temperaturas para una secuencia de frenada.

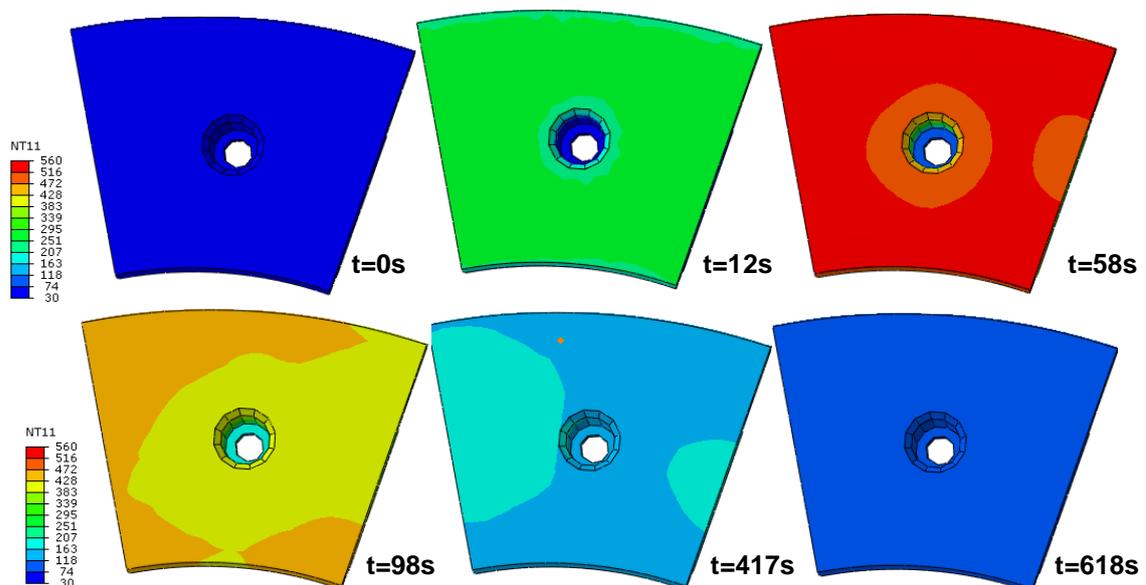


Ilustración 9.27: Distribución de temperatura de la superficie de fricción en diferentes instantes de t para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris

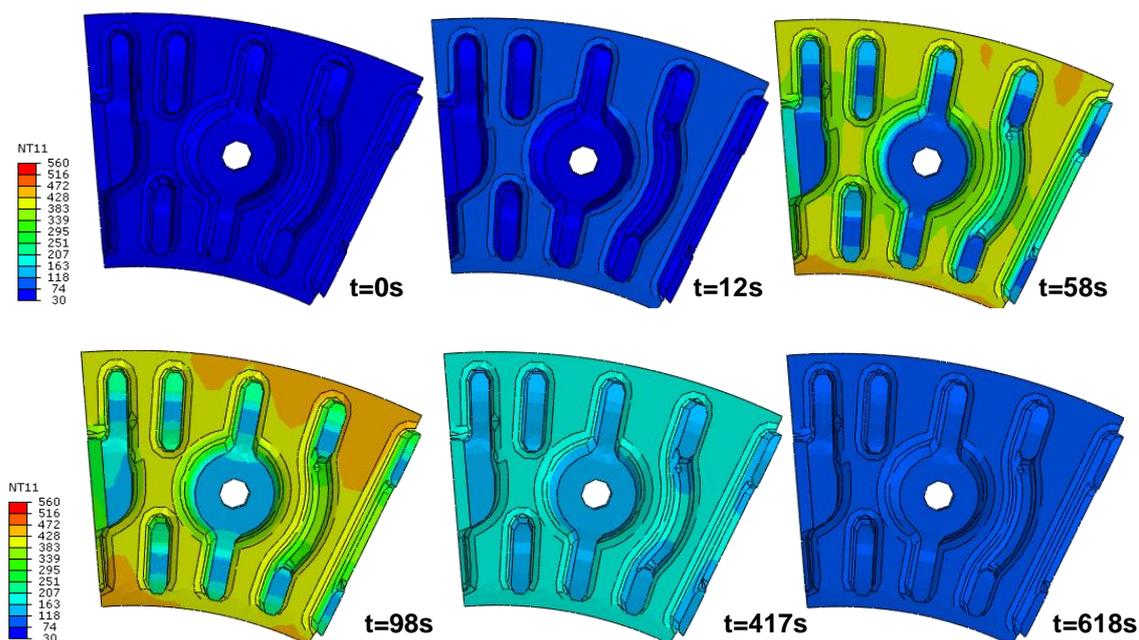


Ilustración 9.28: Distribución de temperatura de la zona en contacto con rueda para diferentes t para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris

Al inicio se tiene una distribución uniforme de temperatura ambiente (40°C) en todo el disco. Al comenzar la frenada, se aplica un flujo de calor en la superficie de fricción (mostrada en la figura 9.14), aumentando de forma considerable su temperatura. Sin embargo, en la zona de contacto con la rueda, este incremento de la temperatura se alcanza en instantes posteriores por la conductividad del acero.

Como se puede observar, la distribución en la superficie de fricción no es totalmente uniforme. Al inicio de la frenada, se crea una zona alrededor del agujero con una temperatura inferior, por la influencia del tornillo pasante. En cambio, una vez que se reduce el aporte de calor ($t=84\text{s}$), la distribución comienza a estabilizarse. Por otro lado, debido al contacto con la rueda, las aletas se mantienen con una temperatura inferior durante todo el análisis, tal y como se observa en la ilustración 9.28.

Con la finalidad de comparar los valores obtenidos con los resultados del cálculo de Knorr-Bremse^[33], se han calculado las temperaturas medias con el criterio de los termopares explicado en el anterior apartado.

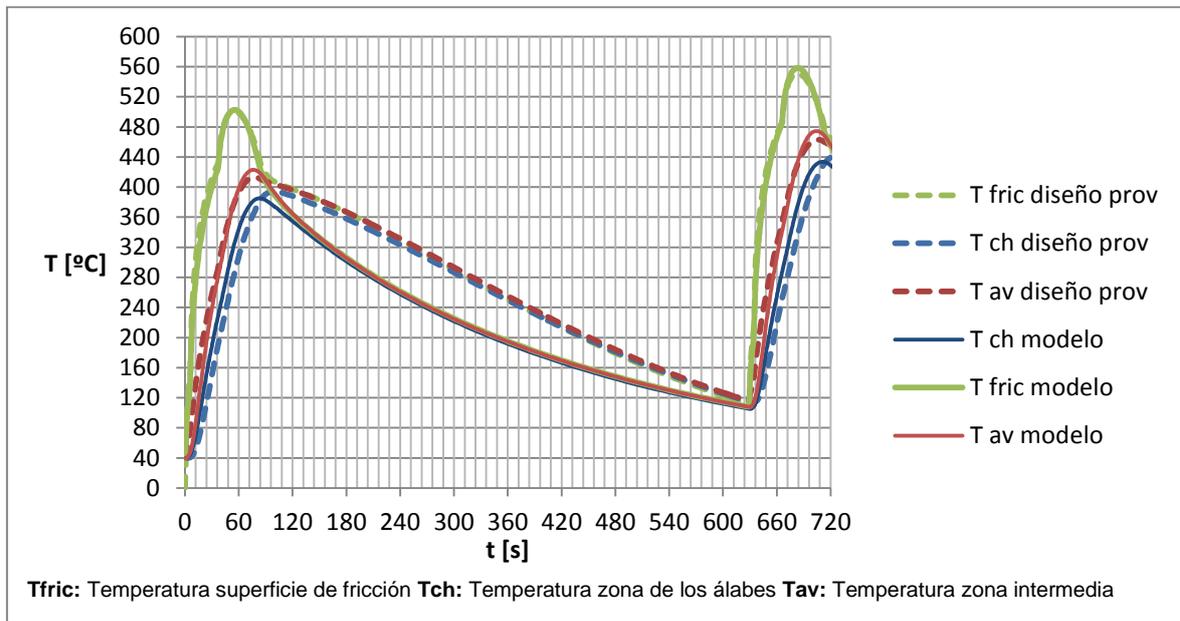


Ilustración 9.29: Variación de temperaturas para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris

Contrastando los resultados con los valores de cálculo del proveedor, se aprecia que en el comportamiento de los valores pico se asemejan con un error menor al 2.6%. En cambio, durante el enfriamiento una vez terminado el frenado, la curva obtenida en el análisis es más pronunciada que la del proveedor. En el apartado 9.4, se había observado esta diferencia llegando a la conclusión de que las variantes estudiadas no corregían este error.

La causa de esta diferencia podría ser la simplificación realizada en el modelo, en la idealización de la zapata. En la realidad, durante el frenado, las guarniciones de freno absorben un porcentaje del flujo de calor generado, por lo que aumentan su temperatura. Al estar en contacto con la superficie de fricción, la disipación de calor al ambiente no es directa y en consecuencia, el enfriamiento no es instantáneo. Cuando se finaliza la generación de calor, las guarniciones de freno dejan de estar en contacto directo, pero su influencia en el disco se mantiene por la radiación emitida.

Otro factor que puede inducir en esta diferencia es que, en el cálculo realizado, los coeficientes de película son solo función de la velocidad y no de la temperatura del aire (están referidos a un valor base del aire exterior). Por tanto, parece razonable que, una vez alcanzado un valor elevado de temperatura en el disco, el flujo de calor disipado por convección sea alto. Sin embargo, en la realidad, debido a que el caudal del aire en la parte del bogie no es muy grande, la temperatura aumentará en el volumen de aire

alrededor del disco. En consecuencia, la disipación de calor que se produce es menor, siendo más lento el enfriamiento.

Por otro lado, en la ilustración 9.29, se observa una tendencia a converger la temperatura al finalizar el proceso de frenado. Este hecho está relacionado con la estabilización de la temperatura del disco cuando la intensidad del flujo de calor desciende.

Una vez resuelta la distribución de temperaturas, se realiza el cálculo mecánico con objeto de obtener la distribución de la tensión de von Mises que se crea debido a los gradientes de temperatura.

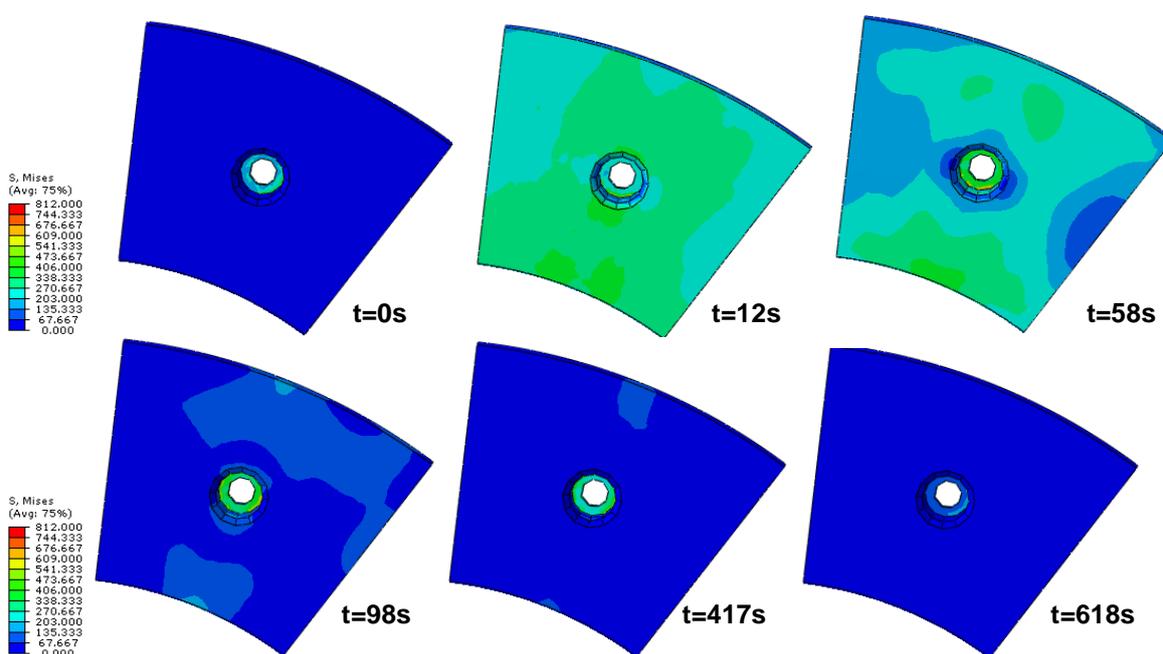


Ilustración 9.30: Distribución de tensión v.M de la superficie de fricción en diferentes instantes de t para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris

