



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Estudio del comportamiento térmico de un vehículo de
Hyperloop

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

AUTOR/A: Cremades Botella, Francisco

Tutor/a: Dolz Ruiz, Vicente

Cotutor/a externo: TORRES ROYO, GERMAN

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer a mis padres y a mi hermano todo el apoyo y el afecto que me han ofrecido a lo largo de mi vida personal y académica, y durante la elaboración de este trabajo. Apreciando también de todo corazón la ayuda que me han brindado incondicionalmente en todas las circunstancias, incluyendo las más complicadas.

Además, quiero expresar mis agradecimientos al centro de CMT por ofrecerme la oportunidad de desarrollar este trabajo, a Vicente, mi tutor, y a Germán, mi cotutor, por su paciencia, amabilidad y dedicación a la hora de asistirme y aconsejarme durante este proyecto.

RESUMEN

En este Trabajo de Fin de Grado se han analizado las distribuciones de temperaturas y transmisiones de calor entre distintos componentes de un vehículo del sistema de transporte Hyperloop. El vehículo se desliza en levitación magnética a través de un tubo a baja presión con la ayuda de un compresor de aire. Este compresor se localiza en su parte delantera, y funcionando mediante un motor eléctrico transfiere la presión del aire hacia la cola de la cápsula, propulsándola a gran velocidad.

El estudio se ha abordado en primer lugar simplificando la geometría CAD de las piezas del ensamblaje del vehículo, para posteriormente simular transmisiones de calor a través de ellas utilizando diferentes mallas de elementos finitos e hipótesis de condiciones de contorno. A partir de dichos estudios se ha obtenido para cada pieza una serie de resistencias térmicas equivalentes que oscilan entre distintos valores dependiendo de las hipótesis consideradas. Al mismo tiempo, se han complementado los resultados con resistencias térmicas que representan procesos de convección y contactos entre las superficies de las piezas, junto con estimaciones de las inercias térmicas.

Finalmente, todas estas resistencias se han introducido en un modelo nodal que simula el ensamblaje y se ha estudiado su comportamiento tanto en régimen estacionario como transitorio. De esta forma, se ha comprendido cómo responde ante la generación de calor del motor, la presencia de refrigeración y los posibles recorridos para la transferencia de calor.

Palabras clave: Hyperloop, vehículo, Simscape, Simulink, MATLAB, calor, temperatura, resistencia térmica, modelo nodal.

RESUM

En aquest Treball de Fi de Grau s'han analitzat les distribucions de temperatures i transmissions de calor entre diferents components d'un vehicle del sistema de transport Hyperloop. El vehicle es llisca en levitació magnètica a través d'un tub a baixa pressió amb l'ajuda d'un compressor d'aire. Aquest compressor es localitza en la seua part davantera, i funcionant mitjançant un motor elèctric transfereix la pressió de l'aire cap a la cua de la càpsula, propulsant-la a gran velocitat.

L'estudi s'ha abordat en primer lloc simplificant la geometria CAD de les peces de l'assemblatge del vehicle, per a posteriorment simular transmissions de calor a través d'elles utilitzant diferents malles d'elements finits i hipòtesis de condicions de contorn. A partir d'aquests estudis s'ha obtingut per a cada peça una sèrie de resistències tèrmiques equivalents que oscil·len entre diferents valors depenent de les hipòtesis considerades. Al mateix temps, s'han complementat els resultats amb resistències tèrmiques que representen processos de convecció i contactes entre les superfícies de les peces, juntament amb les estimacions de les inèrcies tèrmiques.

Finalment, totes aquestes resistències s'han introduït en un model nodal que simula l'assemblatge i s'ha estudiat el seu comportament tant en règim estacionari com transitori. D'aquesta manera, s'ha comprés com respon davant la generació de calor del motor, la presència de refrigeració i els possibles recorreguts per a la transferència de calor.

Paraules clau: Hyperloop, vehicle, Simscape, Simulink, MATLAB, calor, temperatura, resistència tèrmica, model nodal.

ABSTRACT

In this Final Degree Project, the temperature distribution and heat transmission between different components of an Hyperloop transport system vehicle have been analyzed. The vehicle slides on magnetic levitation through a tube at low pressure with the help of an air compressor. This compressor is in its front part, and working thanks to an electric motor, it transfers the air pressure to the capsule's tail, propelling it at high speed.

The study has been approached first by simplifying the vehicle assembly's pieces' CAD geometry, to subsequently simulate heat transmission through them using different finite elements meshes and boundary conditions hypotheses. From these studies, a series of equivalent thermal resistances have been obtained for each piece, that range between different values depending on the hypotheses considered. At the same time, the results have been complemented with thermal resistances that represent convection processes and contacts between the surfaces of the pieces, along with the estimates of thermal inertia.

Finally, all these resistances have been introduced into a nodal model that simulates the assembly and its behavior has been studied in both stationary and transient states. In this way, it's been understood how it reacts to heat generation from the motor, presence of coolant and possible paths for heat transfer.

Keywords: Hyperloop, vehicle, Simscape, Simulink, MATLAB, heat, temperature, thermal resistance, nodal model.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTOS DEL TFG

MEMORIA.....	1
PRESUPUESTO.....	71
BIBLIOGRAFÍA	77
ANEXOS	81

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN.....	3
1.1. Objetivos.....	3
1.2. Antecedentes	3
1.3. Justificación.....	4
1.4. Estructura del proyecto	4
1.4.1. Memoria	4
1.4.2. Presupuesto	5
1.4.3. Anexos.....	5
2. BASE TEÓRICA	6
2.1. Mecanismos de transmisión de calor.....	6
2.1.1. Conducción.....	6
2.1.2. Convección.....	7
2.2. Régimen estacionario y transitorio	11
2.3. Circuitos equivalentes	12
3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	16
3.1. Descripción del pod.....	16
3.2. Adaptación de las piezas.....	17
4. CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL MODELO	22
4.1. Resistencias para la conducción de calor.....	22
4.1.1. Pre-procesado	22
4.1.2. Realización de las simulaciones.....	24
4.1.3. Cálculo de las resistencias.....	26
4.2. Resistencias en los contactos.....	28
4.3. Resistencia de convección	31

4.4. Capacidades térmicas.....	34
5. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	37
5.1. Análisis de las resistencias para la conducción de calor.....	37
5.2. Análisis de las resistencias en los contactos.....	39
5.3. Análisis de la resistencia de convección.....	40
5.4. Análisis de las capacidades térmicas.....	40
6. MODELO NODAL.....	41
6.1. Modelo nodal estacionario.....	41
6.2. Modelo nodal transitorio.....	56
6.3. Simplificación del modelo nodal transitorio.....	67
7. CONCLUSIONES.....	69

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. METODOLOGÍA.....	73
2. DESGLOSE DE LOS COSTES.....	74
3. PRESUPUESTO GLOBAL.....	75

ÍNDICE DE LOS ANEXOS

ANEXO A-Resistencias de las piezas.....	83
ANEXO B-Resistencias de los contactos.....	98
ANEXO C-Masas térmicas.....	103

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Transmisión de calor por conducción a través de una pared.	6
Figura 2.2: Convección forzada y natural sobre un cuerpo caliente.	8
Figura 2.3: Flujo laminar y turbulento a través de un conducto.....	9
Figura 2.4: Capas límite de velocidad y térmica en un proceso de convección.....	9
Figura 2.5: Transmisión de calor entre un cuerpo de propiedades homogéneas y un medio de mayor temperatura.	11
Figura 2.6: Equivalencia entre una resistencia eléctrica y una resistencia térmica.....	13
Figura 2.7: Cuerpo de diferentes materiales sometido a distintas formas de transmisión de calor.	13
Figura 2.8: Circuito térmico equivalente del sistema de la figura 2.7.	14
Figura 2.9: Circuito eléctrico con condensador.....	14
Figura 3.1: Estructura del pod.	16
Figura 3.2: Ensamblaje del vehículo sin la carcasa exterior.....	17
Figura 3.3: Simplificación del ensamblaje.	18
Figura 3.4: Piezas simplificadas estudiadas.	18
Figura 3.5: Definición de dos condiciones de contorno en la carcasa del motor.....	19
Figura 3.6: Esquema nodal del sistema.....	20
Figura 4.1: Comparación de elementos triangulares de primer y segundo orden.	23
Figura 4.2: Hipótesis de condiciones de contorno.....	24
Figura 4.3: Mallas resultantes en función de la resolución.	25
Figura 4.4: Conductos de agua de la carcasa.....	26
Figura 4.5: Caras interiores de la carcasa.	26
Figura 4.6: Resistencia entre los nodos A y B de “Soporte1” en función de los elementos de la malla.	27
Figura 4.7: Resistencia entre los nodos A y C de “Soporte1” en función de los elementos de la malla.	27
Figura 4.8: Resistencia entre los nodos B y C de “Soporte1” en función de los elementos de la malla.	27
Figura 4.9: Resistencias de contacto de acero inoxidable (6).	29
Figura 4.10: Línea de tendencia de la resistencia del contacto entre el nodo C de “Carcasa” y el nodo A de “Plato del eje”.	30
Figura 4.11: Tramos de conductos refrigerantes de la carcasa del motor.	32
Figura 4.12: Circuitos equivalentes de las piezas “Eje exterior” y “Álabes”.	36
Figura 5.2: Resistencias de “Vaso”.	37

Figura 5.1: Condiciones de contorno de “Vaso”	37
Figura 5.3: Condiciones de contorno de “Plato del eje”	37
Figura 5.4: Resistencias de “Plato del eje”	37
Figura 5.5: Condiciones de contorno internas de “Carcasa”	38
Figura 5.6: Primeras cinco resistencias de “Carcasa”	38
Figura 5.8: Últimas cinco resistencias de “Carcasa”	38
Figura 5.7: Condiciones de contorno externas de “Carcasa”	38
Figura 6.1: Esquema nodal con entradas y salidas de calor.	41
Figura 6.2: Flujos de calor desde la conexión “Carcasa(A)-Carcasa(B)” hasta “Carcasa(D)-Carcasa(G)” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.	43
Figura 6.3: Flujos de calor de la figura 6.2 sin contar los dos más altos.	44
Figura 6.4: Flujos de calor desde “Carcasa(D)-Carcasa(H)” hasta “Soporte 1(A)-Soporte 1(C)” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.	44
Figura 6.5: Flujos de calor desde “Soporte 1(B)-Soporte 1(C)” hasta “Soporte 2(E)-Soporte 2(G)” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.	45
Figura 6.6: Flujos de calor desde “Soporte 2(E)-Soporte 2(H)” hasta “Boca exterior(B)-Boca exterior(C)” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.	45
Figura 6.7: Temperaturas nodales desde “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.	46
Figura 6.8: Temperaturas nodales desde “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.	46
Figura 6.9: Flujos de calor desde la conexión “Carcasa(A)-Carcasa(B)” hasta “Carcasa(D)-Carcasa(G)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.	48
Figura 6.10: Flujos de calor de la figura 6.9 sin contar los dos más altos.	48
Figura 6.11: Flujos de calor desde “Carcasa(D)-Carcasa(H)” hasta “Soporte 1(A)-Soporte 1(C)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.	49
Figura 6.12: Flujos de calor desde “Soporte 1(B)-Soporte 1(C)” hasta “Soporte 2(E)-Soporte 2(G)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.	49
Figura 6.13: Flujos de calor desde “Soporte 2(E)-Soporte 2(H)” hasta “Boca exterior(B)-Boca exterior(C)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.	50
Figura 6.14: Temperaturas nodales desde “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.	50
Figura 6.15: Temperaturas nodales desde “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.	51
Figura 6.16: Flujos de calor desde la conexión “Carcasa(A)-Carcasa(B)” hasta “Carcasa(D)-Carcasa(G)” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.	52
Figura 6.17: Flujos de calor de la figura 6.16 sin contar los dos más altos.	53

Figura 6.18: Flujos de calor desde “Carcasa(D)-Carcasa(H)” hasta “Soporte 1(A)-Soporte 1(C)” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.	53
Figura 6.19: Flujos de calor desde “Soporte 1(B)-Soporte 1(C)” hasta “Soporte 2(E)-Soporte 2(G)” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.	54
Figura 6.20: Temperaturas nodales desde “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.	54
Figura 6.21: Temperaturas nodales desde “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.	55
Figura 6.22: Intervalos de flujos de calor obtenidos entre los elementos.	55
Figura 6.23: Flujos de calor de todas las ramas del circuito para los casos transitorios 1, 2 y 3.	58
Figura 6.24: Visión en detalle de las curvas figura 6.23.	58
Figura 6.25: Temperaturas de todos los nodos del circuito para los casos transitorios 1, 2 y 3.	59
Figura 6.26: Flujos de calor de todas las ramas del circuito para los casos transitorios 4, 5 y 6.	60
Figura 6.27: Visión en detalle de las curvas figura 6.26.	60
Figura 6.28: Temperaturas de todos los nodos del circuito para los casos transitorios 4, 5 y 6.	61
Figura 6.29: Flujos de calor de todas las ramas del circuito para los casos transitorios 7, 8 y 9.	62
Figura 6.30: Visión en detalle de las curvas figura 6.29.	62
Figura 6.31: Temperaturas de todos los nodos del circuito para los casos transitorios 7, 8 y 9.	63
Figura 6.32: Intervalos obtenidos para el máximo flujo de calor entre los elementos.	63
Figura 6.33: Temperaturas máximas y mínimas obtenidas para los casos transitorios desde el nodo “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)”.	64
Figura 6.34: Temperaturas máximas y mínimas obtenidas para los casos transitorios desde el nodo “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante”.	64
Figura 6.35: Masas térmicas estimadas para todos los nodos desde “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)”.	65
Figura 6.36: Masas térmicas estimadas para todos los nodos desde “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante”.	65
Figura 6.37: Modelo nodal simplificado.	68
Figura A.3: Posición de “Carcasa” en el ensamblaje.	88
Figura A.2: Condiciones de contorno en el interior de “Carcasa”	88
Figura A.1: Condiciones de contorno en el exterior de “Carcasa”.	88
Figura A.4: Valores de las nueve primeras resistencias de “Carcasa” calculados mediante las tres hipótesis.	88
Figura A.5: Valores de las nueve resistencias de “Carcasa” a continuación de las de la figura A.4 calculados mediante las tres hipótesis.	88
Figura A.6: Valores de las nueve últimas resistencias de “Carcasa” calculados mediante las tres hipótesis.	89

Figura A.8: Posición de “Plato del eje” en el ensamblaje.....	89
Figura A.7: Condiciones de contorno de “Plato del eje”.	89
Tabla A.9: Valores de las resistencias de “Plato del eje” según las tres hipótesis.	89
Figura A.11: Posición de “Rodamiento 1” en el ensamblaje.	90
Figura A.10: Condiciones de contorno de “Rodamiento 1”.....	90
Figura A.12: Valores de las resistencias de “Rodamiento 1” según las tres hipótesis.	90
Figura A.14: Posición de “Soporte 1” en el ensamblaje.....	90
Figura A.13: Condiciones de contorno de “Soporte 1”.	90
Figura A.15: Valores de las resistencias de “Soporte 1” según las tres hipótesis.	91
Figura A.18: Posición de “Soporte 2” en el ensamblaje.....	91
Figura A.17: Condiciones de contorno de “Soporte 2”.	91
Figura A.16: Condiciones de contorno en el reverso de “Soporte 2”.....	91
Figura A.19: Valores de las ocho primeras resistencias de “Soporte 2” según las tres hipótesis.	92
Figura A.20: Valores de las ocho resistencias de “Soporte 2” a continuación de las de la figura A.19 según las tres hipótesis.	92
Figura A.21: Valores de las últimas ocho resistencias de “Soporte 2” según las tres hipótesis.	92
Figura A.23: Posición de “Soporte 1” en el ensamblaje.....	93
Figura A.22: Condiciones de contorno de “Eje”.....	93
Figura A.24: Valores de las resistencias de “Eje” según las tres hipótesis.	93
Figura A.26: Posición de “Rodamiento 2” en el ensamblaje.	93
Figura A.25: Condiciones de contorno de “Rodamiento 2”.....	93
Figura A.27: Valores de las resistencias de “Rodamiento 2” según las tres hipótesis.	94
Figura A.29: Posición de “Rodamiento 3” en el ensamblaje.	94
Figura A.28: Condiciones de contorno de “Rodamiento 3”.....	94
Figura A.30: Resultados de las resistencias de “Rodamiento 3” según las tres hipótesis.	94
Figura A.32: Posición de “Rodamiento 3” en el ensamblaje.	95
Figura A.31: Condiciones de contorno de “Vaso”.	95
Figura A.33: Valores de las resistencias de “Rodamiento 3” según las tres hipótesis.	95
Figura A.35: Condiciones de contorno en el reverso de “Boca”.	95
Figura A.34: Condiciones de contorno de “Boca”.	95
Figura A.36: Posición de “Boca” en el ensamblaje.	95
Figura A.37: Valores de las resistencias de “Boca” según las tres hipótesis.....	96
Figura A.39: Posición de “Boca exterior” en el ensamblaje.	96
Figura A.38: Condiciones de contorno de “Boca exterior”.....	96
Figura A.40: Valores de las resistencias de “Boca exterior” según las tres hipótesis.....	97

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1: Propiedades de los materiales utilizados.	19
Tabla 4.1: Coeficientes de conductancia (5).	28
Tabla 4.2: Propiedades del agua (7).	31
Tabla 4.3: Parámetros de los conductos refrigerantes.	32
Tabla 6.1: caso 1 estacionario.	42
Tabla 6.2: caso 2 estacionario.	42
Tabla 6.3: caso 3 estacionario.	43
Tabla 6.4: caso 4 estacionario.	47
Tabla 6.5: caso 5 estacionario.	47
Tabla 6.6: caso 6 estacionario.	47
Tabla 6.7: caso 7 estacionario.	51
Tabla 6.8: caso 8 estacionario.	51
Tabla 6.9: caso 9 estacionario.	52
Tabla 6.10: Caso 1 transitorio.	57
Tabla 6.11: Caso 2 transitorio.	57
Tabla 6.12: Caso 3 transitorio.	57
Tabla 6.13: Caso 4 transitorio.	59
Tabla 6.14: Caso 5 transitorio.	59
Tabla 6.15: Caso 6 transitorio.	60
Tabla 6.16: Caso 7 transitorio.	61
Tabla 6.17: Caso 8 transitorio.	61
Tabla 6.18: Caso 9 transitorio.	62
Tabla P.1: coste de la simplificación de las piezas.	74
Tabla P.2: coste del cálculo de los parámetros del modelo.	74
Tabla P.3: coste del estudio del comportamiento del modelo nodal.	74
Tabla P.4: coste de la elaboración de la memoria.	74
Tabla P.5: Cálculo del presupuesto global.	75
Tabla A.1: Cálculo de las resistencias de la carcasa mediante la hipótesis de temperaturas uniformes.	86
Tabla A.2: Cálculo de las resistencias de la carcasa mediante las hipótesis de flujos uniformes.	87
Tabla A.3: Resultados de las resistencias de “Plato del eje” según las tres hipótesis.	89
Tabla A.4: Resultados de las resistencias de “Rodamiento 1” según las tres hipótesis.	90

Tabla A.5: Resultados de las resistencias de “Soporte 1” según las tres hipótesis.	91
Tabla A.6: Resultados de las resistencias de “Soporte 2” según las tres hipótesis.	91
Tabla A.7: Resultados de las resistencias de “Eje” según las tres hipótesis.	93
Tabla A.8: Resultados de las resistencias de “Rodamiento 2” según las tres hipótesis.	94
Tabla A.9: Resultados de las resistencias de “Rodamiento 3” según las tres hipótesis.	94
Tabla A.10: Resultados de las resistencias de “Rodamiento 3” según las tres hipótesis.	95
Tabla A.11: Resultados de las resistencias de “Boca” según las tres hipótesis.....	96
Tabla A.12: Resultados de las resistencias de “Boca exterior” según las tres hipótesis.	97
Tabla B.1: Contacto entre “Carcasa(C)” y “Plato del eje(A)”.....	98
Tabla B.2: Contacto entre “Carcasa(D)” y “Rodamiento 1(A)”.....	98
Tabla B.3: Contacto entre “Carcasa(E)” y “Soporte 1(A)”.....	98
Tabla B.4: Contacto entre “Carcasa(F)” y “Soporte 2(C)”.....	98
Tabla B.5: Contacto entre “Carcasa(G)” y “Soporte 2(I)”.....	99
Tabla B.6: Contacto entre “Carcasa(H)” y “Soporte 2(B)”.....	99
Tabla B.7: Contacto entre “Carcasa(I)” y “Soporte 2(H)”.....	99
Tabla B.8: Contacto entre “Carcasa(J)” y “Soporte 2(A)”.....	99
Tabla B.9: Contacto entre “Plato del eje(B)” y “Rodamiento 1(B)”.....	99
Tabla B.10: Contacto entre “Plato del eje(C)” y “Eje(A)”.....	100
Tabla B.11: Contacto entre “Soporte 1(B)” y “Rodamiento 2(A)”.....	100
Tabla B.12: Contacto entre “Soporte 1(C)” y “Soporte 2(D)”.....	100
Tabla B.13: Contacto entre “Soporte 2(E)” y “Boca(A)”.....	100
Tabla B.14: Contacto entre “Soporte 2(F)” y “Boca(B)”.....	100
Tabla B.15: Contacto entre “Soporte 2(F)” y “Boca exterior(B)”.....	101
Tabla B.16: Contacto entre “Eje (B)” y “Rodamiento 2(B)”.....	101
Tabla B.17: Contacto entre “Rodamiento 3(A)” y “Vaso(A)”.....	101
Tabla B.18: Contacto entre “Vaso(B)” y “Boca(E)”.....	101
Tabla B.19: Contacto entre “Boca(C)” y “Boca exterior(C)”.....	101
Tabla B.20: Contacto entre “Boca(B)” y “Boca exterior(B)”.....	102
Tabla B.21: Contacto entre “Rodamiento 3(B)” y “Eje exterior(A)”.....	102
Tabla C.1: Masas estimadas de los nodos de “Carcasa”.....	103
Tabla C.2: Masas estimadas de los nodos de “Plato del eje”.....	103
Tabla C.3: Masas estimadas de los nodos de “Rodamiento 1”.....	103
Tabla C.4: Masas estimadas de los nodos de “Soporte 1”.....	103
Tabla C.5: Masas estimadas de los nodos de “Soporte 2”.....	104

Tabla C.6: Masas estimadas de los nodos de “Eje”	104
Tabla C.7: Masas estimadas de los nodos de “Rodamiento 2”	104
Tabla C.8: Masas estimadas de los nodos de “Rodamiento 3”	104
Tabla C.9: Masas estimadas de los nodos de “Vaso”	105
Tabla C.10: Masas estimadas de los nodos de “Boca”	105
Tabla C.11: Masas estimadas de los nodos de “Boca”	105

LISTA DE ACRÓNIMOS Y SÍMBOLOS

A	Área
A_c	Área de la sección del tubo.
Al	Aluminio
A_s	Área de la superficie exterior
b	Constante de tiempo
C	Capacidad
CAD	Computer-Aided Design
CMT	Instituto Universitario de Motores Térmicos
C_p	Calor específico
C_t	Capacidad térmica
ΔT	Diferencia de temperatura
ΔT	Diferencia de temperatura
Δx	Diferencia de longitud
D	Diámetro de tubería
D_h	Diámetro hidráulico
dT	Diferencial de temperatura
dt	Diferencial de tiempo
dx	Diferencial de longitud
E	Tensión de batería
f	Fracción de masa térmica
F	Fuerza
h	Coefficiente de convección
h_c	Coefficiente de conductancia de contacto térmico
I	Intensidad de corriente
IVA	Impuesto sobre el Valor Añadido
k	Conductividad térmica
K	Coefficiente de función potencial
L	Longitud de tubería

L_c	Longitud característica
μ	Viscosidad dinámica
m	Masa
n	Índice variable de Dittus-Boelter
Nu	Número de Nusselt
P	Presión/Perímetro de la sección del tubo.
Pr	Número de Prandtl
\dot{Q}	Razón de transmisión de calor
\dot{q}_{cond}	Razón de transmisión de calor por conducción por unidad de superficie
\dot{Q}_{cond}	Razón de transmisión de calor por conducción
\dot{q}_{conv}	Razón de transmisión de calor por convección por unidad de superficie
\dot{Q}_{conv}	Razón de transmisión de calor por convección
ρ	Densidad
R	Resistencia
R_{cont}	Resistencia de contacto
R_{conv}	Resistencia de convección
Re	Número de Reynolds
R_{pared}	Resistencia térmica de pared
σ	Tensión soportada por tornillo
t	Tiempo
T	Temperatura
T_b	Temperatura del fluido
\bar{T}_b	Temperatura promedio del fluido
$T_{b_{ent}}$	Temperatura de entrada del fluido
$T_{b_{sal}}$	Temperatura de salida del fluido
TFG	Trabajo de Fin de Grado
Ti	Titanio
T_i	Temperatura inicial
T_s	Temperatura de la superficie
T_∞	Temperatura del fluido alejado de la superficie
UPV	Universitat Politècnica de València

u_{∞}	Velocidad del fluido alejado de la superficie
v	Velocidad del fluido
V	Volumen/ Voltaje
v_c	Tensión de condensador

Unidades

bar	Bar
°C	Grado Celsius
cm	Centímetro
€	Euro
h	Hora
J	Julio
K	Kelvin
kg	Kilogramo
kPa	Kilopascal
kW	Kilovatio
l	Litro
μm	Micrómetro
m	Metro
m^2	Metro cuadrado
m^3	Metro cúbico
min	Minuto
mm	Milímetro
mm^2	Milímetro cuadrado
MPa	Megapascal
Pa	Pascal
s	Segundo
W	Vatio

DOCUMENTO I

MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Objetivos

Se enumeran a continuación los diversos objetivos que se han perseguido durante la realización del proyecto. La exposición de estos objetivos tiene como meta principal la revisión posterior a la conclusión del Trabajo de Fin de Grado, para así comprobar que se han alcanzado y poder confirmar la utilidad de este.

Los principales objetivos de este estudio son:

En primer lugar, simplificar las piezas del ensamblaje del vehículo, para obtener geometrías CAD que resulten más prácticas. Todo esto teniendo en cuenta que las nuevas geometrías deben ser suficientemente similares a las piezas originales tanto para la fiabilidad de los resultados como para la capacidad de ser ensambladas nuevamente, y al mismo tiempo suficientemente sencillas como para no consumir excesivos recursos de computación en los cálculos posteriores.

En segundo lugar, obtener una calidad de mallado adecuada para el cálculo de resistencias térmicas en las simulaciones térmicas. Comprender en cada caso de cálculo las consecuencias sobre los resultados que conllevan distintas resoluciones y números de elementos de la malla sobre las geometrías simplificadas. Observar que, aun teniendo en cuenta las limitaciones de cálculo, los resultados de mallas más definidas tienen una precisión adecuada.

En tercer lugar, plantear diferentes hipótesis de condiciones de contorno para cada caso de cálculo. En los cálculos, se obtiene una resistencia térmica para cada combinación de dos superficies de contacto en la pieza (condiciones de contorno). Por lo tanto, las hipótesis contemplan flujo de calor constante en una superficie y temperatura constante en la otra, o bien temperaturas constantes en ambas. Estas hipótesis ofrecen márgenes máximos y mínimos para las resistencias, cuyo valor se concreta estimando las condiciones más próximas a la realidad.

En cuarto lugar, calcular las resistencias térmicas de convección y de contacto entre las superficies de distintas piezas. Estudiar qué valores pueden tomar las segundas en función de la presión de contacto y los materiales involucrados.

En quinto lugar, obtener las capacidades térmicas de las piezas, que hacen que estas varíen su temperatura en función del calor recibido o expulsado a lo largo del tiempo en régimen transitorio.

En último lugar, analizar el comportamiento del ensamblaje en régimen transitorio y estacionario. Las resistencias y capacidades obtenidas anteriormente integran un modelo nodal a partir del cual se observa el comportamiento térmico, permitiendo discernir las piezas y los caminos para la transmisión del calor más críticos.

1.2. Antecedentes

Este Trabajo de Fin de Grado (TFG) se ha desarrollado durante el curso 2021-2022 dentro del centro CMT-Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València (UPV) en el contexto del proyecto HL-POWERTRAIN, a partir de la obtención de la concesión de una beca competitiva de colaboración.

HL-POWERTRAIN forma parte de la convocatoria de proyectos estratégicos en cooperación de la Agència Valenciana de la Innovació (AVI) y tiene como meta la implementación de un prototipo del sistema de propulsión Hyperloop mediante un tren de potencia de vehículo eléctrico y un turborreactor y su validación mediante un gemelo digital. El desarrollo del proyecto abarca 25 meses (01/06/2021-30/06/2023) y está liderado por la empresa Zeleros, que trabaja en colaboración con Hybrid Energy Storage Solutions, Ziur Composites, el Instituto Tecnológico de la Energía (ITE) y el centro CMT de la UPV. (1)

El gemelo digital incluye, entre otros aspectos, un modelo del sistema que define el comportamiento físico del medio de transporte y su dinámica de movimiento. Este modelo del sistema se desglosa al mismo tiempo en un modelo eléctrico, un modelo fluidodinámico, un modelo estructural, modelos auxiliares y un modelo térmico, en el que se ha centrado el presente TFG.

1.3. Justificación

Hyperloop es una propuesta de un nuevo medio de transporte con el que se podría viajar a más de 1000km/h. Esto es posible gracias a que, dentro de los tubos cerrados herméticamente, el aire a baja presión provoca muy poca resistencia aerodinámica frente al avance de la cápsula, aumentando considerablemente su eficiencia (2) (3). Al mismo tiempo, las emisiones contaminantes directas son nulas, pues no necesita la utilización de combustibles fósiles para funcionar. De hecho, su consumo energético es bajo, por lo que su demanda necesaria de energía eléctrica se puede satisfacer completamente mediante el uso exclusivo de fuentes renovables (3). Este aspecto, resulta una ventaja en el contexto actual, en el que las consecuencias ecológicas de las actividades humanas tienen gran importancia y se evalúa de manera más consciente el impacto de los medios de transporte sobre el medio ambiente.

En este TFG, se ha pretendido colaborar en este proyecto desde el punto de vista de su comportamiento térmico. De esta forma, las conclusiones del estudio pueden servir para conocer que partes del vehículo están sometidas a mayores fenómenos térmicos, y comparar el efecto de refrigerantes, geometrías y diferentes materiales sobre los mismos. De manera simultánea, los estudios realizados podrían tener utilidad para el desarrollo de nuevas versiones del sistema de transporte y para futuros proyectos en los que se consideren casos similares de modelos nodales térmicos.

1.4. Estructura del proyecto

1.4.1. Memoria

La memoria contiene las explicaciones teóricas de los casos a estudiar, la descripción de la metodología y el razonamiento empleados para su resolución, y los conceptos extraídos de los resultados. Por tanto, la memoria se divide en capítulos correspondientes a cada una de estas partes:

- En primer lugar, en *Base teórica* se explica el contexto teórico en el que se enmarca este trabajo. Se exponen los fundamentos de las formas de transmisión de calor y de los modelos que se contemplan en el desarrollo del TFG
- En segundo lugar, *Definición del problema* expone el modelo del ensamblaje, la simplificación de las geometrías CAD y las hipótesis consideradas.
- En *Cálculo de los parámetros del modelo* se explica el procedimiento y razonamiento seguidos para el cálculo de resistencias y la realización de los ensayos, junto con el estudio de los efectos de la calidad de mallado y las hipótesis de condiciones de contorno. Al mismo tiempo, se completa esta información con el cálculo de las resistencias de contacto, la equivalente de la convección y las capacidades de las masas térmicas.
- A continuación, *Análisis de los resultados* describe las conclusiones extraídas de los resultados de las simulaciones térmicas y los cálculos complementarios, justificando y comparando los valores obtenidos.
- Posteriormente, en *Modelo nodal* se plantea el esquema del circuito equivalente a considerar, compuesto a partir de los datos calculados previamente. Además, se explica el desarrollo de las simulaciones de régimen transitorio y estacionario.
- Finalmente, en *Conclusiones* se muestra un resumen de los resultados conseguidos y de los conceptos más importantes aprendidos del proyecto.

1.4.2. Presupuesto

El presupuesto enumera y valora el coste de los recursos humanos y materiales necesarios para la realización del proyecto, obteniendo un presupuesto total de ejecución.

1.4.3. Anexos

En los anexos se recopilan los resultados numéricos del cálculo de resistencias mediante simulaciones térmicas, incluyendo gráficas y figuras que facilitan la comprensión del estudio realizado. También se encuentran los resultados de las resistencias de contacto y las masas térmicas.

2. BASE TEÓRICA (4)

2.1. Mecanismos de transmisión de calor

El calor es la forma de energía que puede ser transferida de un sistema a otro a causa de una diferencia de temperatura. Mientras que el análisis termodinámico se centra en conocer la cantidad de calor que intercambian los sistemas que pasan de un estado de equilibrio a otro, el estudio de la transmisión de calor empleado en este TFG muestra el ritmo de esa transferencia de energía.

La transferencia de calor ocurre de los medios con temperaturas mayores hacia los de menores, y se interrumpe cuando alcanzan la misma. Este fenómeno puede ocurrir de tres formas distintas: por conducción, por convección o por radiación. Las contempladas en el proyecto son la conducción, para el paso de calor por las piezas sólidas, y la convección, para la acción refrigerante del agua y el aire en contacto con los álabes del fan. La transmisión de calor por radiación, que se produce entre cuerpos en el vacío mediante radiación electromagnética, no se ha considerado porque su efecto es muy reducido en los casos de estudio debido a las bajas diferencias de temperatura entre las superficies sometidas a esta.

2.1.1. Conducción

La conducción es la transmisión de calor de las partículas más energéticas de una sustancia hacia otras partículas adyacentes menos energéticas. Ocurre a causa de la colisión y difusión de las moléculas en fluidos, y a causa de la vibración de los átomos en cuerpos sólidos y el transporte de energía de electrones libres en materiales metálicos.

Al mismo tiempo, el ritmo de la conducción depende de la geometría, el grosor, las diferencias de temperatura y el material del medio. Por ejemplo, si se considera un fenómeno de conducción en régimen estacionario a través de una pared muy grande en la que las superficies opuestas tienen temperaturas distintas, se utilizaría la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.1)$$

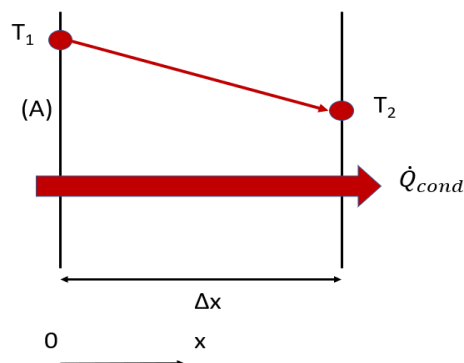


Figura 2.1: Transmisión de calor por conducción a través de una pared.

donde:

- \dot{Q}_{cond} es la razón de transferencia de calor en W .
- k es la conductividad térmica del medio en W/mK .
- A es el área a través de la que pasa el flujo de calor en m^2 .
- T_1 es la temperatura más alta en K .
- T_2 es la temperatura más baja en K .

Si consideramos que el grosor de la pared tiende a cero, la conducción de calor se puede expresar con la Ley de Fourier:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

donde $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura en K/m .

El signo negativo expresa que la dirección que sigue el flujo de calor es siempre de la temperatura mayor a la menor. También se observa que la razón de conducción de calor es proporcional al gradiente de temperatura en la dirección de la transmisión, por lo que será más rápida cuanto mayor sea la diferencia térmica. Al mismo tiempo, las propiedades de conductividad térmica del material también son clave. La conductividad se define como la razón de transmisión de calor por unidad de grosor de material, por cada unidad de área y por unidad de diferencia de temperatura.

La temperatura es una medida de la energía cinética de las partículas de una sustancia, y cuando una partícula con más temperatura contacta con otra de menos temperatura, le transfiere parte de su energía cinética, aumentando su temperatura. Cuando se trata de gases, la conductividad térmica es mayor cuanto mayor es la temperatura y la masa molar. Al igual que los gases, la conductividad de los líquidos aumenta con la masa molar, aunque a excepción del agua, disminuye al aumentar la temperatura. En cuanto a los sólidos, la conductividad es resultado de la estructura microscópica interna del material y/o del flujo de electrones libres. Por esta segunda razón, los metales, empleados en el presente trabajo, tienen mayor conductividad térmica, que al mismo tiempo está relacionada con su conductividad eléctrica.

Cuando se trata de la conducción en régimen transitorio se debe tener en cuenta no solamente la conductividad, sino también el efecto del calor específico, que es la cantidad de calor que necesita absorber una unidad de masa de una sustancia para aumentar su temperatura en una unidad.

2.1.2. Convección

La transmisión de calor por convección es una combinación de los efectos de la conducción y el movimiento de los fluidos. Ocurre entre una superficie sólida y un gas o líquido contiguo en movimiento. La transferencia de calor entre la superficie y la capa adyacente de fluido se produce por conducción, para después combinarse con su movimiento macroscópico, que desplaza el fluido calentado o enfriado para sustituirlo por otro de mayor o menor temperatura. Por lo tanto, el desplazamiento de la masa del fluido es clave para aumentar la convección, por lo que cuanto más rápido se mueva mayor será la convección. Al contrario, en el caso de ausencia de movimiento la transmisión de calor ocurre únicamente por conducción.

La convección puede suceder de forma natural o de forma forzada. La convección forzada ocurre cuando el fluido se desplaza a lo largo de la superficie sólida a causa de una fuerza externa. Mientras tanto, la convección es natural cuando este movimiento está causado por las fuerzas resultantes de las diferencias de densidades debidas a las diferentes temperaturas a las que están sometidas las masas de fluido bajo una aceleración gravitatoria. La forma de convección considerada en el caso a estudiar es la forzada, ya que el agua refrigerante del sistema está en circulación y el aire entra al fan con cierta velocidad, provocando una transmisión de calor por convección con los álabes.

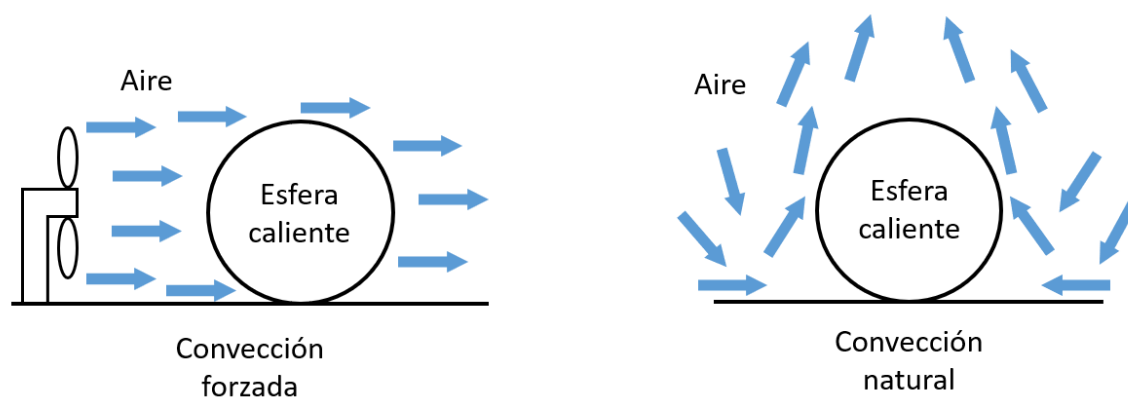


Figura 2.2: Convección forzada y natural sobre un cuerpo caliente.