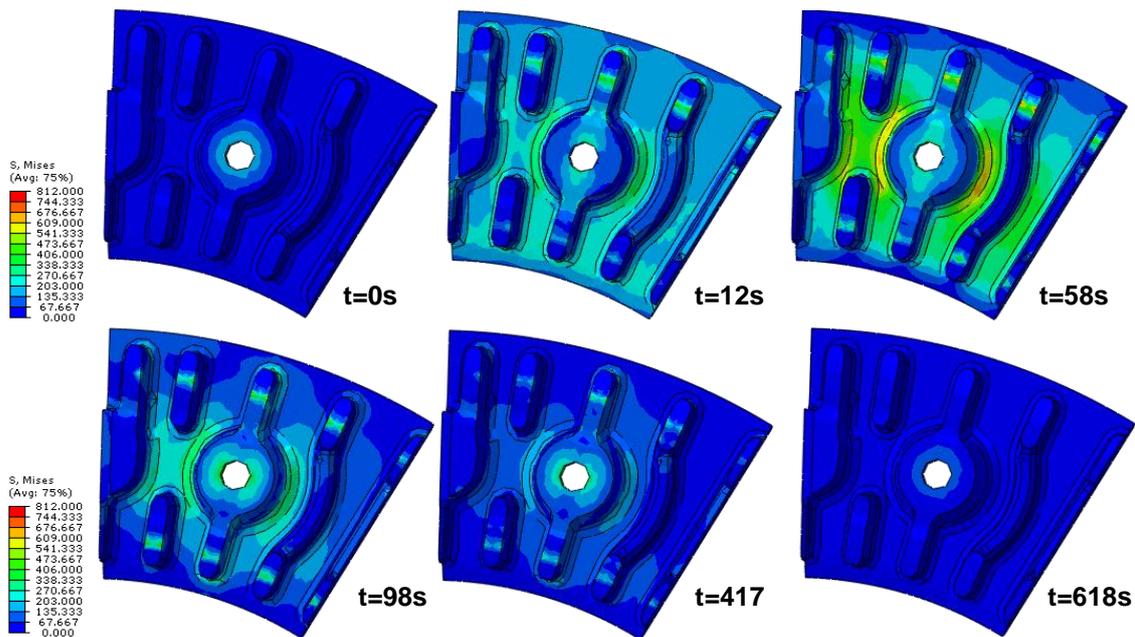


Ilustración 9.31: Distribución de tensión v.M de la zona en contacto con rueda para diferentes t para la simulación EB R 2x320 MA del disco Oaris

Al inicio del análisis, se observa que el disco está sometido a un estado de tensión debido al par de apriete de los tornillos. Cuando comienza la frenada, aparecen tensiones de origen térmico que se acentúan en el contacto de las aletas con la rueda. Además este efecto se puede apreciar en la propia superficie de fricción. Al finalizar el frenado, se muestran tensiones residuales en la zona de apriete del tornillo.

Una vez realizados los cálculos termo-mecánicos, se debe validar el modelo para analizar la zona más crítica del disco de freno. Superponiendo la variación de la temperatura y la tensión para unos nodos aleatorios del disco, se puede visualizar que no ocurren al mismo tiempo los máximos (Ilustraciones II.1-II.2 del Anexo). Este hecho dificulta el estudio ya que encontrar el peor caso de tensión-temperatura no es trivial.

Por esta razón, empleando la primera opción de la macro de Excel, se han representado para cada simulación realizada, todos los puntos de la superficie exterior del disco. La tensión térmica que se ha seleccionado es la tensión equivalente de von Mises con un coeficiente de seguridad adicional del 20%. El incremento de temperatura, por otro lado, se ha obtenido a partir de la temperatura de referencia inicial de todo el sistema de 40°C. El diagrama generado mediante la macro permite representar todos los puntos simultáneamente para estudiar si todos ellos se encuentran en la zona admisible.

En el caso de esta simulación, observando la ilustración 9.32 se puede afirmar que todas las zonas del disco están dentro de los rangos admisibles.

Interpretando detalladamente las zonas más representativas del diagrama mostradas en el Anexo II-A, se aprecia que los puntos del análisis que presentan un rango de tensión mayor que 850MPa se corresponden con los puntos de contacto entre las aletas del disco y la rueda.

La zona del diagrama más próxima a la curva de 500 ciclos (tensión > 750 MPa y $T > 250^{\circ}\text{C}$), coincide con la superficie del disco de la parte intermedia de los canales. Los instantes de tiempo en el que ocurren estos valores son 52.78s y 682.8s de la simulación, que coinciden con los máximos de temperatura de la superficie de fricción (T_{fric}), pero no con los de esta zona (T_{ch}) tal y como se muestra en la Ilustración 9.29.

Comparando con el punto crítico de validación del proveedor, parece razonable pensar que este último rango es la zona equivalente. Cabe destacar que el punto crítico mostrado en la validación del proveedor está por encima de la curva de 500 ciclos, de manera que la secuencia estudiada estaría en zona no admisible. Esto significa que el modelo mecánico realizado obtiene valores menos conservadores que el cálculo del proveedor.

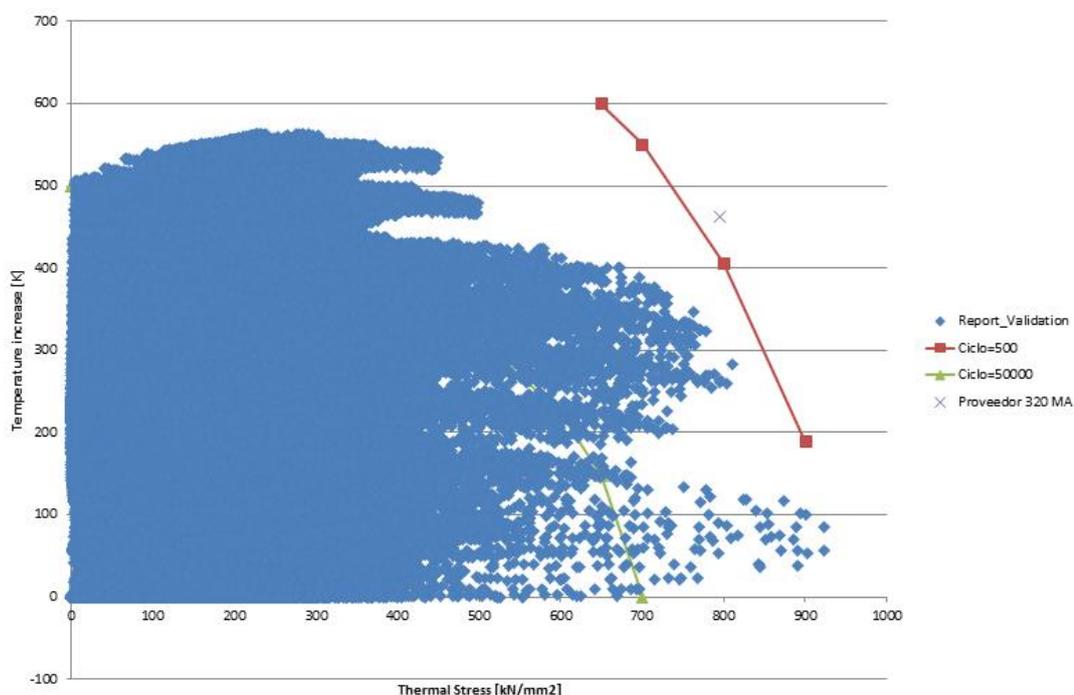


Ilustración 9.32: Diagrama de fractura-fatiga para la simulación EB R 2x320MA del disco Oaris

9.5.2 Simulación EB R 2x320 km/h TA

Esta secuencia consiste en dos frenadas de emergencia consecutivas desde una velocidad de 320km/h con todos los coches en servicio. En este caso, se analizan los discos de freno montados en la rueda del eje remolque (TA).

El proveedor Knorr-Bremse ha suministrado los siguientes datos de partida para el cálculo:

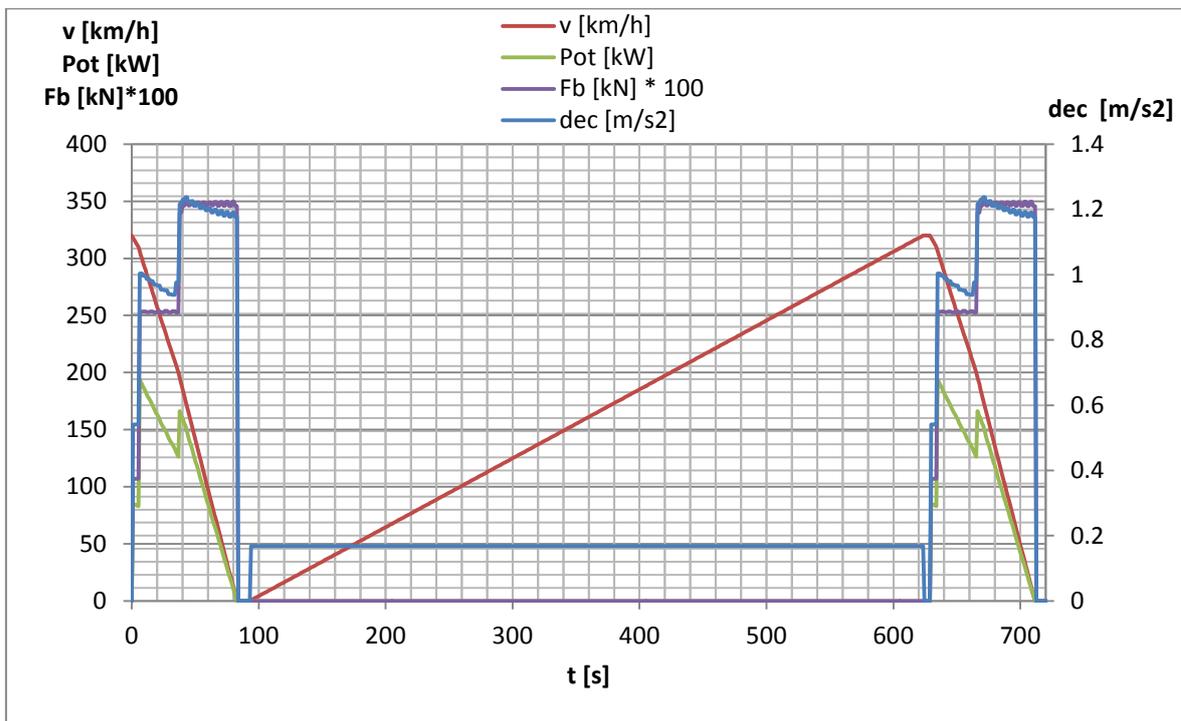


Ilustración 9.33: Datos suministrados para la simulación EB R 2x320TA del disco del tren Oaris

Cabe destacar que las potencias en el caso del eje de remolque son inferiores para cada disco, ya que se dispone además de un disco de freno montado en eje.

Los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación empleados se han obtenido del mismo modo que en la anterior simulación, siendo los valores para cada instante de tiempo los siguientes:

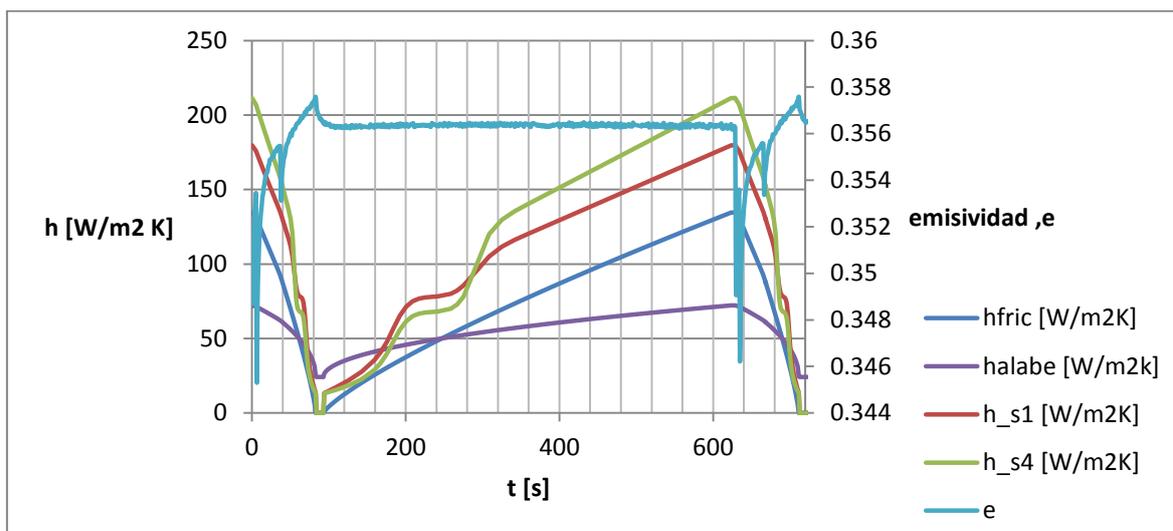


Ilustración 9.34: Datos de partida para la simulación EB R 2x320 TA del disco del vehículo Oaris

Para este análisis se han conseguido los siguientes resultados de temperatura media:

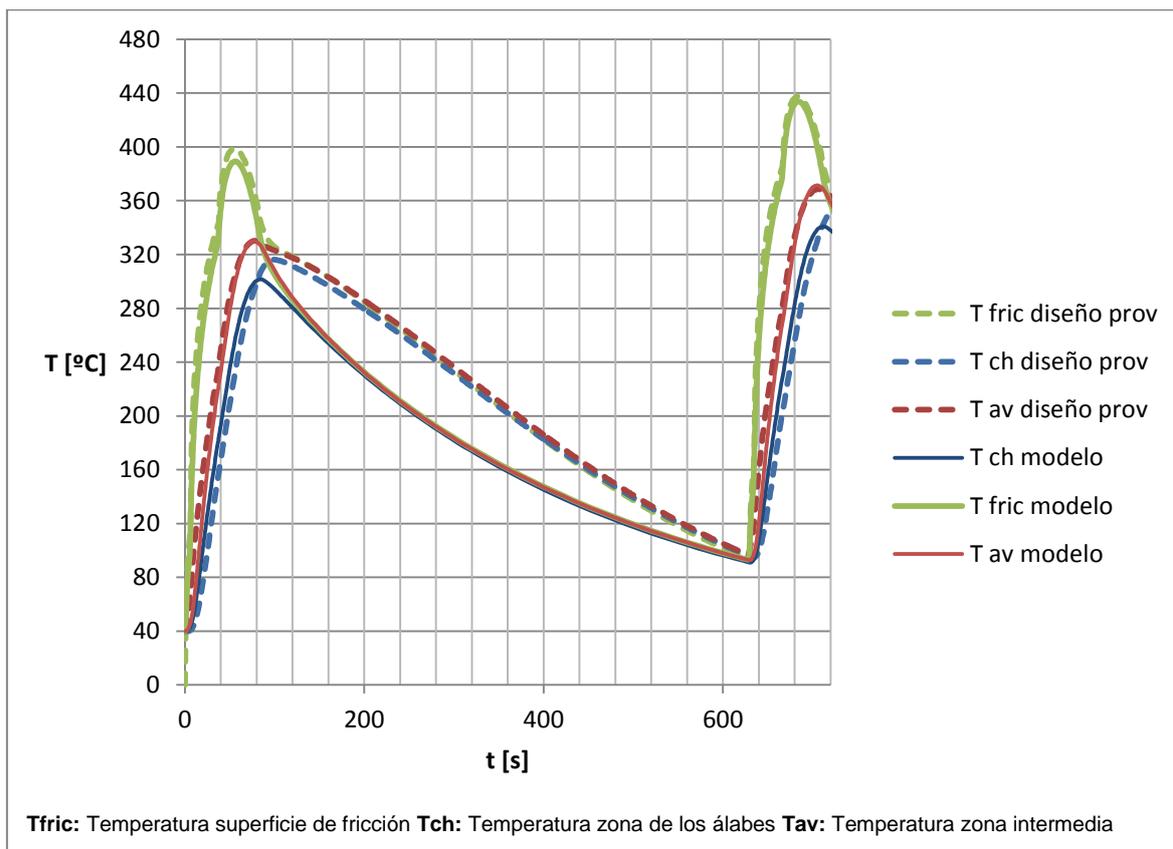


Ilustración 9.35: Variación de temperaturas para la simulación EB R 2x320 TA del disco Oaris

El estudio de los resultados obtenidos en cuanto a la distribución de temperatura sería equivalente al realizado para la misma secuencia en el eje motor (apartado 9.5.1). En esta simulación, el mayor error en cuanto a máximos de temperatura se refiere, se obtiene en la zona de los álabes con un valor menor al 5.7%.

Para este caso no se realiza un estudio detallado de la variación de las distribuciones de tensión durante el análisis porque es análogo al mostrado en las ilustraciones 9. 30-31.

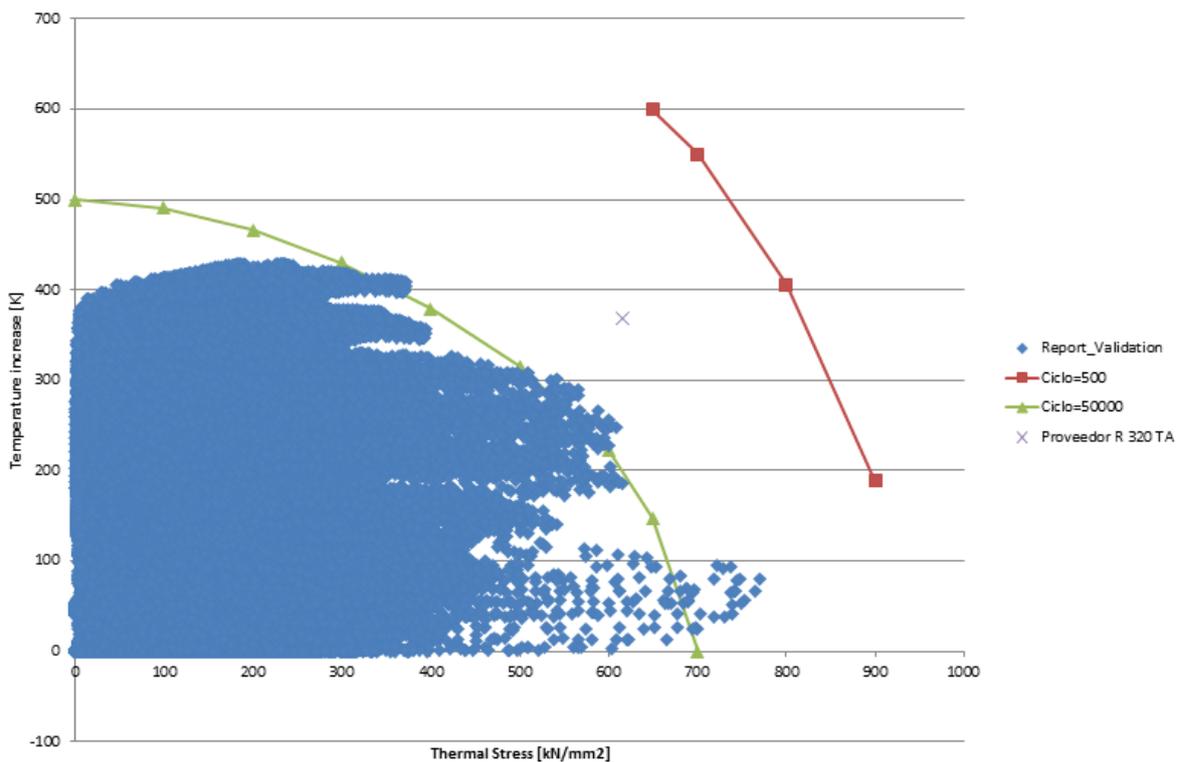


Ilustración 9.36: Diagrama de fractura-fatiga para la simulación EB R 2x320 TA del disco Oaris

Referente al diagrama fractura-fatiga, como cabía esperar este disco de freno está menos solicitado que el del eje motor. En la ilustración 9.36, se puede ver que el punto crítico del disco se encuentra dentro del rango admisible, bien en el caso del proveedor y bien en el modelo calculado.

Realizando un análisis detallado, mostrado en el Anexo II-B.2, se observa que las máximas tensiones se crean en el contacto con la rueda. En cuanto al segundo rango estudiado (tensión > 350 MPa y T > 400°C), se corresponde a la superficie de fricción donde las tensiones térmicas no son muy grandes en comparación al contacto, pero sí las temperaturas (ilustración II-22).

En esta simulación, cabe concluir que el punto crítico elegido por el proveedor también hace referencia al tercer rango donde las tensiones son grandes y las temperaturas medias, siendo el peor caso de fatiga.

9.5.3 Simulación EB R 1x350 km/h MA

Por último, esta secuencia consiste únicamente en una frenada de emergencia desde una velocidad de 350km/h con todos los coches en servicio. En este caso, se analizan los discos de freno montados en la rueda del eje motor.

El proveedor Knorr-Bremse ha suministrado los datos de la velocidad instantánea del vehículo, la deceleración, la fuerza y la potencia de frenado.

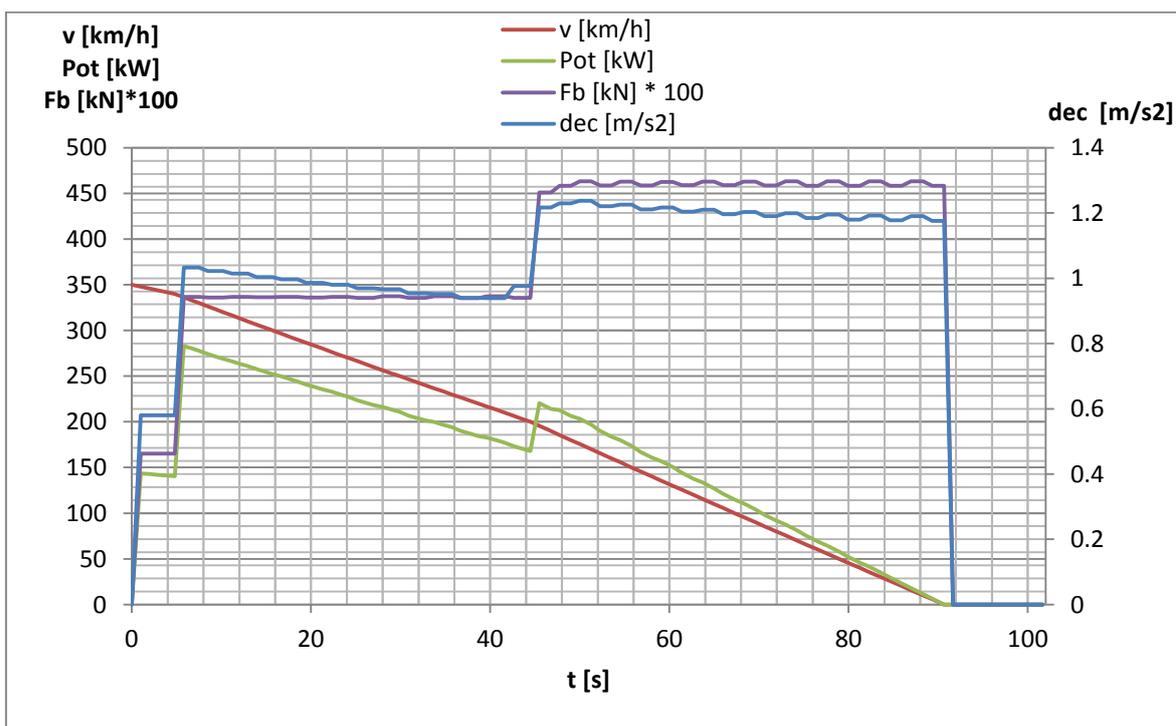


Ilustración 9.37: Datos suministrados para la simulación EB R 1x350MA del disco del tren Oaris

En este cálculo se han utilizado los siguientes datos de convección y emisividad para cada instante del análisis.

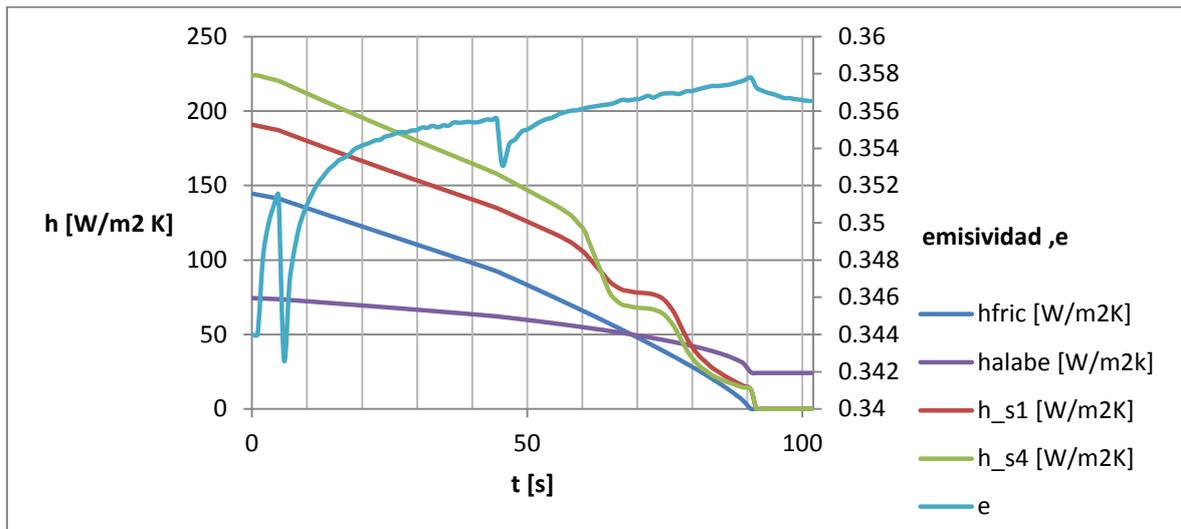
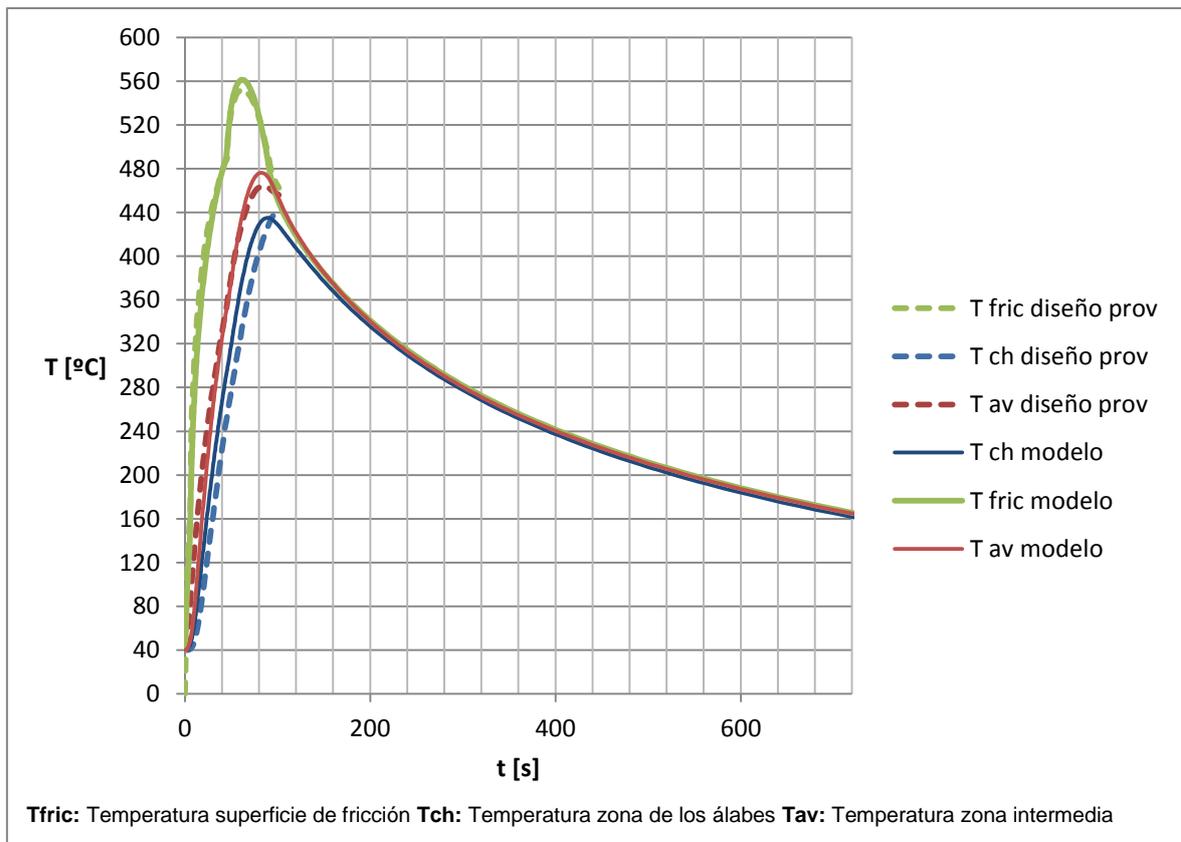


Ilustración 9.38: Datos de partida para la simulación EB R 1x350 MA del disco empleado en Oaris

Para esta simulación no se tienen valores del proveedor de todo el análisis de modo que no se puede visualizar completamente el enfriamiento después del ciclo de frenado.



T_{fric}: Temperatura superficie de fricción **T_{ch}:** Temperatura zona de los álabes **T_{av}:** Temperatura zona intermedia

Ilustración 9.39: Variación de temperaturas para la simulación EB R 1x350 MA del disco en Oaris

Al igual que en las anteriores secuencias, los valores máximos de temperatura de esta simulación se ajustan a los resultados del cálculo del proveedor con un error menor que el 3% para las tres temperaturas medias. En esta secuencia, destacan los valores máximos de temperatura, rondando los 560°C.

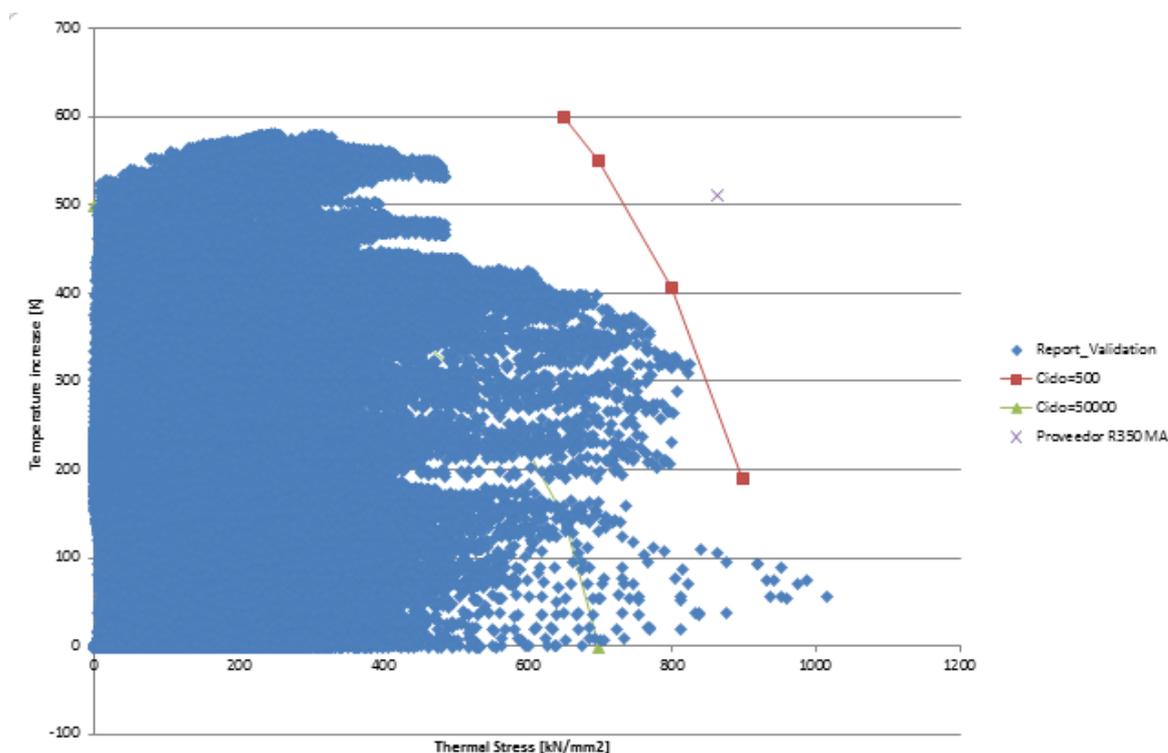


Ilustración 9.40: Diagrama de fractura-fatiga para la simulación EB R 1x350 MA del disco Oaris

En el diagrama de validación, al tener temperaturas más elevadas, el punto crítico aumenta en casi 70MPa de tensión y 50°C de temperatura respecto a la primera simulación realizada. Por lo tanto, estaría dentro del rango no admisible, siendo el número de ciclos muy inferior a los 500.

Debido a las características de esta simulación, empleando la tercera alternativa de la macro de Excel en el rango de tensión y temperatura mínimas de 790MPa y 300°C respectivamente, se ha estudiado el porcentaje de sollicitación del disco en relación a su tensión de fluencia para cada temperatura instantánea.

En las ilustraciones II-37 y II-38 se puede observar que los puntos más cercanos a la línea máxima del rango admisible, empleando las propiedades del Acero 28CrMoV-5, superan el límite de fluencia.

Como conclusión de las simulaciones realizadas para el vehículo Oaris, si se analiza el Anexo II, se puede ver que las zonas de estudio de este disco se corresponden con los mismos nodos consecutivamente en todas las simulaciones. En consecuencia, se tienen localizados los puntos que se deben estudiar con detalle para su validación.

En cuanto a las distribuciones de temperatura y tensión, comparando con informes de cálculos previos proporcionados por los proveedores, se puede concluir que a pesar de observarse algunas diferencias, la metodología desarrollada es válida siempre y cuando se disponga de las características de los materiales.

10. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA EN TREN CIVITY

Civity es la familia de trenes desarrollada por CAF para servicios de cercanías y regionales. Su modularidad permite adaptarse con precisión a las necesidades de los operadores y de los pasajeros ofreciendo altos niveles de confort. Por su velocidad está al límite de los discos de fundición y su validez depende de la configuración de tren (número de inversores, número de coches...) y de la líneas.

10.1 DATOS DE PARTIDA

Se disponen los siguientes datos del vehículo que sirven como punto de partida para el análisis. El tren Civity analizado dispone de cinco coches. En este vehículo tanto el eje motor como el eje remolque disponen de dos discos de freno montados en las ruedas.

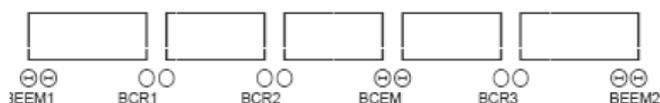


Ilustración 10.1: Esquema de la configuración del vehículo Civity

Las características principales del vehículo se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 10-1: Parámetros de entrada del vehículo Civity

Vehicle- and simulation data		
Number of cars per vehicle	-	5
Number of axles per car	-	3 or 2
Number of discs per trailer axle / motor axle	-	2 / 2
Type of discs trailer axle / motor axle	-	WMD680/390-20 / WMD680/390-20
Disc material trailer axle / motor axle	-	CS / CS
Axle load trailer axle / motor axle (EL4)	kg	16.963 / 17.384
Rotational mass trailer axle / motor axle	kg	555 / 1075
Type of pad trailer axle / motor axle	-	"UIC 400cm ² " flexible sinter
Wheel diameter new	mm	850
Ambient temperature	°C	30 (KB assumption)
V _{max}	km/h	160km/h
Average acceleration	m/s ²	According maximum available traction
Deceleration service braking	m/s ²	1,1
Equivalent deceleration emergency braking	m/s ²	1,1
Waiting time at stop	sec	60 (according track data)
Coefficient of friction dynamic / static	-	0,35 /0,30

Respecto al montaje del sistema de frenado, se tiene que la fuerza axial en cada fijación (tornillos de métrica M14) es aproximadamente de 69kN, según el fabricante del disco, para un par de apriete de 60Nm.

En referencia a las tensiones por interferencia geométrica media entre rueda y eje, se considera un valor de 0.2495mm en diámetro.

Los ensayos de freno de emergencia se diferencian en dos tipos: R (todos los coches en servicio) y R-1 (fallo de un coche). Para cada tipo a su vez, se realizan distintas secuencias de frenada.

En el caso del vehículo Civity, se ha simulado un solo caso de frenada de con todos los coches en servicio: dos frenadas de emergencia consecutivas desde 160km/h en el eje remolque.

10.2 GEOMETRÍA

La metodología empleada para este modelo es semejante a la seguida para el anterior análisis del modelo de disco Oaris. Se emplea un modelo de elementos finitos reducido a un sector, imponiendo a los nodos de las secciones extremas las condiciones de simetría cilíndrica.

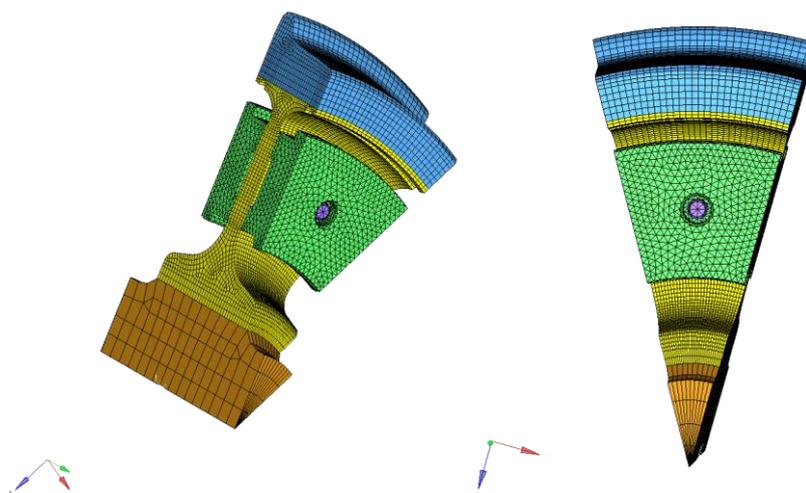


Ilustración 10.2: Modelo empleado para el análisis del disco de freno del tren Civity

Los elementos empleados tanto para el caso térmico como el mecánico se asemejan al modelo anterior.

Tabla 10-2: Malla empleada en el análisis térmico del modelo Civity

MODELO TÉRMICO		TOTAL
Número de elementos DC3D4	21374	4638
Número de elementos DC3D6	360	
Número de elementos DC3D8	27904	
Número de Nodos	39208	

En cuanto al modelo mecánico, los elementos del disco pasan a ser de segundo orden de manera que la malla utilizada se reduce a lo siguiente.