La razón de transmisión de calor en la convección se puede expresar mediante la ley del enfriamiento de Newton como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.4)$$

donde:

- h es el coeficiente de convección o coeficiente de película en W/m^2K .
- A_s es la superficie a través de la cual ocurre la convección en m^2 .
- T_s es la temperatura de la superficie en K .
- T_∞ es la temperatura del fluido a suficiente distancia de la superficie en K .

El coeficiente de película se define como la razón de transmisión de calor entre un fluido y una superficie sólida por cada unidad de área por unidad de diferencia de temperatura. Está determinado por la viscosidad dinámica, la densidad, la conductividad y el calor específico del fluido. También depende de varios factores externos a las propiedades del fluido como la geometría de la superficie, la velocidad y la naturaleza del movimiento.

En cuanto a la naturaleza del movimiento, se pueden distinguir dos tipos: el flujo laminar y el flujo turbulento. El flujo laminar está caracterizado por líneas de corriente suaves y paralelas y es propio de menores velocidades y viscosidades más altas. Mientras tanto, el flujo turbulento se da en mayores velocidades y viscosidades más bajas, y tiene un movimiento más caótico y desordenado.



Figura 2.3: Flujo laminar y turbulento a través de un conducto.

Al mismo tiempo, en este flujo se pueden diferenciar una capa límite térmica y una capa límite de velocidad. El grosor de la capa límite de velocidad se define como el grosor equivalente a la distancia perpendicular a la superficie en la que la velocidad del fluido es el 99% de la velocidad del flujo libre alejado de la superficie. Esto se comprende sabiendo que, debido a los efectos de la viscosidad, el fluido no tiene velocidad en su contacto con la superficie y se ralentiza la secuencia de capas superiores en movimiento. Al igual que ocurre con la velocidad, en el fluido también hay una región de diferentes temperaturas que varían entre el contacto con la superficie y el fluido libre. Por lo tanto, el grosor de la capa límite térmica se define como la distancia perpendicular a la superficie en la que la temperatura del fluido es el 99% de la temperatura del flujo libre alejado.

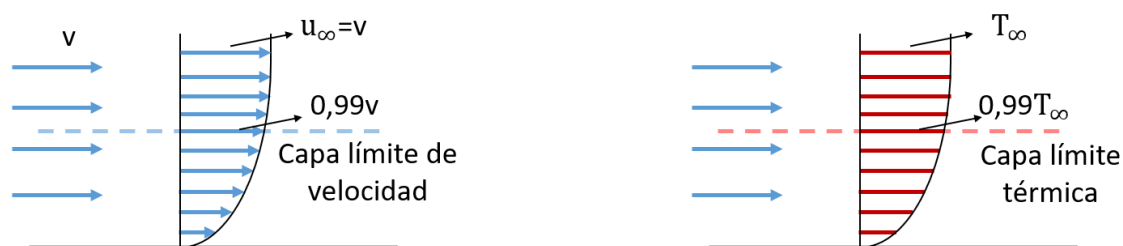


Figura 2.4: Capas límite de velocidad y térmica en un proceso de convección.

Para el estudio de la convección se utilizan números adimensionales resultantes de combinaciones de variables. Los números adimensionales utilizados en el presente TFG son el número de Reynolds, el número de Prandtl y el número de Nusselt. Estos tres números describen cómo sucede la convección según los aspectos explicados anteriormente, permitiendo determinar el valor del coeficiente de película.

Este coeficiente se consigue a partir del número de Nusselt, que expresa la relación entre la transferencia de calor a través de las capas del fluido debida a la convección y la transferencia de calor por conducción a través de las mismas capas. Indica la mejora de la transmisión provocada por la convección:

$$Nu = \frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{k} \quad (2.5)$$

A su vez, el número de Nusselt se consigue a partir de otros parámetros y se utilizan expresiones diferentes para calcularlo dependiendo de las condiciones en las que ocurra la convección. En el caso abordado en este TFG, como la convección ocurre entre superficies de un contorno cerrado con flujos forzados, se usa la expresión de Dittus-Boelter correspondiente a flujo interno turbulento en tuberías:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n \quad (2.6)$$

Condiciones para su aplicación:

- $Re > 10000$
- $|T_s - T_b| < 279K$ para líquidos.
- $|T_s - T_b| < 333K$ para gases.
- $n = 0,4$ si el fluido se calienta.
- $n = 0,3$ si el fluido se enfría.
- $0,7 < Pr < 160$
- $\frac{L}{D} > 40$
- Propiedades del fluido a la temperatura $\bar{T}_b = \frac{T_{b_{ent}} - T_{b_{sal}}}{2}$.

donde:

- Re es el número de Reynolds.
- Pr es el número de Prandtl.
- T_s es la temperatura de la superficie.
- T_b es la temperatura del fluido.
- L es la longitud de la tubería.
- D es el diámetro de la tubería.
- $T_{b_{ent}}$ es la temperatura de entrada del fluido.
- $T_{b_{sal}}$ es la temperatura de salida del fluido.

El número de Reynolds expresa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, e indica si el flujo es laminar o turbulento. Cuando se trata de tuberías, si es menor que 2300 es laminar, mientras que, si es mayor que 10000 es turbulento, correspondiendo a todos los valores intermedios a un estado de transición.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho v L_c}{\mu} \quad (2.7)$$

Para flujo en tuberías:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.8)$$

donde:

- ρ es la densidad del fluido.
- v es la velocidad del flujo libre.
- L_c es la longitud característica de la geometría sólida.

- μ es la viscosidad dinámica.

Para el caso de tubos no circulares, el diámetro D a utilizar es el diámetro hidráulico:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (2.9)$$

donde:

- A_c es el área de la sección del tubo.
- P es el perímetro de la sección del tubo.

2.2. Régimen estacionario y transitorio

Los fenómenos de transmisión de calor se pueden clasificar en estacionarios y transitorios. En los estacionarios el flujo de calor y la temperatura no sufren cambios en el tiempo, mientras que en el transitorio sí. La gran mayoría de problemas, incluido el tratado en este trabajo, son de naturaleza transitoria, pero para facilitar el análisis se recurre al planteamiento de estados estacionarios.

En el estudio de casos transitorios se puede recurrir a análisis de parámetros concentrados, que permite tratar un cuerpo como una masa cuya temperatura es homogénea en todas sus partes, haciendo que la temperatura solamente dependa del tiempo y no de la posición. Para comprender este planteamiento se puede plantear un cuerpo sólido con unas propiedades arbitrarias de masa m , volumen V , área superficial A_s y calor específico C_p que se encuentra a una temperatura inicial uniforme T_i . Este cuerpo se coloca en un medio con una temperatura más alta T_∞ , produciéndose una convección con un coeficiente h .

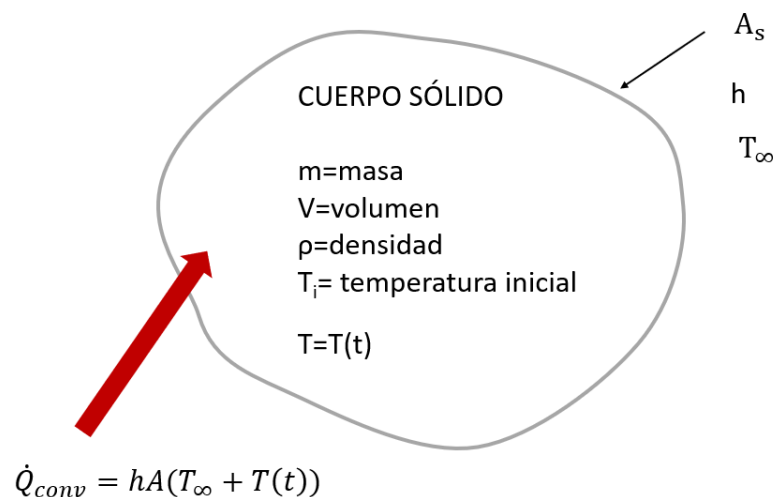


Figura 2.5: Transmisión de calor entre un cuerpo de propiedades homogéneas y un medio de mayor temperatura.

Si se expresa el balance de energía en un intervalo de tiempo diferencial:

$$hA_s(T_\infty - T)dt = mC_p dT \quad (2.10)$$

$$\ln \frac{T(t)-T_\infty}{T_i-T_\infty} = -\frac{hA}{\rho V C_p} t \quad (2.11)$$

$$\frac{T(t)-T_\infty}{T_i-T_\infty} = e^{-bt} \quad (2.12)$$

donde:

$$b = \frac{hA_s}{\rho V C_p} \quad (2.13)$$

es la constante de tiempo, expresada normalmente en s^{-1} , y se aproximará más rápido a la temperatura de equilibrio cuanto mayor sea su valor. Si la transmisión de calor se produjese por conducción, la constante de tiempo sería:

$$b = \frac{kA_s}{L\rho V C_p} \quad (2.14)$$

Estas expresiones son de especial importancia a la hora de establecer la equivalencia entre las transmisiones de calor en transitorio y el circuito equivalente.

2.3. Circuitos equivalentes

La ecuación de transmisión de calor por conducción a través de una pared explicada anteriormente se puede configurar de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1-T_2}{R_{pared}} \quad (2.15)$$

donde:

$$R_{pared} = \frac{L}{kA} \quad (2.16)$$

es la resistencia térmica de la pared. Como se puede observar, depende de su geometría y las propiedades conductivas del material. La utilización de estas resistencias no está limitada a paredes planas y se pueden utilizar para describir otras geometrías como las de las piezas estudiadas en este TFG. Se puede ver que la definición de la razón de transmisión es análoga a la de la corriente eléctrica:

$$I = \frac{V_1-V_2}{R} \quad (2.17)$$

en la que la resistencia se determina a partir de la conductividad eléctrica σ , la longitud L del conductor y el área de su sección transversal A :

$$R = \frac{L}{\sigma A} \quad (2.18)$$

Cuando se trata de la convección, la resistencia térmica también se define de manera similar a la de la conducción:

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s-T_\infty}{R_{conv}} \quad (2.19)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s} \quad (2.20)$$

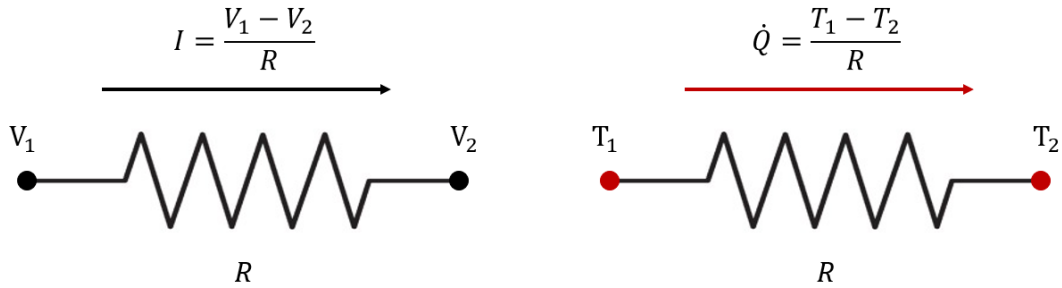


Figura 2.6: Equivalencia entre una resistencia eléctrica y una resistencia térmica.

De la misma forma que ocurre con las resistencias eléctricas, podemos representar las resistencias térmicas en serie o en paralelo en función de cómo se distribuya el flujo de calor con respecto a las temperaturas.

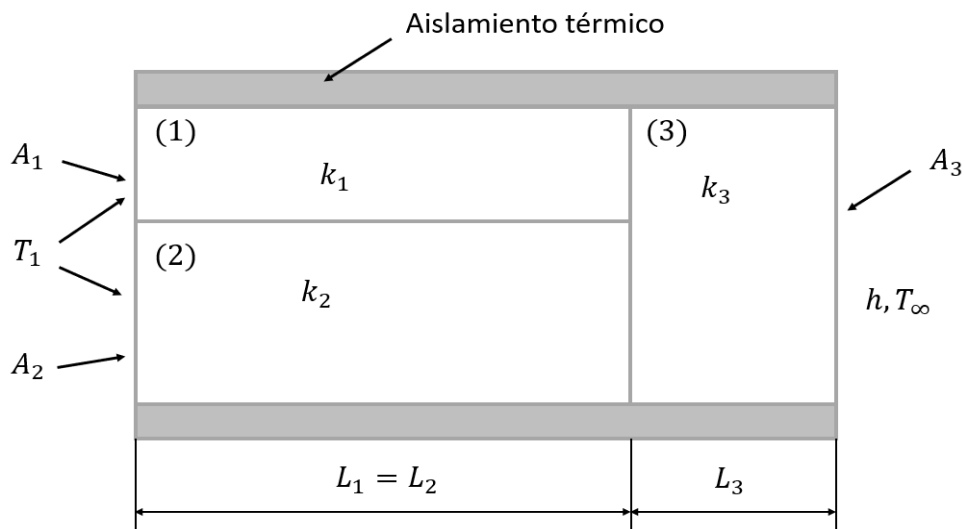


Figura 2.7: Cuerpo de diferentes materiales sometido a distintas formas de transmisión de calor.

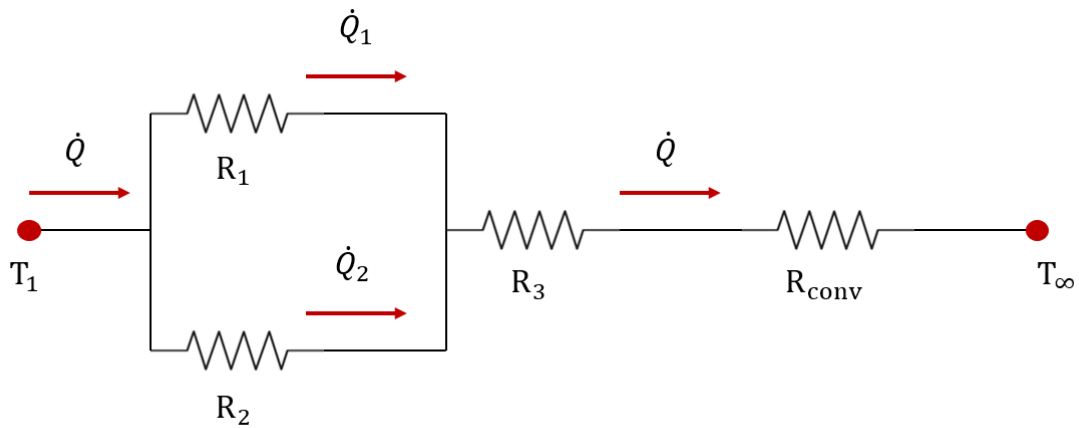


Figura 2.8: Circuito térmico equivalente del sistema de la figura 2.7.

También hay que tener en cuenta que, en la realidad, cuando la transmisión de calor ocurre entre dos piezas juntas, las superficies en contacto de estas no suelen tener los mismos grados, sino que hay una caída de temperatura en la dirección del flujo de calor. Esto se debe a que las superficies no son completamente lisas y regulares, ya que tienen una rugosidad microscópica. Al existir estos picos y valles inapreciables a simple vista en las superficies de las piezas, cuando estas están pegadas el contacto no es perfecto y quedan huecos entre ellas. Los huecos están ocupados por aire, que actúan como aislantes térmicos.

Por lo tanto, para representar este fenómeno, se deben considerar resistencias colocadas en serie en los contactos entre cuerpos distintos. El valor de dichas resistencias aumentará cuanto más rugosidad exista y disminuirá cuanto más presión de contacto haya entre las piezas.

En cuanto al estado transitorio del comportamiento térmico, existe una similitud entre los cuerpos que acumulan o expulsan calor variando su temperatura en el tiempo y los condensadores de los circuitos eléctricos. Por ejemplo, el caso descrito anteriormente que consiste en un cuerpo que entra en contacto con un medio de mayor temperatura es equivalente al siguiente circuito eléctrico:

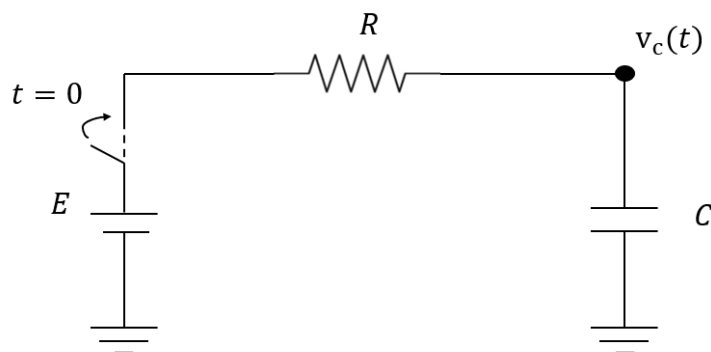


Figura 2.9: Circuito eléctrico con condensador.

en el que la tensión del capacitor sigue la siguiente fórmula:

$$v_c(t) = E(1 - e^{-\frac{1}{RC}t}) \quad (2.21)$$

Siendo la expresión de la temperatura del cuerpo durante el estado térmico transitorio cuando $T_i = 0$:

$$T(t) = T_\infty(1 - e^{-bt}) \quad (2.22)$$

la capacidad térmica es:

$$C_t = \rho V C_p = m C_p \quad (2.23)$$

Estas capacidades se incluyen en los nodos del circuito, para así poder reproducir los efectos térmicos transitorios de las diferentes masas de los cuerpos.

A partir de los capacitores y todas las resistencias que se obtengan, tanto debidas a la conducción, a la convección y al contacto, se puede diseñar un modelo nodal que simule la realidad. Un circuito conformado por estos componentes, en el que se consideren todas las vías de transferencia de calor y todas las masas capaces de calentarse o enfriarse con el tiempo.

En cuanto a las resistencias térmicas de los contactos entre piezas, su valor aumenta con la rugosidad de las superficies y disminuye con la presión ejercida en las superficies.

De la misma forma que la resistencia térmica equivalente de una convección se calcula mediante un coeficiente de película h y un área A , la resistencia de un contacto se expresa con el área de su superficie y el coeficiente de conductancia de contacto térmico h_c :

$$R_{cont} = \frac{1}{h_c A} \quad (2.24)$$

Mientras tanto, esta misma resistencia se puede expresar en función de la presión aplicada como una ecuación potencial del tipo:

$$R_{cont} = K P^{-b} \quad (5) \quad (2.25)$$

Donde P es la presión y K y b son números reales positivos que dependen del material de las superficies en contacto y las condiciones ambientales, además del resto de parámetros ya mencionados.

3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

3.1. Descripción del vehículo

Para llevar a cabo el estudio del comportamiento térmico del vehículo de Hyperloop es necesario traducir el ensamblaje a un modelo nodal equivalente, a partir del cual se analicen los principales caminos del flujo de calor y los componentes críticos. En el presente trabajo, se ha obtenido un modelo nodal aplicable al estado estacionario, pero no se ha definido con exactitud el modelo del régimen transitorio por falta de tiempo. Por lo tanto, se ha estimado la magnitud de las masas en los nodos y se ha llevado a cabo finalmente un “podado” de las ramas del circuito con menor participación en la transferencia de calor, con el propósito de facilitar los cálculos.

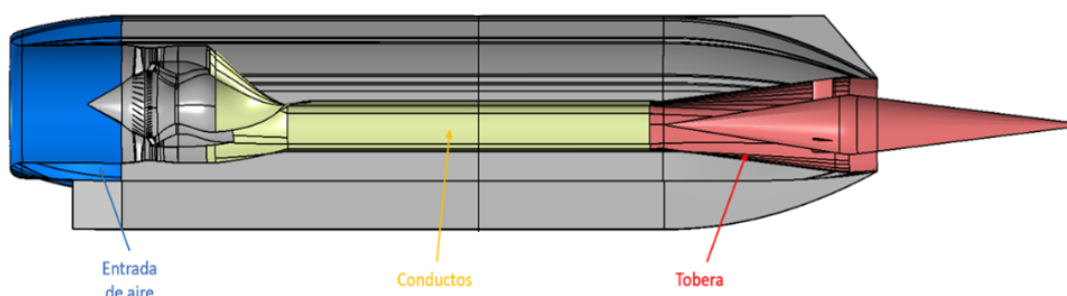


Figura 3.1: Estructura del vehículo.

El vehículo cuenta con un compresor axial accionado por un motor eléctrico, cuyo rotor acelera el aire entrante para después ser frenado por el estator, transformándose la energía cinética en presión. El aire recorre los conductos internos para después ser expulsado por la tobera, obteniendo energía cinética. De esta forma, se transfiere la presión de la boca a la cola, propulsando el vehículo a gran velocidad a través de tubos de baja presión, en los que se desliza con la ayuda de levitación magnética.

Bajo su carcasa, se encuentra una estructura de costillas y largueros que soporta este circuito de aire, acompañado de los levitadores magnéticos, la batería, el inversor y el motor eléctrico. Durante la realización de este trabajo no se ha dispuesto de todos los componentes del ensamblaje, que todavía estaba en desarrollo. Tampoco se ha tenido acceso a las piezas de la estructura del fan que constituían el eje y los álabes por motivos de confidencialidad. Por lo tanto, el estudio se ha realizado teniendo en cuenta únicamente los componentes del motor eléctrico, la estructura de costillas y largueros, las paredes del conducto de aire y la estructura del fan, en la cual se ha estimado la geometría de las piezas ausentes.

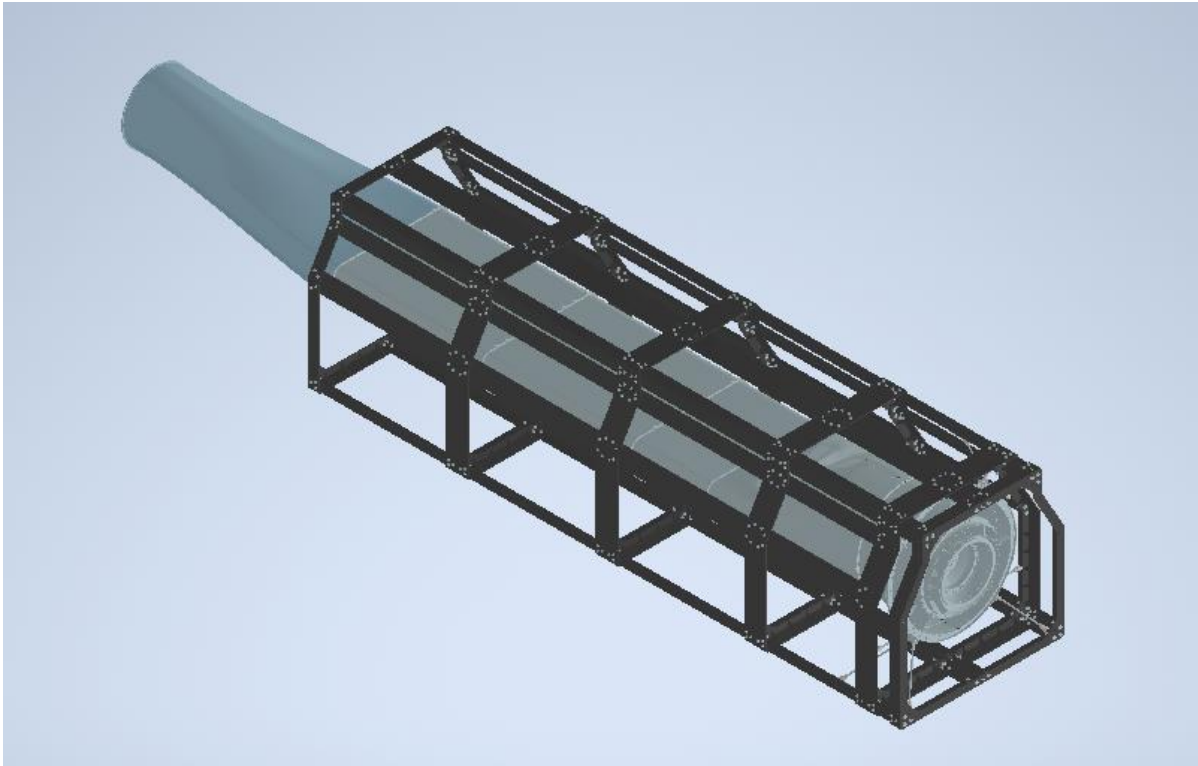


Figura 3.2: Ensamblaje del vehículo sin la carcasa exterior.

El área de estudio se vuelve a reducir sabiendo que tanto el esqueleto del vehículo como todas las paredes delgadas y curvadas recorridas por el aire están fabricadas con un material compuesto con una conductividad térmica muy baja, por lo que estos componentes no tienen una participación importante en la transmisión de calor.

3.2. Adaptación de las piezas

A continuación, es necesario obtener una simplificación de las piezas a analizar para facilitar el mallado y los cálculos posteriores. Con la ayuda del programa de CAD Autodesk Inventor, se eliminan los detalles del diseño de las piezas o se remodelan de cero en los casos más sencillos tomando las medidas y dimensiones más prioritarias del diseño. Además, se eliminan piezas pequeñas como tornillos y arandelas. La simplificación debe realizarse sabiendo que las simplificaciones no deben modificar la forma de la pieza tanto como para que los resultados del estudio no sean válidos. De manera simultánea, se lleva a cabo considerando que las nuevas piezas deben poderse ensamblar posteriormente de la misma manera que en el diseño original.

El montaje original incluye tres rodamientos de bolas, que al simplificar el diseño se sustituyen por anillos cilíndricos de acero con sus mismos grosores, diámetros internos y diámetros externos. Utilizar un diseño realista implicaría tener en cuenta los aros, las jaulas y cada una de las bolas como piezas separadas y considerar los efectos de los lubricantes en la transmisión de calor. Esto complicaría el análisis de forma innecesaria al definir vías de transferencia de calor que no alterarían el resultado del conjunto.

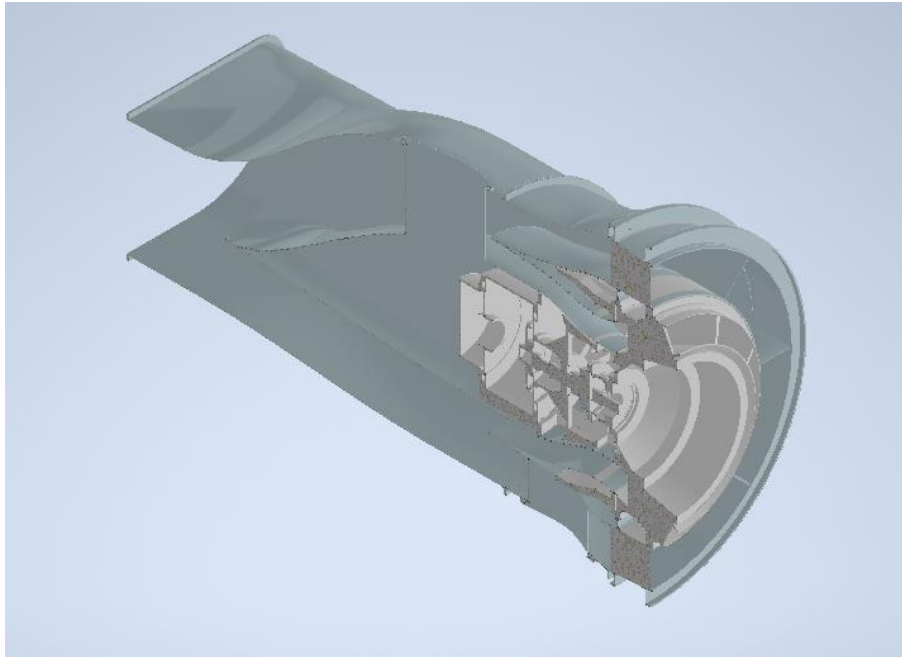


Figura 3.3: Simplificación del ensamblaje.

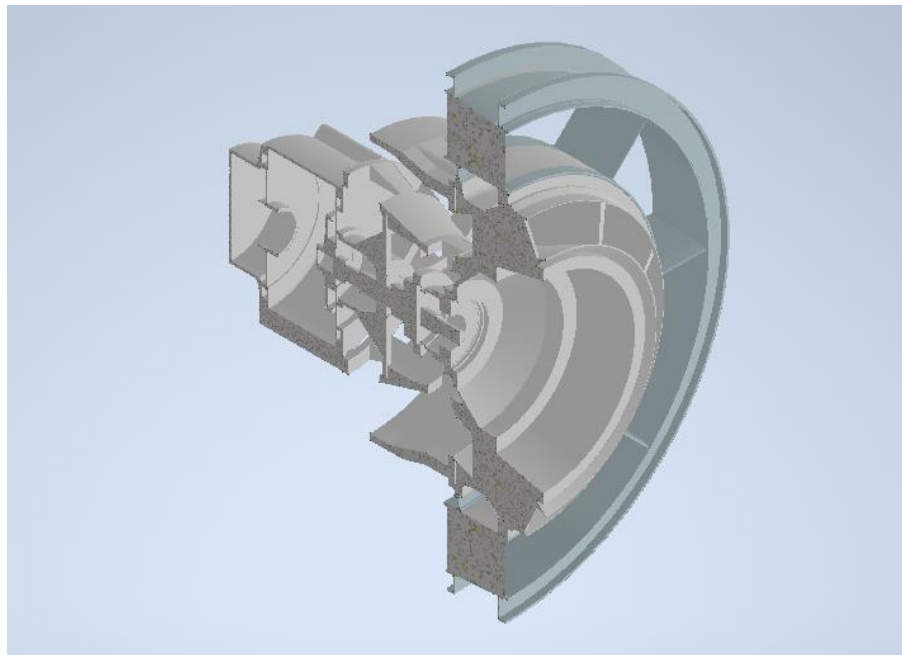


Figura 3.4: Piezas simplificadas estudiadas.

Una vez obtenidas las piezas a utilizar, se exportan como archivos de CAD legibles por el programa empleado para las simulaciones. El formato “.ipt” con el que se guardan las piezas en Autodesk Inventor no es transferible a otros programas, por lo que es necesario exportarlo a un formato más universal,

como por ejemplo el formato de archivos binarios de Parasolid “.x_b”. Estos archivos se establecen como geometría del sistema de análisis térmico utilizado para los ensayos.

A continuación, se determina en cada pieza las superficies donde se aplican las condiciones de contorno, que son las superficies que están en contacto con otras piezas en el ensamblaje o con el agua refrigerante. Las condiciones de contorno se aplican en superficies delimitadas por aristas, lo que supone un problema en piezas en las que estas ocupan solamente una porción de la cara. Para resolver este problema, se seccionan dichas caras convenientemente con ayuda de herramientas de diseño. El seccionamiento de las caras es también necesario cuando existen diferentes condiciones de contorno adyacentes en la pieza. En estos casos, se recorta una parte delgada de la superficie más amplia para evitar que superficies con diferentes condiciones de contorno estén en contacto y que en la simulación se obtengan resultados incoherentes a causa de la superposición de estas.

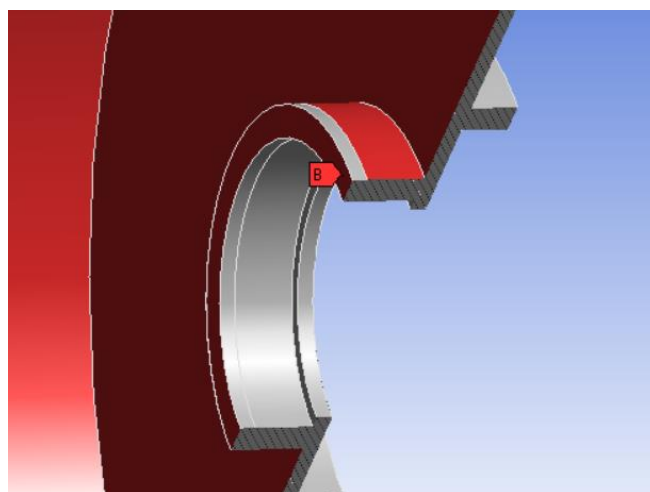


Figura 3.5: Definición de dos condiciones de contorno en la carcasa del motor.

También es necesario especificar el material de cada pieza en el campo de datos utilizados en los ensayos. Los materiales utilizados tienen conductividad constante con el fin de no complicar más el estudio con resistencias variables con la temperatura. Las piezas estudiadas están hechas de acero a excepción de la carcasa del motor y los álabes, que son de aluminio y titanio respectivamente.

MATERIALES UTILIZADOS			
Material	Acero	Aluminio	Titanio
Densidad(kg/m³)	7850	2770	4507
Conductividad(W/mK)	60,5	205	21,9
Calor específico(J/kgK)	460	908,362	520

Tabla 3.1: Propiedades de los materiales utilizados.

Cada pieza tiene varias condiciones de contorno nombradas con letras que se traducen a nodos en el circuito equivalente, por lo que se simulan todas combinaciones de parejas de estos nodos para obtener las resistencias. El cálculo de cada caso se realiza con tres hipótesis de condiciones de contorno

diferentes: temperatura constante en ambos “nodos”, flujo de calor constante en el primero y temperatura constante en el segundo, y viceversa. Entrelazando todos estos casos se obtiene el modelo nodal completo.

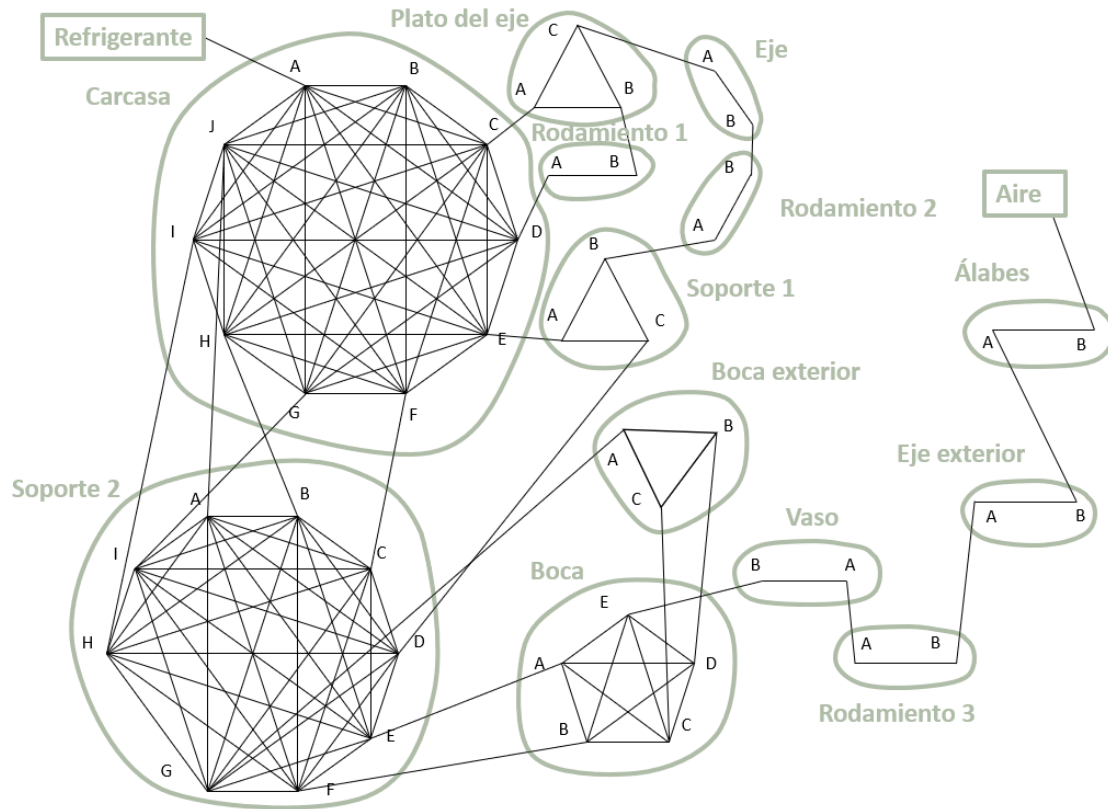


Figura 3.6: Esquema nodal del sistema.

En el modelo, “Eje exterior” y “Álabes” son las piezas cuyos diseños no se poseen por motivos de confidencialidad. “Eje exterior” se considera como un cilindro hueco de acero, de 20 cm de largo, 1 cm de espesor y 5 cm de diámetro exterior. “Álabes” no puede tomarse como una forma geométrica sencilla, pero se sabe que es de titanio y tiene un peso de 35 kg. También se sabe que el coeficiente de convección del aire con los álabes es muy alto, por lo que la resistencia de convección es despreciable. En estado estacionario se considerara la secuencia en serie “Eje exterior”-“Álabes” como unas resistencias variables que pueden tomar varios valores estimados, encontrándose la última conectada directamente a un nodo con temperatura constante que representa la temperatura del aire. Sin embargo, en transitorio además de utilizar una resistencia variable distinta para cada componente, se añade un condensador en cada nodo, asignando la mitad de la masa de la pieza a cada uno. Se acepta esta hipótesis porque se sabe que el flujo de calor se puede considerar bastante unidireccional a través de las geometrías del eje exterior y los álabes. Las capacidades de los condensadores se calcularán sabiendo que cuentan con la mitad de la masa del componente y el calor específico del material del que está compuesto, definido en la tabla 3.1.

$$m_{eje_exterior} = 7850 \cdot 0,25\pi(0,05^2 - 0,03^2) = 9.8646 \text{ kg}$$

$$m_{\acute{a}labes} = 35 \text{ kg}$$

En el caso de la pieza “Rodamiento 3”, se conoce que se encuentra en contacto con la pieza “Eje exterior”. Aun así, no se sabe cómo estas están unidas debido a que no se dispone del modelo geométrico de la segunda, por lo que se considera que la única área de contacto es la de la cara interior del rodamiento a la hora de determinar las condiciones de contorno y calcular las resistencias térmicas.

4. CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL MODELO

4.1. Resistencias para la conducción de calor

La resistencia térmica entre dos condiciones de contorno es resultado de dividir la diferencia de temperaturas entre cada condición por el flujo de calor resultante. Por lo tanto, para obtener las resistencias térmicas de las piezas es necesario conocer la razón de transmisión de calor por conducción y la diferencia de temperaturas para cada uno de los casos. Las simulaciones térmicas estacionarias permiten conocer dichos valores a partir de los cuales se calculan las resistencias.

4.1.1. Preprocesado

Las simulaciones térmicas estacionarias de tienen lugar en el campo del modelo del sistema de análisis térmico estacionario, que se edita convenientemente. El modelo de la pieza se compone a partir del diseño definido como geometría a emplear y las propiedades materiales especificadas previamente, entre las que está la conductividad térmica, que es la involucrada en el caso de conducción es régimen estacionario.

En la configuración del análisis se puede escoger el número de *steps* de la simulación y el tiempo de duración de cada uno. Los *steps* determinan cuantos datos se calculan a lo largo del proceso y cuánta duración total se considera, y a su vez están divididos en *substeps* que concretan la frecuencia de los cálculos dentro de cada *step*. Este aspecto es indiferente en un caso estacionario, ya que los resultados no varían con el tiempo, pero sí es importante a la hora de realizar simulaciones de casos transitorios, ya que se podría observar la variación de los resultados a lo largo del tiempo y conocer el tiempo de estabilización del sistema, que es útil a la hora de obtener la capacidad del circuito equivalente.

Tras la configuración del análisis se realiza el mallado, la malla divide y discretiza el modelo de la pieza en una serie de celdas o elementos finitos y es de gran importancia, ya que afecta de manera directa a la precisión de las soluciones. Una malla muy definida a partir de elementos muy pequeños permite obtener resultados más exactos y próximos a la realidad continua de los problemas, ya que discretiza el modelo con mayor exactitud. Al mismo tiempo, una malla más definida y con más elementos conlleva mayor coste computacional al necesitar mayor cantidad de cálculos. Se pueden modificar los parámetros que definen malla, siendo los más importantes:

- **Mallado adaptativo:** si se utiliza el mallado adaptativo, la malla es más fina en las zonas de la pieza en las que se necesita más precisión en la definición del problema, mientras que otras regiones que necesitan menos tienen menos resolución. De esta forma se optimiza la distribución de elementos finitos.
- **Resolución:** cuanto mayor es la resolución de la malla, mayor es el número de elementos que se utilizan para discretizar el modelo, menor es el tamaño de cada elemento y más realista es el resultado. La resolución se define con un número entero del cero al siete, siendo el cero la resolución más baja y siete la más alta.
- **Forma de los elementos:** la geometría del modelo se discretiza mediante elementos tridimensionales, que pueden tener forma tetraédrica o hexaédrica. Siendo la tetraédrica, de

caras triangulares, más útil en geometrías complejas, y la hexaédrica, de caras cuadriláteras, más práctica cuando en los problemas existen direcciones preferentes.

- Orden de los elementos: determinan el orden del polinomio que define la geometría de los elementos finitos. De esta forma, se decide si los elementos solamente poseen nodos en sus esquinas o si también cuentan con nodos en las aristas, permitiendo que se adapten mejor a la forma del modelo. El orden puede ser lineal (primer orden) o cuadrático (segundo orden), o puede estar controlado por el propio programa, que elegirá uno u otro a conveniencia.



Figura 4.1: Comparación de elementos triangulares de primer y segundo orden.

A la hora de llevar a cabo las simulaciones, se utiliza un mallado adaptativo con elementos tetraédricos de orden controlado por el programa, para que queden definidas todas las partes de la geometría de la pieza de forma optimizada. En los casos a estudiar, solamente se varía la resolución de la malla, manteniendo el resto de los parámetros en su configuración por defecto.

La licencia del programa tiene limitaciones en el tamaño de los cálculos que no permiten que se superen una cantidad determinada de nodos o elementos. Por este motivo, en algunas piezas no se pueden probar las mallas más definidas. En su lugar, se ha reducido el tamaño de los elementos, pero sin utilizar mallado adaptativo. Esto resulta en una continuación natural de la convergencia en los casos en los que los elementos de las zonas por las que se transmite el flujo de calor disminuyen su tamaño con respecto a la resolución más alta posible del mallado adaptativo. Al contrario, en los casos en los que estos elementos se vuelven más grandes en estas zonas, la convergencia se desvía.

Una vez concretados todos estos aspectos, es necesario definir las condiciones de contorno. Para ello, se deben seleccionar las superficies de la pieza a través de las cuales se transmite calor a otros componentes y se les inserta una temperatura o un flujo de calor homogéneo, según la condición de contorno que se quiera representar. El valor escogido para las temperaturas no puede ser el mismo para las dos condiciones estudiadas en cada simulación, ya que no existiría una diferencia de temperatura que genere un flujo de calor a partir del cual calcular la resistencia. Al mismo tiempo, mientras se definan dos temperaturas diferentes no importa que magnitud presenten, ya que la resistencia resultante no depende de ellas al contar con una conductividad constante frente a la temperatura. De la misma manera, el valor del flujo de calor tampoco altera el valor de la resistencia térmica.

4.1.2. Realización de las simulaciones

Cada simulación térmica de una pieza permite obtener una de las resistencias entre los nodos de su circuito equivalente, que representan superficies diferentes a través de las cuales se transfiere el calor. Por lo tanto, aunque la pieza tenga más de dos condiciones de contorno, en cada caso a simular, solamente se considera una pareja de condiciones de contorno, que se encuentran habilitadas, mientras que el resto quedan deshabilitadas. Finalmente, se consiguen todas las resistencias térmicas de la pieza cuando se han realizado los cálculos con todas las combinaciones de parejas de condiciones de contorno.

A su vez, para cada una de estas combinaciones, también se deben considerar tres hipótesis de definición de condiciones de contorno. En la realidad, la transmisión de calor a través de los contactos de las piezas no ocurre con un flujo perfectamente distribuido de manera homogénea o con una temperatura única en toda la superficie de contacto. Por lo tanto, se simulan los casos límite, que se dan con tres hipótesis distintas: temperatura homogénea en ambas superficies, flujo de calor homogéneo en la primera superficie y temperatura homogénea en la segunda, y temperatura homogénea en la primera y flujo homogéneo en la segunda.

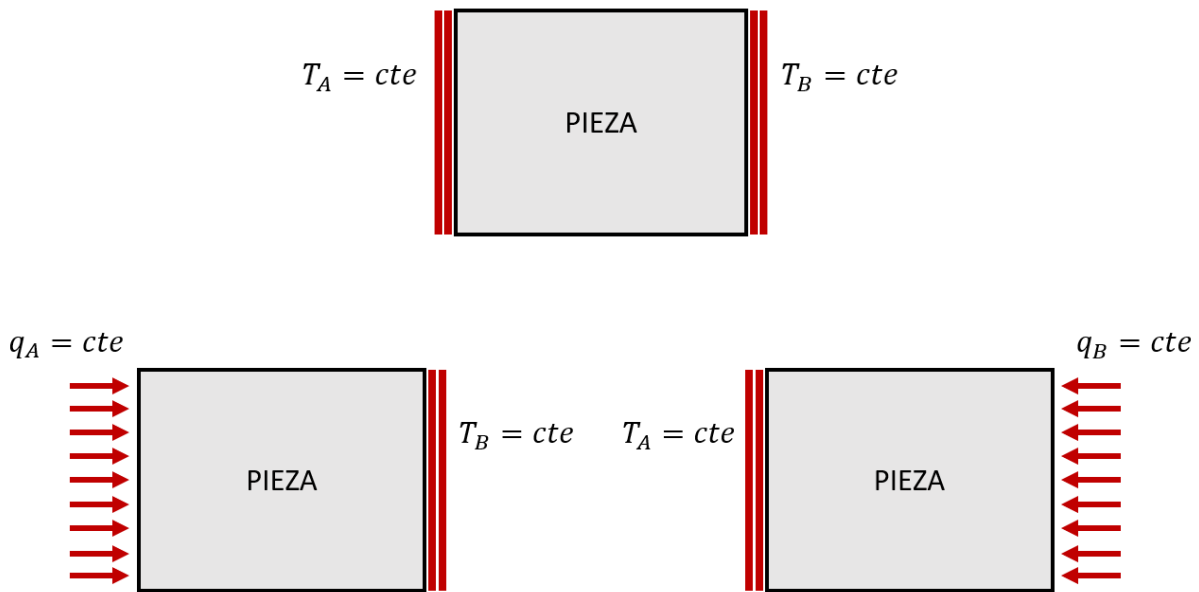


Figura 4.2: Hipótesis de condiciones de contorno.

También se lleva a cabo un estudio de la calidad de mallado para conocer en qué número de elementos es necesario discretizar el modelo para obtener un resultado realista. Para ello, en una de las tres hipótesis (la de ambas condiciones de contorno como temperaturas homogéneas es la escogida en este trabajo) se repite la simulación de cada caso para varias resoluciones de malla, utilizando para las otras dos la resolución definitiva. Empezando por la resolución de malla más baja (cero), se vuelve a simular sucesivamente el caso en cuestión con una resolución mayor, hasta llegar a la resolución más alta (7), o en su defecto, hasta llegar hasta una definición que la limitación de la licencia no permita

resolver. Si no se alcanza la resolución máxima, se consigue un número de elementos finitos mayor añadiendo un control de tamaño de los elementos, pero sin utilizar un mallado adaptativo. Se prueban distintas dimensiones de elementos finitos especificadas en metros, cada vez más reducidas, para alcanzar un número de elementos próximo al máximo admisible. Al no haber un mallado adaptativo, el tamaño elegido se aplica en todos los elementos del modelo.

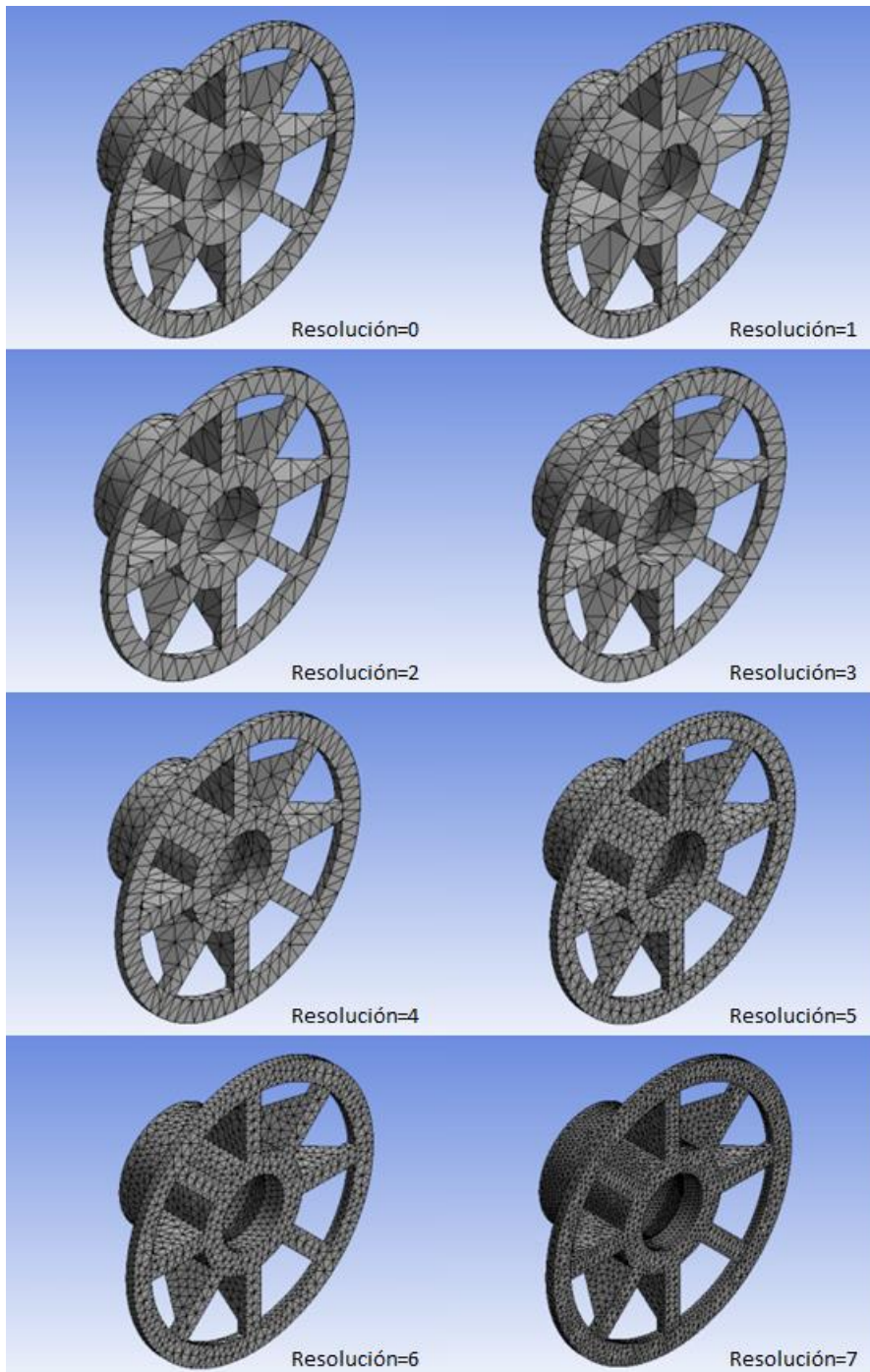


Figura 4.3: Mallas resultantes en función de la resolución.

4.1.3. Cálculo de las resistencias

Para calcular las resistencias para cada pareja de nodos se necesita conocer la diferencia de temperatura y la razón de transmisión de calor entre ellos. Para ello, en el caso de las dos temperaturas uniformes se requiere obtener los vatios transferidos, mientras que en las otras dos hipótesis se requiere además la temperatura promedio de la superficie con flujo de calor homogéneo.

Para obtener el calor en vatios se inserta en la simulación una sonda "Reaction Probe", que se asocia a una de las dos superficies de transmisión de calor mediante el método de ubicación mediante condiciones de contorno. El valor mostrado por esta sonda tiene signo positivo si el calor entra a la pieza a través de la superficie y signo negativo si el calor es saliente. Mientras tanto, para conocer la temperatura promedio de una superficie se inserta en la solución un análisis de resultados de temperatura y se asocia a la superficies en cuestión mediante selección manual o asociándolo a una superficie nombrada en caso de que la condición de contorno esté aplicada sobre varias superficies difíciles de seleccionar a mano. Este es por ejemplo el caso de los nodos A y B de la carcasa, que abarcan todos los conductos de refrigeración y sus caras interiores respectivamente, y que por cuestión de facilidad se nombran dichos conjuntos de superficies.

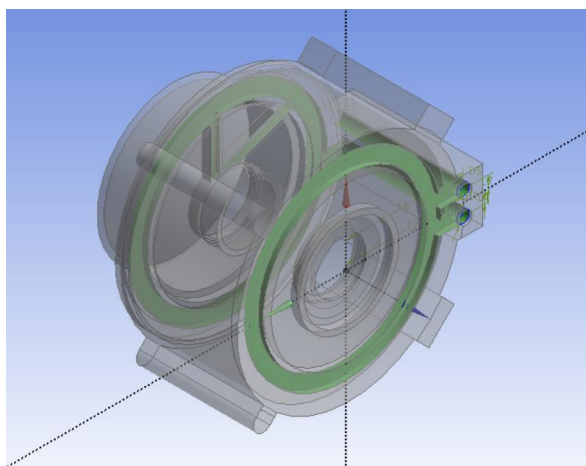


Figura 4.4: Conductos de agua de la carcasa.

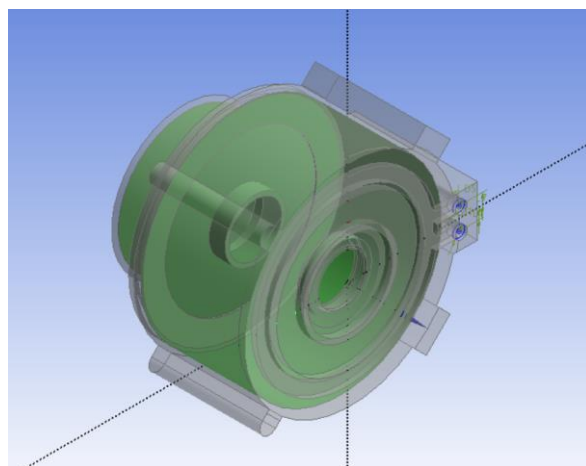


Figura 4.5: Caras interiores de la carcasa.

Una vez recolectados todos los resultados de todos los casos a estudiar, se configuran en forma de tablas en una hoja de cálculo de Microsoft Excel, para así calcular las resistencias y analizar los efectos de las diferentes resoluciones de mallado. Cada caso se expresa en una fila, mostrando las temperaturas de los nodos, la potencia de la transmisión de calor y la resistencia resultante a partir de estas. Las tablas empleadas se pueden ver en el anexo A de este trabajo.

Se muestran como ejemplo las gráficas del estudio de la calidad de mallado de los cálculos correspondientes a la pieza "Soporte 1" siguiendo la hipótesis de las temperaturas uniformes:

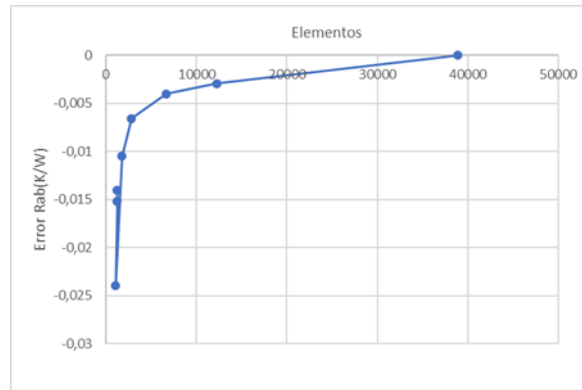


Figura 4.6: Error de la resistencia entre los nodos A y B de "Soporte1" en función de los elementos de la malla.

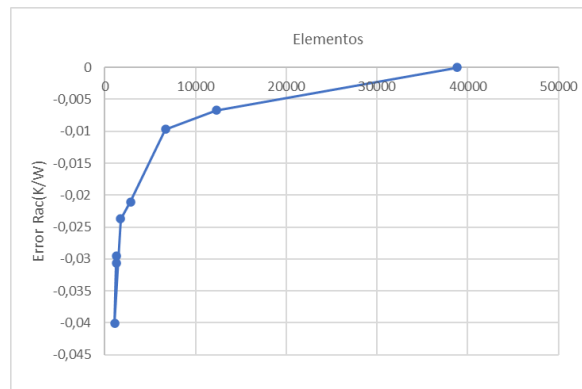


Figura 4.7: Error de la resistencia entre los nodos A y C de "Soporte1" en función de los elementos de la malla.

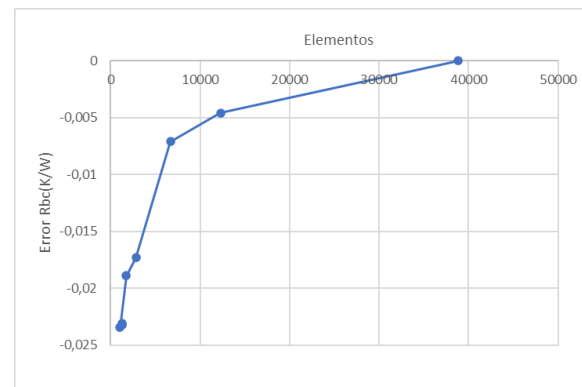


Figura 4.8: Error de la resistencia entre los nodos B y C de "Soporte1" en función de los elementos de la malla.

El resto de las gráficas de el error de los resultados de las resistencias térmicas con respecto al más alto en función del número de elementos de las mallas son similares a las de esta pieza, mostrando la misma tendencia a converger a medida que la definición se vuelve más precisa. En algunos de los casos en los

que no se cuenta con mallado adaptativo para los casos con elementos más numerosos, el último resultado de la gráfica se desvía ligeramente. Por lo tanto, a la hora de elegir los valores de las resistencias de las tres hipótesis, se toman aquellos obtenidos con la resolución más alta de mallado adaptativo.

4.2. Resistencias en los contactos

Las resistencias térmicas de los contactos entre piezas se añaden al circuito equivalente en serie entre las piezas contiguas. Estas resistencias son mayores cuanto mayor es la rugosidad de las superficies, mientras que cuanto más presión se ejerce sobre ellas, más reducidas son. Al mismo tiempo, el material del que están fabricadas las piezas también influye en estas resistencias.

Se sabe que las resistencias de contacto pueden calcularse mediante coeficientes de conductancia de contacto térmico (h_c) o bien mediante funciones dependientes de la presión. Además, se dispone de los siguientes datos:

Material	Rugosidad(μm)	T($^{\circ}\text{C}$)	Presión(MPa)	$h_c(\text{W}/\text{m}^2\text{C})$
Parejas de metales idénticos				
Acero inoxidable 416	2,54	90-200	0,3-2,5	3800
Acero inoxidable 304	1,14	20	4,0-7,0	1900
Aluminio	2,54	150	1,2-2,5	11400
Cobre	1,27	20	1,2-20,0	143000
Cobre	3,81	20	1,5-5,0	55500
Cobre (vacío)	0,25	30	0,7-7	11400
Parejas de metales diferentes				
Acero inoxidable- Aluminio	20-30	20	10,0 20,0	2900 3600
Acero inoxidable- Aluminio	1,0-2,0	20	10,0 20,0	16400 20800
Acero Ct-30- Aluminio	1,4-2,0	20	10 15-35	50000 59000
Acero Ct-30- Aluminio	4,5-7,2	20	10,0 30,0	4800 8300
Aluminio- Cobre	1,3-1,4	20	5,0 15,0	42000 56000
Aluminio- Cobre	4,4-4,5	20	10 20-35	12000 22000

Tabla 4.1: Coeficientes de conductancia (5).

en cuanto a los coeficientes de conductancia, mientras que para la resistencia en función de la presión se cuenta con la gráfica mostrada a continuación:

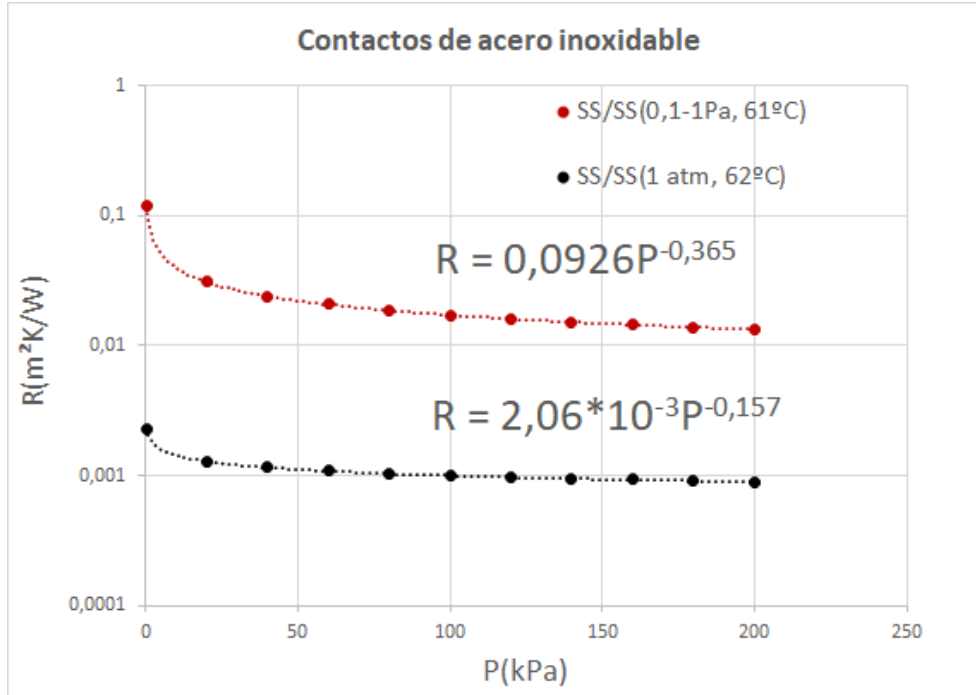


Figura 4.9: Resistencias de contacto de acero inoxidable (6).

En esta gráfica se representa la resistencia en contactos de acero inoxidable multiplicada por unidades de área, por lo que resulta necesario dividir por la superficie de contacto en cada caso.

En las geometrías estudiadas las piezas son de acero a excepción de la carcasa, y todas tienen un buen acabado superficial con una rugosidad baja. Para los contactos entre la carcasa y el resto de las piezas adyacentes, se recurre a la tabla de parejas de materiales distintos, escogiendo el caso del contacto entre acero inoxidable y aluminio con la rugosidad más baja. En este caso, el coeficiente h_c es de 16400 W/m²K para 10 MPa y 20800 W/m²K para 20 MPa. A partir de dichos valores, se puede obtener la ecuación que expresa la resistencia en función de la presión de contacto. Para ello, a partir de las resistencias resultantes de ambos coeficientes conocidos y el área de contacto, se obtiene la función potencial, mediante un sistema de ecuaciones expresadas igual que la ecuación (2.25):

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= K10^{-b} \\ R_2 &= K20^{-b} \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

donde:

$$R_1 = \frac{1}{16400A} \quad (4.2)$$

$$R_2 = \frac{1}{20800A} \quad (4.3)$$

siendo A el área de la superficie de contacto en m^2 ,

$$R_1 10^b = R_2 20^b \quad (4.4)$$

$$0,5^b = \frac{R_2}{R_1} \quad (4.5)$$

$$b = \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{\ln 0,5} \quad (4.6)$$

$$K = R_1 10^{\frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{\ln 0,5}} \quad (4.7)$$

$$R_{cont} = \left(R_1 10^{\frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{\ln 0,5}} \right) P^{-\frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{\ln 0,5}} \quad (4.8)$$

esta es la función de la resistencia en función de la presión del contacto expresada en MPa. Esta función se puede obtener de manera alternativa generando una línea de tendencia de tipo potencial en la hoja de cálculo Microsoft Excel.

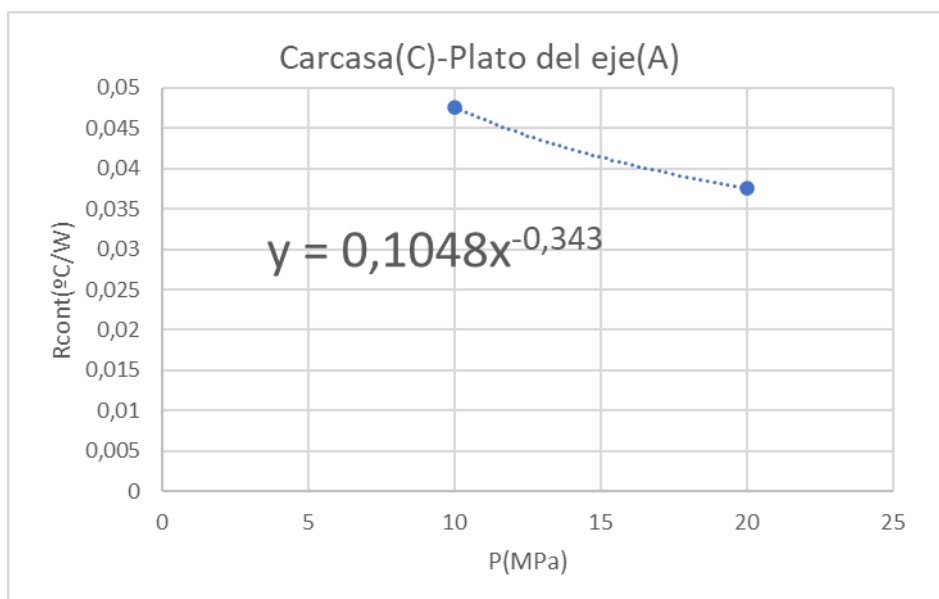


Figura 4.10: Línea de tendencia de la resistencia del contacto entre el nodo C de “Carcasa” y el nodo A de “Plato del eje”.

A la hora de calcular el resto de las resistencias térmicas de contacto, se utiliza la gráfica de contactos entre superficies de acero inoxidable. En esta gráfica, la resistencia se expresa mediante funciones diferentes dependiendo de la presión del aire ambiente, tomando valores menores cuanto mayor es esta. La presión del aire en el interior del vehículo es de unos 0,2 bar, por lo que el caso se encuentra más próximo a la función correspondiente a 0,1-1 Pa.

Por lo tanto, para calcular la resistencia de estos contactos en función de la presión ejercida se toma la fórmula para 0,1-1 Pa, cambiando las unidades de presión a MPa y dividiéndola por el área de contacto correspondiente en cada caso:

$$R_{cont} = \frac{0,0926}{A} P(kPa)^{-0,365} \quad (4.9)$$

$$R_{cont} = \frac{0,0926 \cdot 10^{1,095}}{A} P(MPa)^{-0,365} \quad (4.10)$$

En cuanto a la resistencia térmica entre “Eje exterior” y “Álabes”, se sabe que es una unión con cola de milano entre una pieza de acero y otra de titanio, pero no se conoce la superficie de contacto entre ellas, al igual que tampoco se conoce la presión soportada. Por este motivo, se le asigna de manera arbitraria la misma resistencia que se ha calculado para la unión entre “Rodamiento 3” y “Eje exterior”.

Las piezas del vehículo se encuentran ensambladas gracias a los tornillos utilizados en las piezas de la boca y el soporte, a las uniones a través de rodamientos y al encaje del eje mediante estrías. Se sabe que los rodamientos son montados en frío, de manera que se contraen para poder facilitar el montaje, para luego dilatarse y aumentar la presión de la unión. Para conocer sus presiones se necesitan datos geométricos sobre las dimensiones de los agujeros y sus tolerancias, de los cuales no se disponen. Lo mismo ocurre con el resto de los contactos entre componentes, incluyendo los tornillos, de los que no se conoce su resistencia. Por lo tanto, se trabaja con las funciones explicadas anteriormente.

4.3. Resistencia de convección

Para calcular la resistencia de la transmisión de calor por convección con el agua refrigerante se requiere conocer el coeficiente de película h y el área A de las superficies interiores de los conductos de la carcasa por los que transcurre. Para obtener el coeficiente de película se necesita el valor del número de Nusselt, que se expresa de formas diferentes dependiendo de los números de Reynolds y Prandtl.

Por lo tanto, se consiguen primero estos dos números a partir de la geometría de los conductos y las propiedades del agua en función de la temperatura, que se encuentran recogidas en la siguiente tabla:

AGUA							
Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m ³)	Calor específico Cp (J/kg°C)	Conductiv. térmica k (W/m°C)	Dif. Térmica $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ (N*s/m ²)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (N*s/m ²)	Nº de Prandtl Pr
0	999,9	4226	0,558	0,131	1794	1,789	13,7
20	998,2	4182	0,597	0,143	1004	1,006	7,02
40	992,3	4178	0,633	0,151	653	0,658	4,34
60	983,2	4181	0,658	0,155	470	0,478	3,02
80	971,8	4194	0,673	0,165	353,7	0,364	2,22
100	958,4	4211	0,682	0,169	281	0,294	1,75
120	943,1	4245	0,685	0,171	233	0,247	1,45
140	926,1	4279	0,687	0,172	198,2	0,214	1,24
160	907,6	4338	0,682	0,173	171,5	0,189	1,1
180	887	4413	0,678	0,172	153,5	0,173	1
200	864,8	4501	0,665	0,17	129	0,16	0,94
220	840,5	4606	0,656	0,168	126	0,15	0,89
240	812,2	4752	0,639	0,164	116	0,143	0,87
260	784	4944	0,614	0,157	107,5	0,137	0,87
280	750,8	5204	0,583	0,15	101,4	0,135	0,92
300	712,5	6594	0,543	0,132	94,1	0,132	1,02

Tabla 4.2: Propiedades del agua consideradas (7).

En primer lugar, para calcular el número de Reynolds para flujos en tubos de secciones no circulares, se necesita un diámetro hidráulico D_h obtenido a partir del perímetro P y el área A_c de la sección de dicho tubo. Pese a que se requiere una sola resistencia, la transmisión de calor ocurre en conductos de geometrías muy distintas. Por este motivo, se calculan los parámetros necesarios mediante sumas ponderadas de cada tramo de los conductos, en las que el perímetro y el área de cada uno de estos tienen mayor o menor peso en los resultados finales dependiendo de su longitud en el recorrido del agua.

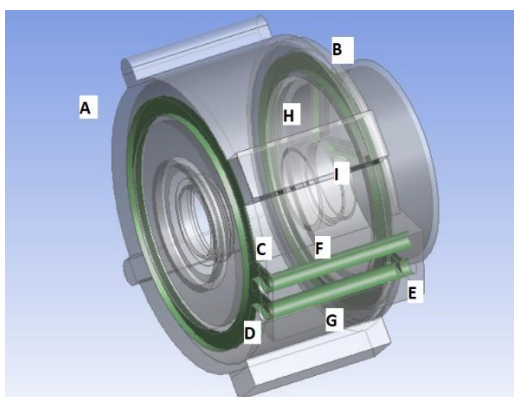


Figura 4.11: Tramos de conductos refrigerantes de la carcasa del motor.

A				
a(m)	b(m)	L(m)	P(m)	A(m²)
0,015	0,006	0,6251784	0,042	0,00009
B				
a(m)	b(m)	L(m)	P(m)	A(m²)
0,015	0,007	0,6314616	0,044	0,000105
C				
a(m)	b(m)	L(m)	P(m)	A(m²)
0,014	0,006	0,0195292	0,04	0,000084
D				
a(m)	b(m)	L(m)	P(m)	A(m²)
0,014	0,006	0,0195292	0,04	0,000084
E				
a(m)	b(m)	L(m)	P(m)	A(m²)
0,014	0,005	0,0240175	0,038	0,00007
F				
r(m)	-	L(m)	P(m)	A(m²)
0,007	-	0,145	0,0439824	0,00015394
G				
r(m)	-	L(m)	P(m)	A(m²)
0,007	-	0,145	0,0439824	0,00015394
H				
a(m)	b(m)	L(m)	P(m)	A(m²)
0,006	0,005	0,05998	0,022	0,00003
I				
a(m)	b(m)	L(m)	P(m)	A(m²)
0,006	0,005	0,072785	0,022	0,00003

Tabla 4.3: Parámetros de los conductos refrigerantes.

Para calcular la longitud de los tramos de los conductos, algunos de los cuales tienen formas algo complejas, se ha dividido el volumen obtenido de mediciones realizadas sobre el modelo geométrico por el área de su sección.

A partir de las medidas realizadas en cada tramo, se calculan P y A_c :

$$P = \frac{L_A P_A + L_B P_B + L_C P_C + L_D P_D + L_E P_E + L_F P_F + L_G P_G + L_H P_H + L_I P_I}{L} = 0,0414309 \text{ m}$$

$$A_c = \frac{L_A A_A + L_B A_B + L_C A_C + L_D A_D + L_E A_E + L_F A_F + L_G A_G + L_H A_H + L_I A_I}{L} = 0,0001011 \text{ m}^2$$

siendo:

$$L = L_A + L_B + L_C + L_D + L_E + L_F + L_G + L_H + L_I = 1,7424809 \text{ m}$$

por lo que:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = 0,00976039 \text{ m}$$

También se sabe que el caudal de agua es de unos 24 l/min, a partir del cual se deduce la velocidad v del flujo:

$$v = 24 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{1}{A_c} = 3,9566602 \text{ m/s}$$

que, junto con la densidad, el diámetro hidráulico y la viscosidad dinámica permite calcular el número de Reynolds:

T(°C)	ρ (kg/m ³)	μ (kg/m/s)	Re	Pr
0	999,9	1,79E-03	2,15E+04	13,7
20	998,2	1,00E-03	38395,4355	7,02
40	992,3	6,53E-04	58684,7901	4,34
60	983,2	4,70E-04	80786,6794	3,02
80	971,8	3,54E-04	106105,423	2,22
100	958,4	2,81E-04	131715,302	1,75

Tabla 4.4: Propiedades del agua en función de la temperatura.

Se observa que para todas las temperaturas de agua de 0°C a 20°C, el número de Reynolds es superior a 10000, por lo que se trata de un flujo turbulento. También se puede ver que el número de Prandtl se encuentra siempre entre 0,7 y 160, y que si dividimos la longitud total entre el diámetro hidráulico se obtiene:

$$\frac{L}{D} = 178,52582 > 40$$

Además, dado que el agua recorre los tubos bastante rápido, la diferencia de temperatura entre el flujo libre y el flujo en contacto con la superficie de las cavidades muy probablemente es menor que 279K.

Teniendo todos estos factores en cuenta, se comprueba que la definición apropiada del número de Nusselt es la de Dittus-Boelter, adoptando un índice $n = 0,4$, ya que el agua actúa como refrigerante:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad (4.11)$$

Puesto que la velocidad del agua refrigerante es alta, no hay mucha diferencia entre su temperatura de entrada en los tubos y su temperatura de salida, por lo que se considera que el agua tiene la misma temperatura a lo largo de todo el recorrido. Esta temperatura es de unos 27°C al comienzo del ensayo y de aproximadamente 50°C al final, por lo que:

$$\begin{aligned} Re(27^\circ C) &= 43658,0265 & Pr(27^\circ C) &= 6,082 \\ Re(50^\circ C) &= 67934,913 & Pr(50^\circ C) &= 3,68 \end{aligned}$$

$$Nu(27^\circ C) = 0,023Re(27^\circ C)^{0,8} Pr(27^\circ C)^{0,4} = 240,72601$$

$$Nu(50^\circ C) = 0,023Re(50^\circ C)^{0,8} Pr(50^\circ C)^{0,4} = 284,27678$$

$$h(27^\circ C) = \frac{Nu(27^\circ C)k(27^\circ C)}{D} = 15239,6729W/m^2K$$

$$h(50^\circ C) = \frac{Nu(50^\circ C)k(50^\circ C)}{D} = 18800,5535W/m^2K$$

Con el coeficiente de convección calculado se puede conocer el valor de la resistencia térmica equivalente:

$$R_{conv}(27^\circ C) = \frac{1}{h(27^\circ C)A} = 0,00092036K/W$$

$$R_{conv}(50^\circ C) = \frac{1}{h(50^\circ C)A} = 0,00074604K/W$$

donde $A = 0,071296 m^2$ es la superficie de las paredes de los conductos.

En régimen estacionario, se utiliza $R_{conv}(50^\circ C)$, ya que 50°C es la temperatura que se termina alcanzando con el paso del tiempo. Mientras tanto, para régimen transitorio se emplea la resistencia promedio entre la temperatura inicial y final, para así no volver más complejo el modelo con una resistencia variable con la temperatura:

$$R_{conv} = \frac{R_{conv}(27^\circ C) + R_{conv}(50^\circ C)}{2} = 0,0008332K/W$$

4.4. Capacidades térmicas

Un estudio correcto y detallado implicaría la realización de simulaciones térmicas transitorias, de una forma similar a las vistas en la obtención de las resistencias térmicas de conducción. Se introducirían temperaturas o flujos de calor como condiciones de contorno, y a partir del tiempo de estabilización de cada simulación se conseguirían constantes de tiempo con las cuales calcular las masas y las capacidades equivalentes.