Tabla 10-3: Malla empleada en el análisis mecánico del modelo Civity

MODELO MECÁNICO		TOTAL
Número de elementos C3D4	1000	55038
Número de elementos C3D6	360	
Número de elementos C3D8	33304	
Número de elementos C3D10	20374	
Número de Nodos	74345	

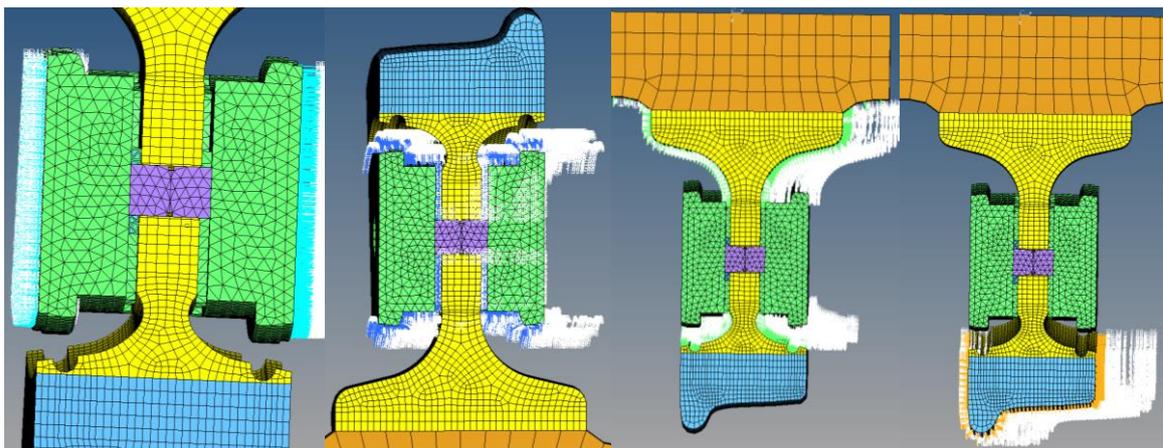


Ilustración 10.3: Condiciones aplicadas de convección mediante Hypermesh a) Superficie de fricción b) Canales c) Rueda S1 d) Rueda S4

En el caso del disco de freno montado en rueda del vehículo Civity, el contacto entre la rueda y el disco de freno, se produce en toda la aleta del disco de freno.

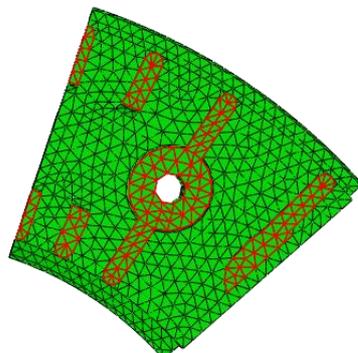


Ilustración 10.4: *Superficies de contacto entre la rueda y el disco de freno*

A la hora de analizar la interferencia entre el eje y la rueda en el caso del vehículo Civity, se procede del mismo modo que en el apartado 9.2. Se añaden ligaduras auxiliares al modelo mediante un nodo con movimiento en el eje Y restringido en el disco, en la rueda y en el pasador. Por otro lado, se aplican ligaduras permanentes para evitar el movimiento del eje.

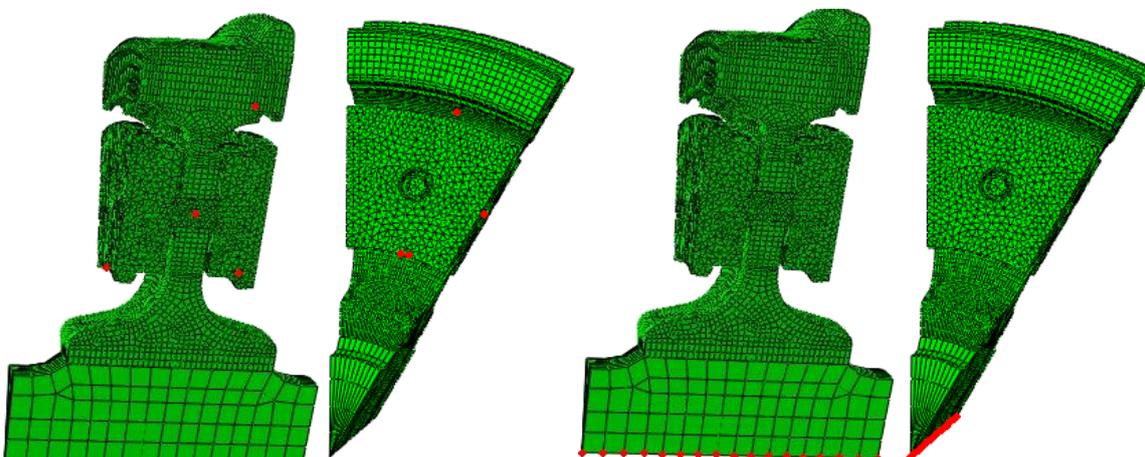


Ilustración 10.5: *Ligaduras aplicadas en el conjunto de disco de freno, rueda y eje del vehículo Civity a) Ligaduras auxiliares b) Ligaduras permanentes*

Al emplear un sector de todo el modelo, se aplican condiciones de simetría de revolución en los nodos de cada lateral, mostrados en la ilustración 10.6.

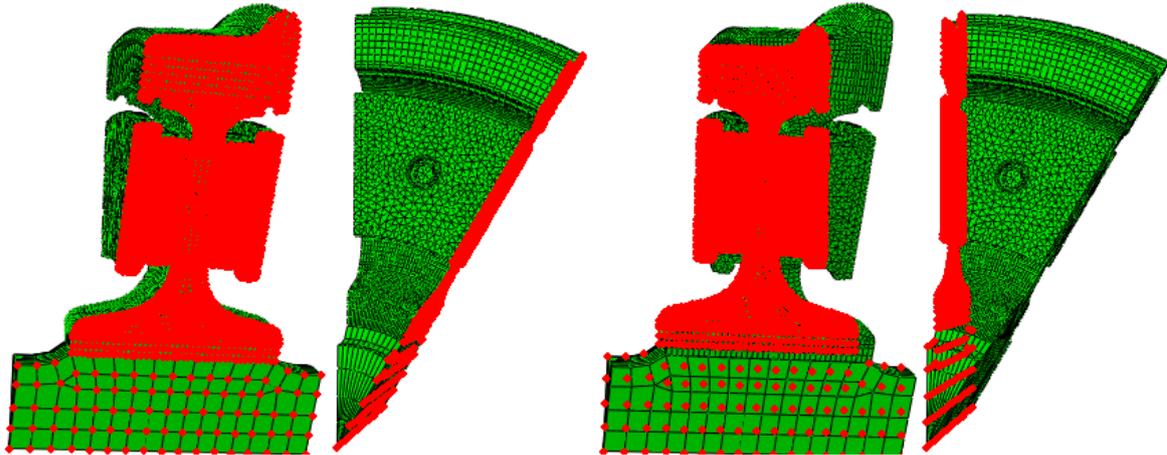


Ilustración 10.6: *Nodos en los que se aplica la condición de simetría del modelo de rueda y disco de freno del vehículo Civity*

10.3 PARÁMETROS APLICADOS AL MODELO

10.3.1 Coeficientes de convección y radiación

En el caso del disco de freno del vehículo Civity, el cálculo de los coeficientes de convección ha sido semejante al del disco del tren Oaris. El valor promedio de la convección en la superficie de fricción se ha calculado para un diámetro menor por la propia geometría del disco de freno.

El cambio más significativo de esta aplicación se ha realizado en los coeficientes de película de la zona de contacto con la rueda. Tal y como se había analizado en la el apartado 9.3.1, la convección suministrada por el proveedor es muy grande para la geometría del disco. En este caso, se ha empleado la misma correlación empírica que para el caso anterior, pero los valores calculados son muy inferiores por la sección del canal que se tiene.

Referente a la radiación, ha sido calculada de los valores dados por el proveedor Knorr-Bremse empleado la ecuación 9.2.

Para la disipación de la rueda, se han interpolado los valores obtenidos de anteriores cálculos (figura 9.13) en función de la velocidad instantánea.

10.3.2 Coeficiente de fricción

En la especificación del proveedor (tabla 10-1) se muestra el coeficiente de fricción empleado para el cálculo, siendo un valor constante en todo el análisis. Para el caso del disco de freno en Civity, no se tiene información de ensayos dinamométricos en los que se estudia en profundidad este parámetro. Por lo que no se puede realizar una comparación de su variación cuando está sometido a diferentes condiciones ambientales.

10.3.3 Absorción de zapata

Las guarniciones empleadas son de tipo “UIC 400cm²” sinterizadas, de modo que se aplica un 10% de absorción especificado en la información suministrada por el proveedor, a petición de CAF para el cálculo de la rueda.

10.3.4 Propiedades del material

Debido a las secuencias de frenada que sufren los discos de freno de este vehículo se puede intuir que el acero empleado puede ser distinto al del disco del Oaris. A falta de ensayos de caracterización de las propiedades del material e información, se han empleado las mismas propiedades que en la anterior aplicación.

10.3.5 Resistencia al avance

Debido al avance del vehículo se generan unas fuerzas contrarias de resistencia que ayudan en la frenada. Este efecto es mucho menor en el caso del vehículo Civity porque la velocidad máxima es la mitad del de Oaris. .

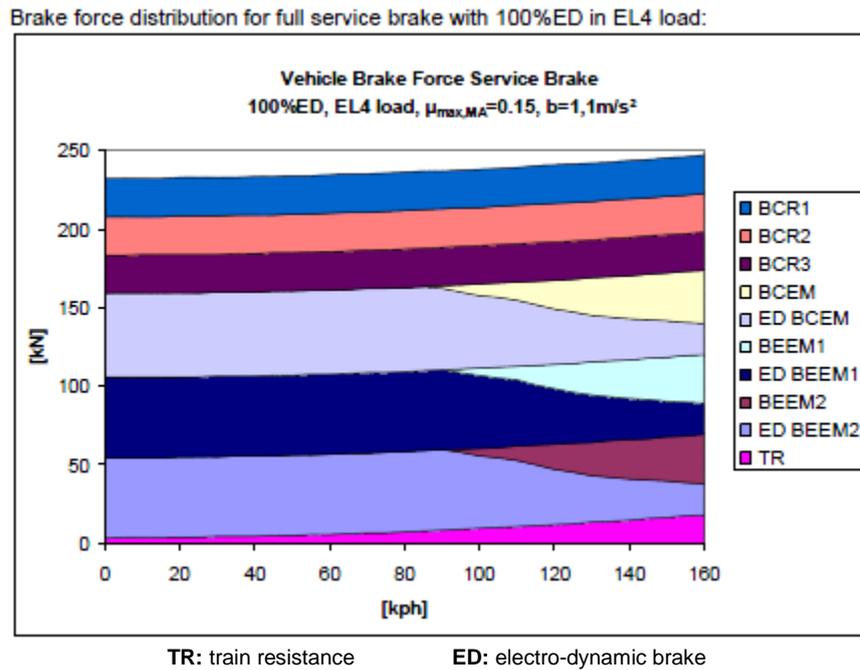


Ilustración 10.7: Fuerzas de freno máximas y resistencia al avance en función de la velocidad del vehículo Civity^[34]

Aun siendo menor se ha tenido en cuenta en los cálculos realizados ya que favorece el frenado del vehículo y como se verá en los datos de partida, aplicando una fuerza de frenado constante, la deceleración es mayor a velocidades altas. Por lo que se tiene la influencia de la resistencia al avance de forma indirecta con los valores de aceleración suministrados.

10.4 RESULTADOS OBTENIDOS

10.4.1 Simulación EB R 2x160 km/hTA

Esta secuencia consiste en dos frenadas de emergencia consecutivas desde una velocidad de 160km/h con todos los coches en servicio. En este caso, se analizan los discos de freno montados en la rueda del eje remolque (TA).

El proveedor Knorr-Bremse ha suministrado los datos de la velocidad instantánea del vehículo, la deceleración, la fuerza de frenado aplicada y la potencia de frenado.