Por falta de recursos, este estudio no se ha podido realizar de forma correcta. En su defecto, se estima en cada pieza, para cada caso de cálculo contemplado anteriormente en régimen estacionario, las zonas a través de las cuales se transfiere calor, para así tener una noción aproximada de cuáles pueden ser las masas equivalentes del modelo que se calientan con el tiempo en régimen transitorio. Para ello, en cada simulación térmica estacionaria se puede insertar en la solución un análisis de resultados de temperatura sobre todo el modelo, y mediante planos de secciones reconocer las zonas que se han calentado mediante la conducción de calor.

Las capacidades de los nodos están calculadas a partir de la capacidad total de las piezas. Observando los modelos, se estima una fracción de masa asociada a cada nodo, que después es multiplicada por la capacidad total. Las fracciones se estiman comprendiendo la geometría de la pieza o recurriendo a mapas de temperaturas, considerando que la suma de las fracciones de todos los nodos de una pieza no tiene por qué resultar en la totalidad de la pieza. Se debe conocer la masa y el calor específico de cada pieza para así obtener su capacidad total mediante la expresión (2.23), que después es fraccionada de la siguiente forma:

$$C(i) = f(i)C \quad (4.12)$$

$$f(A) + f(B) + f(C) + \dots \leq 1 \quad (4.13)$$

Siendo:

- C_p el calor específico del material de la pieza en J/kgK .
- $C(i)$ la capacidad térmica del nodo $i \in \{A, B, C, \dots\}$.
- $f(i)$ la fracción correspondiente al nodo i .

Al mismo tiempo, conociendo que las piezas “Eje exterior” y “Álabes” tienen una masa y un calor específico de 9,8646 kg y 460 J/kgK, y 35 kg y 520 J/kgK, y que la transmisión de calor a través de ellas es bastante unidireccional, se puede considerar que, en el circuito equivalente, se reparte la capacidad de cada componente sobre sus dos nodos, asignando una mitad a cada uno.

$$C_{eje_exterior} = m_{eje_exterior} C_p(Acero) = 4537,716 J/K$$

$$C_{eje_exterior}(A) = C_{eje_exterior}(B) = 0,5C_{eje_exterior} = 2268,858 J/K$$

$$C_{alabes} = m_{alabes} C_p(Titanio) = 18200 J/K$$

$$C_{alabes}(A) = C_{alabes}(B) = 0,5C_{alabes} = 9100 J/K$$

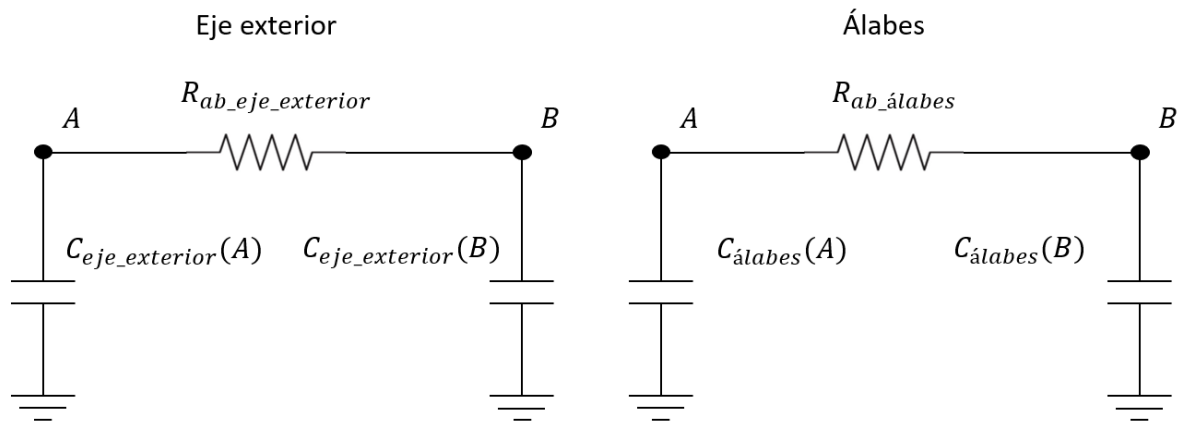


Figura 4.12: Circuitos equivalentes de las piezas “Eje exterior” y “Álabes”.

De la misma forma, el agua refrigerante es un nodo del modelo cuya temperatura cambia con el tiempo, por lo que también tiene una capacidad térmica asignada. Esta capacidad se calcula considerando una masa de agua de 5 kg y un calor específico constante de 4181 J/kgK:

$$C_{refrigerante} = m_{refrigerante} C_p(\text{Refrigerante}) = 20905 \text{ J/K}$$

Pese a que el alcance de este TFG no contempla el procedimiento exacto para la obtención de las capacidades térmicas de los nodos de las piezas, puede servir como punto de partida de nuevos proyectos que sí lo desarrollen y en los que se obtenga un modelo nodal correcto para el estado transitorio.

5. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

5.1. Análisis de las resistencias para la conducción de calor

Las resistencias térmicas para la conducción de calor a través de las piezas tienen tres valores distintos calculados obedeciendo a las tres hipótesis de condiciones de contorno diferentes, que corresponden a casos límite que no tienen por qué ocurrir en la realidad. En el modelo nodal se utilizan las resistencias obtenidas a partir de los resultados anteriores que mejor se adecúen al funcionamiento real de la transmisión de calor.

Comparando las resistencias calculadas en cada caso para las tres hipótesis, se puede observar que en la mayoría de las piezas tienen valores muy similares, por lo que se escoge el valor promedio de las tres. Sin embargo, en “Carcasa”, “Plato del eje” y “Vaso” existen resistencias en las que la hipótesis considerada tiene mayor influencia. Esto ocurre porque, debido a la geometría de las piezas y a la distribución de las condiciones de contorno, el cambio de hipótesis provoca que el recorrido del calor sea distinto, fenómeno que se refleja en los cambios de valor de las resistencias.

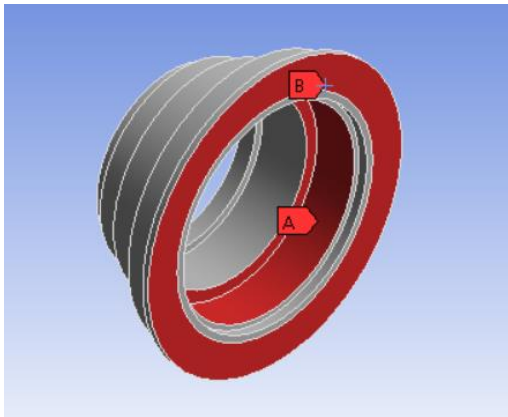


Figura 5.1: Condiciones de contorno de “Vaso”.

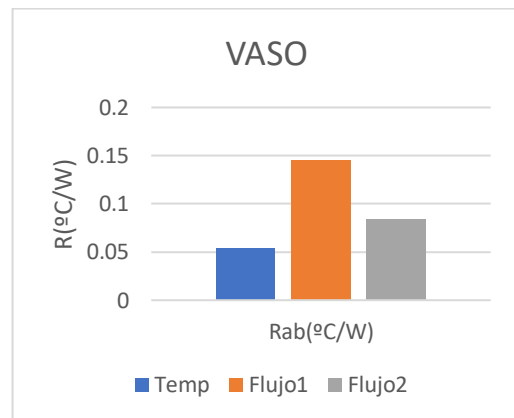


Figura 5.2: Resistencias de “Vaso”.

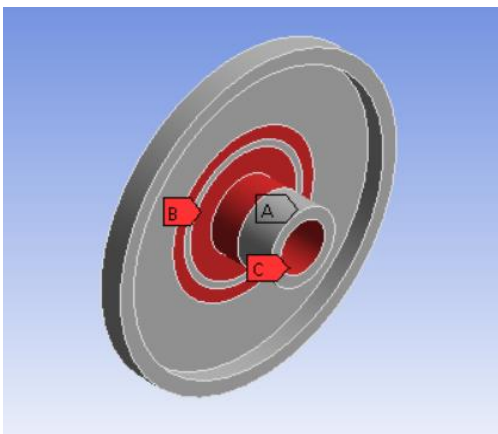


Figura 5.3: Condiciones de contorno de “Plato del eje”.

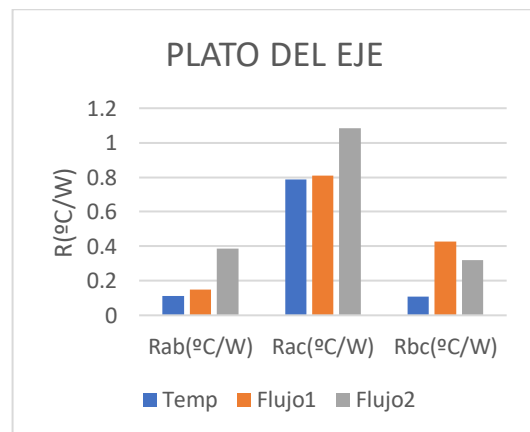


Figura 5.4: Resistencias de “Plato del eje”.

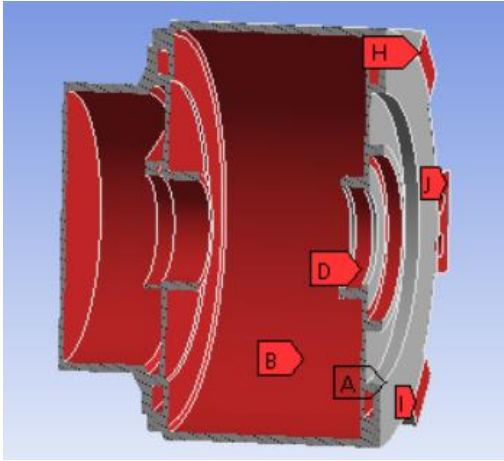


Figura 5.5: Condiciones de contorno internas de "Carcasa".

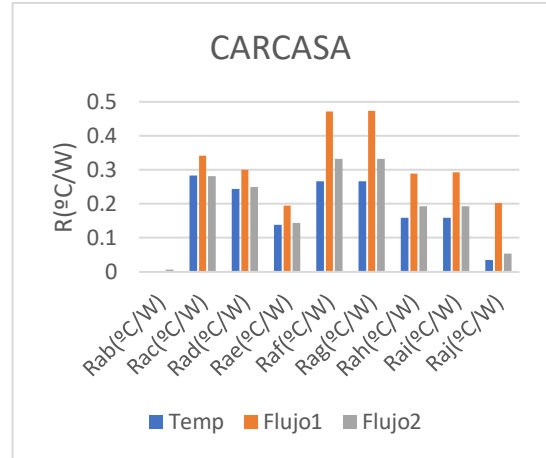


Figura 5.6: Primeras cinco resistencias de "Carcasa".

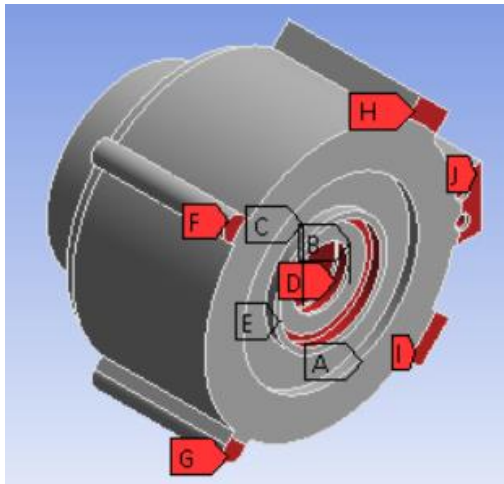


Figura 5.7: Condiciones de contorno externas de "Carcasa".

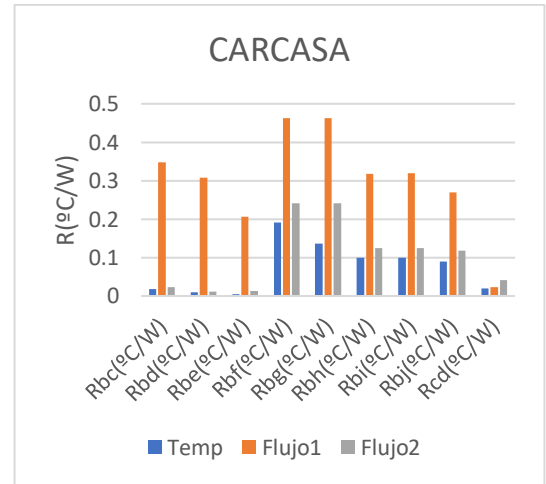


Figura 5.8: Últimas cinco resistencias de "Carcasa".

En las gráficas, "Temp" corresponde a la hipótesis de temperaturas homogéneas, "Flujo1" corresponde a la hipótesis de flujo de calor uniforme aplicado en el primer nodo de la resistencia y temperatura uniforme en el segundo, y "Flujo2" a la de calor uniforme en el segundo nodo de la resistencia y temperatura uniforme en el primero. Por ejemplo, la resistencia R_{bc} de la carcasa según "Flujo1" está calculada asumiendo flujo de calor uniforme en B y temperatura uniforme en C, mientras que su valor según "Flujo2" está calculado considerando flujo de calor uniforme en C y temperatura uniforme en B.

Por lo tanto, observando las superficies de las condiciones de contorno en las imágenes de las piezas, se puede deducir que las resistencias más altas de la gráfica corresponden a hipótesis en las que al imponer un flujo repartido uniformemente por toda la superficie correspondiente, el calor está obligado a recorrer un camino más largo hasta llegar a la superficie contraria.

El caso más llamativo es el de las resistencias conectadas al nodo B de la pieza “Carcasa”, el cual representa una superficie extensa conformada por todas las caras interiores, por lo que las hipótesis en las que se impone el flujo en este resultan en resistencias mucho más elevadas. Dado que el modelo nodal considera que la carcasa asimila unos vatios de calor que se generan en el motor eléctrico en su interior, resulta adecuado pensar que dicho calor se reparte de manera más o menos homogénea en su interior. Por este motivo, se toman como definitivos para estas resistencias los valores más elevados, que son los obtenidos en las hipótesis de flujo uniforme en B.

Sin embargo, en los casos de “Plato del eje” y “Vaso”, se concluye tomando el promedio de las tres resistencias, ya que, pese a la diferencia de magnitudes, no se conoce cuál es la más próxima al caso real.

5.2. Análisis de las resistencias en los contactos

Pese a que no se dispone de los valores exactos de estas resistencias, se puede apreciar observando las funciones dependientes de la presión de contacto, que son muy elevadas, a excepción de las asociadas con la carcasa.

Por ejemplo, el contacto entre “Soporte 1” y “Soporte 2” (Soporte 1(C)-Soporte 2(D)) se produce mediante 8 tornillos de 6mm de diámetro, siendo el área de contacto entre las dos piezas de 18100 mm², y la expresión de su resistencia en función de la presión ejercida en MPa es la ecuación (B.12) del anexo B, por lo que para obtener una resistencia próxima a la mayor entre las de las piezas, de unos 6 K/W se requiere:

$$6 = 63,708P^{-0,365}$$

$$P = \left(\frac{63,708}{6}\right)^{\frac{1}{0,365}} = 647,2558 \text{ MPa}$$

que a su vez se traduce sobre cada tornillo como:

$$F = \frac{P \cdot 18100 \text{ mm}^2}{8 \text{ tornillos}} = 1464416,238 \text{ N/tornillo}$$

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi 6^2}{4}} = 51793 \text{ MPa/tornillo}$$

Esta tensión está muy por encima del límite de resistencia de cualquier tornillo.

Mientras tanto, los contactos con la carcasa tienen menos resistencia para las mismas presiones. Por ejemplo, este es el caso de la unión entre las piezas “Carcasa” y “Rodamiento 1”:

$$6 = 0,042P^{-0,343}$$

$$P = \left(\frac{0,042}{6}\right)^{\frac{1}{0,343}} = 5,2177 \cdot 10^{-7} \text{ MPa}$$

En este caso, se puede ver que la función de la resistencia, expresada según la ecuación (B.2) del anexo B tiene un coeficiente mucho más reducido en comparación con el ejemplo anterior.

Por lo tanto, en el modelo nodal se prueban diferentes resistencias de contacto de magnitudes elevadas para las uniones entre piezas de acero, mientras que se utilizan otras más bajas para los contactos con la carcasa.

5.3. Análisis de la resistencia de convección

Se puede observar que la resistencia equivalente del proceso de refrigeración por convección calculada previamente es muy reducida en comparación con el resto, siendo incluso menor que todas las resistencias de conducción a través de las piezas. Por lo tanto, si se quisiese, se podría prescindir de ella en el modelo de la misma manera que se prescinde de la resistencia de convección por el aire, ya que no tiene apenas influencia sobre los resultados.

El hecho de que sea tan baja está provocado por la gran velocidad con la que el agua recorre los conductos de la carcasa, lo que mejora considerablemente el proceso de convección, haciendo que el agua calentada por el calor generado por el motor sea sustituida continuamente por agua fría, que absorbe el calor con más eficiencia.

5.4. Análisis de las capacidades térmicas

Los nodos que cuentan con mayor capacidad térmica tienen mayor protagonismo en el modelo nodal en régimen transitorio. Esto es debido a que las masas con capacidades más altas tardan más en alcanzar la temperatura de equilibrio, por lo que necesitan más potencia calorífica para conseguirlo en comparación con otros cuerpos.

Como es de esperar, las mayores capacidades se encuentran en las piezas "Carcasa", "Soporte 1", "Soporte 2", "Boca" y "Boca exterior", mientras que otras piezas más pequeñas como las de los rodamientos tienen más insignificancia en el circuito transitorio.

6. MODELO NODAL

La construcción del modelo nodal se realiza en Simulink, de Matlab, utilizando los elementos térmicos de la librería de Simscape. En el modelo, se establecen unos parámetros de entrada y de salida para el estudio del comportamiento térmico. Los de entrada consisten en el calor asimilado por la carcasa del motor y la temperatura del aire en contacto con los álabes, además de la del agua refrigerante en el caso estacionario. Los parámetros de salida son las temperaturas de todos los nodos y la potencia calorífica transmitida en todas las ramas del circuito.

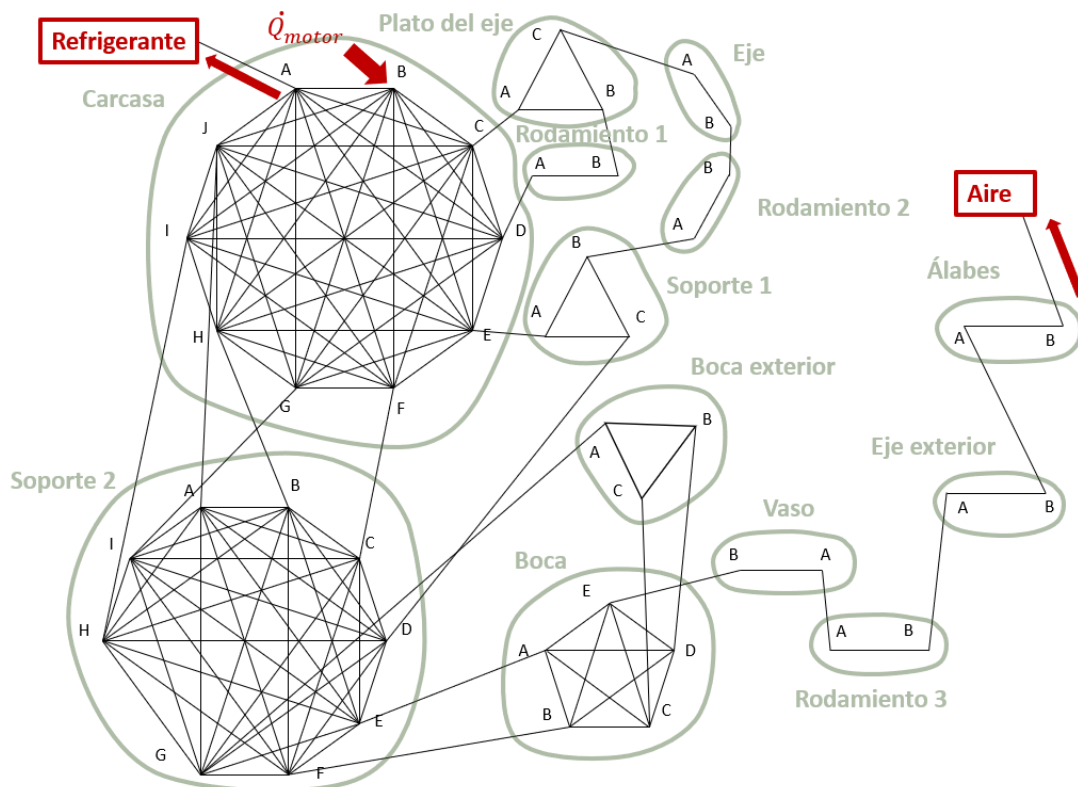


Figura 6.1: Esquema nodal con entradas y salidas de calor.

6.1. Modelo nodal estacionario

Para construir el modelo nodal estacionario, se consideran únicamente las resistencias. Para ello, se añaden y se conectan las resistencias de forma acorde al esquema previo, referidas en el modelo térmico como transferencias conductivas de calor, asignándoles variables como parámetros de conductividad, área y grosor. En el código del programa, estas variables se definen y se organizan dentro de una matriz, con cada una de sus celdas ocupadas por las tres variables que define cada resistencia, estando sus posiciones determinadas por los nodos que conecta por lo que para facilitar la configuración del modelo se traducen los nodos del circuito como números. Es decir, la coordenada (i, j) de la matriz está ocupada por la resistencia que conecta los nodos i y j , por lo que en (j, i) debe encontrarse la misma resistencia que en (i, j) . Por lo tanto, para facilitar el trabajo, solamente se define y se utiliza la mitad de las celdas. También por cuestión de simplicidad, se asigna a las transferencias

conductivas de calor un área de $1m^2$, una conductividad de $1 W/mK$ y un grosor de igual valor que la resistencia a determinar. De esta forma, se consiguen resistencias equivalentes sin la necesidad de especificar más parámetros.

Tras definir un calor aportado por el motor (1000 W), la temperatura del aire (300K) y la temperatura del agua refrigerante (323K), se colocan sensores para medir las potencias caloríficas que deben circular por cada rama para su posterior análisis y para medir las temperaturas de los nodos. Para hacer más visual la comparación entre valores, se recolectan todas las mediciones y se expresan en una gráfica.

Al principio, se simula el proceso sin considerar las resistencias de los contactos, para después realizar dos simulaciones adicionales modificando su magnitud y observar la influencia de estas. Las variaciones se llevan a cabo tomando distintas presiones de contacto entre las piezas a partir de una misma fuerza cambiante aplicada en todas las uniones.

Al mismo tiempo, para cada uno de estos casos, se toma una resistencia estimada distinta para las piezas “Eje exterior” y “Álabes”, de las cuales no se conoce su modelo. Teniendo en cuenta el tamaño del eje y sabiendo que la conductividad del titanio de los álabes es aproximadamente un tercio de la del acero, se prueban tres valores aproximados diferentes para cada una de las resistencias.

Realizando las simulaciones obtenemos las siguientes temperaturas y flujos de calor, expresados en grados Kelvin y vatios respectivamente, de entre los que se remarcan los más altos:

CASO 1		
Rcontacto (K/W)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
0	0,5	1,5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
989,02	849,02	40,32
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
328,04	327,66	327,66

Tabla 6.1: caso 1 estacionario.

CASO 2		
Rcontacto (K/W)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
0	2	5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
996,41	853,52	39,2
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
328,06	327,69	327,69

Tabla 6.2: caso 2 estacionario.

CASO 3		
Rcontacto (K/W)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
0	4	10
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
998,15	854,58	38,93
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
328,07	327,7	327,7

Tabla 6.3: caso 3 estacionario.

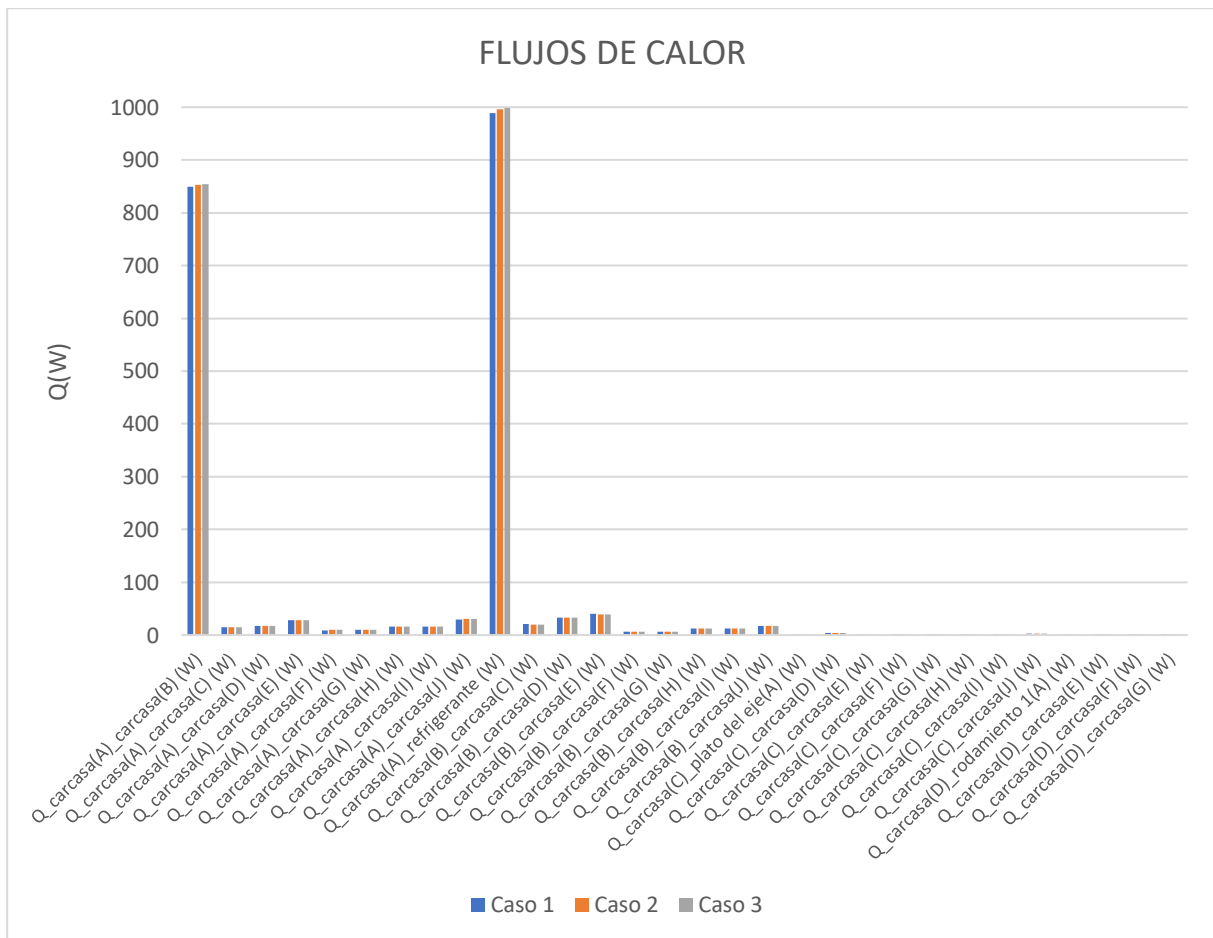


Figura 6.2: Flujos de calor desde la conexión “Carcasa(A)-Carcasa(B)” hasta “Carcasa(D)-Carcasa(G)” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.

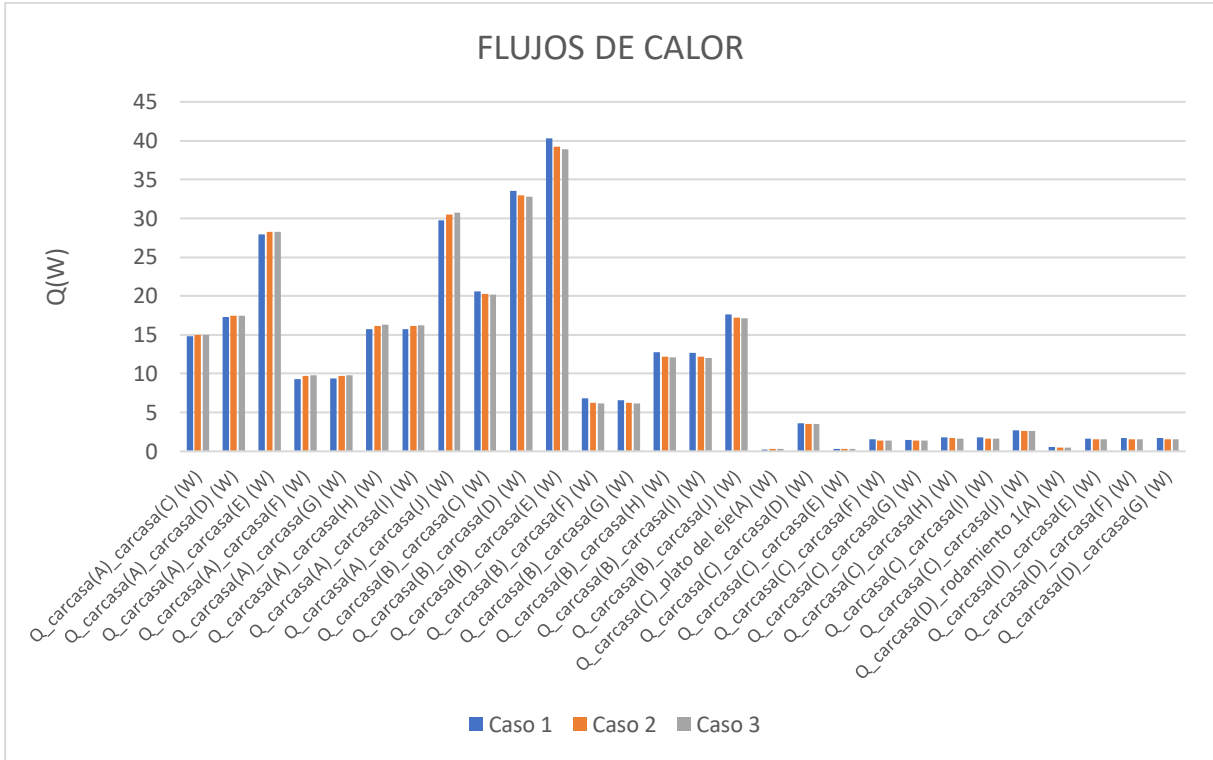


Figura 6.3: Flujos de calor de la figura 6.2 sin contar los dos más altos.

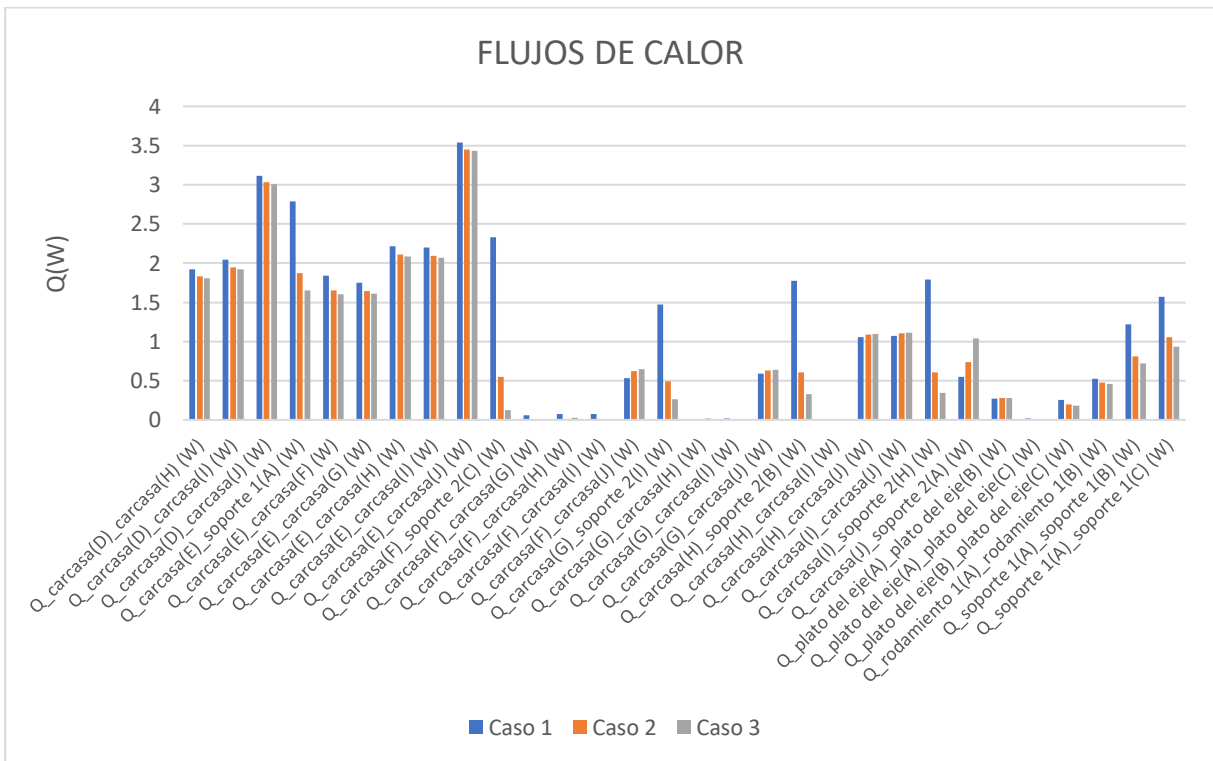


Figura 6.4: Flujos de calor desde "Carcasa(D)-Carcasa(H)" hasta "Soporte 1(A)-Soporte 1(C)" según los casos estacionarios 1, 2 y 3.

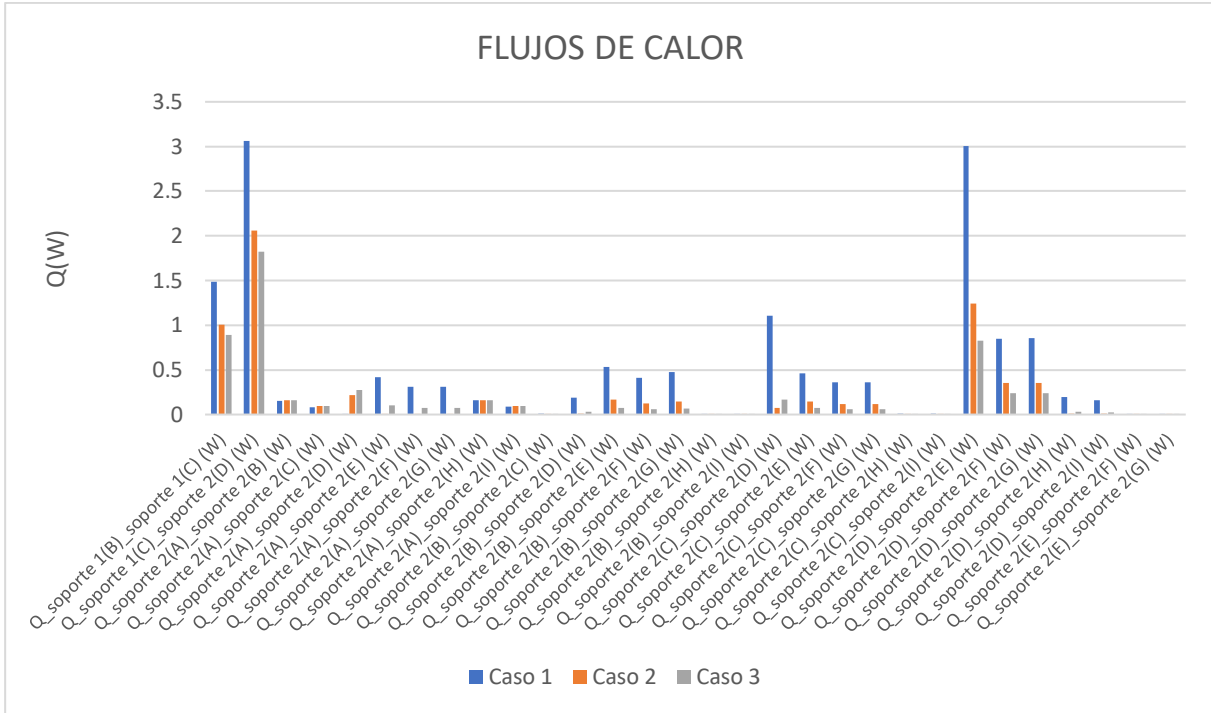


Figura 6.5: Flujos de calor desde “Soporte 1(B)-Soporte 1(C)” hasta “Soporte 2(E)-Soporte 2(G)” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.

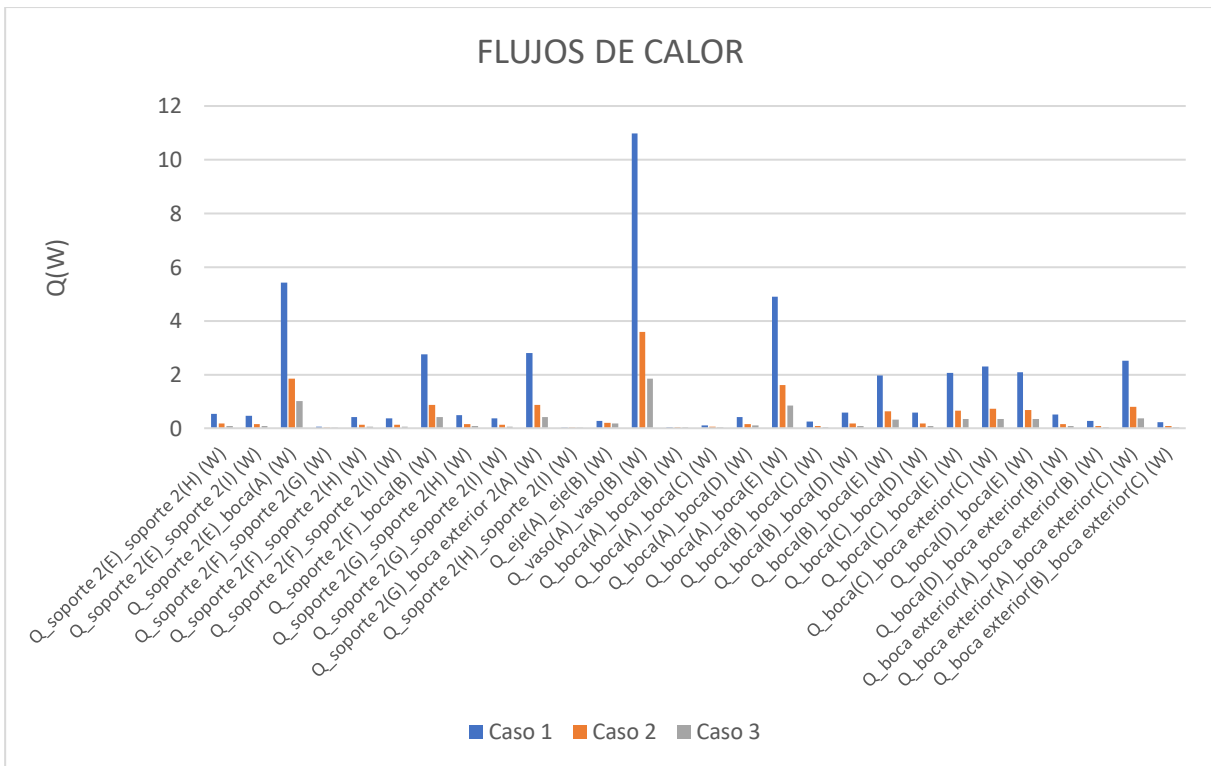


Figura 6.6: Flujos de calor desde “Soporte 2(E)-Soporte 2(H)” hasta “Boca exterior(B)-Boca exterior(C)” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.

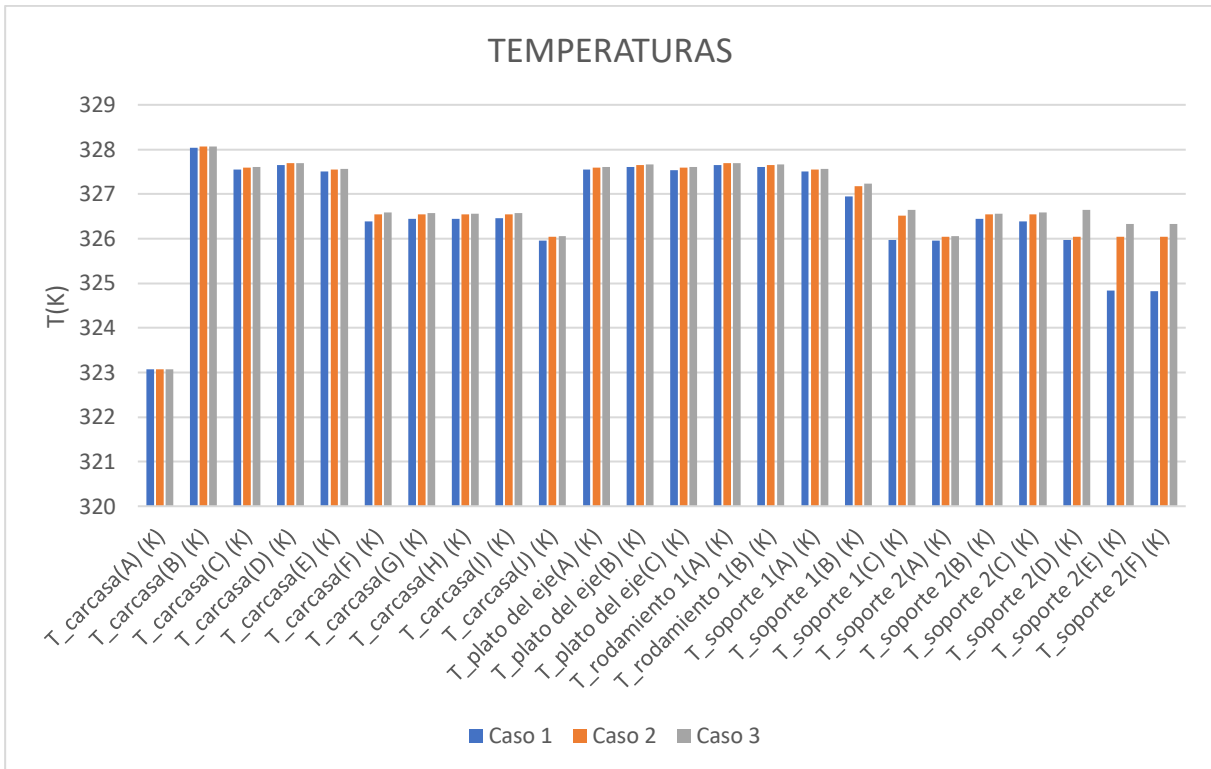


Figura 6.7: Temperaturas nodales desde “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.

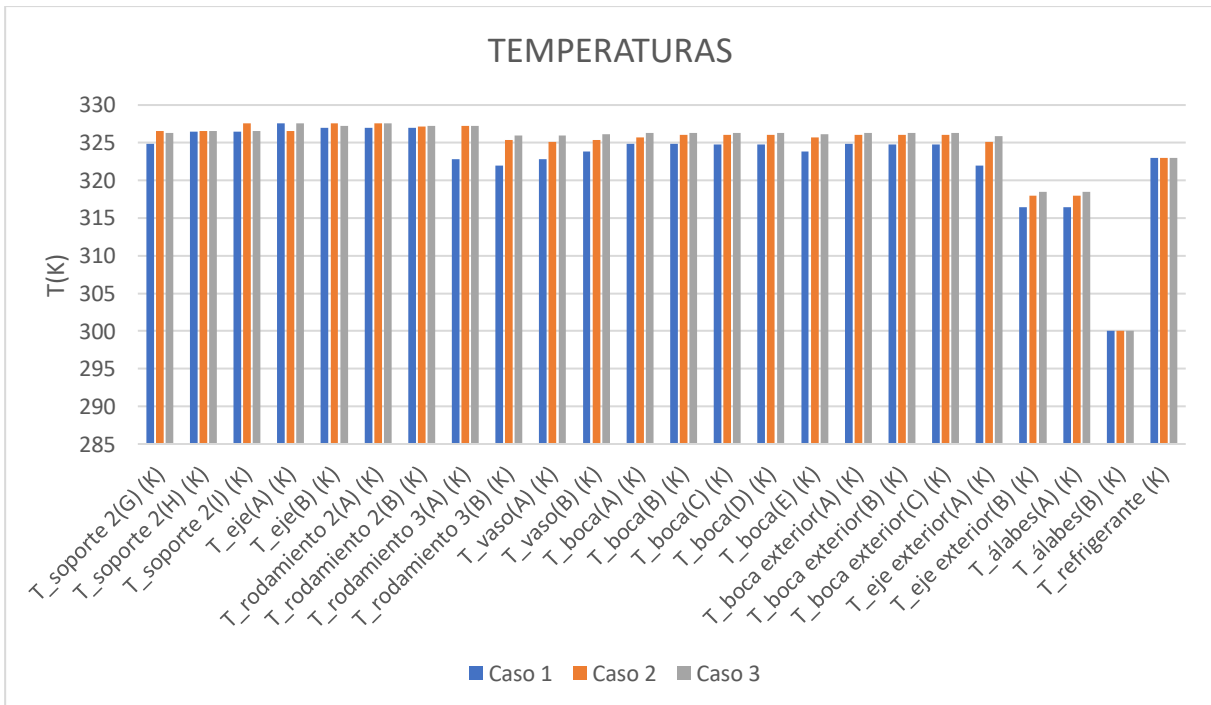


Figura 6.8: Temperaturas nodales desde “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante” según los casos estacionarios 1, 2 y 3.

CASO 4		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
350000	0,5	1,5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
991,21	850,45	39,79
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
328,05	327,67	327,67

Tabla 6.4: caso 4 estacionario.

CASO 5		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
350000	2	5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
996,69	853,76	39,01
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
328,07	327,69	327,69

Tabla 6.5: caso 5 estacionario.

CASO 6		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
350000	4	10
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
998,23	854,69	38,79
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
328,07	327,7	327,7

Tabla 6.6: caso 6 estacionario.

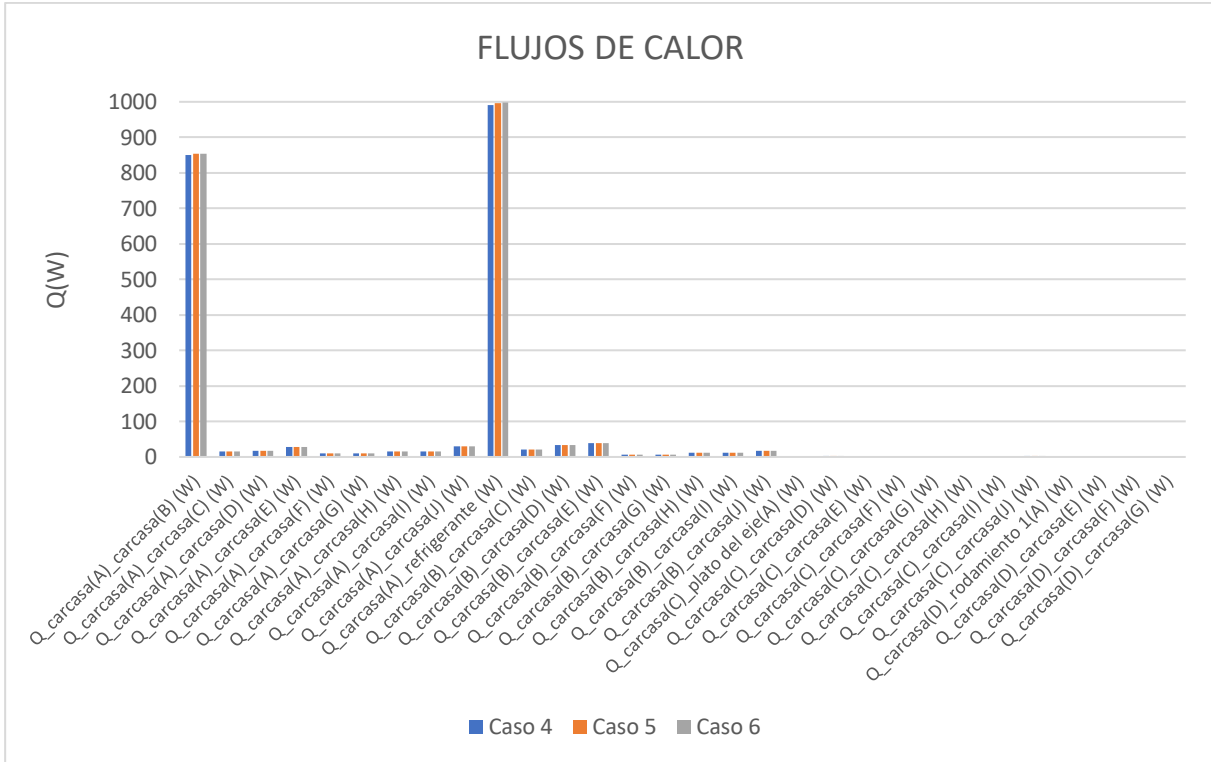


Figura 6.9: Flujos de calor desde la conexión “Carcasa(A)-Carcasa(B)” hasta “Carcasa(D)-Carcasa(G)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.

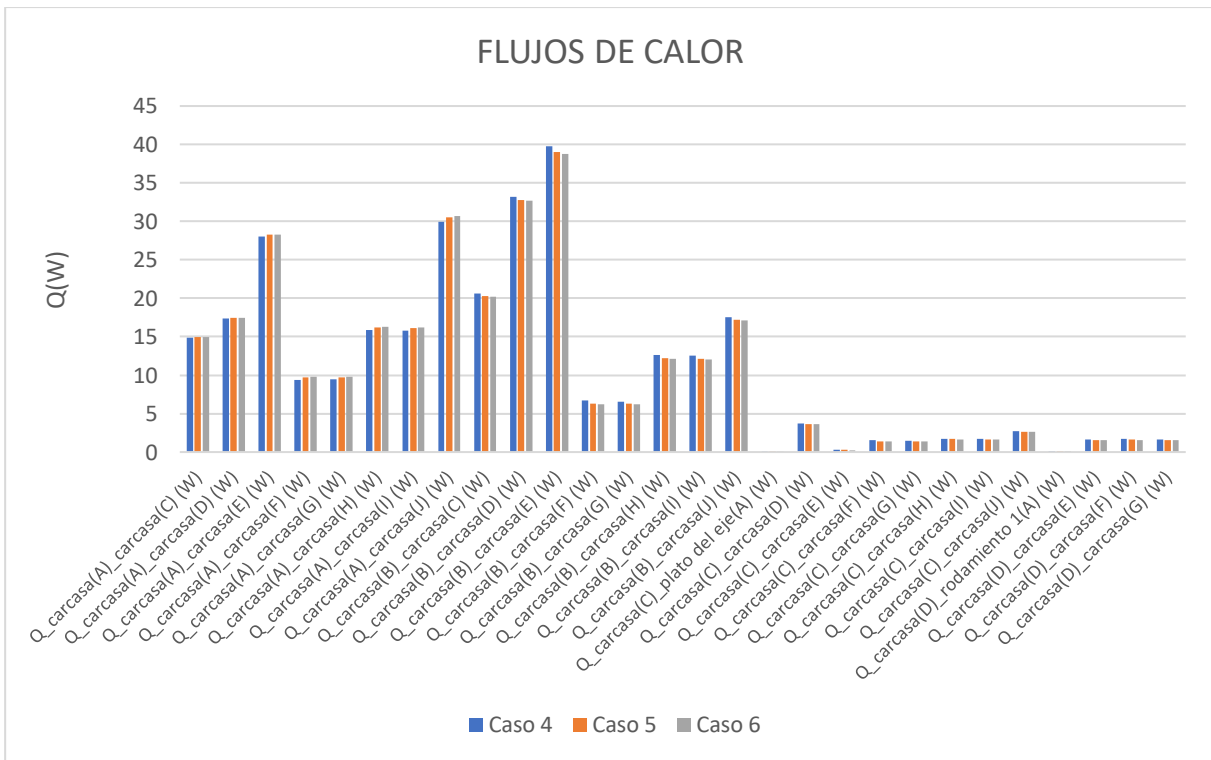


Figura 6.10: Flujos de calor de la figura 6.9 sin contar los dos más altos.

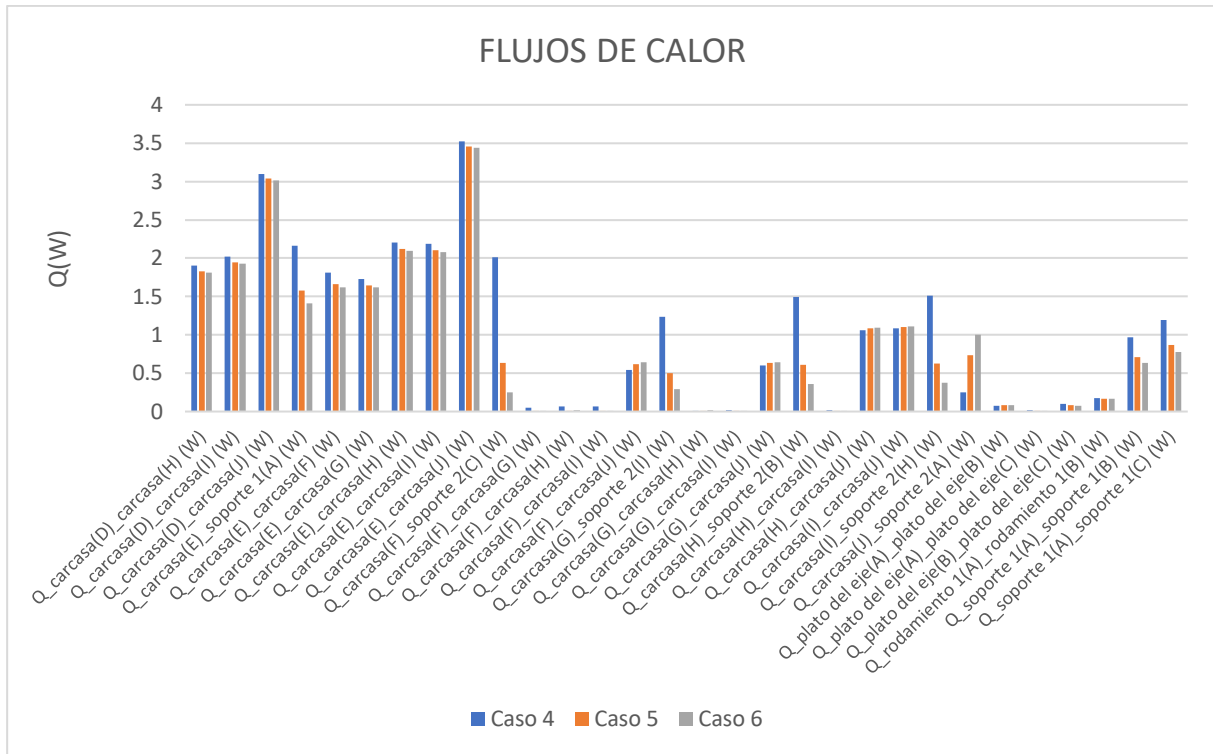


Figura 6.11: Flujos de calor desde “Carcasa(D)-Carcasa(H)” hasta “Soporte 1(A)-Soporte 1(C)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.

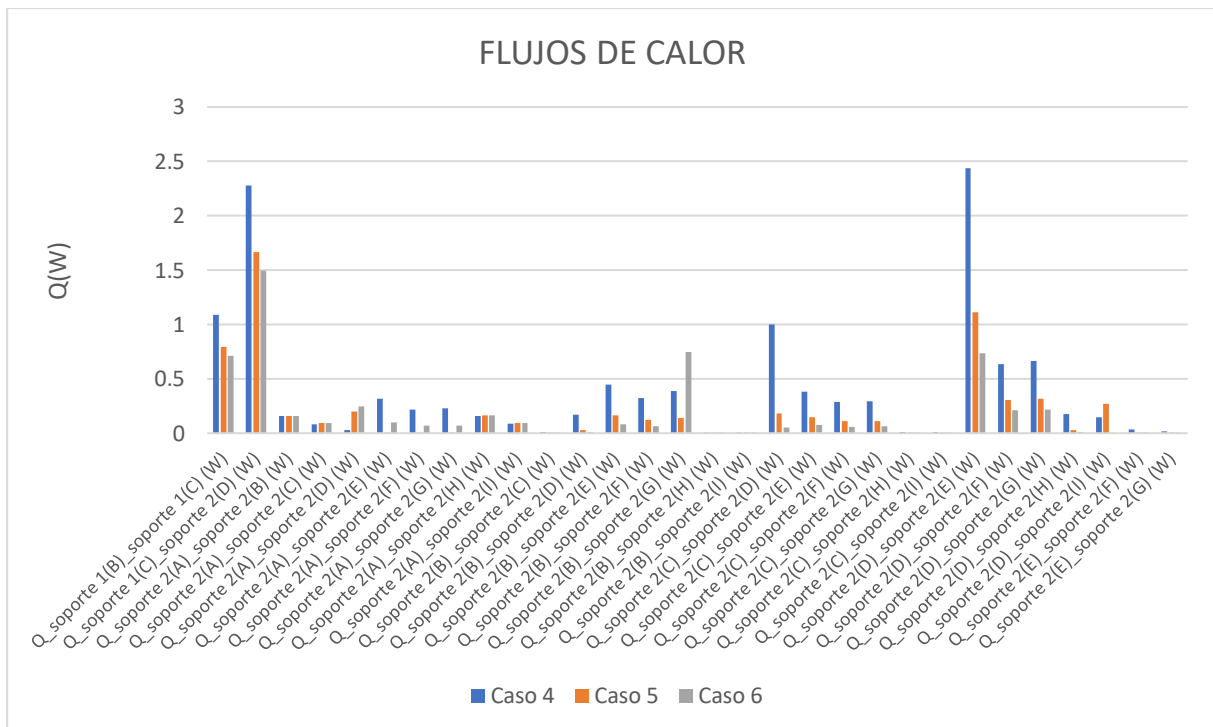


Figura 6.12: Flujos de calor desde “Soporte 1(B)-Soporte 1(C)” hasta “Soporte 2(E)-Soporte 2(G)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.

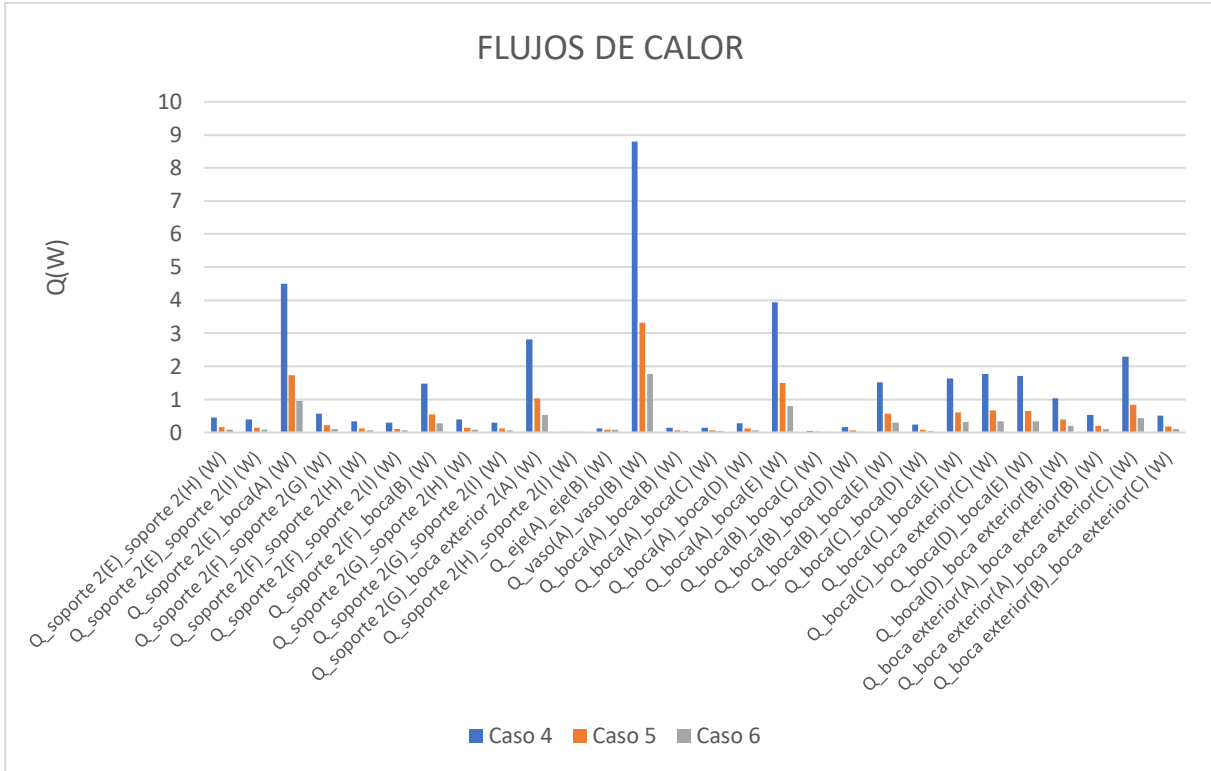


Figura 6.13: Flujos de calor desde “Soporte 2(E)-Soporte 2(H)” hasta “Boca exterior(B)-Boca exterior(C)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.

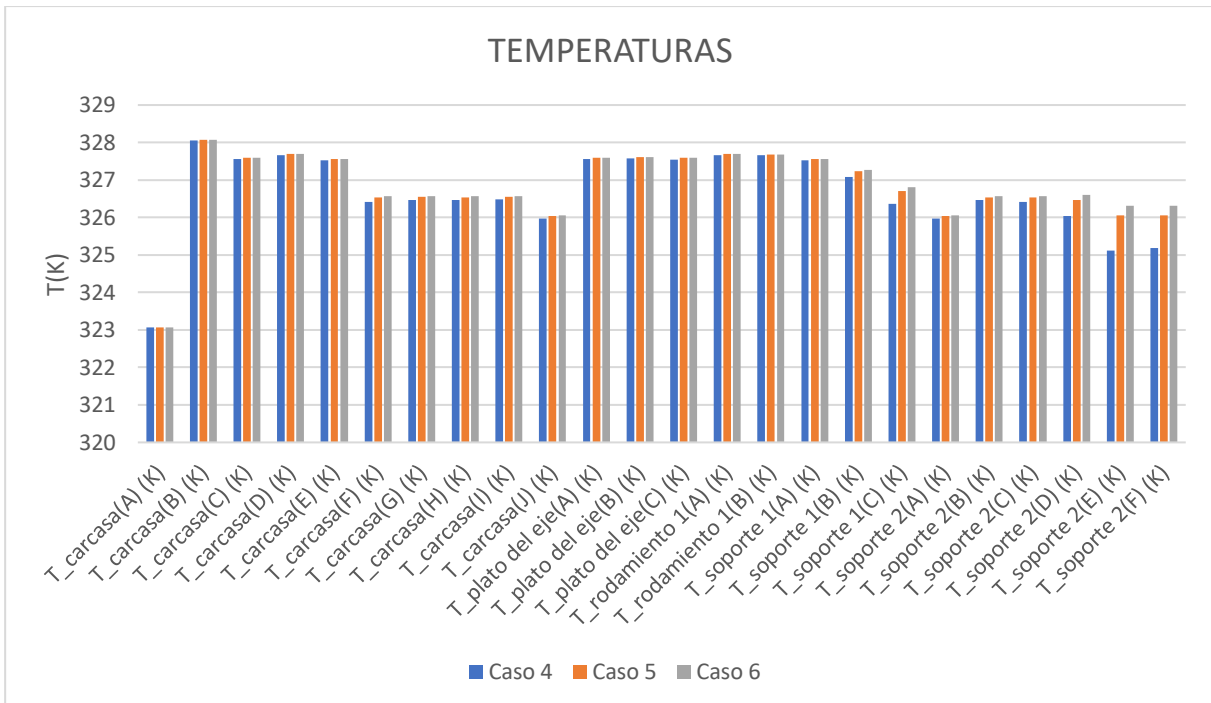


Figura 6.14: Temperaturas nodales desde “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.

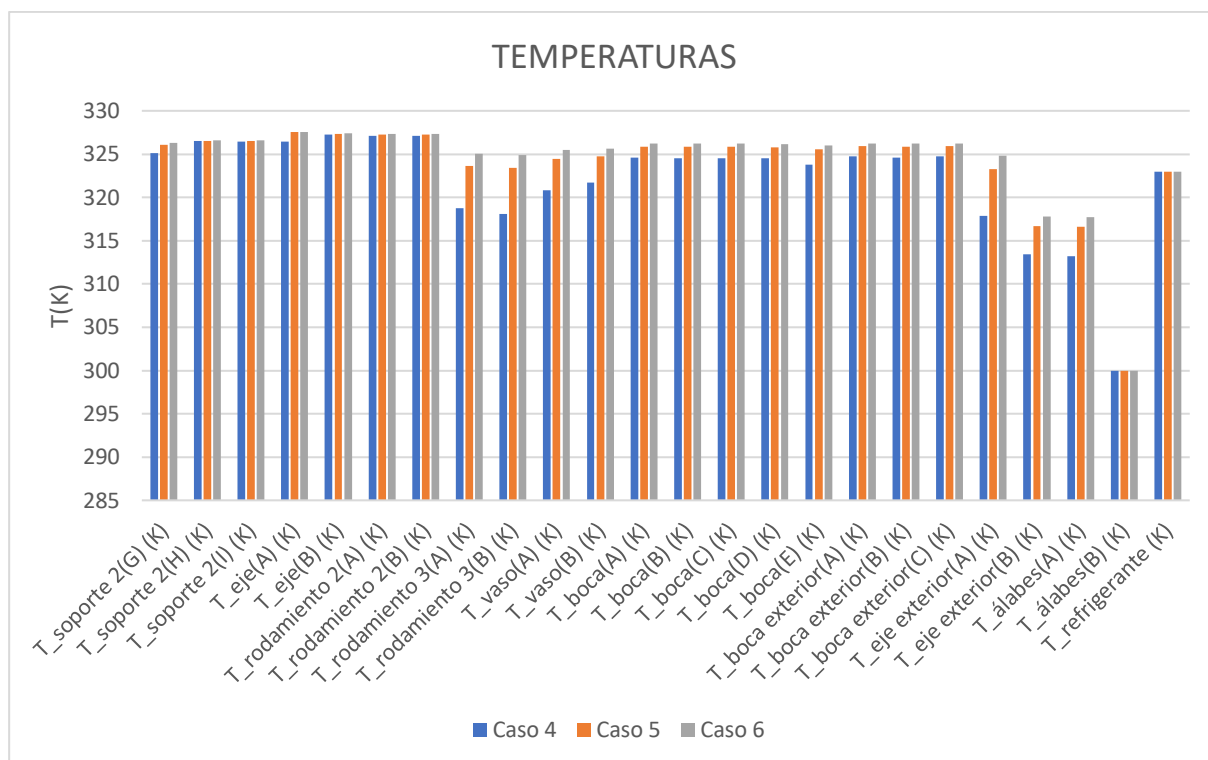


Figura 6.15: Temperaturas nodales desde “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante” según los casos estacionarios 4, 5 y 6.

CASO 7		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
650000	0,5	1,5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
990,84	850,21	39,88
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
328,04	327,67	327,67

Tabla 6.7: caso 7 estacionario.

CASO 8		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
650000	2	5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
996,63	853,71	39,04
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
328,07	327,69	327,69

Tabla 6.8: caso 8 estacionario.

CASO 9		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
650000	4	10
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
998,21	854,67	38,82
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
328,07	327,7	327,7

Tabla 6.9: caso 9 estacionario.

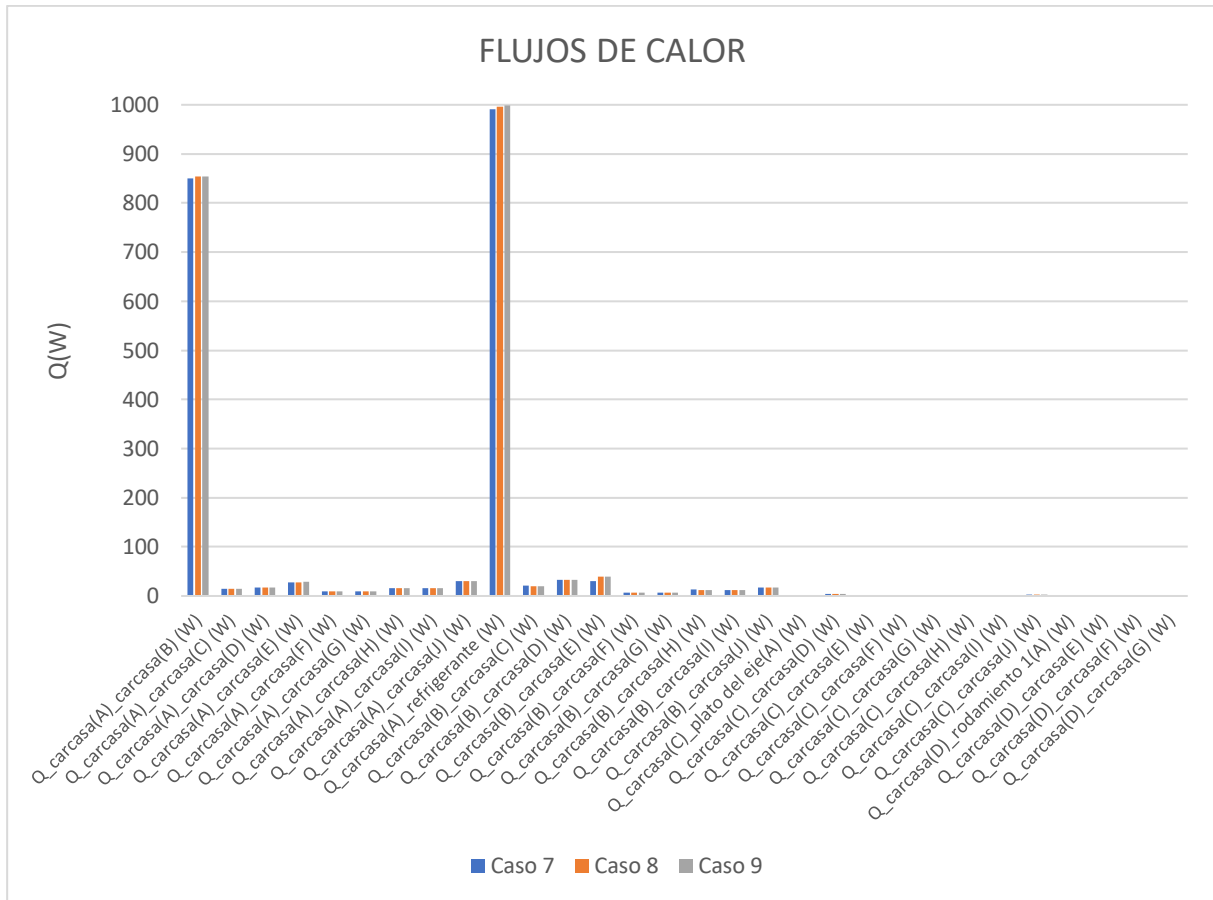


Figura 6.16: Flujos de calor desde la conexión “Carcasa(A)-Carcasa(B)” hasta “Carcasa(D)-Carcasa(G)” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.

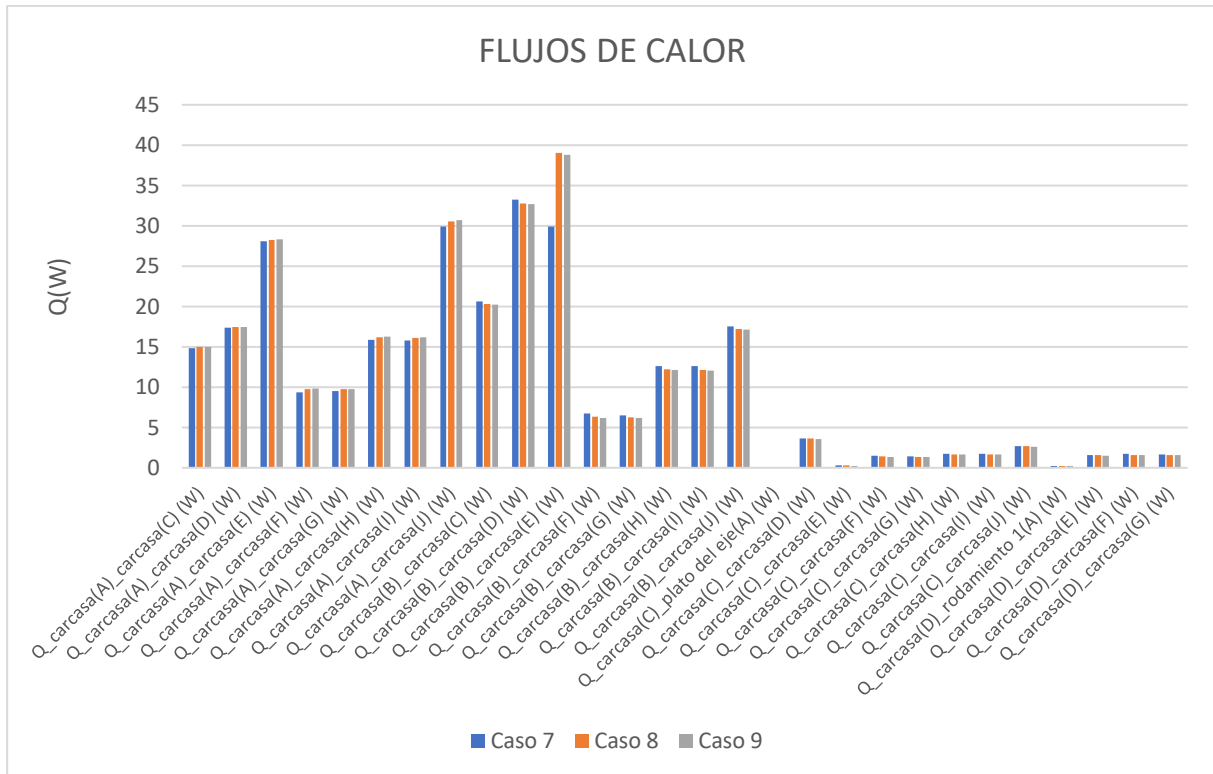


Figura 6.17: Flujos de calor de la figura 6.16 sin contar los dos más altos.

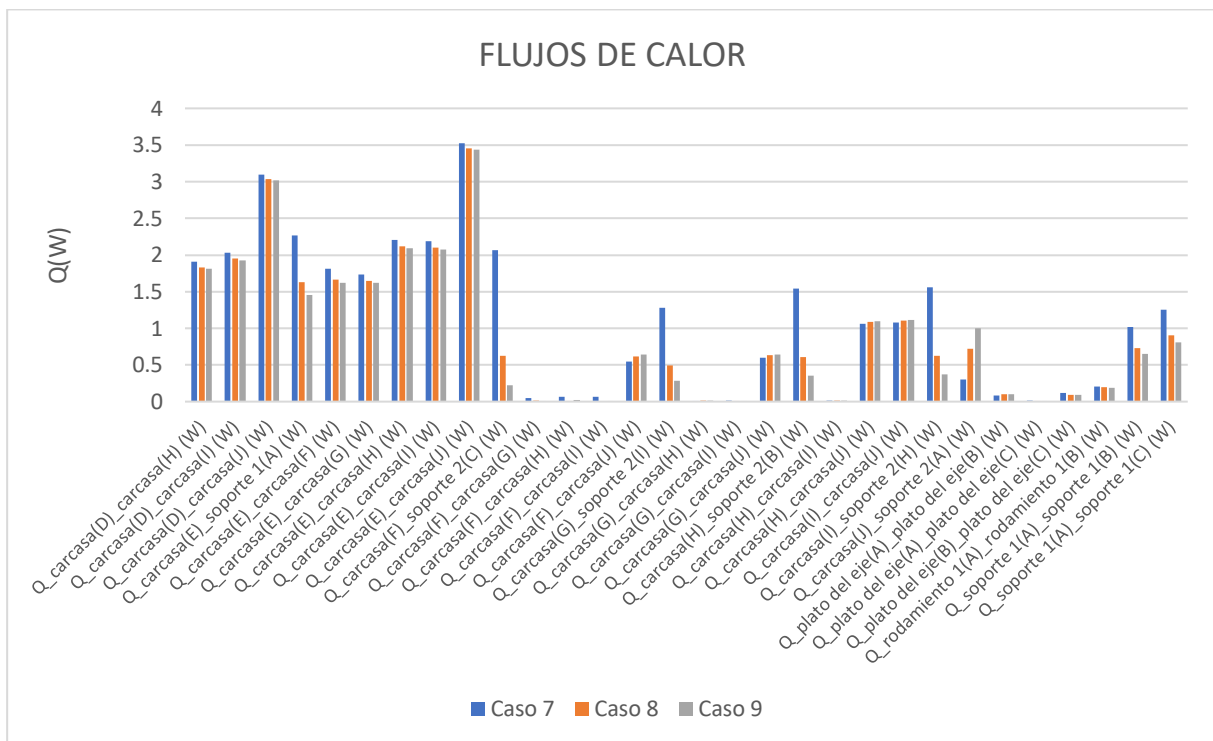


Figura 6.18: Flujos de calor desde “Carcasa(D)-Carcasa(H)” hasta “Soporte 1(A)-Soporte 1(C)” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.