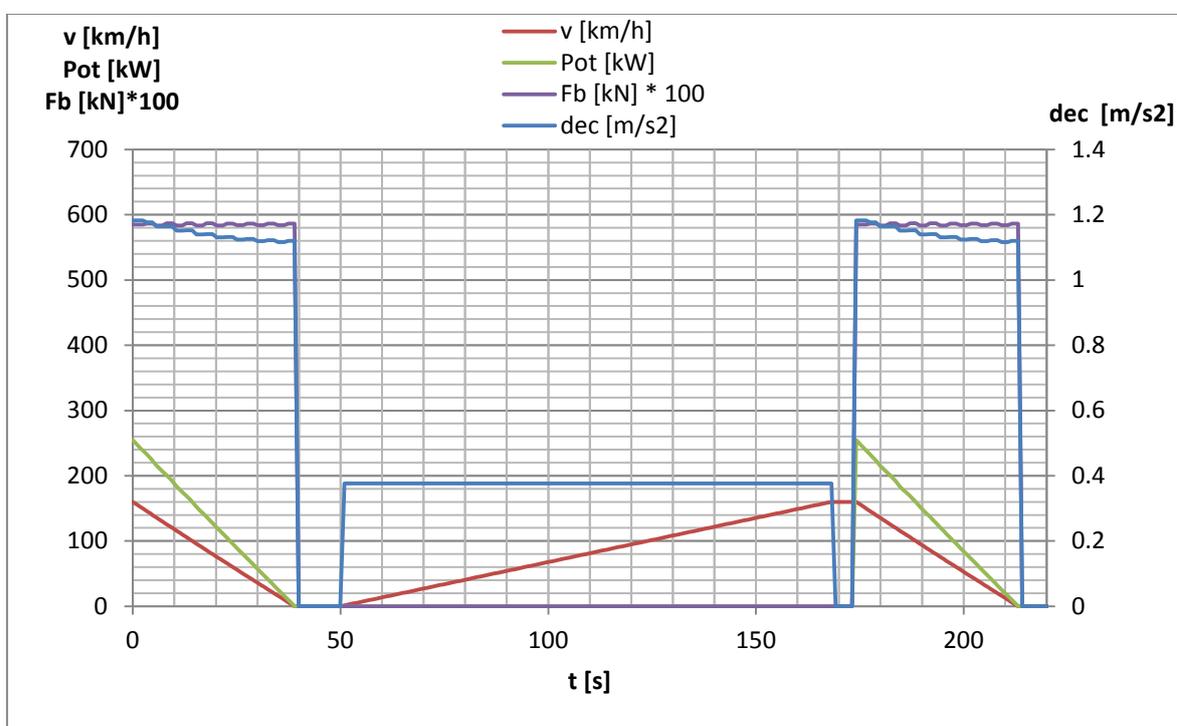


Ilustración 10.8: Datos suministrados para la simulación EB R 2x160 TA del disco en tren Civity

Se aprecia que al ser la velocidad de la simulación de 160km/h, no se realizan dos etapas de aplicación de la fuerza de frenado. Es decir, desde el inicio de la frenada se añade la fuerza máxima.

En la siguiente ilustración se grafican conjuntamente los valores calculados de convección y radiación para las diferentes superficies:

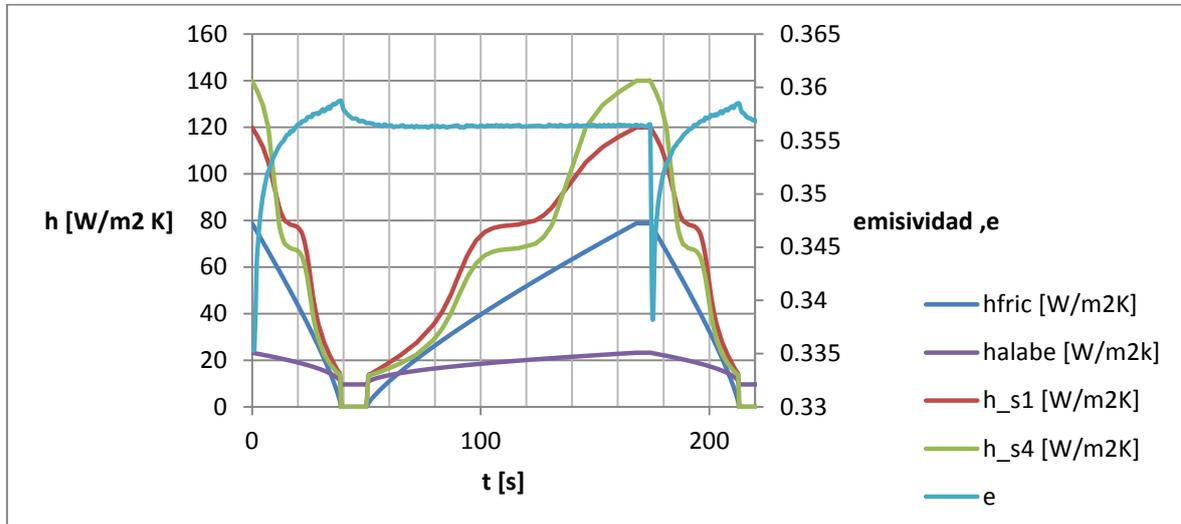


Ilustración 10.9: Datos de partida para la simulación EB R 2x160 TA del disco del vehículo Civity

Aplicando los anteriores datos de partida, se ha calculado el modelo térmico llegando a las siguientes distribuciones de temperatura en el disco.

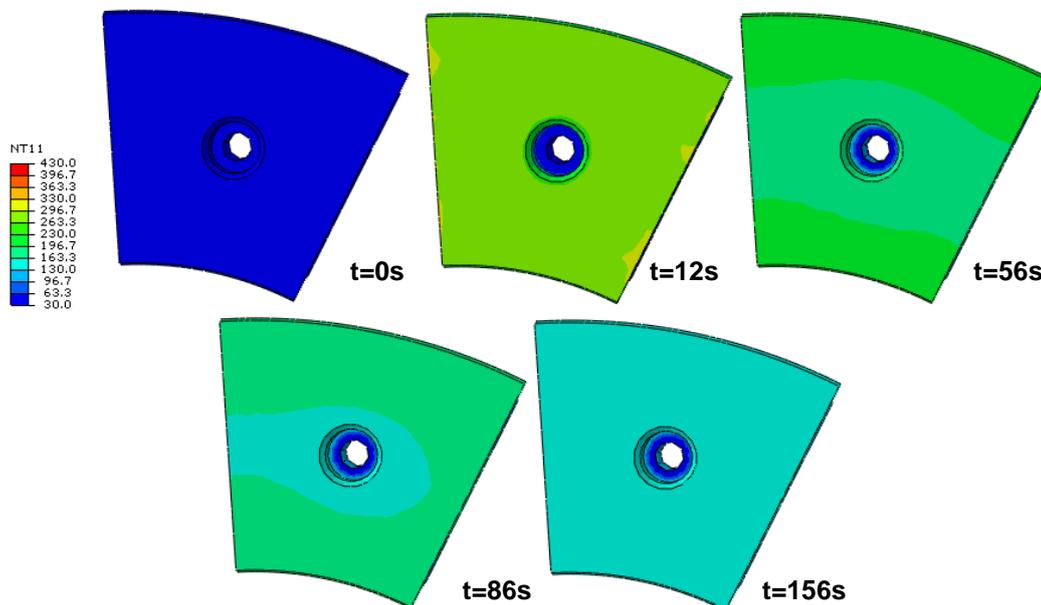


Ilustración 10.10: Distribución de temperatura de la superficie de fricción en diferentes instantes de t para la simulación EB R 2x160 TA del disco en Civity

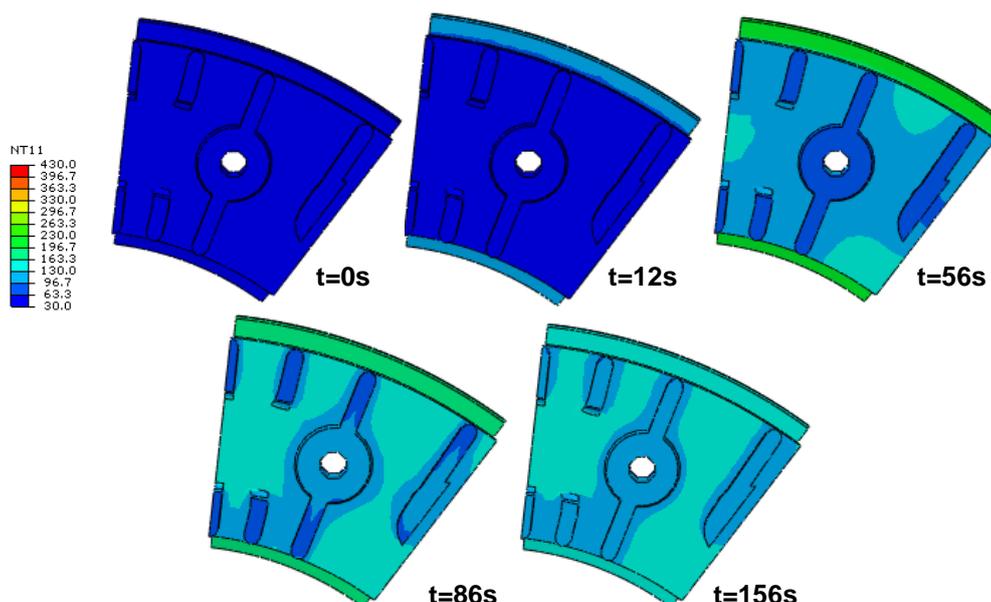


Ilustración 10.11: Distribución de temperatura de la zona en contacto con rueda para diferentes t para la simulación EB R 2x160 TA del disco de acero de Civity

El estudio comienza con una temperatura de 40°C en todos los componentes del sistema de freno. Cuando comienza la frenada, cuando se genera el flujo de calor, la temperatura de la superficie de fricción se eleva y comienza la transferencia de calor por conducción hacia el interior del perfil. A su vez, se disipa por convección pero al transcurrir en un tiempo reducido, la temperatura sigue aumentando. Como en el caso del disco Oaris, se crean discontinuidades de temperatura en la zona que rodea el tornillo, hasta que se deja de aplicar calor y se uniformiza. Por la influencia de la rueda, la temperatura del disco en contacto se mantiene a una temperatura inferior al resto del disco de freno, como se puede observar en la ilustración 10.11.

Se han obtenido las temperaturas medias, con la finalidad de comparar los valores que se tienen del cálculo de Knorr-Bremse^[34] mostrados en la figura 10.12. Como ocurría en la aplicación del vehículo Oaris, el resultado de la distribución de temperaturas en el caso del disco en Civity tampoco se ajusta durante el enfriamiento. En este caso, además, se estabiliza demasiado rápido y por esta razón, los máximos de la zona de los álabes no llegan a los valores pico suministrados. En cambio, en las zonas de fricción e intermedias, sí se ha conseguido alcanzar los mismos valores máximos.

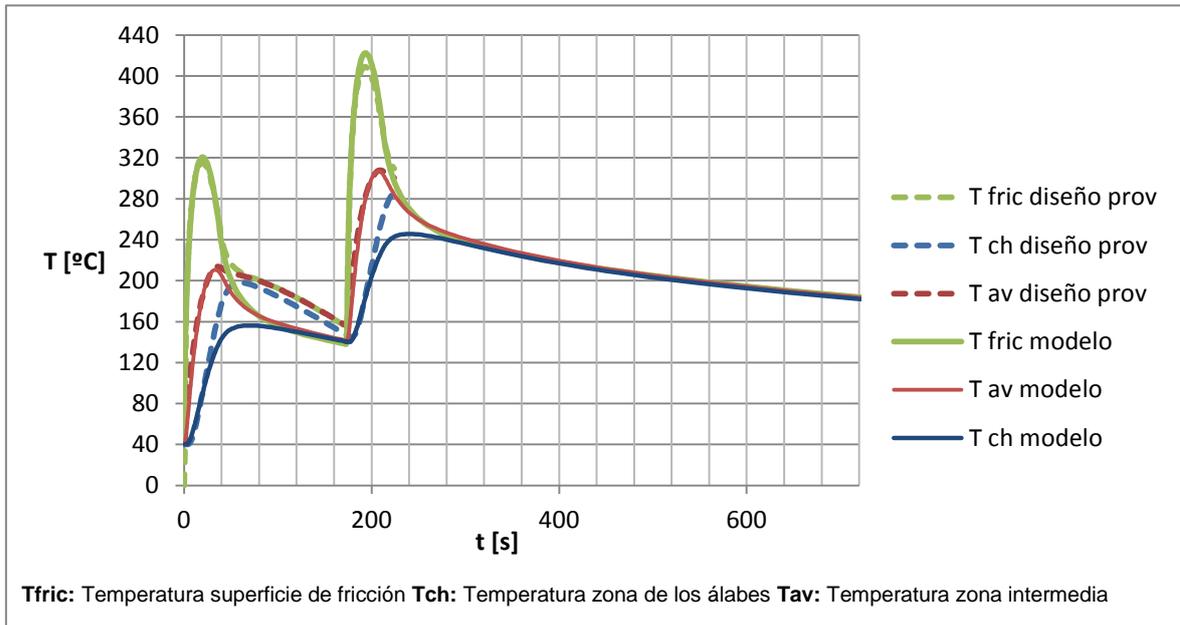


Ilustración 10.12: Variación de temperaturas para la simulación EB R 2x160 TA del disco en Civity

Analizando los resultados, se puede llegar a la conclusión de que por la propia geometría del disco de freno, el canal creado entre el disco de freno y la rueda, no es lo suficientemente grande para considerar una disipación de calor por convección equivalente al del disco del vehículo Oaris. De manera que la transferencia de calor en esta zona es mayoritariamente por conducción hacia la rueda.