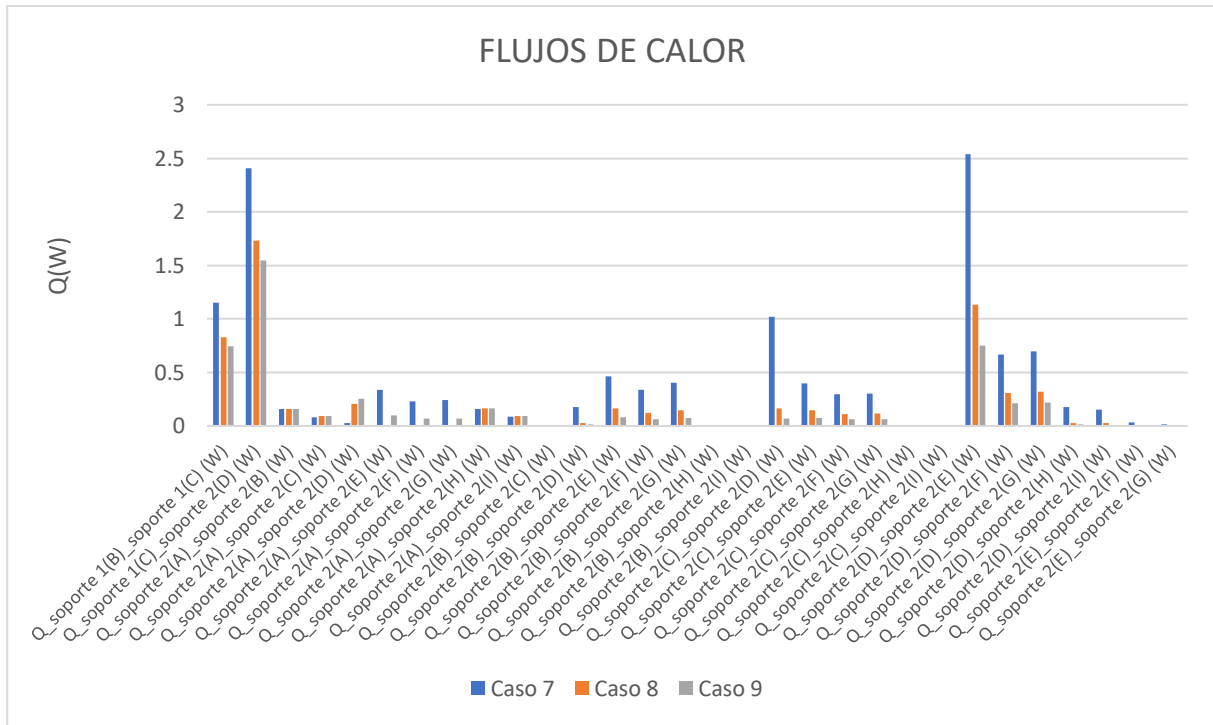


Figura 6.19: Flujos de calor desde “Soporte 1(B)-Soporte 1(C)” hasta “Soporte 2(E)-Soporte 2(G)” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.

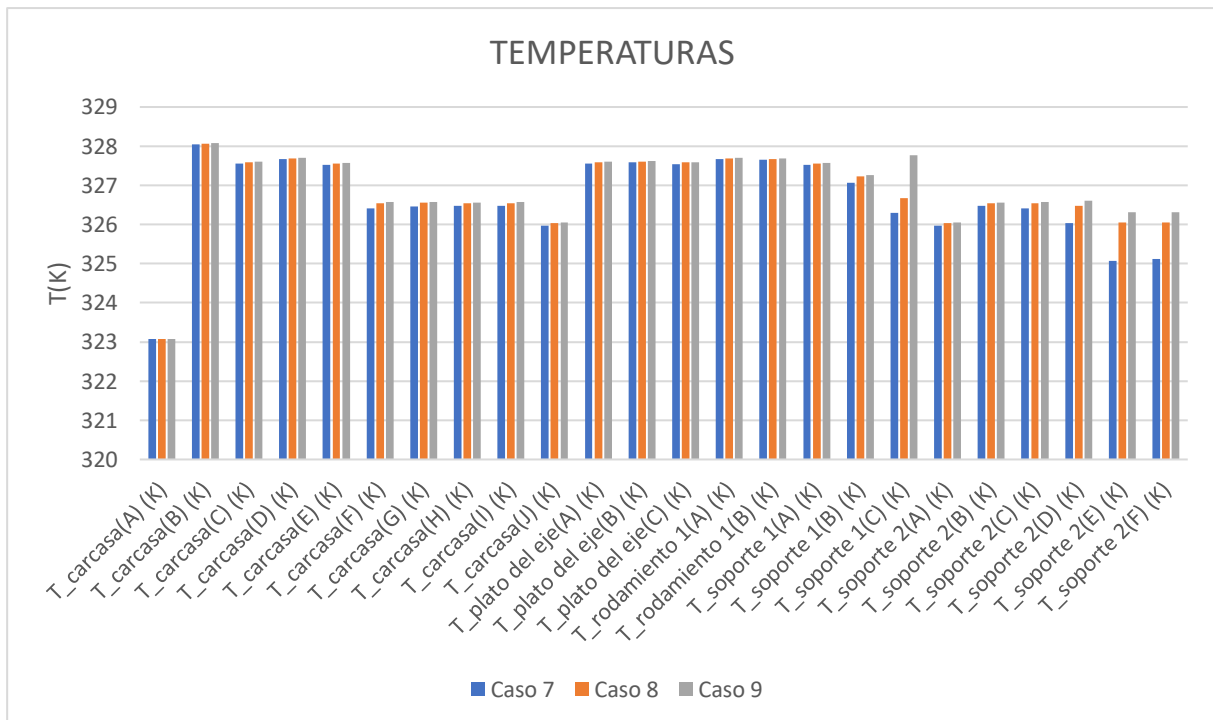


Figura 6.20: Temperaturas nodales desde “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.

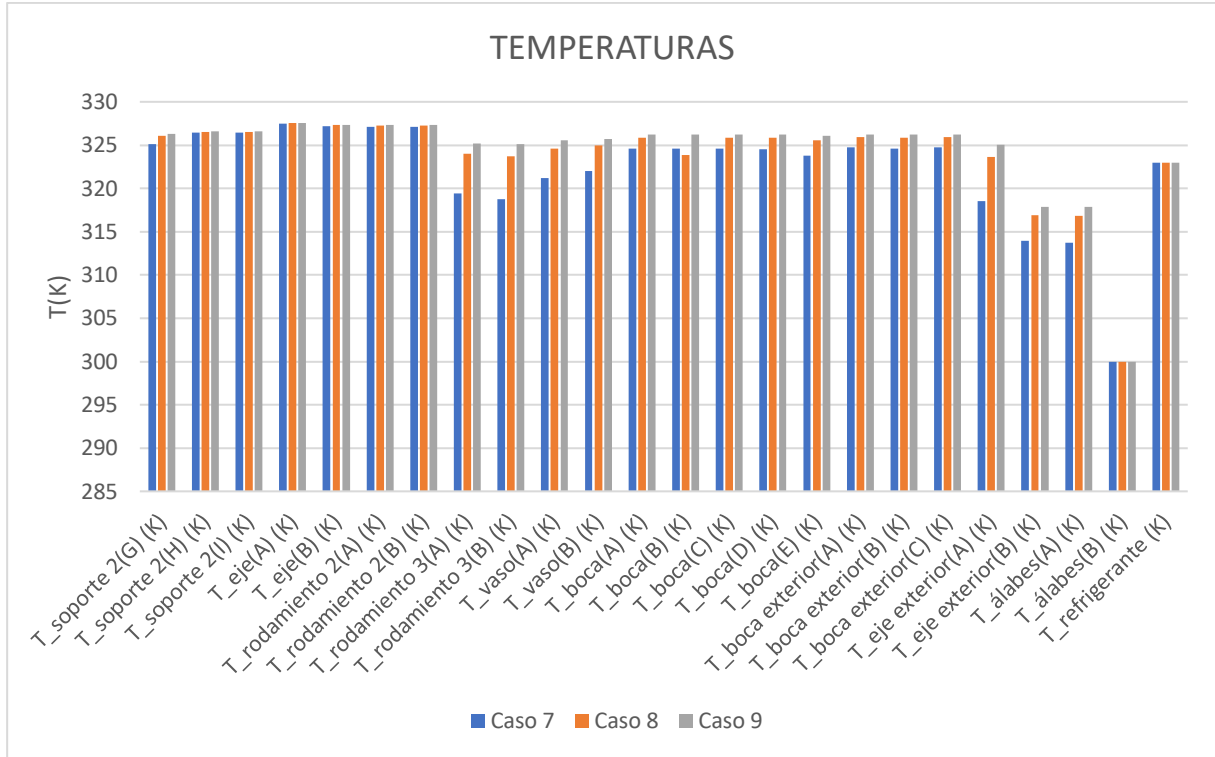


Figura 6.21: Temperaturas nodales desde “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante” según los casos estacionarios 7, 8 y 9.

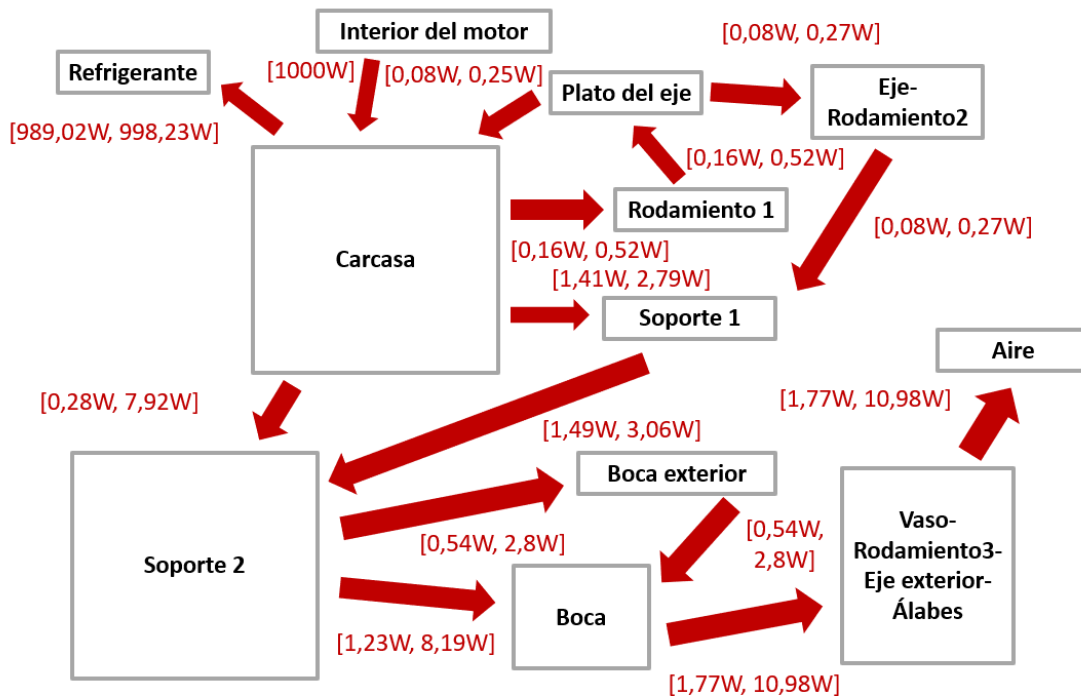


Figura 6.22: Intervalos de flujos de calor obtenidos entre los elementos.

Observando los resultados, es evidente que la parte del circuito a través de la cual se transmite más calor es la resistencia equivalente de la convección con el agua refrigerante (R_{1_48}), ya que la convección es muy eficiente gracias a la elevada velocidad del agua, que se encarga de recoger el calor producido por el motor y. La siguiente más prioritaria es la resistencia entre la cara interior de la carcasa y los tubos de refrigeración (R_{1_2}), siendo la rama que más calor aporta a la convección debido a que la resistencia que conecta estas dos partes es muy reducida al encontrarse muy próximas geométricamente.

Mientras tanto, el resto de las ramas conducen mucho menos calor en proporción, situación que se acentúa cuando se toman mayores resistencias para “Eje exterior” y “Álabes” y menores fuerzas en los contactos del ensamblaje, pero siempre provocando que en la mayoría de los casos se conduzca menos de 40W por cada una. Los valores algo más bajos de flujo de calor corresponden siempre a las piezas “Plato del eje”, “Eje”, “Rodamiento 1” y “Rodamiento 2” pese a los cambios de fuerza de apriete y resistencias. Sin embargo, el resto de las piezas, que se dedican a conducir hacia el aire exterior el calor extraído de la carcasa, transfieren más o menos potencia dependiendo de manera muy sensible de las variaciones debido a la estrecha relación entre este calor y la resistencia de la rama que lo conduce.

También se observa que, como es de esperar, las temperaturas de los nodos decrecen a lo largo del ensamblaje en el sentido de los principales flujos de calor, al mismo tiempo que el cambio de fuerzas de apriete y resistencias tiene mayor efecto en la rama que conecta con el aire.

6.2. Modelo nodal transitorio

El modelo estacionario previo sirve como base para construir el modelo transitorio, que es el que describe el comportamiento real. Para ello, se incorporan las masas térmicas en cada nodo del circuito de Simulink, que se definen a partir de masas y calores específicos estimados almacenados en vectores en los que su posición representa el número de su nodo. Además, se especifica una temperatura inicial de 300K para todas las masas y se modifica la resistencia de la convección para adaptarla al valor promedio de temperatura del agua refrigerante.

Los caminos recorridos por el calor no son los mismos que en el modelo estacionario, ya que entra en juego el efecto de inercia de las masas térmicas, que cuanto mayores son, más calor necesitan absorber para alcanzar la temperatura de equilibrio. En el ensayo se considera que el motor aporta 13kW durante los primeros 45 segundos de la puesta en marcha en los que su funcionamiento es más intenso, para después rebajarlo, aportando calor nulo a la carcasa. Además, para más rigurosidad en los ensayos, se toma un tiempo de simulación de 1800 segundos, ya que es una duración suficiente para observar la evolución y estabilización de los flujos y las temperaturas.

Para la realización de los ensayos, se sigue el mismo método que para el estado estacionario, cambiando la magnitud de las resistencias de la rama que conecta con el aire y variando la fuerza ejercida en los contactos de las piezas. De esta forma, se compara el comportamiento transitorio con el estacionario y se obtienen conclusiones sobre las piezas y caminos críticos.

Se muestran a continuación los flujos de calor transmitidos a través de las resistencias y las temperaturas de los nodos a lo largo del tiempo, expresándose en vatios y grados Kelvin. Se señalan también los valores alcanzados más altos durante la simulación y a qué resistencia o nodo pertenecen:

CASO 1		
Rcontacto (K/W)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
0	0,5	1,5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
8396,58	8173,1	1836,12
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
363,21	354,02	354,02

Tabla 6.10: Caso 1 transitorio

CASO 2		
Rcontacto (K/W)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
0	2	5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
8396,58	8173,1	1836,12
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
363,21	354,02	354,02

Tabla 6.11: Caso 2 transitorio

CASO 3		
Rcontacto (K/W)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
0	4	10
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
8396,58	8173,1	1836,12
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
363,21	354,02	354,02

Tabla 6.12: Caso 3 transitorio

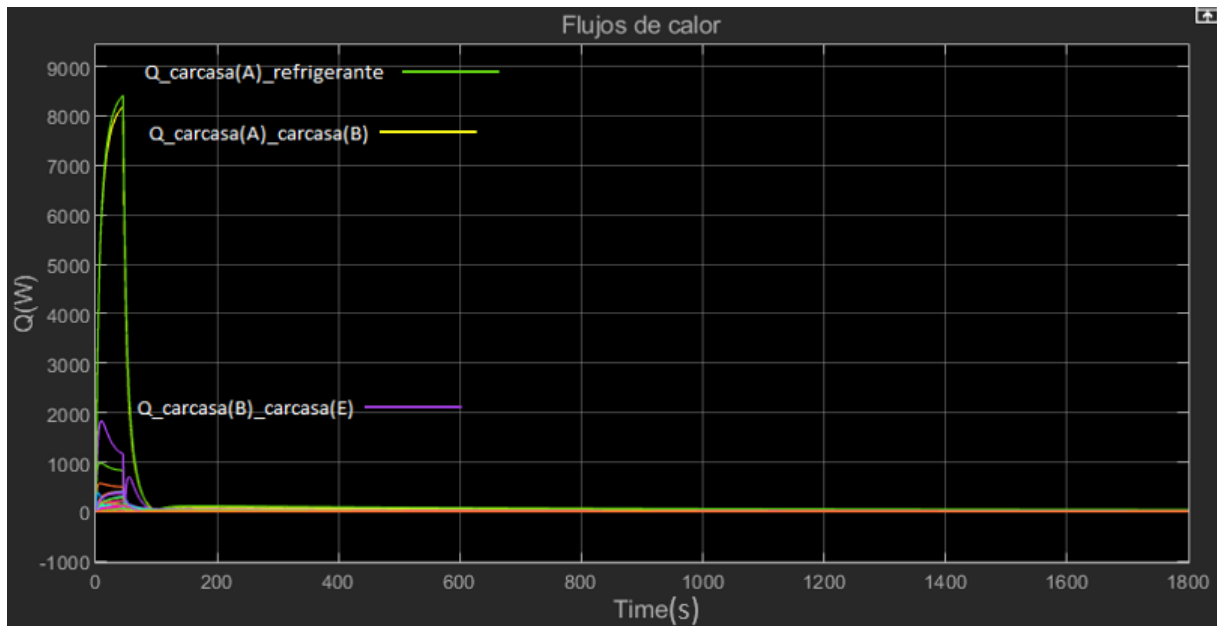


Figura 6.23: Flujos de calor de todas las ramas del circuito para los casos transitorios 1, 2 y 3.

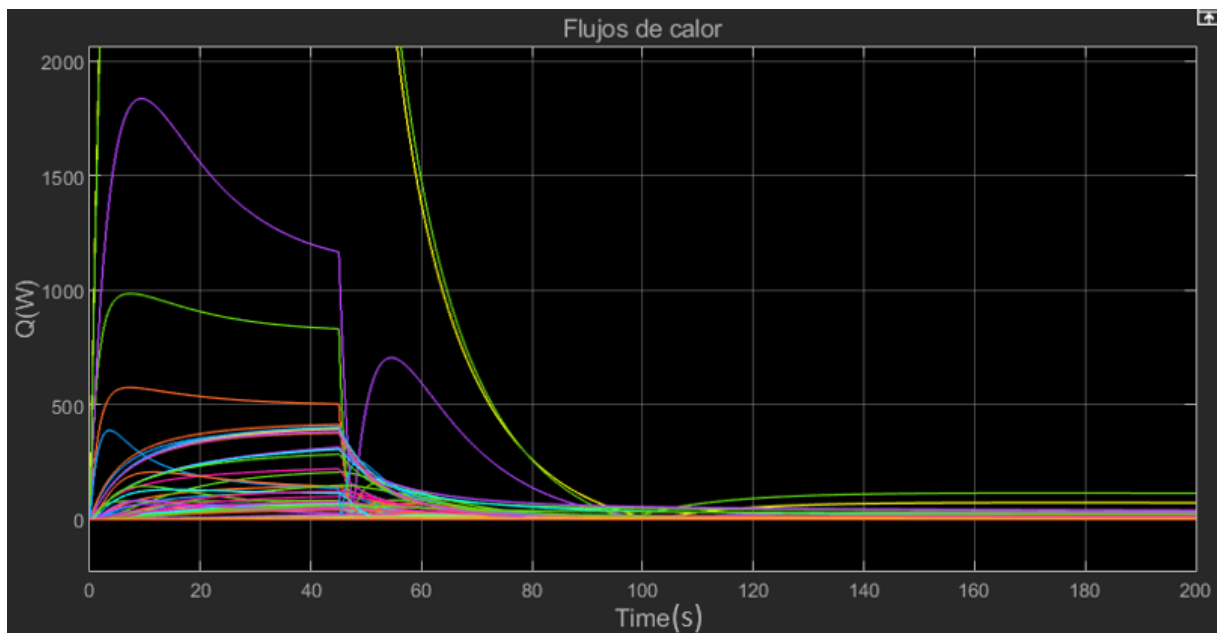


Figura 6.24: Visión en detalle de las curvas figura 6.23.

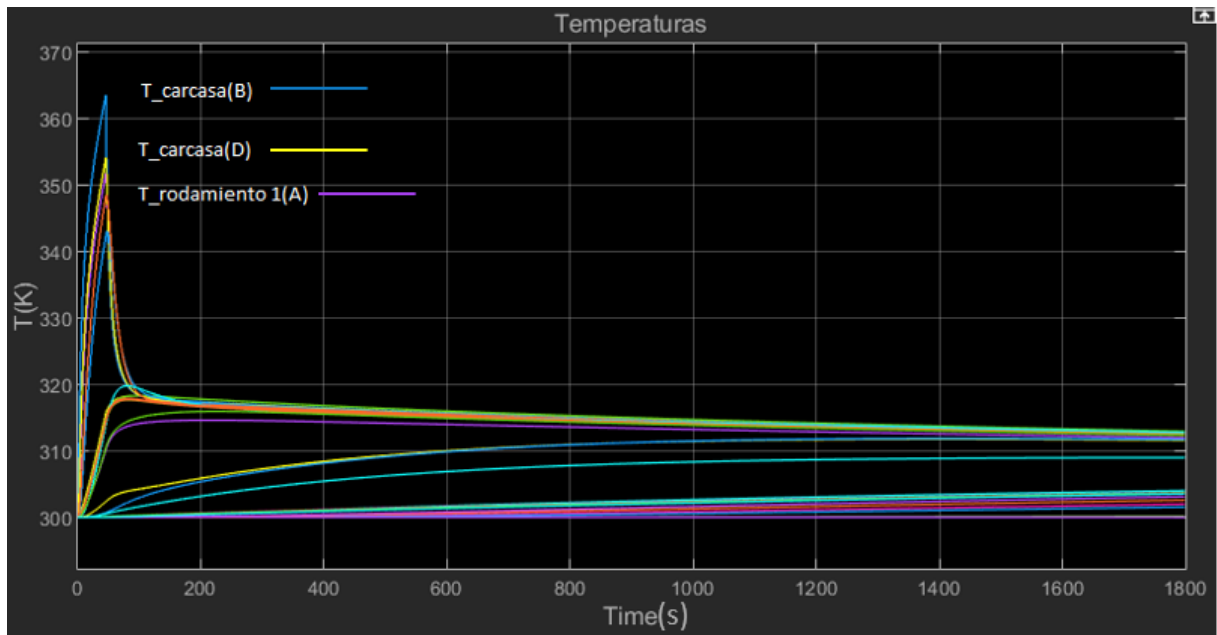


Figura 6.25: Temperaturas de todos los nodos del circuito para los casos transitorios 1, 2 y 3.

CASO 4		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
350000	0,5	1,5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
8444,51	8212,27	1837,55
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
363,61	354,88	354,87

Tabla 6.13: Caso 4 transitorio.

CASO 5		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
350000	2	5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
8444,51	8212,27	1837,55
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
363,61	354,88	354,87

Tabla 6.14: Caso 5 transitorio.

CASO 6		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
350000	4	10
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
8444,51	8212,27	1837,55
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
363,61	354,88	354,87

Tabla 6.15: Caso 6 transitorio.

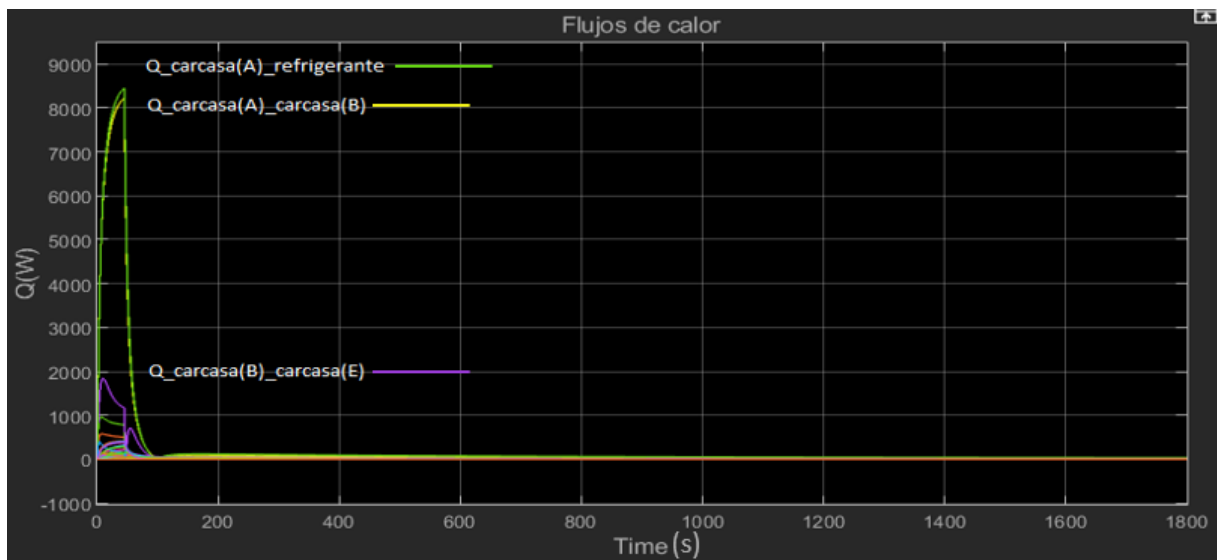


Figura 6.26: Flujos de calor de todas las ramas del circuito para los casos transitorios 4, 5 y 6.

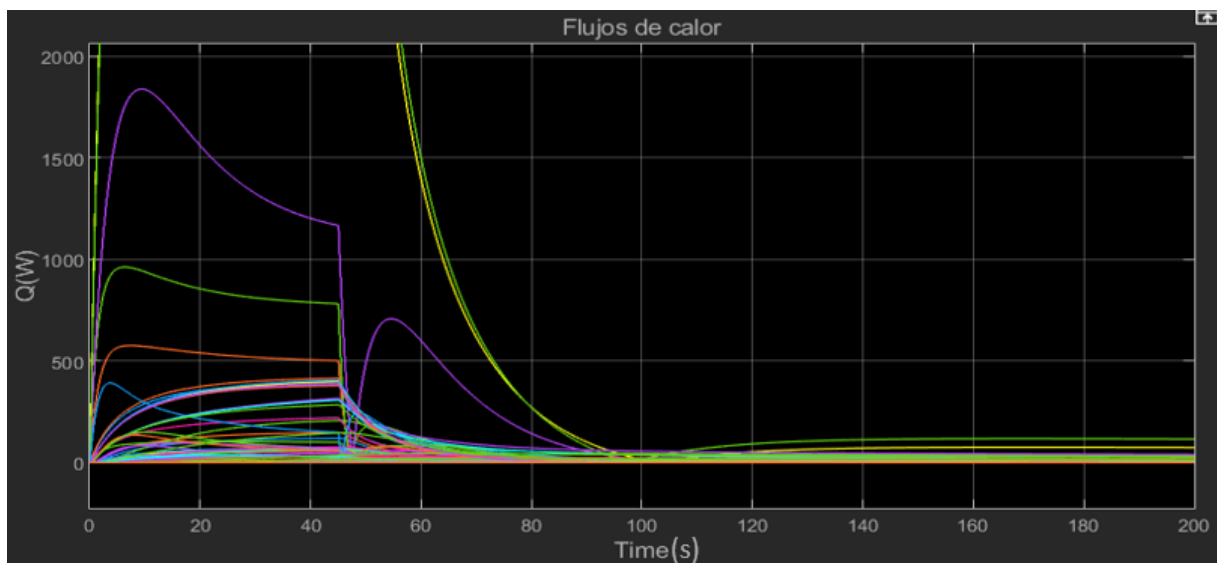


Figura 6.27: Visión en detalle de las curvas figura 6.26.

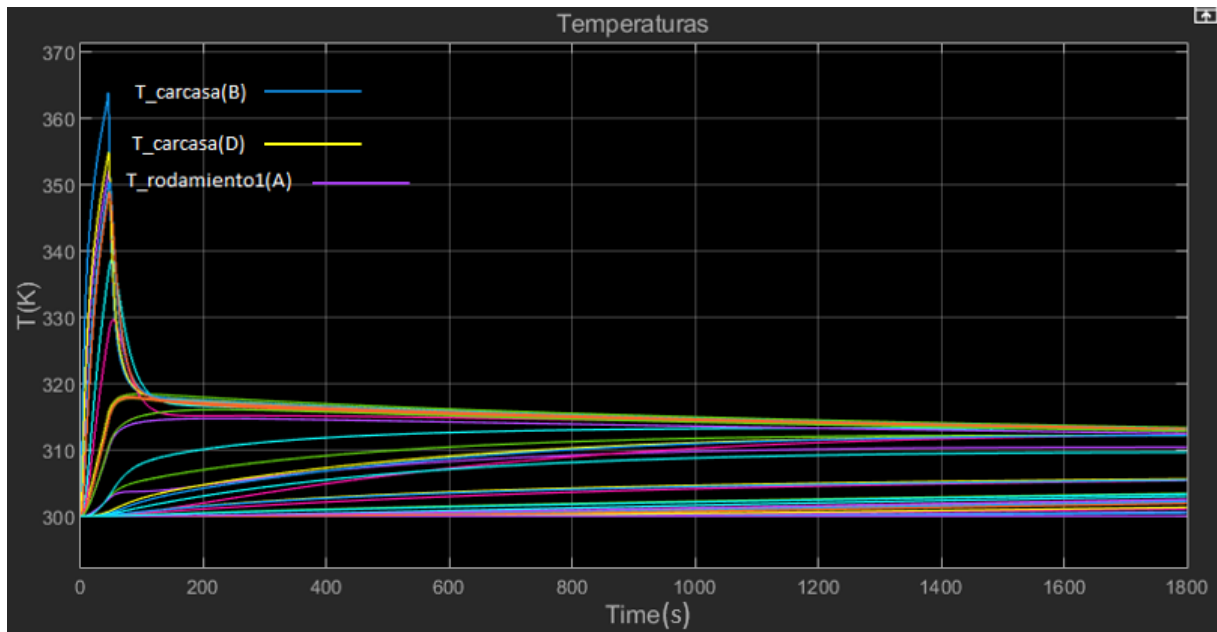


Figura 6.28: Temperaturas de todos los nodos del circuito para los casos transitorios 4, 5 y 6.

CASO 7		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
650000	0,5	1,5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
8441,65	8209,86	1837,67
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
363,59	354,82	354,82

Tabla 6.16: Caso 7 transitorio.

CASO 8		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
650000	2	5
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
8441,65	8209,86	1837,67
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
363,59	354,82	354,82

Tabla 6.17: Caso 8 transitorio.

CASO 9		
Fcontacto (N)	R_eje exterior (A)_eje exterior(B) (K/W)	R_álabes(A)_álabes(B) (K/W)
650000	4	10
Q_carcasa(A)_refrigerante (W)	Q_carcasa(A)_carcasa(B) (W)	Q_carcasa(B)_carcasa(E) (W)
8441,65	8209,86	1837,67
T_carcasa(B)	T_carcasa(D)	T_rodamiento 1(A)
363,59	354,82	354,82

Tabla 6.18: Caso 9 transitorio.

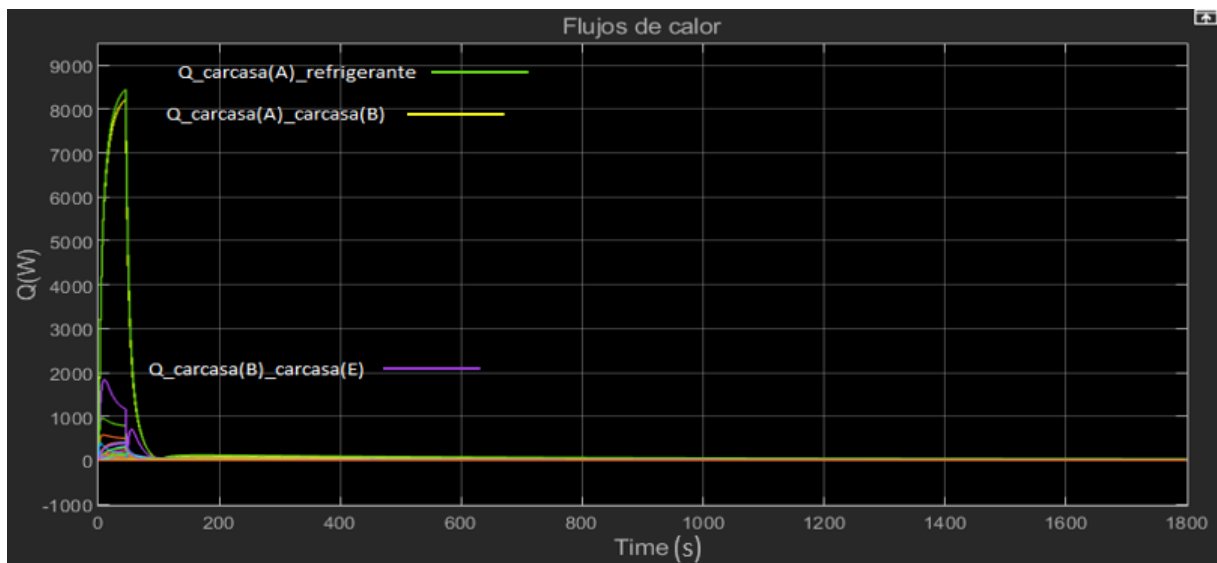


Figura 6.29: Flujos de calor de todas las ramas del circuito para los casos transitorios 7, 8 y 9.

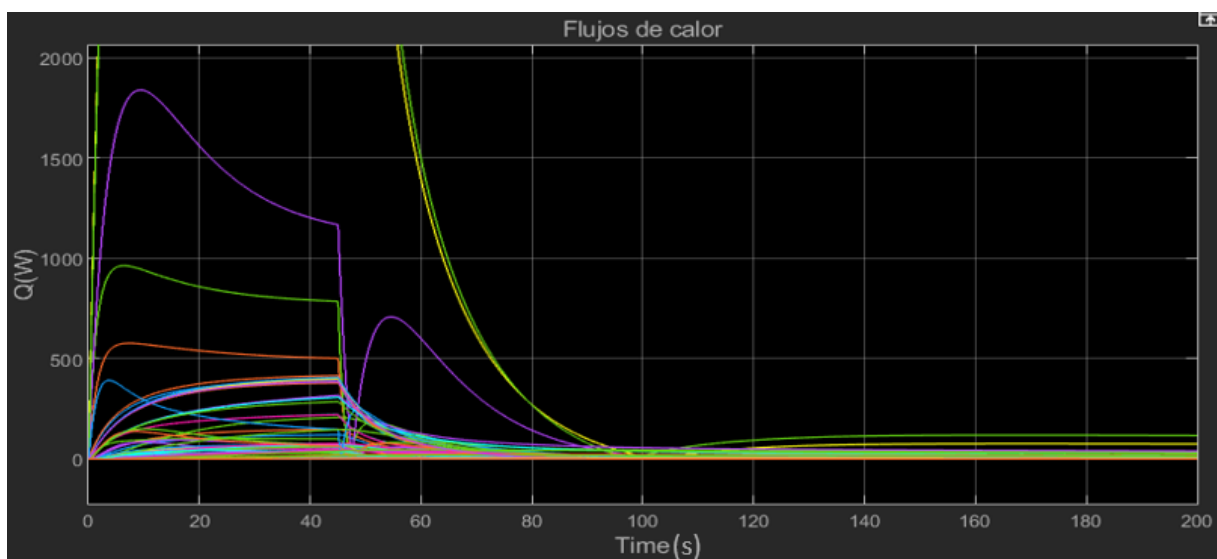


Figura 6.30: Visión en detalle de las curvas figura 6.29.

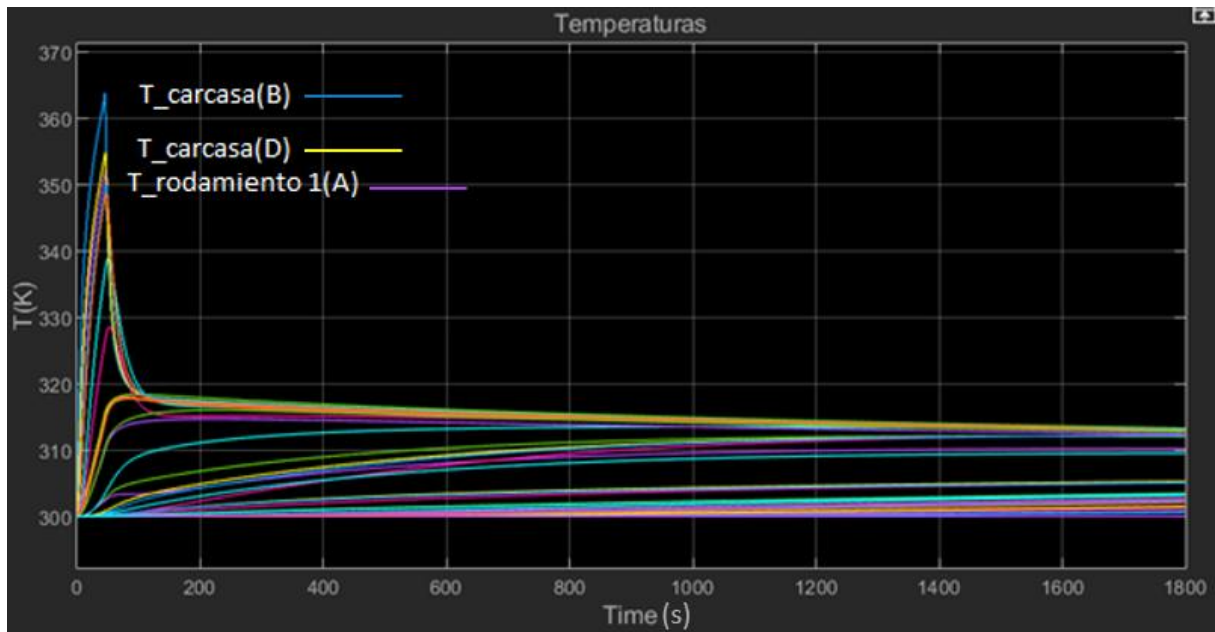


Figura 6.31: Temperaturas de todos los nodos del circuito para los casos transitorios 7, 8 y 9.

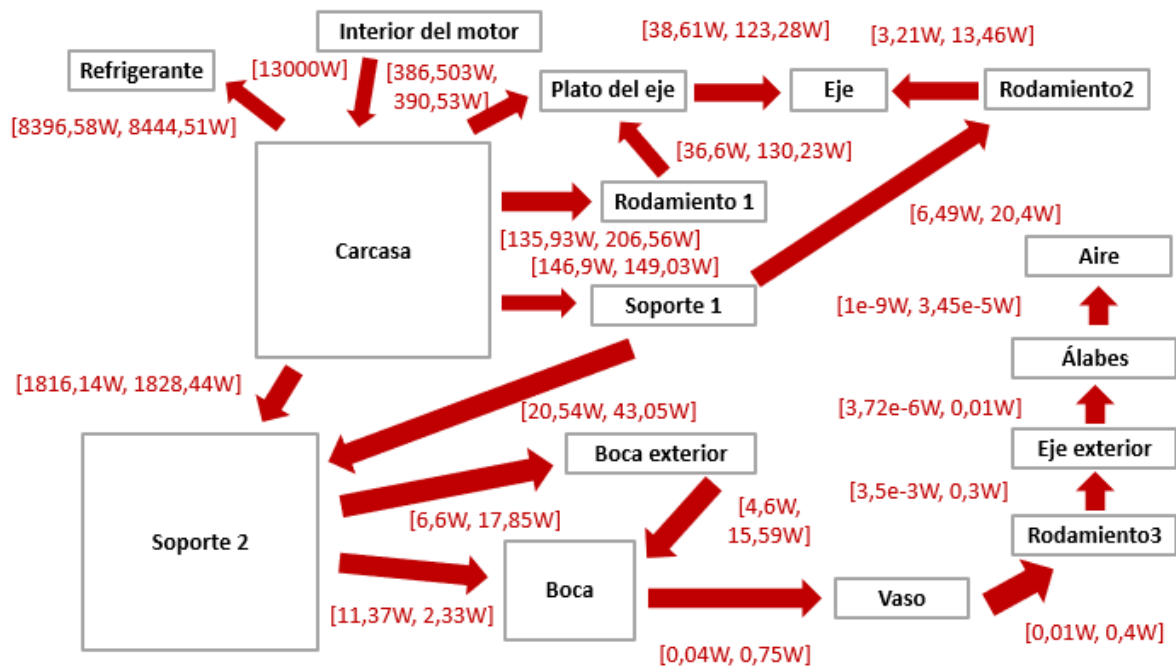


Figura 6.32: Intervalos obtenidos para el máximo flujo de calor entre los elementos.

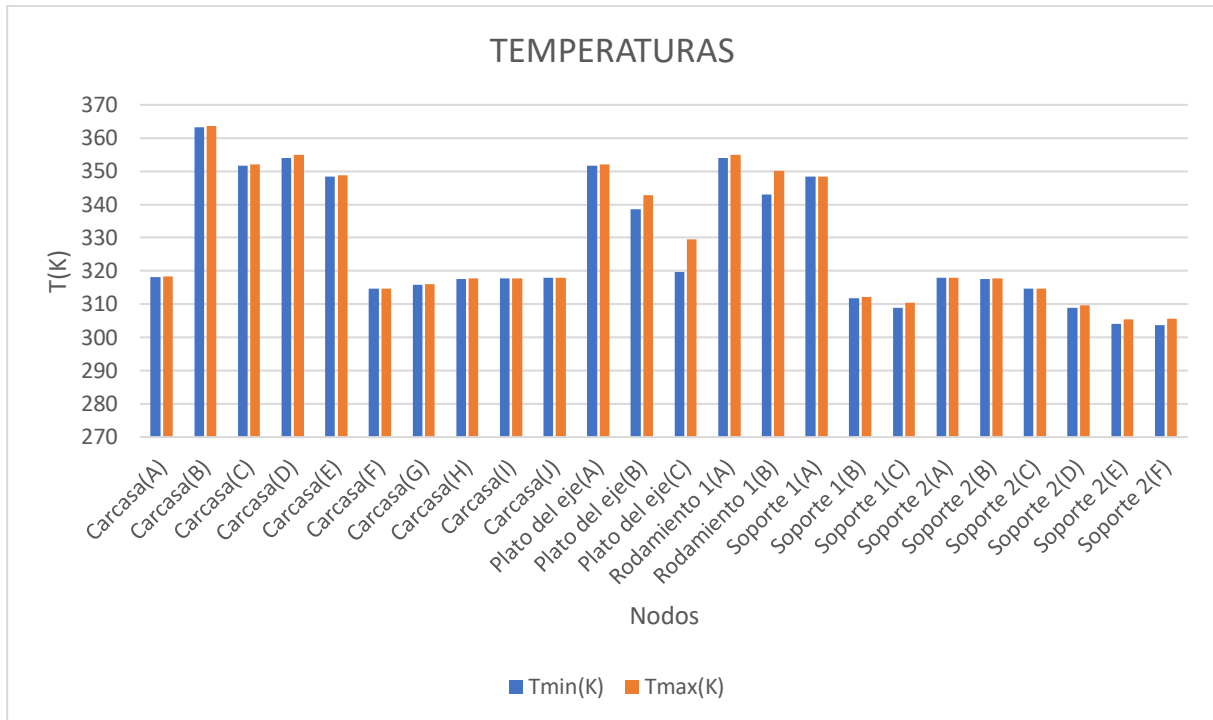


Figura 6.33: Temperaturas máximas y mínimas obtenidas para los casos transitorios desde el nodo “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)”.

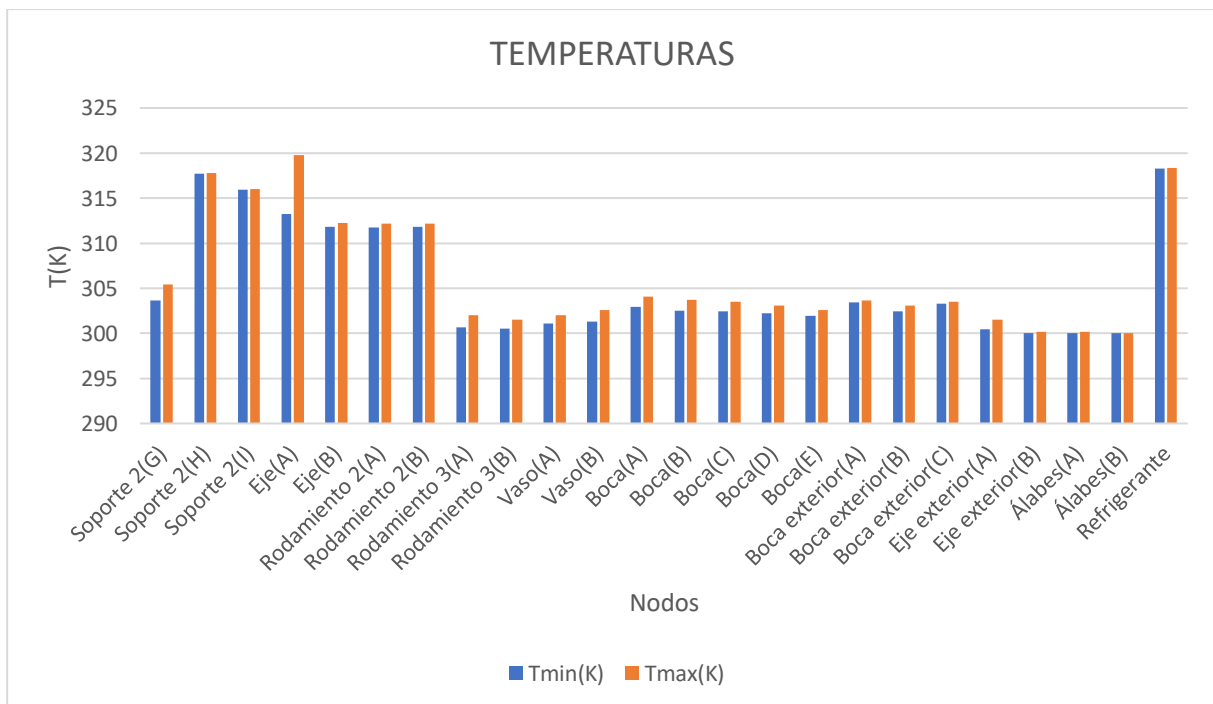


Figura 6.34: Temperaturas máximas y mínimas obtenidas para los casos transitorios desde el nodo “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante”.

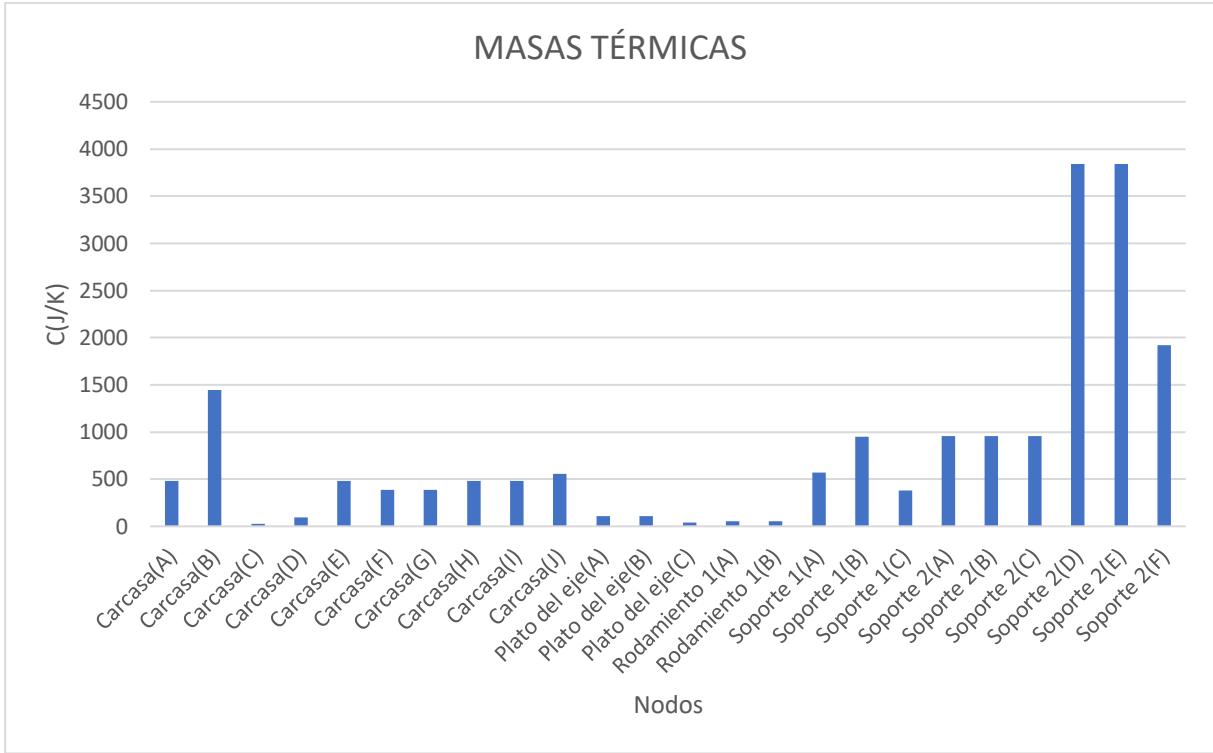


Figura 6.35: Masas térmicas estimadas para todos los nodos desde “Carcasa(A)” hasta “Soporte 2(F)”.

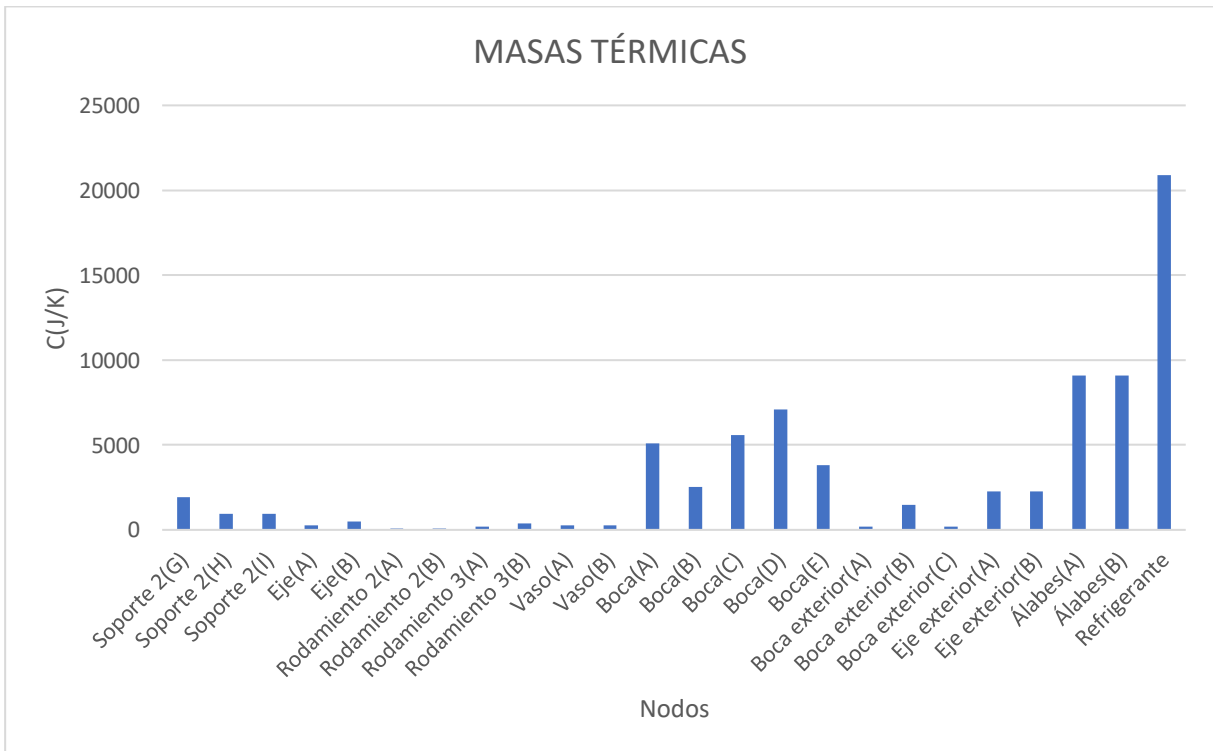


Figura 6.36: Masas térmicas estimadas para todos los nodos desde “Soporte 2(G)” hasta “Refrigerante”.

Analizando los flujos de calor, el conducido a través de las ramas asciende hasta alcanzar los 45 segundos de simulación, para luego disminuir significativamente hasta aproximarse a un valor nulo a medida que el sistema se acerca a un equilibrio térmico. En algunas ramas, antes de aproximarse a cero, el flujo toma el sentido contrario, fenómeno que se puede comprobar en las gráficas anteriores, en las que se ve una pequeña elevación en algunas curvas tras la primera caída al estar expresadas en valor absoluto. Esto es debido a que, tras interrumpir el calentamiento del ensamblaje, las masas que han ganado temperatura expulsan una buena parte de la energía retenida en dirección al refrigerante, que se encuentra en la carcasa próximo a las caras interiores por las que había entrado dicha potencia, realizando de nuevo así el recorrido en sentido inverso. Esto es observable principalmente en la resistencia que se encuentra entre la carcasa y el primer rodamiento.

Los flujos de calor residuales tras la interrupción del régimen del motor también son absorbidos por otras piezas del ensamblaje o transferido al aire entrante de una forma casi inapreciable. Esto está reflejado en las gráficas de la evolución de las temperaturas, en las que, tras la caída de las temperaturas de los componentes más expuestos al calor o menores masas, y por tanto más rápidamente calentados, algunos nodos correspondientes a otras piezas más frías ganan temperatura a partir de la energía absorbida de los primeros. Aun así, durante el tiempo de simulación, estos flujos no llegan a desaparecer completamente, ya que, para obtener un equilibrio térmico real, el vehículo tiene que expulsar al muy lentamente toda la energía contenida al ambiente, lo cual requiere mucho tiempo. Por lo tanto, se puede considerar que el ensayo queda apropiadamente concluido al estabilizarse el sistema al cabo de media hora, al cabo de la cual finalizan los cambios térmicos más bruscos y las temperaturas alcanzadas están por debajo de 315K.

En las simulaciones realizadas, el cambio de fuerzas de apriete tiene un efecto muy leve en los resultados, prioritariamente en las piezas que no se encuentran en contacto con la carcasa, como se puede apreciar ligeramente en las curvas más bajas de flujo calorífico, en las que las resistencias de las uniones son mayores. Mientras tanto, la variación de las resistencias de "Eje exterior" y "Álabes" no tiene un efecto apreciable sobre los resultados más significativos, obteniendo siempre gráficas con el mismo aspecto, por lo que se muestran como ejemplos solamente los casos 3, 6 y 9.

En las simulaciones transitorias se observa que los recorridos más críticos de flujo de calor y los nodos con las temperaturas más altas son los mismos que en el caso estacionario. Sin embargo, el resto de las ramas siguen un comportamiento distinto debido a la participación de masas térmicas que deben ser calentadas. El calor recibido del interior del motor es asimilado por la carcasa, y después transferido en su mayor parte al agua refrigerante, que es el elemento con mayor masa y capacidad térmica asignada. La otra parte de ese calor se reparte entre el resto de las piezas, que también poseen masas a calentar, siendo las principales "Soporte 1", "Soporte 2", "Boca" y "Álabes", ya que el resto de las piezas no son tan voluminosas y pesadas, por lo que a efectos prácticos simplemente actúan como caminos para que los flujos de calor se distribuyan entre las primeras.

De esta manera, la transmisión de calor es mayor en las zonas próximas a la cara interior y los conductos de refrigeración de la carcasa, mientras que solamente una porción muy reducida del calor se libera al aire entrante al vehículo. De la misma forma, las temperaturas más altas se consiguen en la carcasa y sus proximidades, mientras que todos los componentes que transfieren el calor desde "Soporte 2" hasta el aire de la entrada mantienen unas temperaturas más bajas, que solamente aumentan lentamente con retraso tras desaparecer la potencia entrante del motor.

6.3. Simplificación del modelo nodal transitorio

Dado que el modelo nodal elaborado tiene una gran cantidad de elementos y conexiones, interesa buscar un modelo más reducido que funcione de manera equivalente a este, pero para el que el programa pueda emplear un menor número de cálculos. Para ello, se plantean varias alternativas deducidas a partir de los resultados obtenidos anteriormente.

Se ha visto que a través de las ramas del circuito correspondientes a “Vaso”, “Rodamiento 3”, “Eje exterior” y “Álabes” apenas transcurre flujo de calor, por lo que se pueden eliminar del modelo, al igual que el nodo donde se aplica la condición de temperatura del aire entrante. Además, se pueden eliminar también las resistencias de contacto de las conexiones con la carcasa debido a que su magnitud despreciable y las temperaturas de los nodos que conectan son casi iguales. Lo mismo se podría hacer con las resistencias más reducidas de las piezas, encontradas en el anexo A. Al borrar la resistencia de dichas conexiones, estas se consideran como un único nodo, cuya masa térmica es igual a la suma de las de los dos nodos que unía.

También se pueden no tener en cuenta las masas de todas las piezas, manteniendo solamente las de “Carcasa”, “Soporte 1”, “Soporte 2” y “Boca”, que son las más significativas, para después simplificar todas esas piezas al sumarlas en serie o en paralelo con otras resistencias. De esta forma, “Plato del eje”, “Rodamiento 1”, “Rodamiento 2” y “Eje” se transformarían en una única resistencia equivalente, al igual que “Boca exterior”.

Si se quisiese simplificar todavía más el modelo, se podría además considerar que todas las piezas con masas térmicas se traducen como un único nodo con una masa térmica igual a la suma del total del componente. Al mismo tiempo, las resistencias que conectarían estas masas se podrían calcular a partir de los flujos de calor del modelo estacionario, realizando el promedio de las temperaturas de todos los nodos de la pieza para después dividir las restas de estas entre el flujo transmitido correspondiente.

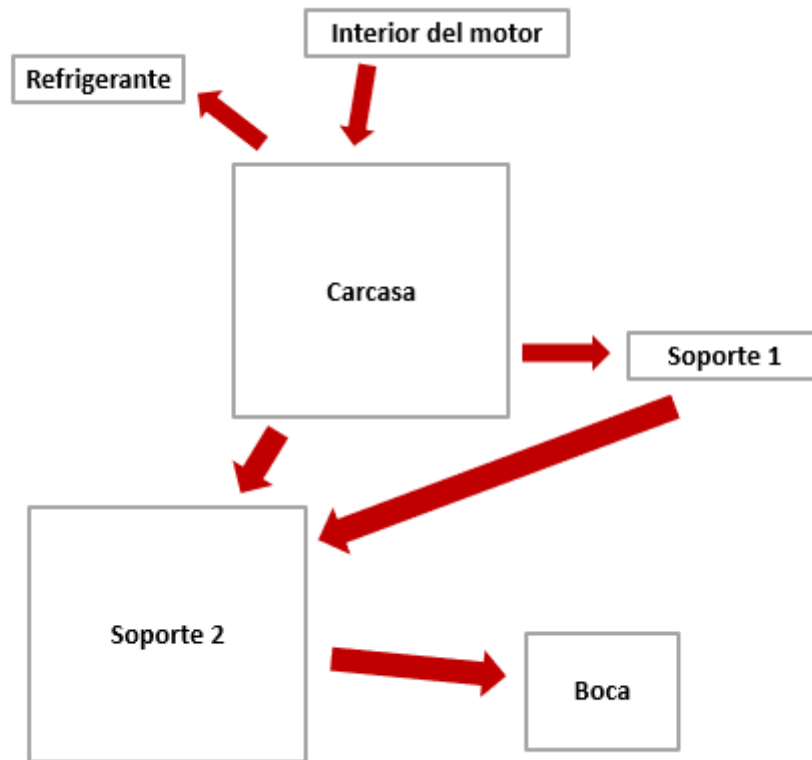


Figura 6.37: Modelo nodal simplificado.

7. CONCLUSIONES

En el presente proyecto se ha construido un modelo nodal para el estudio del comportamiento térmico del vehículo del sistema de transporte de Hyperloop. Dicho modelo consiste en un circuito configurado a partir de resistencias térmicas que presentan una equivalencia con los procesos de transmisión de calor por conducción y convección, que conectan nodos que representan diferentes condiciones de contorno. Para simular un comportamiento transitorio, en estos nodos se conectan unas masas térmicas que funcionan como los condensadores de un circuito eléctrico, haciendo que la temperatura de los nodos cambie a lo largo del tiempo dependiendo del calor asimilado.

En primer lugar, para desarrollar el modelo, se ha reconocido qué componentes del vehículo Hyperloop son los que participan en la transmisión de calor, para después realizar una simplificación del diseño CAD de las piezas a considerar en el estudio, eliminando los detalles que complican los cálculos a la vez que se mantienen sus formas esenciales. Las geometrías modificadas han sido importadas posteriormente desde el software de análisis térmico y se les ha asignado una serie de propiedades materiales.

A partir de los modelos definidos, se ha realizado una serie de simulaciones con el fin de obtener las resistencias equivalentes para la conducción de calor a través de las piezas entre las posibles parejas de nodos. Se han seguido tres hipótesis diferentes con respecto a las condiciones de contorno: temperaturas uniformes en ambos nodos, flujo de calor térmico uniforme en el primero y temperatura uniforme en el segundo y viceversa. Los resultados calculados para las tres hipótesis son muy parecidos en la mayoría de los casos, por lo que se ha tomado el promedio de los tres como valor definitivo para todas las resistencias, a excepción de las conectadas al nodo del interior de la carcasa, para las que se ha escogido el de la hipótesis de flujo de calor uniforme en dicho nodo, ya que se aproxima más a la realidad. Al mismo tiempo, se ha llevado a cabo un estudio de la calidad de la malla de elementos finitos a utilizar en la resolución de los ensayos, escogiendo finalmente el mallado adaptativo de mayor resolución en todas las piezas como la opción óptima y próxima a la realidad.

Estos resultados se han complementado con una resistencia térmica correspondiente a la transmisión por convección provocada por el uso de agua refrigerante, obtenida mediante el coeficiente de película deducido a partir del número de Nusselt. Además, también se han calculado las resistencias térmicas que representan las uniones entre las piezas, que presentan superficies más o menos rugosas y diferentes materiales que determinan su magnitud. En estas resistencias también tienen un papel importante las presiones de contacto, que no son conocidas, por lo que a la hora de definir el modelo nodal se han tomado tres valores distintos para las fuerzas de apriete, al igual que se ha hecho con los valores de las resistencias de dos piezas del ensamblaje de las que no se conocían sus geometrías por cuestiones de confidencialidad.

Finalmente, para la determinación de las capacidades de las masas térmicas de los nodos se ha definido una serie de valores estimados deducidos a partir del peso, los materiales y la observación de las formas de los elementos. La forma correcta de obtener estas capacidades sería en realidad mediante simulaciones térmicas transitorias, en las que se reconozca el tiempo de estabilización de la temperatura al imponer una conducción de calor a través de las piezas.

Una vez se habían conseguido todos estos resultados, se ha construido un circuito térmico en Simulink en el que se introduce una potencia calorífica en el nodo correspondiente a las caras interiores de la

carcasa, que representa calor producido por el funcionamiento del motor eléctrico que hace girar el fan. Al mismo tiempo que entra este calor al sistema, también se expulsa calor al aire entrante al vehículo mientras que otra parte es absorbida por el refrigerante.

Con este modelo nodal, se han realizado simulaciones para observar el comportamiento térmico. Se ha simulado en primer lugar el caso estacionario para comparar posteriormente el efecto de las masas térmicas del transitorio, que es el que en realidad importa a la hora de describir el funcionamiento del sistema. En dichos ensayos, se ha reconocido que el refrigerante tiene un papel mucho más importante que el aire a la hora de recolectar el calor producido por el motor, por lo que los lugares del ensamblaje que mayor flujo de calor y temperatura alcanzan son los más próximos a las caras interiores de la carcasa, siendo la parte que las conecta a los conductos de agua la más crítica en todo el ensamblaje. Además, las piezas que más calor absorben para calentarse son las correspondientes a la carcasa, al soporte del eje y a la boca y los álabes del fan, que tienen mayor capacidad térmica. Mientras tanto, otros componentes más pequeños y menos pesados como los rodamientos tienen como principal función transferir el calor de unas masas a otras, al igual que sucede con la carcasa, que pese a ocupar mayor espacio, cuenta con paredes delgadas hechas de aluminio, que tiene una densidad inferior a la del acero, por lo que posee menos capacidad térmica. En la simulación del transitorio con el motor a plena carga durante 45 segundos, se ha observado que las temperaturas no superan los 363,61K, y que aproximadamente el 65% del calor aportado por el motor se evacúa al agua de refrigeración, mientras que el 35% restante es absorbido por las piezas, siendo prácticamente nulo el expulsado al aire al cabo de media hora. Además, se ha visto que cuando para el motor las temperaturas vuelven a situarse por debajo de los 315K en 1800 segundos.

Se ha de tener en cuenta que el estudio realizado no es tan detallado como para describir la realidad por completo. Por lo tanto, en un futuro desarrollo de este proyecto sería conveniente un estudio de las zonas más críticas de la geometría de las piezas (al menos de la carcasa, que es la que mayor temperatura alcanza) y un replanteamiento del modelo en el que se empleen masas térmicas y resistencias de contacto calculadas de forma más exacta, ya que este TFG se ha centrado en más detalle en otros aspectos como el cálculo de las resistencias de conducción de las piezas. A estos cálculos, se podría añadir además una versión más realista del proceso de convección con el refrigerante, ya que este se ha considerado durante el desarrollo de este trabajo como una única masa de agua de temperatura uniforme. También quedaría pendiente la validación del modelo de orden reducido propuesto e incluso la utilización de otros todavía más simplificados.

DOCUMENTO II

PRESUPUESTO

1. METODOLOGÍA

El presupuesto necesario para el desarrollo de este trabajo se encuentra desglosado en presupuestos parciales que expresan el coste correspondiente a cada una de las diferentes partes del proyecto:

- Simplificación de las piezas: esta actividad consiste en el remodelado y la eliminación de detalles en el modelo geométrico CAD de las piezas con el objetivo de tener geometrías aptas para poder realizar una discretización óptima mediante una malla de elementos finitos. Implica en algunos casos la toma de mediciones de dimensiones características sobre los diseños originales de las piezas para posteriormente modelarlas desde cero como una versión simplificada en Autodesk Inventor, mientras que en otros casos conlleva la eliminación o adición de material en el componente.
- Cálculo de los parámetros del modelo: conlleva la preparación y realización de los ensayos térmicos realizados sobre los elementos simplificados según cada hipótesis de condiciones de contorno y el estudio de calidad de mallado necesarios para el cálculo de las resistencias térmicas de conducción en las piezas. También abarca el cálculo de la resistencia de convección, las resistencias de las uniones en función de la presión de contacto y la estimación de las masas térmicas asociadas a cada nodo del modelo.
- Estudio del comportamiento del modelo nodal: abarca desde la construcción del circuito equivalente en Simulink de acuerdo con la estructura del ensamblaje y la definición de sus componentes a partir de los datos obtenidos hasta las simulaciones y la recopilación de resultados correspondientes a los estados estacionario y transitorio
- Elaboración de la memoria: la redacción de este documento.

Se ha dispuesto de los siguientes recursos para el desarrollo del trabajo:

- Ingeniero: se dedica a la realización del trabajo explicado previamente y tiene un coste aproximado de 20€/h.
- Ordenador: empleado a la hora de llevar a cabo todas las actividades de diseño CAD, simulaciones térmicas, cálculos, redacción, recopilación y organización de datos necesarias para la elaboración del proyecto. Se asigna un coste estimado de 0,10€/h.
- Licencias de software utilizado: La licencia del programa empleado en las simulaciones térmicas tiene un coste aproximado de 1,15 €/h. El resto tiene un coste de 0€, dado que gracias a la Universitat Politècnica de València (UPV) se dispone de licencias gratuitas.
- Gastos generales: son los gastos relativos a recursos necesarios como el lugar y las condiciones de trabajo, la electricidad consumida, etc. Se asigna un coste estimado del 20% sobre el presupuesto global sin impuestos.
- IVA: Impuesto del 21% aplicado sobre el valor total obtenido.

2. DESGLOSE DE LOS COSTES

Los presupuestos parciales de cada una de las partes del proyecto calculados a partir del coste unitario de los recursos necesarios y el tiempo de elaboración de cada una se encuentran en las siguientes tablas:

Simplificación de las piezas			
Recurso	Tiempo (h)	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
Ingeniero	200	20,00	4.000,00 €
Ordenador	200	0,10	20,00 €
		Coste total	4.020,00 €

Tabla P.1: coste de la simplificación de las piezas.

Cálculo de los parámetros del modelo			
Recurso	Tiempo (h)	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
Ingeniero	660	20,00	13.200,00 €
Ordenador	660	0,10	66,00 €
Licencias	490	1,15	563,50 €
		Coste total	13.829,50 €

Tabla P.2: coste del cálculo de los parámetros del modelo.

Estudio del comportamiento del modelo nodal			
Recurso	Tiempo (h)	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
Ingeniero	125	20,00	2.500,00 €
Ordenador	125	0,10	12,50 €
		Coste total	2.512,50 €

Tabla P.3: coste del estudio del comportamiento del modelo nodal.

Elaboración de la memoria			
Recurso	Tiempo (h)	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
Ingeniero	150	20,00	3.000,00 €
Ordenador	150	0,10	15,00 €
		Coste total	3.015,00 €

Tabla P.4: coste de la elaboración de la memoria.

3. PRESUPUESTO GLOBAL

El presupuesto global del proyecto se obtiene como la suma de los presupuestos parciales concretados anteriormente, teniendo en cuenta además los gastos generales y el IVA.

Presupuesto global	
Actividad	Importe (€)
Simplificación de las piezas	4.020,00 €
Cálculo de los parámetros del modelo	13.829,50 €
Estudio del comportamiento del modelo nodal	2.512,50 €
Elaboración de la memoria	3.015,00 €
Importe total	23.377,00 €
Gastos generales (20%)	4.675,40 €
Presupuesto global sin IVA	28.052,40 €
IVA(21%)	5.891,00 €
Presupuesto global	33.943,40 €

Tabla P.5: Cálculo del presupuesto global.

Se puede observar que el presupuesto global del proyecto asciende a:

Treinta y tres mil novecientos cuarenta y tres euros y cuarenta céntimos.

DOCUMENTO III

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

1. **Zeleros.** Zeleros. *HL_POWERTRAIN*. [En línea] 2 de Marzo de 2022. [Citado el: 29 de Mayo de 2022.] <https://zeleros.com/hlpowertrain-cofinanciado-agencia-valencia-innovacion/>.
2. **Colaboradores de Wikipedia.** Wikipedia. *Hyperloop*. [En línea] 27 de Mayo de 2022. [Citado el: 29 de Mayo de 2022.] <https://es.wikipedia.org/wiki/Hyperloop>.
3. **Ferrovial.** Ferrovial. *Hyperloop*. [En línea] [Citado el: 29 de Mayo de 2022.] <https://www.ferrovial.com/es-es/innovacion/tecnologias/hyperloop/#:~:text=%C2%BFCu%C3%A1les%20son%20las%20ventajas%20del,para%20transportar%20pasajeros%20o%20carga..>
4. **Cengel, Yunus A.** *Heat Transfer: A Practical Approach*. s.l. : McGraw-Hill Inc.,US, 2002.
5. **Ingenieros de Engineers Edge.** Engineers Edge. [En línea] [Citado el: 15 de Mayo de 2022.] https://www.engineersedge.com/heat_transfer/thermal_contact_conductance_13849.htm.
6. **Mo, Yun.** ResearchGate. *An Approach to Measure Thermal Resistance and Thermal Contact Resistance*. [En línea] Octubre de 2021. [Citado el: 15 de Mayo de 2022.] https://www.researchgate.net/figure/Thermal-contact-resistance-of-stainless-steel-stainless-steel-in-vacuum-and-atmospheric_fig2_270572425.
7. **Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires.** Página web de la FIUBA. *Propiedades térmicas de líquidos saturados*. [En línea] [Citado el: 15 de Mayo de 2022.] <http://materias.fi.uba.ar/6731/Tablas/Tabla9.pdf>.

DOCUMENTO IV

ANEXOS

ANEXO A-Resistencias de las piezas

Una vez obtenidos todos los resultados de las simulaciones correspondientes a todos los casos de estudio, se configuran en forma de tablas y se calculan las resistencias y se contemplan los valores conseguidos para las diferentes resoluciones de mallado. Cada caso se expresa en una fila, mientras que en las columnas se muestran el número de elementos de la malla, las temperaturas en las condiciones de contorno, la razón de transmisión de calor y las resistencias resultantes de la división de las diferencias de temperaturas entre los vatios transferidos.

Como introducir en este documento los cálculos de todas las piezas del ensamblaje sería excesivo, se muestra como ejemplo los cálculos de la carcasa del motor eléctrico. El estudio de la calidad de mallado se realiza sobre la primera hipótesis (temperaturas uniformes), mientras que los cálculos correspondientes a las otras dos hipótesis se llevan a cabo sobre la resolución escogida.

Resolución	Elementos	Ta(°C)	Tb(°C)	Qab(W)	Rab(°C/W)	Resolución	Elementos	Ta(°C)	Tc(°C)	Qac(W)	Rac(°C/W)
0	7388	50	100	-1,74E+05	0,0002866	0	7388	50	100	-199,53	0,25058888
1	10635	50	100	-1,66E+05	0,00030113	1	10635	50	100	-189,27	0,26417287
2	10862	50	100	-1,66E+05	0,00030081	2	10862	50	100	-190,95	0,26184865
3	12572	50	100	-1,61E+05	0,00031	3	12572	50	100	-182,63	0,27377758
4	15492	50	100	-1,59E+05	0,00031401	4	15492	50	100	-179,92	0,27790129
5	28039	50	100	-1,55E+05	0,00032171	5	28039	50	100	-178,86	0,27954825
6	45095	50	100	-1,54E+05	0,00032522	6	45095	50	100	-176,3	0,28360749
6	70008	50	100	-1,53E+05	0,00032768	6	70008	50	100	-175,68	0,28460838
Resolución	Elementos	Ta(°C)	Td(°C)	Qad(W)	Rad(°C/W)	Resolución	Elementos	Ta(°C)	Te(°C)	Qae(W)	Rae(°C/W)
0	7388	50	100	-237,84	0,21022536	0	7388	50	100	-523,69	0,09547633
1	10635	50	100	-223,41	0,22380377	1	10635	50	100	-430,58	0,11612244
2	10862	50	100	-225,78	0,22145451	2	10862	50	100	-422,01	0,1184806
3	12572	50	100	-214,29	0,23332867	3	12572	50	100	-381,13	0,13118883
4	15492	50	100	-210,39	0,23765388	4	15492	50	100	-372,48	0,1342354
5	28039	50	100	-208,99	0,2392459	5	28039	50	100	-367,41	0,13608775
6	45095	50	100	-205,67	0,24310789	6	45095	50	100	-362,79	0,13782078
6	70008	50	100	-205,67	0,24310789	6	70008	50	100	-361,82	0,13819026
Resolución	Elementos	Ta(°C)	Tf(°C)	Qaf(W)	Raf(°C/W)	Resolución	Elementos	Ta(°C)	Tg(°C)	Qag(W)	Rag(°C/W)
0	7388	50	100	-223,14	0,22407457	0	7388	50	30	88,409	0,22622131
1	10635	50	100	-199,92	0,25010004	1	10635	50	30	80,855	0,24735638
2	10862	50	100	-195,1	0,25627883	2	10862	50	30	77,968	0,25651549
3	12572	50	100	-192,49	0,25975375	3	12572	50	30	77,253	0,25888962
4	15492	50	100	-189,35	0,26406126	4	15492	50	30	76,659	0,26089565
5	28039	50	100	-188,5	0,26525199	5	28039	50	30	75,434	0,26513243
6	45095	50	100	-187,59	0,26653873	6	45095	50	30	74,962	0,26680185
6	70008	50	100	-185,73	0,26920799	6	70008	50	30	74,226	0,26944736
Resolución	Elementos	Ta(°C)	Th(°C)	Qah(W)	Rah(°C/W)	Resolución	Elementos	Ta(°C)	Ti(°C)	Qai(W)	Rai(°C/W)
0	7388	50	30	159,41	0,12546264	0	7388	50	30	148,47	0,13470735
1	10635	50	30	134,6	0,14858841	1	10635	50	30	134,65	0,14853323
2	10862	50	30	142,49	0,14036073	2	10862	50	30	132,09	0,15141192
3	12572	50	30	130,36	0,15342129	3	12572	50	30	131,36	0,15225335
4	15492	50	30	128,55	0,15558149	4	15492	50	30	129,85	0,15402387
5	28039	50	30	126,43	0,1581903	5	28039	50	30	126,95	0,15754234
6	45095	50	30	125,35	0,15955325	6	45095	50	30	125,42	0,1594642
6	70008	50	30	124,22	0,16100467	6	70008	50	30	124,41	0,16075878
Resolución	Elementos	Ta(°C)	Tj(°C)	Qaj(W)	Raj(°C/W)	Resolución	Elementos	Tb(°C)	Tc(°C)	Qbc(W)	Rbc(°C/W)
0	7740	50	30	638,92	0,03130282	0	7699	100	50	2765,1	0,01808253
1	11236	50	30	619,01	0,03230966	1	10995	100	50	2795	0,01788909
2	11308	50	30	606,03	0,03300167	2	11068	100	50	2792,6	0,01790446
3	12988	50	30	598,42	0,03342134	3	12748	100	50	2790,2	0,01791986
4	15830	50	30	584,41	0,03422255	4	15484	100	50	2794,8	0,01789037
5	28326	50	30	586,71	0,03408839	5	28266	100	50	2776	0,01801153
6	45499	50	30	573,06	0,03490036	6	45157	100	50	2711,4	0,01844066
6	70010	50	30	569,86	0,03509634	6	70023	100	50	2719,1	0,01838844
Resolución	Elementos	Tb(°C)	Td(°C)	Qbd(W)	Rbd(°C/W)	Resolución	Elementos	Tb(°C)	Te(°C)	Qbe(W)	Rbe(°C/W)
0	7699	100	50	5740,1	0,00871065	0	7699	100	50	15574	0,00321048
1	10995	100	50	5740,8	0,00870959	1	10995	100	50	15301	0,00326776
2	11068	100	50	5733,6	0,00872052	2	11068	100	50	14926	0,00334986
3	12748	100	50	5737,7	0,00871429	3	12748	100	50	14223	0,00351543
4	15484	100	50	5731,3	0,00872402	4	15484	100	50	13248	0,00377415
5	28266	100	50	5712,5	0,00875274	5	28266	100	50	12746	0,0039228
6	45157	100	50	5503,4	0,00908529	6	45157	100	50	12163	0,00411083
6	70023	100	50	5485,2	0,00911544	6	70023	100	50	11916	0,00419604

Estudio del comportamiento térmico de un vehículo de Hyperloop.