Una vez estudiada la distribución de temperaturas, se calcula el modelo mecánico para obtener el estado de tensión de von Mises que se crea debido a la diferencia térmica sobre el disco de freno.

Al inicio, únicamente aparece la tensión generada por la fijación del disco a la rueda. Cuando se aplica la frenada, por la diferencia de temperaturas, se crean tensiones de origen térmico. En la zona de contacto con la rueda, por la expansión del disco y las restricciones de movimiento, se crean las máximas tensiones como se muestra en la ilustración 10.15. Además, si se analiza la geometría del conjunto de disco de freno y rueda del vehículo Civity, mostrada en la figura 10.13, se produce un enclavamiento donde se generan estas máximas tensiones.

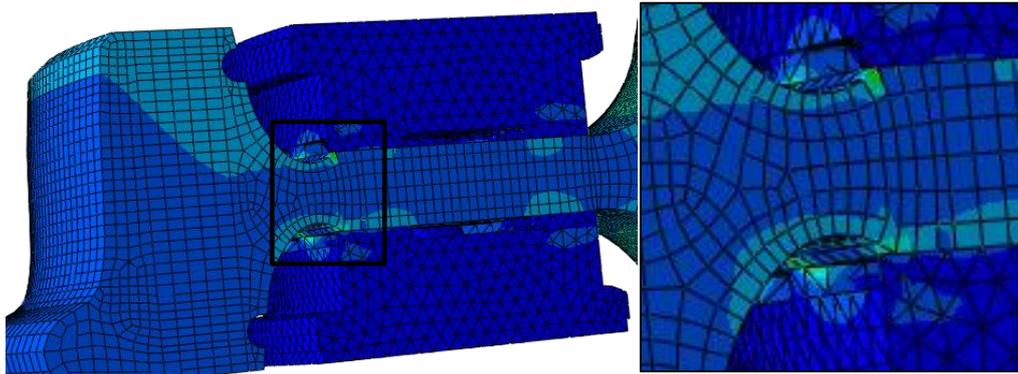


Ilustración 10.13: *Detalle de la zona de contacto entre la rueda y el disco de freno*

Al finalizar el frenado, se quedan tensiones residuales en esta zona y en la parte que está en contacto con la fijación.

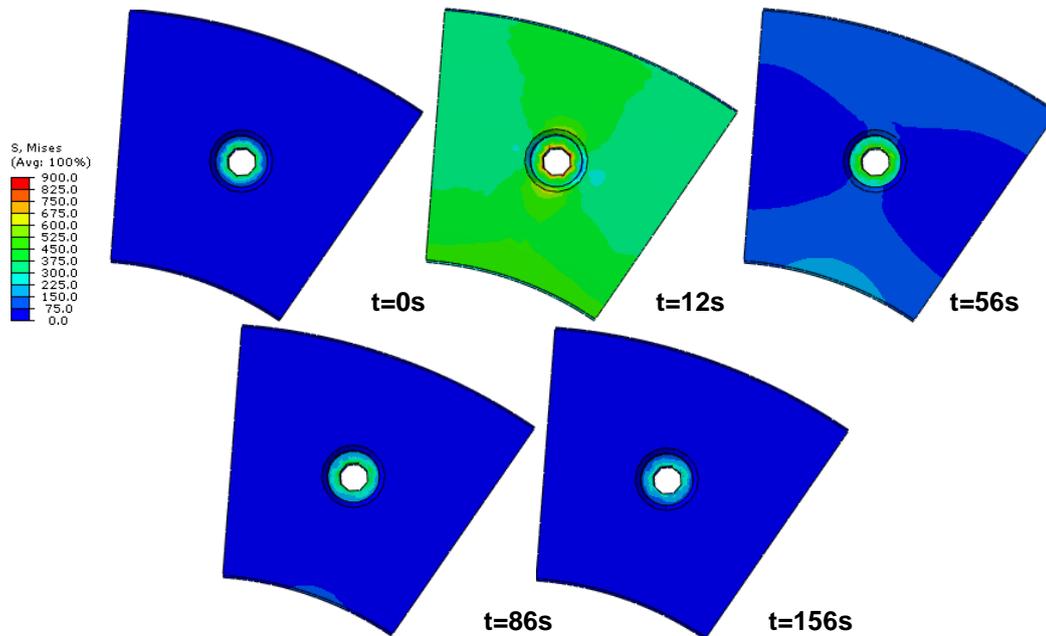


Ilustración 10.14: *Distribución de tensión v.M de la superficie de fricción en diferentes t para la simulación EB R 2x160 TA del disco en Civity*

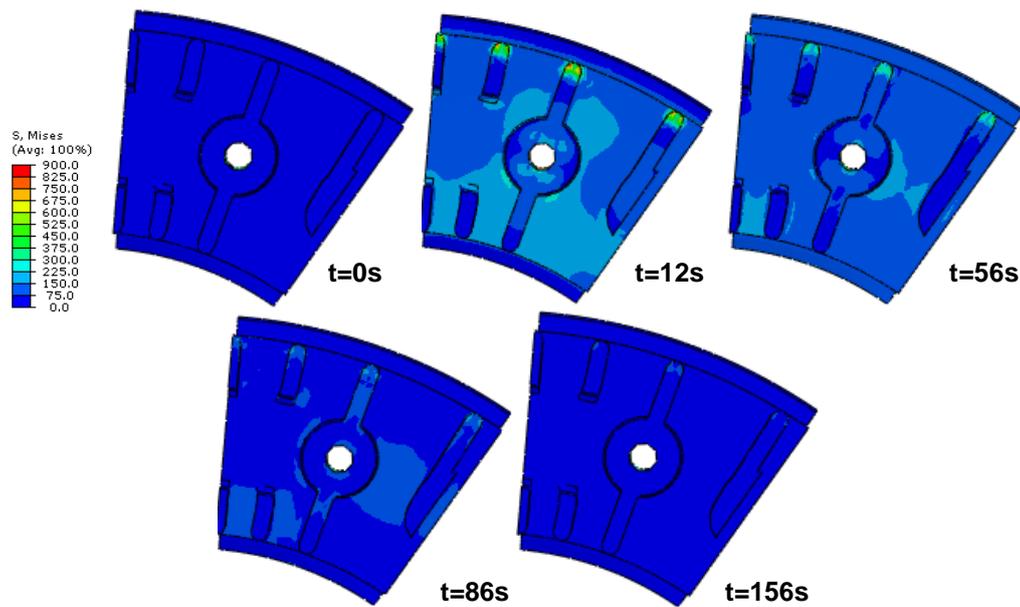


Ilustración 10.15: Distribución de tensión v.M de la zona en contacto con rueda para diferentes t para la simulación EB R 2x160 TA del disco en Civity

Referente al diagrama de temperatura-tensión de la ilustración 10.16, llaman la atención los puntos que sobresalen de la curva roja. Se analiza el rango de tensiones superiores a 1100MPa con la macro de Excel mostrada en el Anexo III-A.1, observando que estos nodos se corresponden con las superficies de contacto del disco con la rueda. Cabía esperar que se tratara de esta zona por el análisis anteriormente realizado en la ilustración 10.13.

Por otro lado, el segundo rango de estudio mostrado en el Anexo III-A, engloba los puntos del diagrama más cercanos al ciclo de 500, ignorando los nodos de contacto con la rueda. Se puede apreciar que son puntos cercanos a una concentración de tensión creada en la unión de la superficie de fricción y el agujero del tornillo. Ocurre lo mismo en el rango de $200 < T < 300^{\circ}\text{C}$ y $V.M > 650\text{N/mm}^2$.

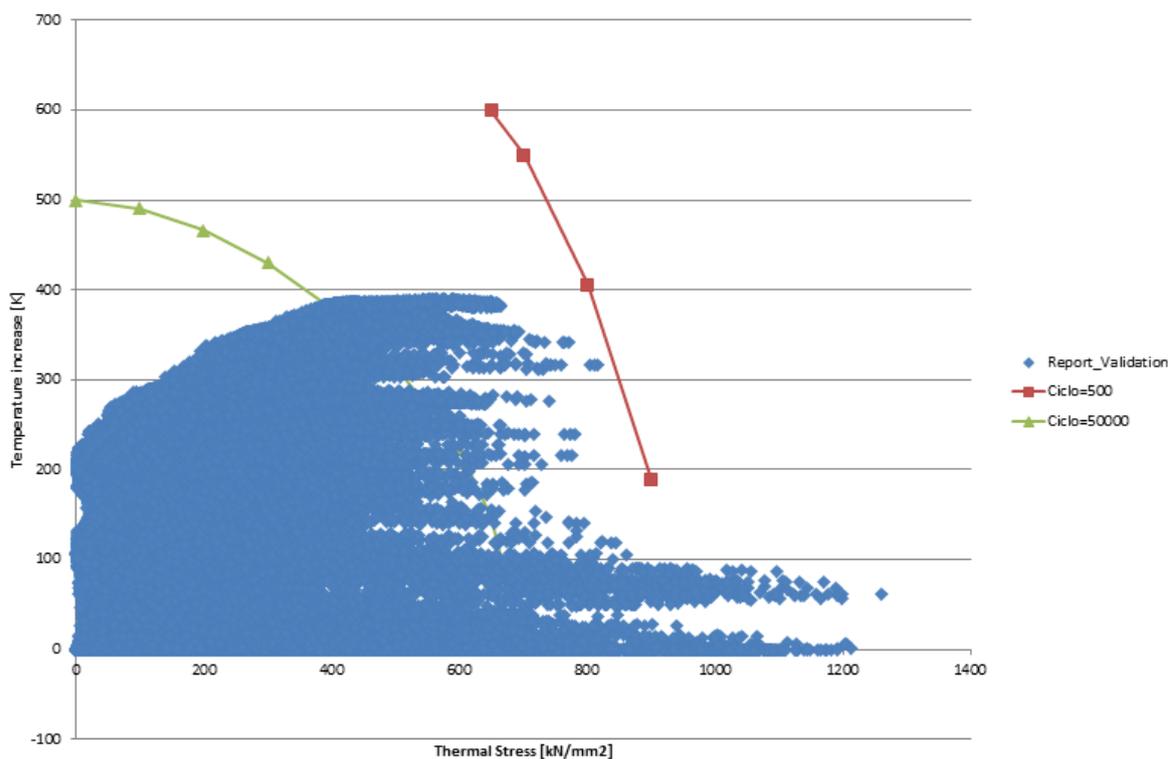


Ilustración 10.16: Diagrama de fractura-fatiga para la simulación EB R 2x160 TA del disco de Civity

En el caso del estudio realizado por el proveedor de los discos de freno de Civity, no se disponen de gráficos de validación. Por lo que no se puede realizar una comparación del punto crítico del análisis. El único parámetro que se dispone es el número de ciclos que ronda los 15000 de manera que está en la zona admisible.

En vista de los resultados obtenidos de la aplicación de la metodología en el disco de freno montado sobre rueda del vehículo Civity, se puede concluir que se obtienen buenos resultados. Sin embargo, se debe tener en cuenta que los coeficientes de convección en la zona de canales no son extrapolables a este caso y se deberían ajustar realizando un análisis mediante el modelo CFD.

11. CONCLUSIONES

En este proyecto se ha conseguido realizar una metodología para el estudio de los discos de freno, desde el análisis de la convección forzada hasta la validación termo-mecánica, relacionando entre sí las distintas disciplinas empleadas.

En la aplicación del módulo de mecánica de fluidos computacional, se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- En problemas que participan fluidos, realizar un mallado adecuado es uno de los puntos más importantes del proceso. En el presente proyecto se ha contrastado este hecho, como se muestra en el capítulo 8, teniendo que generar diferentes discretizaciones del contorno hasta llegar al modelo correcto.
- La metodología propuesta en este proyecto, permite obtener coeficientes de película con un tiempo de convergencia reducido. De manera que, con aproximadamente 1000 incrementos, se llega a una solución prácticamente estacionaria para una temperatura de la superficie del disco y una velocidad del vehículo.
- En el problema a analizar, se crea régimen turbulento debido a la alta velocidad angular y en consecuencia, elevado número de Reynolds. Abaqus emplea diversos modelos de turbulencia para resolver el modelo, de los cuales se ha escogido el modelo Spalart-Allmaras, ya que no necesita de tratamiento especial para las regiones cercanas al disco. Se ha comprobado que los coeficientes de película obtenidos mediante el modelo, se asemejan a las correlaciones empíricas de bibliografía empleadas para el análisis térmico. Consecuentemente, se puede concluir que el método de resolución de la turbulencia elegido es adecuado para este tipo de problemas.
- De los resultados obtenidos de coeficiente de película (ilustración 8.15), se concluye que el coeficiente de convección en la superficie de fricción dibuja una curva exponencial en función de la velocidad tangencial para cada radio del disco de freno. En cambio, en la cara lateral, la variación es lineal con la velocidad.

- El paquete CFD que contiene Abaqus es de reciente creación y tiene aún algunas limitaciones. En versiones posteriores, los cálculos se podrán ajustar de modo más realista. La primera aproximación planteada del modelo (mostrada en el apartado 4.1), seguía un proceso de resolución acoplado, por lo que sería la forma más completa de analizar el comportamiento real, cuando se complete este módulo en un futuro.

El análisis del modelo térmico se puede concluir con las ideas mostradas a continuación:

- La convección forzada engloba muchos efectos que se deben tener en cuenta en el análisis térmico. En este proyecto, se ha calculado un valor promedio del coeficiente de película para cada superficie analizada, con objeto de simplificar el estudio. Si se desea analizar de un modo preciso, se pueden aplicar los coeficientes de convección en función del radio en el modelo térmico, de la misma forma que se extraen del módulo CFD.
- La variación de las propiedades térmicas en función de la temperatura de trabajo es un parámetro de estudio que influye de manera importante en los resultados obtenidos. En consecuencia, debe ser un punto de partida de la definición del modelo.
- Tal y como se ha observado en las distribuciones de temperaturas para cada secuencia de estudio, en el rango de enfriamiento, el modelo presenta ciertas diferencias comparado con los cálculos realizados por el proveedor. Se debe realizar un ajuste del mismo una vez obtenidas las propiedades del material. Para ello, se plantean las siguientes alternativas de mejora:
 - o Evitando la simplificación de la zapata, se podría incluir en el modelo la geometría de las guarniciones de freno que absorberán un porcentaje del calor generado, aplicando a la superficie todo el calor real de la frenada. En este caso, el calor absorbido por las guarniciones de freno se transmitiría al conjunto de accionamiento de la zapata, que a su vez, disiparía mediante convección y radiación. El inconveniente sería que no se podría realizar únicamente un análisis de transferencia de calor, es decir, se debería acoplar la rotación del disco. Por otro lado, el modelo no se podría reducir a un sector

debido a la carencia de simetría, aumentando el tiempo de resolución por emplear un modelo más realista.

- En el caso de mantener el método de idealización de la zapata, se podría aplicar un coeficiente de película menor en los instantes de tiempo donde comienza la aceleración para la siguiente frenada consecutiva. De esta forma, el enfriamiento no sería instantáneo y se obtendría un resultado más ajustado al del modelo de cálculo realizado por el proveedor, ya que se tendría en cuenta el calentamiento del aire que lo rodea y de la zapata.
- Otra forma de evitar la inclusión de la geometría de la zapata sería aplicar un flujo de calor en la superficie de fricción, en el tramo de la aceleración después de la primera frenada. Este flujo de calor tendría en cuenta la radiación de la zapata absorbida por el disco y la disminución de la transferencia de calor por convección debida al aumento de temperatura del aire que lo rodea.

Por último, en vista de los resultados logrados del modelo mecánico, se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- El análisis es secuencial desacoplado, por lo que el ajuste del modelo mecánico se ha realizado una vez adaptado el modelo térmico. Por lo tanto, se debe tener en cuenta que, el error realizado en el modelo térmico influye directamente en la distribución de la tensión térmica.
- Analizando los resultados suministrados por los proveedores (Knorr-Bremse y Faiveley) se ha observado que ambos emplean un método análogo de validación de las simulaciones termo-mecánicas mediante un diagrama de incremento de temperatura y tensión térmica. En ella, muestran la pareja de valores crítica del disco, para cada simulación de frenada. Sin embargo, en problemas de elementos finitos, se tienen muchos resultados que se deben analizar posteriormente para localizar el punto crítico. En el presente proyecto, mediante la macro realizada, se ha conseguido solventar este problema de una forma sencilla, creando un sistema de obtención automático del mismo gráfico, para validar las simulaciones realizadas.

- Una vez comparadas todas las simulaciones realizadas, se concluye que el modelo mecánico produce resultados con un margen de error al punto crítico de validación proporcionado por el proveedor, teniendo este último, valores superiores. Este hecho puede producirse por las siguientes incógnitas del análisis:
 - o Se desconoce si el proveedor realiza un cálculo acumulativo del estado de tensión; en caso negativo, la precarga de fijación del montaje del disco de freno podría no incluirse. En este caso, la distribución de tensión obtenida tendría valores inferiores.
 - o No se tiene la certeza de que el proveedor emplee un modelo de elementos finitos para resolver el cálculo termo-mecánico. Si empleara una simplificación reduciendo el análisis, la obtención del punto crítico se limitaría a un número inferior de puntos y los valores calculados serían aproximaciones. En los resultados del presente proyecto se puede visualizar que, por ejemplo, los puntos de contacto entre el disco y la rueda que aparecen en las simulaciones realizadas del modelo sobresalen de los diagramas de validación del proveedor.
- La variación de las propiedades mecánicas del material en función de la temperatura es un factor crítico para el ajuste, ya que el estudio de plasticidad se ve influenciado directamente por estos valores. Por esta razón, obtener una curva de tracción real para diferentes temperaturas de trabajo es un punto clave en el análisis.

A modo general, se puede resumir el estudio realizado en estas conclusiones más importantes:

- Se ha observado que las propiedades de los materiales del disco de freno son muy importantes a la hora de ajustar tanto el modelo térmico, como el mecánico.
- En el análisis realizado, se tienen muchas incógnitas que se han ido resolviendo en base a estimaciones y estudios realizados en el modelo. Debido a la carencia de información, se debe obtener más datos de los proveedores para realizar el ajuste del mismo.

- El método empleado de simulaciones numéricas mediante Abaqus ha dado buenos resultados para un primer dimensionamiento del sistema de frenado. En cambio, para un análisis detallado, se debe realizar una validación con ensayos dinamométricos, de la misma forma que proceden los proveedores.

12. LÍNEAS FUTURAS

Una vez terminado el proyecto se podría continuar en las siguientes líneas de trabajo, para completar los resultados obtenidos, así como para realizar mejoras en casos de estudios similares.

- Contrastar los modelos realizados en otro tipo de vehículos, donde la configuración sea distinta.
- En este proyecto se han modelado discos de freno montados sobre rueda, de modo que sería objeto de estudio futuro, el análisis de los discos de freno montados en el eje. La metodología de análisis sería extrapolable.
- Sería conveniente realizar comparaciones de discos de freno de distinto material, para contrastar el empleo de discos de fundición y/o acero.
- En cuanto al modelo CFD se debería realizar un modelo más detallado con la geometría real del disco. Además se podrían emplear otros programas, como Fluent, para analizar los coeficientes de película de los discos de freno y validar los resultados. Una de las ventajas de emplear Fluent es que permite obtener directamente el coeficiente de película como parámetro de salida, dependiente de la temperatura del disco y la temperatura del aire. Por otro lado, facilita el modelo ya que se pueden aplicar condiciones en coordenadas cilíndricas, posibilitando el uso de simetría periódica.
- Debido a la gran importancia de las propiedades térmicas y mecánicas de los discos de freno a la hora de ajustar el modelo, sería conveniente realizar ensayos de caracterización de los materiales a diferentes temperaturas.
- Con objeto de ajustar el modelo térmico, se podrían aplicar las modificaciones propuestas en el capítulo de conclusiones (realizar un modelo completo incluyendo la zapata, disminuir el coeficiente de película al finalizar la frenada o aplicar un flujo de calor equivalente al calor absorbido por radiación) y analizar la distribución obtenida.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] CĂTĂLIN CRUCEANU. **Train Braking**. *University Politehnica of Bucarest*. Cap 2.31p
- [2] UNAI ZUBELDIA. **Presentación de Equipos de Freno y Producción y tratamiento de aire: Fundamentos básicos** (Actividades SMC Requeridas por CAF) .*Marzo 2010*
- [3] FAIVELEY TRANSPORT. **Presentación de Brakes and Couplers**.*2001*
- [4] ALEJANDRO RIVAS, GORKA SANCHEZ. **Técnicas de Modelización y Simulación: Mecánica de fluidos computacional**.*2012-2013*
- [5] IVÁN GONZALEZ. **Informe de cálculos de la Rueda**. *2010*
- [6] CAÑIBANO ÁLVAREZ ESTEBAN, GONZALEZ HERNÁNDEZ MANUEL IGNACIO, RODRIGUEZ PÉREZ DEL RIO MARIO, MERINO SENOVILLA JUAN CARLOS. **Metodología de trabajo para el diseño de discos de freno**.
- [7] KNORR-BREMSE. **Dynamometer Test Report**.*6011 Rev 00-en*
- [8] FAIVELEY TRANSPORT. **Presentación de Brakes Solutions**. *R&D Meeting Diciembre 2012*
- [9] KNORR-BREMSE. **Brake Discs and Pads**.(Disponibile en: http://www.knorr-bremse.com/media/documents/railvehicles/product_broschures/brake_systems/Brake_Discs_Pads_P_1264_EN.pdf)
- [10] JUAN CARLOS RAMOS. **Transferencia de Calor**. TECNUN
- [11] COMSOL. **Heat Generation in a Disc Brake**.En.J.M. COULSON AND J.F. RICHARDSON, *Chemical Engineering*, vol. 1, eq. 9.88; material properties from appendix A2.
- [12] SEBASTIÁN PATRICIO LILLO HARÚN. **Comportamiento termomecánico en un disco de freno macizo y uno auto-ventilado**.*2006*
- [13] GEORGE DRAGOMIR, RARES PANCU, CONSTANTIN BUNGAU, HORIA BELES, LIVIU GEORGESCU. **Studies about emissivity variation depending on the temperature for car brake disc**.

- [14] SHAHAB TEIMOURIMANESH. **Thermal Capacity of Railway Wheels**. *Chalmers University of technology. Gothenburg, Sweden. 2014.*
- [15] SHAHAB TEIMOURIMANESH, ROGER LUNDÉN, TORE VERNERSSON. **Braking capacity of railway wheels-state-of-art-survey**. PAPER A, En SHAHAB TEIMOURIMANESH. Thermal Capacity of Railway Wheels. *Chalmers University of technology. Gothenburg, Sweden. 2014*
- [16] SHAHAB TEIMOURIMANESH, ROGER LUNDÉN, TORE VERNERSSON. **Thermal capacity of tread braked railway wheels**. PAPER E, En SHAHAB TEIMOURIMANESH. Thermal Capacity of Railway Wheels. *Chalmers University of technology. Gothenburg, Sweden. 2014*
- [17] NAHIKARI CAVERO SOUTO. **Análisis y selección de las metodologías de obtención de la resistencia al avance y de la caracterización del rendimiento energético de vehículos ferroviarios**. 2012
- [18] PRINCIPIA. SIMULIA. **Seminario Avanzado de Abaqus: Abaqus/CFD y Análisis Interacción Fluido-Estructura**. *Madrid, 16 de noviembre de 2010*
- [19] ALEJANDRO RIVAS. **Mecánica de Fluidos**. TECNUN
- [20] SIMULIA. **Documentación Abaqus 6.13: Abaqus Analysis User's Guide**.(6.6.2. Incompressible fluid dynamic analysis)
- [21] JUAN CARLOS RAMOS GONZÁLEZ, RAÚL ANTÓN REMIREZ. **Fórmulas, tablas y figuras de transferencia de calor**. *Tecnun. Diciembre de 2010*
- [22] **Typical Stress vs. Strain diagram for a ductile material** (*Disponible en: http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/84/Stress_Strain_Ductile_Material.png*)
- [23] IBON OCAÑA. **Ciencia de Materiales**.Tecnun
- [24] THOMASH.COURTNEY. **Mechanical behavior of materials**. McGraw Hill.1990
- [25] TEKNISKAHÖGSKOLAN, ASNAF AZIZ, JIYUE TAO. **Simulation of thermal stresses in a disc brake**.

- [26] MICROSOFT OFFICE. **Especificaciones y límites de Excel.** (Disponible en <http://office.microsoft.com/es-es/excel-help/especificaciones-y-limites-de-excel-HP010342495.aspx>)
- [27] AKARA SAWARDSUK, SAIPRASIT KOETNIYOM. **Design and Development of Thai Railway Brake Disc under Temperature Analysis.** *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT).* Volumen 2-1, Enero 2013
- [28] ALTAIR ENGINEERING. **Presentación de Consejos de Hypermesh para mallados de estudio de fluidos (CFD).**2012
- [29] GRUPPO LUCEFIN. **Technical Card 42CrMo4 EN 10269.** 2008
- [30] AUBERT&DUVAL. **Steel 56A, 28CrMoV5-8**
- [31] R.EL ABDI AND H.SAMROUT. **Cumulative damage for the 28CrMoV5-8 steel under thermomechanical loading.** *France*
- [32] DOW CORNING. **Información del producto Molykote D 321 R, Recubrimiento antifricción.**
- [33] KNORR-BREMSE. **Brake Disc Temperature Calculation.** *Report 701-32/08-5*
- [34] KNORR-BREMSE. **Brake Disc Temperature Calculation.** *Report 701-70/10-6*