Resolución	Elementos	Tb(°C)	Tf(°C)	Qbf(W)	Rbf(°C/W)	Resolución	Elementos	Tb(°C)	Tg(°C)	Qbg(W)	Rbg(°C/W)
0	7699	100	50	285,95	0,17485574	0	7699	100	50	399,71	0,12509069
1	10995	100	50	275,57	0,1814421	1	10995	100	50	385,38	0,12974207
2	11068	100	50	267,66	0,18680415	2	11068	100	50	375,92	0,13300702
3	12748	100	50	265,23	0,18851563	3	12748	100	50	371,95	0,13442667
4	15484	100	50	263,12	0,19002736	4	15484	100	50	371,99	0,13441222
5	28266	100	50	263,32	0,18988303	5	28266	100	50	368,92	0,13553074
6	45157	100	50	261,77	0,19100737	6	45157	100	50	365,23	0,13690004
6	70023	100	50	258,28	0,19358835	6	70023	100	50	362,82	0,13780938
Resolución	Elementos	Tb(°C)	Th(°C)	Qbh(W)	Rbh(°C/W)	Resolución	Elementos	Tb(°C)	Ti(°C)	Qbi(W)	Rbi(°C/W)
0	7699	100	50	550,57	0,09081497	0	7699	100	30	763,91	0,09163383
1	10995	100	50	522,61	0,09567364	1	10995	100	30	735,44	0,09518112
2	11068	100	50	518,01	0,09652323	2	11068	100	30	723,21	0,0967907
3	12748	100	50	512,54	0,09755336	3	12748	100	30	716,77	0,09766034
4	15484	100	50	509,26	0,09818168	4	15484	100	30	714,42	0,09798158
5	28266	100	50	502,53	0,09949655	5	28266	100	30	706,23	0,09911785
6	45157	100	50	498,24	0,10035324	6	45157	100	30	698,65	0,10019323
6	70023	100	50	493,57	0,10130275	6	70023	100	30	692	0,10115607
Resolución	Elementos	Tb(°C)	Tj(°C)	Qbj(W)	Rbj(°C/W)	Resolución	Elementos	Tc(°C)	Td(°C)	Qcd(W)	Rcd(°C/W)
0	7699	100	30	810,24	0,08639415	0	7699	50	30	1040,8	0,01921599
1	10995	100	30	819,7	0,0853971	1	10995	50	30	1057,2	0,0189179
2	11068	100	30	800,97	0,08739403	2	11068	50	30	1047	0,0191022
3	12748	100	30	797,24	0,08780292	3	12748	50	30	1047,4	0,0190949
4	15484	100	30	797,18	0,08780953	4	15484	50	30	1049,1	0,01906396
5	28266	100	30	786,14	0,08904266	5	28266	50	30	1022,2	0,01956564
6	45157	100	30	781,81	0,08953582	6	45157	50	30	1022,2	0,01956564
6	70023	100	30	776,88	0,09010401	6	70023	50	30	1023,6	0,01953888
Resolución	Elementos	Tc(°C)	Te(°C)	Qce(W)	Rce(°C/W)	Resolución	Elementos	Tc(°C)	Tf(°C)	Qcf(W)	Rcf(°C/W)
0	7699	50	30	240,17	0,08327435	0	7699	50	30	29,153	0,68603574
1	10995	50	30	233,61	0,08561277	1	10995	50	30	28,647	0,69815338
2	11068	50	30	226,61	0,08825736	2	11068	50	30	28,263	0,70763896
3	12748	50	30	207,33	0,09646457	3	12748	50	30	28,069	0,71252984
4	15484	50	30	193,37	0,10342866	4	15484	50	30	27,859	0,71790086
5	28266	50	30	182,58	0,10954102	5	28266	50	30	27,789	0,71970924
6	45157	50	30	175,75	0,11379801	6	45157	50	30	27,562	0,72563675
6	70023	50	30	174,23	0,11479079	6	70023	50	30	27,421	0,729368
Resolución	Elementos	Tc(°C)	Tg(°C)	Qcg(W)	Rcg(°C/W)	Resolución	Elementos	Tc(°C)	Th(°C)	Qch(W)	Rch(°C/W)
0	7699	50	30	29,143	0,68627115	0	7699	50	30	35,064	0,57038558
1	10995	50	30	28,647	0,69815338	1	10995	50	30	34,505	0,57962614
2	11068	50	30	28,347	0,70554203	2	11068	50	30	34,354	0,58217384
3	12748	50	30	28,096	0,7118451	3	12748	50	30	33,984	0,58851224
4	15484	50	30	27,959	0,71533317	4	15484	50	30	33,701	0,5934542
5	28266	50	30	27,789	0,71970924	5	28266	50	30	33,474	0,59747864
6	45157	50	30	27,545	0,72608459	6	45157	50	30	33,173	0,60289995
6	70023	50	30	27,443	0,7287833	6	70023	50	30	33,051	0,60512541
Resolución	Elementos	Tc(°C)	Ti(°C)	Qci(W)	Rci(°C/W)	Resolución	Elementos	Tc(°C)	Tj(°C)	Qcj(W)	Rcj(°C/W)
0	7699	50	30	35,01	0,57126535	0	7699	50	30	37,112	0,53890925
1	10995	50	30	34,522	0,57934071	1	10995	50	30	36,831	0,54302082
2	11068	50	30	34,309	0,58293742	2	11068	50	30	36,558	0,54707588
3	12748	50	30	33,932	0,58941412	3	12748	50	30	36,2	0,55248619
4	15484	50	30	33,704	0,59340138	4	15484	50	30	35,965	0,5560962
5	28266	50	30	33,487	0,59724669	5	28266	50	30	35,731	0,55973804
6	45157	50	30	33,172	0,60291812	6	45157	50	30	35,42	0,56465274
6	70023	50	30	33,048	0,60518034	6	70023	50	30	35,305	0,566492
Resolución	Elementos	Td(°C)	Te(°C)	Qde(W)	Rde(°C/W)	Resolución	Elementos	Td(°C)	Tf(°C)	Qdf(W)	Rdf(°C/W)
0	7699	50	30	464,93	0,04301723	0	7699	50	30	31,039	0,64435066
1	10995	50	30	441,28	0,0453227	1	10995	50	30	30,464	0,65651261
2	11068	50	30	416,73	0,04799271	2	11068	50	30	30,031	0,66597849
3	12748	50	30	356	0,05617978	3	12748	50	30	29,811	0,67089329
4	15484	50	30	316,54	0,06318317	4	15484	50	30	29,572	0,67631543
5	28266	50	30	288,97	0,06921134	5	28266	50	30	29,495	0,67808103
6	45157	50	30	273,06	0,07324398	6	45157	50	30	29,246	0,6838542
6	70023	50	30	269,36	0,07425007	6	70023	50	30	29,087	0,6875924
Resolución	Elementos	Td(°C)	Tg(°C)	Qdg(W)	Rdg(°C/W)	Resolución	Elementos	Td(°C)	Th(°C)	Qdh(W)	Rdh(°C/W)
0	7699	50	30	31,027	0,64459986	0	7699	50	30	37,819	0,52883471
1	10995	50	30	30,465	0,65649106	1	10995	50	30	37,169	0,53808281
2	11068	50	30	30,127	0,66385634	2	11068	50	30	36,992	0,54065744
3	12748	50	30	29,841	0,67021883	3	12748	50	30	36,567	0,54694123
4	15484	50	30	29,686	0,67371825	4	15484	50	30	36,234	0,55196777
5	28266	50	30	29,494	0,67810402	5	28266	50	30	35,975	0,55594163
6	45157	50	30	29,227	0,68429876	6	45157	50	30	35,637	0,56121447
6	70023	50	30	29,112	0,68700192	6	70023	50	30	35,497	0,5634279

Estudio del comportamiento térmico de un vehículo de Hyperloop.

Resolución	Elementos	Td(°C)	Ti(°C)	Qdi(W)	Rdi(°C/W)	Resolución	Elementos	Td(°C)	Tj(°C)	Qdj(W)	Rdj(°C/W)
0	7699	50	30	37,758	0,52968907	0	7699	50	30	40,202	0,49748769
1	10995	50	30	37,19	0,53777897	1	10995	50	30	39,874	0,50157998
2	11068	50	30	36,94	0,54141852	2	11068	50	30	39,549	0,50570179
3	12748	50	30	36,504	0,54788516	3	12748	50	30	39,134	0,51106455
4	15484	50	30	36,239	0,55189161	4	15484	50	30	38,857	0,51470777
5	28266	50	30	35,988	0,5557408	5	28266	50	30	38,585	0,51833614
6	45157	50	30	35,637	0,56121447	6	45157	50	30	38,237	0,52305359
6	70023	50	30	35,494	0,56347552	6	70023	50	30	38,103	0,52489305
Resolución	Elementos	Te(°C)	Tf(°C)	Qef(W)	Ref(°C/W)	Resolución	Elementos	Te(°C)	Tg(°C)	Qeg(W)	Reg(°C/W)
0	7699	50	30	38,186	0,52375216	0	7699	50	30	38,164	0,52405408
1	10995	50	30	36,999	0,54055515	1	10995	50	30	37,031	0,54008803
2	11068	50	30	36,152	0,55321974	2	11068	50	30	36,324	0,55060015
3	12748	50	30	35,73	0,55975371	3	12748	50	30	35,784	0,55890901
4	15484	50	30	35,405	0,56489196	4	15484	50	30	35,575	0,56219255
5	28266	50	30	35,292	0,56670067	5	28266	50	30	35,305	0,566492
6	45157	50	30	35,083	0,57007668	6	45157	50	30	35,056	0,57051575
6	70023	50	30	34,886	0,57329588	6	70023	50	30	34,921	0,57272129
Resolución	Elementos	Te(°C)	Th(°C)	Qeh(W)	Reh(°C/W)	Resolución	Elementos	Te(°C)	Ti(°C)	Qei(W)	Rei(°C/W)
0	7699	50	30	48,862	0,40931603	0	7699	50	30	48,664	0,41098142
1	10995	50	30	47,322	0,42263641	1	10995	50	30	47,312	0,42272574
2	11068	50	30	46,616	0,42903724	2	11068	50	30	46,522	0,42990413
3	12748	50	30	45,83	0,43639537	3	12748	50	30	45,721	0,43743575
4	15484	50	30	45,332	0,44118945	4	15484	50	30	45,34	0,44111116
5	28266	50	30	44,909	0,44534503	5	28266	50	30	44,958	0,44485965
6	45157	50	30	44,632	0,44810898	6	45157	50	30	44,63	0,44812906
6	70023	50	30	44,461	0,44983244	6	70023	50	30	44,458	0,44986279
Resolución	Elementos	Te(°C)	Tj(°C)	Qej(W)	Rej(°C/W)	Resolución	Elementos	Tf(°C)	Tg(°C)	Qfg(W)	Rfg(°C/W)
0	7699	50	30	52,722	0,37934828	0	7699	50	30	23,445	0,85306035
1	10995	50	30	51,655	0,3871842	1	10995	50	30	22,908	0,87305745
2	11068	50	30	50,591	0,39532723	2	11068	50	30	22,493	0,88916552
3	12748	50	30	49,825	0,40140492	3	12748	50	30	22,483	0,889561
4	15484	50	30	49,405	0,40481733	4	15484	50	30	22,42	0,89206066
5	28266	50	30	48,975	0,40837162	5	28266	50	30	22,376	0,8938148
6	45157	50	30	48,697	0,41070292	6	45157	50	30	22,284	0,89750494
6	70023	50	30	48,539	0,4120398	6	70023	50	30	22,178	0,90179457
Resolución	Elementos	Tf(°C)	Th(°C)	Qfh(W)	Rfh(°C/W)	Resolución	Elementos	Tf(°C)	Ti(°C)	Qfi(W)	Rfi(°C/W)
0	7699	50	30	27,383	0,73038016	0	7699	50	30	24,615	0,8125127
1	10995	50	30	26,837	0,74523978	1	10995	50	30	24,144	0,82836315
2	11068	50	30	26,458	0,75591504	2	11068	50	30	23,793	0,84058336
3	12748	50	30	26,406	0,75740362	3	12748	50	30	23,764	0,84160916
4	15484	50	30	26,286	0,76086129	4	15484	50	30	23,674	0,84480865
5	28266	50	30	26,234	0,76236944	5	28266	50	30	23,633	0,84627428
6	45157	50	30	26,142	0,76505241	6	45157	50	30	23,543	0,84950941
6	70023	50	30	26,013	0,76884635	6	70023	50	30	23,436	0,85338795
Resolución	Elementos	Tf(°C)	Tj(°C)	Qfj(W)	Rfj(°C/W)	Resolución	Elementos	Tg(°C)	Th(°C)	Qgh(W)	Rgh(°C/W)
0	7699	50	30	26,579	0,75247376	0	7699	50	30	24,638	0,8117542
1	10995	50	30	26,185	0,76379607	1	10995	50	30	24,139	0,82853474
2	11068	50	30	25,769	0,77612635	2	11068	50	30	23,883	0,83741574
3	12748	50	30	25,762	0,77633724	3	12748	50	30	23,8	0,84033613
4	15484	50	30	25,675	0,77896787	4	15484	50	30	23,746	0,84224712
5	28266	50	30	25,631	0,7803051	5	28266	50	30	23,632	0,84631009
6	45157	50	30	25,547	0,78287079	6	45157	50	30	23,536	0,84976207
6	70023	50	30	25,434	0,78634898	6	70023	50	30	23,457	0,85262395
Resolución	Elementos	Tg(°C)	Ti(°C)	Qgi(W)	Rgi(°C/W)	Resolución	Elementos	Tg(°C)	Tj(°C)	Qgj(W)	Rgj(°C/W)
0	7699	50	30	27,371	0,73070038	0	7699	50	30	26,583	0,75236053
1	10995	50	30	26,82	0,74571216	1	10995	50	30	26,185	0,76379607
2	11068	50	30	26,486	0,75511591	2	11068	50	30	25,769	0,77612635
3	12748	50	30	26,358	0,75878291	3	12748	50	30	25,762	0,77633724
4	15484	50	30	26,358	0,75878291	4	15484	50	30	25,675	0,77896787
5	28266	50	30	26,234	0,76236944	5	28266	50	30	25,631	0,7803051
6	45157	50	30	26,115	0,76584339	6	45157	50	30	25,547	0,78287079
6	70023	50	30	26,02	0,76863951	6	70023	50	30	25,434	0,78634898
Resolución	Elementos	Th(°C)	Ti(°C)	Qhi(W)	Rhi(°C/W)	Resolución	Elementos	Th(°C)	Tj(°C)	Qhj(W)	Rhj(°C/W)
0	7699	50	30	33,779	0,59208384	0	7699	50	30	47,188	0,42383657
1	10995	50	30	33,088	0,60444874	1	10995	50	30	46,437	0,43069104
2	11068	50	30	32,854	0,60875388	2	11068	50	30	45,955	0,43520836
3	12748	50	30	32,651	0,61253867	3	12748	50	30	45,695	0,43768465
4	15484	50	30	32,518	0,61504398	4	15484	50	30	45,518	0,43938662
5	28266	50	30	32,336	0,61850569	5	28266	50	30	45,207	0,44240936
6	45157	50	30	32,192	0,62127237	6	45157	50	30	45,028	0,44416807
6	70023	50	30	32,067	0,62369414	6	70023	50	30	44,835	0,44608007

Estudio del comportamiento térmico de un vehículo de Hyperloop.

Resolución	Elementos	Ti(°C)	Tj(°C)	Qij(W)	Rij(°C/W)
0	7699	50	30	47,077	0,42483591
1	10995	50	30	46,445	0,43061686
2	11068	50	30	45,882	0,43590079
3	12748	50	30	45,647	0,43814489
4	15484	50	30	45,526	0,43930941
5	28266	50	30	45,255	0,44194012
6	45157	50	30	45,044	0,4440103
6	70023	50	30	44,846	0,44597066

Tabla A.1: Cálculo de las resistencias de la carcasa mediante la hipótesis de temperaturas uniformes.

Elementos	Ta(°C)	qa(W/m2)	Tb(°C)	Qab(W)	Rab(°C/W)	Elementos	Ta(°C)	Tb(°C)	qb(W/m2)	Qab(W)	Rab(°C/W)
45499	30,006	100	30	7,13E+00	0,00084156	45499	30	30,153	100	-26,169	0,00584661
Elementos	Ta(°C)	qa(W/m2)	Tc(°C)	Qac(W)	Rac(°C/W)	Elementos	Ta(°C)	Tc(°C)	qc(W/m2)	Qac(W)	Rac(°C/W)
45499	32,432	100	30	7,13E+00	0,34111311	45499	30	30,036	100	-0,12818	0,28085505
Elementos	Ta(°C)	qa(W/m2)	Td(°C)	Qad(W)	Rad(°C/W)	Elementos	Ta(°C)	Td(°C)	qd(W/m2)	Qad(W)	Rad(°C/W)
45499	32,143	100	30	7,13E+00	0,30057787	45499	30	30,066	100	-0,26383	0,25016109
Elementos	Ta(°C)	qa(W/m2)	Te(°C)	Qae(W)	Rae(°C/W)	Elementos	Ta(°C)	Te(°C)	qe(W/m2)	Qae(W)	Rae(°C/W)
45499	31,388	100	30	7,13E+00	0,19468133	45499	30	30,066	100	-0,45993	0,1435001
Elementos	Ta(°C)	qa(W/m2)	Tf(°C)	Qaf(W)	Raf(°C/W)	Elementos	Ta(°C)	Tf(°C)	qf(W/m2)	Qaf(W)	Raf(°C/W)
45499	33,362	100	30	7,13E+00	0,47155521	45499	30	30,011	100	-3,31E-02	0,33247695
Elementos	Ta(°C)	qa(W/m2)	Tg(°C)	Qag(W)	Rag(°C/W)	Elementos	Ta(°C)	Tg(°C)	qg(W/m2)	Qag(W)	Rag(°C/W)
45499	33,381	100	30	7,13E+00	0,47422015	45499	30	30,011	100	-3,31E-02	0,33247695
Elementos	Ta(°C)	qa(W/m2)	Th(°C)	Qah(W)	Rah(°C/W)	Elementos	Ta(°C)	Th(°C)	qh(W/m2)	Qah(W)	Rah(°C/W)
45499	32,066	100	30	7,13E+00	0,28977783	45499	30	30,014	100	-7,22E-02	0,19392999
Elementos	Ta(°C)	qa(W/m2)	Ti(°C)	Qai(W)	Rai(°C/W)	Elementos	Ta(°C)	Ti(°C)	qi(W/m2)	Qai(W)	Rai(°C/W)
45499	32,091	100	30	7,13E+00	0,29328434	45499	30	30,014	100	-7,22E-02	0,19392999
Elementos	Ta(°C)	qa(W/m2)	Tj(°C)	Qaj(W)	Raj(°C/W)	Elementos	Ta(°C)	Tj(°C)	qj(W/m2)	Qaj(W)	Raj(°C/W)
45499	31,439	100	30	7,13E+00	0,20183461	45499	30	30,006	100	-1,10E-01	0,05440203
Elementos	Tb(°C)	qb(W/m2)	Tc(°C)	Qbc(W)	Rbc(°C/W)	Elementos	Tb(°C)	Tc(°C)	qc(W/m2)	Qbc(W)	Rbc(°C/W)
45499	39,112	100	30	26,169	0,34819825	45499	30	30,003	100	-0,12818	0,02340459
Elementos	Tb(°C)	qb(W/m2)	Td(°C)	Qbd(W)	Rbd(°C/W)	Elementos	Tb(°C)	Td(°C)	qd(W/m2)	Qbd(W)	Rbd(°C/W)
45499	38,059	100	30	26,169	0,3079598	45499	30	30,003	100	-0,26383	0,01137096
Elementos	Tb(°C)	qb(W/m2)	Te(°C)	Qbe(W)	Rbe(°C/W)	Elementos	Tb(°C)	Te(°C)	qe(W/m2)	Qbe(W)	Rbe(°C/W)
45499	35,382	100	30	26,169	0,20566319	45499	30	30,006	100	-0,45993	0,01304546
Elementos	Tb(°C)	qb(W/m2)	Tf(°C)	Qbf(W)	Rbf(°C/W)	Elementos	Tb(°C)	Tf(°C)	qf(W/m2)	Qbf(W)	Rbf(°C/W)
45499	42,089	100	30	26,169	0,46195881	45499	30	30,008	100	-3,31E-02	0,24180142
Elementos	Tb(°C)	qb(W/m2)	Tg(°C)	Qbg(W)	Rbg(°C/W)	Elementos	Tb(°C)	Tg(°C)	qg(W/m2)	Qbg(W)	Rbg(°C/W)
45499	42,105	100	30	26,169	0,46257022	45499	30	30,008	100	-3,31E-02	0,24180142
Elementos	Tb(°C)	qb(W/m2)	Th(°C)	Qbh(W)	Rbh(°C/W)	Elementos	Tb(°C)	Th(°C)	qh(W/m2)	Qbh(W)	Rbh(°C/W)
45499	38,31	100	30	26,169	0,3175513	45499	30	30,009	100	-7,22E-02	0,12466928
Elementos	Tb(°C)	qb(W/m2)	Ti(°C)	Qbi(W)	Rbi(°C/W)	Elementos	Tb(°C)	Ti(°C)	qi(W/m2)	Qbi(W)	Rbi(°C/W)
45499	38,346	100	30	26,169	0,31892697	45499	30	30,009	100	-7,22E-02	0,12466928
Elementos	Tb(°C)	qb(W/m2)	Tj(°C)	Qbj(W)	Rbj(°C/W)	Elementos	Tb(°C)	Tj(°C)	qj(W/m2)	Qbj(W)	Rbj(°C/W)
45499	37,047	100	30	26,169	0,26928809	45499	30	30,013	100	-1,10E-01	0,11787107
Elementos	Tc(°C)	qc(W/m2)	Td(°C)	Qcd(W)	Rcd(°C/W)	Elementos	Tc(°C)	Td(°C)	qd(W/m2)	Qcd(W)	Rcd(°C/W)
45499	30,003	100	30	0,12818	0,02340459	45499	30	30,011	100	-0,26383	0,04169351
Elementos	Tc(°C)	qc(W/m2)	Te(°C)	Qce(W)	Rce(°C/W)	Elementos	Tc(°C)	Te(°C)	qe(W/m2)	Qce(W)	Rce(°C/W)
45499	30,015	100	30	0,12818	0,11702294	45499	30	30,069	100	-0,45993	0,15002283
Elementos	Tc(°C)	qc(W/m2)	Tf(°C)	Qcf(W)	Rcf(°C/W)	Elementos	Tc(°C)	Tf(°C)	qf(W/m2)	Qcf(W)	Rcf(°C/W)
45499	30,097	100	30	0,12818	0,75674832	45499	30	30,026	100	-3,31E-02	0,78585462
Elementos	Tc(°C)	qc(W/m2)	Tg(°C)	Qcg(W)	Rcg(°C/W)	Elementos	Tc(°C)	Tg(°C)	qg(W/m2)	Qcg(W)	Rcg(°C/W)
45499	30,097	100	30	0,12818	0,75674832	45499	30	30,026	100	-3,31E-02	0,78585462
Elementos	Tc(°C)	qc(W/m2)	Th(°C)	Qch(W)	Rch(°C/W)	Elementos	Tc(°C)	Th(°C)	qh(W/m2)	Qch(W)	Rch(°C/W)
45499	30,081	100	30	0,12818	0,63192386	45499	30	30,046	100	-7,22E-02	0,63719854
Elementos	Tc(°C)	qc(W/m2)	Ti(°C)	Qci(W)	Rci(°C/W)	Elementos	Tc(°C)	Ti(°C)	qi(W/m2)	Qci(W)	Rci(°C/W)
45499	30,081	100	30	0,12818	0,63192386	45499	30	30,046	100	-7,22E-02	0,63719854
Elementos	Tc(°C)	qc(W/m2)	Tj(°C)	Qcj(W)	Rcj(°C/W)	Elementos	Tc(°C)	Tj(°C)	qj(W/m2)	Qcj(W)	Rcj(°C/W)
45499	30,076	100	30	0,12818	0,59291621	45499	30	30,066	100	-1,10E-01	0,59842234
Elementos	Td(°C)	qd(W/m2)	Te(°C)	Qde(W)	Rde(°C/W)	Elementos	Td(°C)	Te(°C)	qe(W/m2)	Qde(W)	Rde(°C/W)
45499	30,022	100	30	0,26383	0,08338703	45499	30	30,05	100	-0,45993	0,1087122
Elementos	Td(°C)	qd(W/m2)	Tf(°C)	Qdf(W)	Rdf(°C/W)	Elementos	Td(°C)	Tf(°C)	qf(W/m2)	Qdf(W)	Rdf(°C/W)
45499	30,192	100	30	0,26383	0,72774135	45499	30	30,025	100	-3,31E-02	0,75562944
Elementos	Td(°C)	qd(W/m2)	Tg(°C)	Qdg(W)	Rdg(°C/W)	Elementos	Td(°C)	Tg(°C)	qg(W/m2)	Qdg(W)	Rdg(°C/W)
45499	30,192	100	30	0,26383	0,72774135	45499	30	30,025	100	-3,31E-02	0,75562944
Elementos	Td(°C)	qd(W/m2)	Th(°C)	Qdh(W)	Rdh(°C/W)	Elementos	Td(°C)	Th(°C)	qh(W/m2)	Qdh(W)	Rdh(°C/W)
45499	30,192	100	30	0,26383	0,72774135	45499	30	30,043	100	-7,22E-02	0,59564212
Elementos	Td(°C)	qd(W/m2)	Ti(°C)	Qdi(W)	Rdi(°C/W)	Elementos	Td(°C)	Ti(°C)	qi(W/m2)	Qdi(W)	Rdi(°C/W)
45499	30,159	100	30	0,26383	0,6026608	45499	30	30,043	100	-7,22E-02	0,59564212
Elementos	Td(°C)	qd(W/m2)	Tj(°C)	Qdj(W)	Rdj(°C/W)	Elementos	Td(°C)	Tj(°C)	qj(W/m2)	Qdj(W)	Rdj(°C/W)
45499	30,148	100	30	0,26383	0,56096729	45499	30	30,061	100	-1,10E-01	0,55308732

Elementos	Te(°C)	qe(W/m2)	Tf(°C)	Qef(W)	Ref(°C/W)	Elementos	Te(°C)	Tf(°C)	qf(W/m2)	Qef(W)	Ref(°C/W)
45499	30,289	100	30	0,45993	0,62835649	45499	30	30,021	100	-3,31E-02	0,63472873
Elementos	Te(°C)	qe(W/m2)	Tg(°C)	Qeg(W)	Reg(°C/W)	Elementos	Te(°C)	Tg(°C)	qg(W/m2)	Qeg(W)	Reg(°C/W)
45499	30,289	100	30	0,45993	0,62835649	45499	30	30,021	100	-3,31E-02	0,63472873
Elementos	Te(°C)	qe(W/m2)	Th(°C)	Qeh(W)	Reh(°C/W)	Elementos	Te(°C)	Th(°C)	qh(W/m2)	Qeh(W)	Reh(°C/W)
45499	30,232	100	30	0,45993	0,50442459	45499	30	30,035	100	-7,22E-02	0,48482498
Elementos	Te(°C)	qe(W/m2)	Ti(°C)	Qei(W)	Rei(°C/W)	Elementos	Te(°C)	Ti(°C)	qi(W/m2)	Qei(W)	Rei(°C/W)
45499	30,232	100	30	0,45993	0,50442459	45499	30	30,035	100	-7,22E-02	0,48482498
Elementos	Te(°C)	qe(W/m2)	Tj(°C)	Qej(W)	Rej(°C/W)	Elementos	Te(°C)	Tj(°C)	qj(W/m2)	Qej(W)	Rej(°C/W)
45499	30,213	100	30	0,45993	0,46311395	45499	30	30,049	100	-1,10E-01	0,44428325
Elementos	Tf(°C)	qf(W/m2)	Tg(°C)	Qfg(W)	Rfg(°C/W)	Elementos	Tf(°C)	Tg(°C)	qg(W/m2)	Qfg(W)	Rfg(°C/W)
45499	30,032	100	30	3,31E-02	0,96720568	45499	30	30,032	100	-3,31E-02	9,67E-01
Elementos	Tf(°C)	qf(W/m2)	Th(°C)	Qfh(W)	Rfh(°C/W)	Elementos	Tf(°C)	Th(°C)	qh(W/m2)	Qfh(W)	Rfh(°C/W)
45499	30,027	100	30	3,31E-02	0,81607979	45499	30	30,058	100	-7,22E-02	8,03E-01
Elementos	Tf(°C)	qf(W/m2)	Ti(°C)	Qfi(W)	Rfi(°C/W)	Elementos	Tf(°C)	Ti(°C)	qi(W/m2)	Qfi(W)	Rfi(°C/W)
45499	30,03	100	30	3,31E-02	0,90675533	45499	30	30,064	100	-7,22E-02	8,87E-01
Elementos	Tf(°C)	qf(W/m2)	Tj(°C)	Qfj(W)	Rfj(°C/W)	Elementos	Tf(°C)	Tj(°C)	qj(W/m2)	Qfj(W)	Rfj(°C/W)
45499	30,028	100	30	3,31E-02	0,84630497	45499	30	30,09	100	-1,10E-01	8,16E-01
Elementos	Tg(°C)	qg(W/m2)	Th(°C)	Qgh(W)	Rgh(°C/W)	Elementos	Tg(°C)	Th(°C)	qh(W/m2)	Qgh(W)	Rgh(°C/W)
45499	30,03	100	30	3,31E-02	0,90675533	45499	30	30,064	100	-7,22E-02	8,87E-01
Elementos	Tg(°C)	qg(W/m2)	Ti(°C)	Qgi(W)	Rgi(°C/W)	Elementos	Tg(°C)	Ti(°C)	qi(W/m2)	Qgi(W)	Rgi(°C/W)
45499	30,027	100	30	3,31E-02	0,81607979	45499	30	30,058	100	-7,22E-02	8,03E-01
Elementos	Tg(°C)	qg(W/m2)	Tj(°C)	Qgj(W)	Rgj(°C/W)	Elementos	Tg(°C)	Tj(°C)	qj(W/m2)	Qgj(W)	Rgj(°C/W)
45499	30,028	100	30	3,31E-02	0,84630497	45499	30	30,09	100	-1,10E-01	8,16E-01
Elementos	Th(°C)	qh(W/m2)	Ti(°C)	Qhi(W)	Rhi(°C/W)	Elementos	Th(°C)	Ti(°C)	qi(W/m2)	Qhi(W)	Rhi(°C/W)
45499	30,047	100	30	7,22E-02	0,65105068	45499	30	30,047	100	-7,22E-02	6,51E-01
Elementos	Th(°C)	qh(W/m2)	Tj(°C)	Qhj(W)	Rhj(°C/W)	Elementos	Th(°C)	Tj(°C)	qj(W/m2)	Qhj(W)	Rhj(°C/W)
45499	30,034	100	30	7,22E-02	0,47097284	45499	30	30,053	100	-1,10E-01	4,81E-01
Elementos	Ti(°C)	qi(W/m2)	Tj(°C)	Qij(W)	Rij(°C/W)	Elementos	Ti(°C)	Tj(°C)	qj(W/m2)	Qij(W)	Rij(°C/W)
45499	30,034	100	30	7,22E-02	0,47097284	45499	30	30,053	100	-1,10E-01	4,81E-01

Tabla A.2: Cálculo de las resistencias de la carcasa mediante las hipótesis de flujos uniformes.

Se expresan los resultados finales de todos los casos en forma de gráficas de barras y tablas (excepto para la carcasa, ya vista anteriormente), acompañadas por imágenes de las piezas simplificadas con las superficies de las condiciones de contorno indicadas, además de una representación de su posición en el ensamblaje. En las gráficas, “Temp” corresponde a la hipótesis de temperaturas uniformes como condiciones de contorno, “Flujo1” corresponde a la hipótesis de flujo de calor uniforme aplicado en el primer nodo de la resistencia y temperatura uniforme en el segundo, y “Flujo2” a la hipótesis de calor uniforme en el segundo nodo de la resistencia y temperatura uniforme en el primero. Por ejemplo, la resistencia R_{bc} de la carcasa según “Flujo1” está calculada considerando flujo de calor homogéneo en B y temperatura homogénea en C, mientras que su valor según “Flujo2” está calculado asumiendo flujo de calor uniforme en C y temperatura uniforme en B.

Carcasa

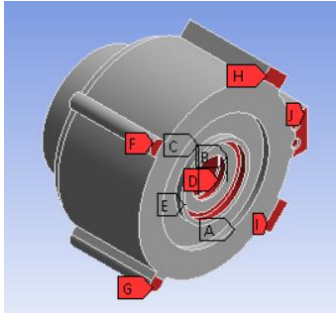


Figura A.1: Condiciones de contorno en el exterior de "Carcasa".

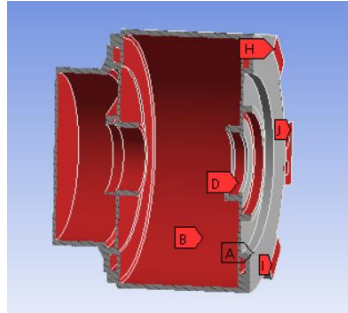


Figura A.2: Condiciones de contorno en el interior de "Carcasa".

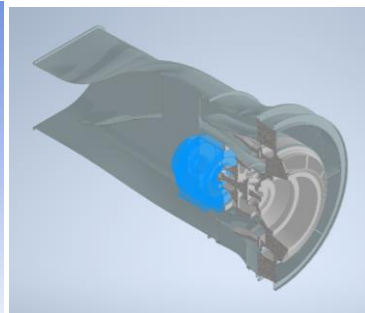


Figura A.3: Posición de "Carcasa" en el ensamblaje.

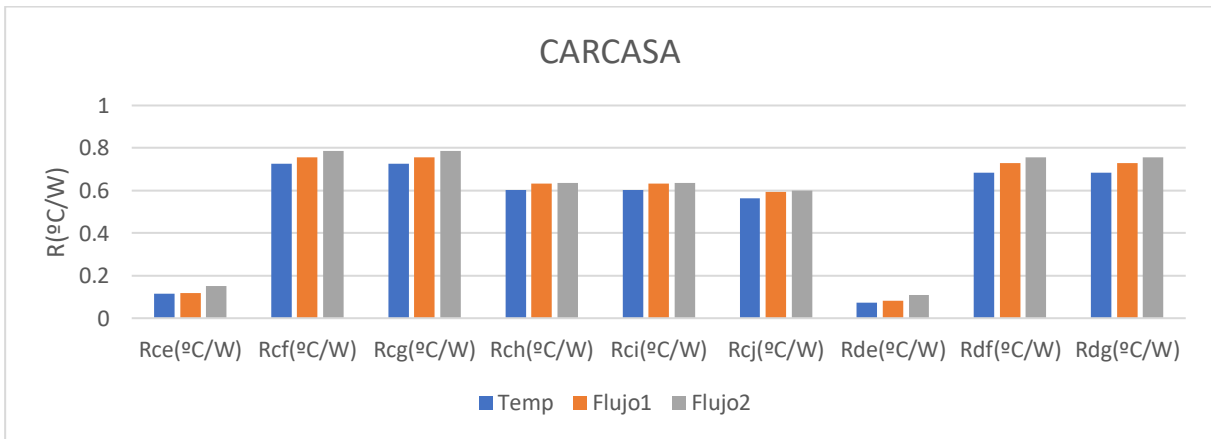


Figura A.4: Valores de las nueve primeras resistencias de "Carcasa" calculados mediante las tres hipótesis.

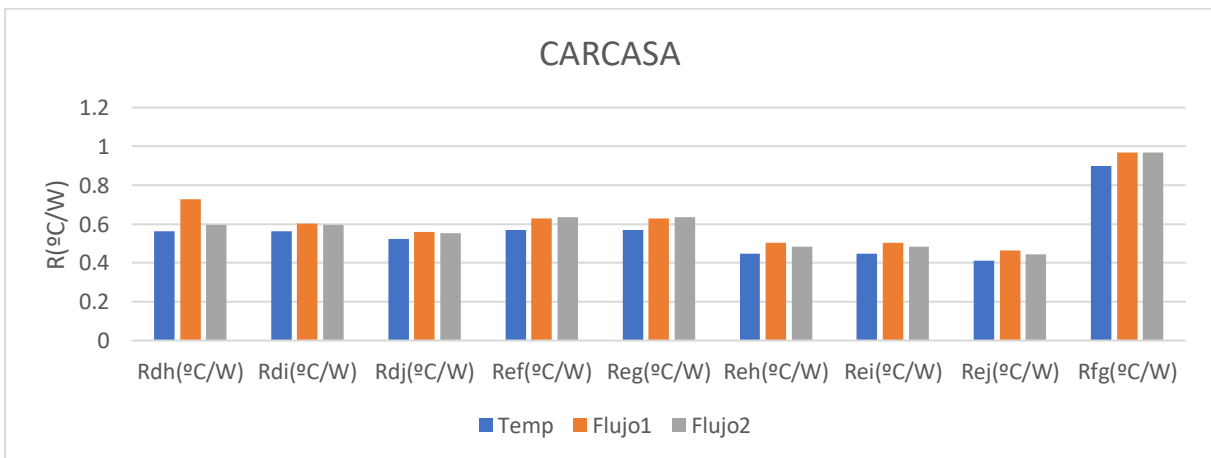


Figura A.5: Valores de las nueve resistencias de "Carcasa" a continuación de las de la figura A.4 calculados mediante las tres hipótesis.

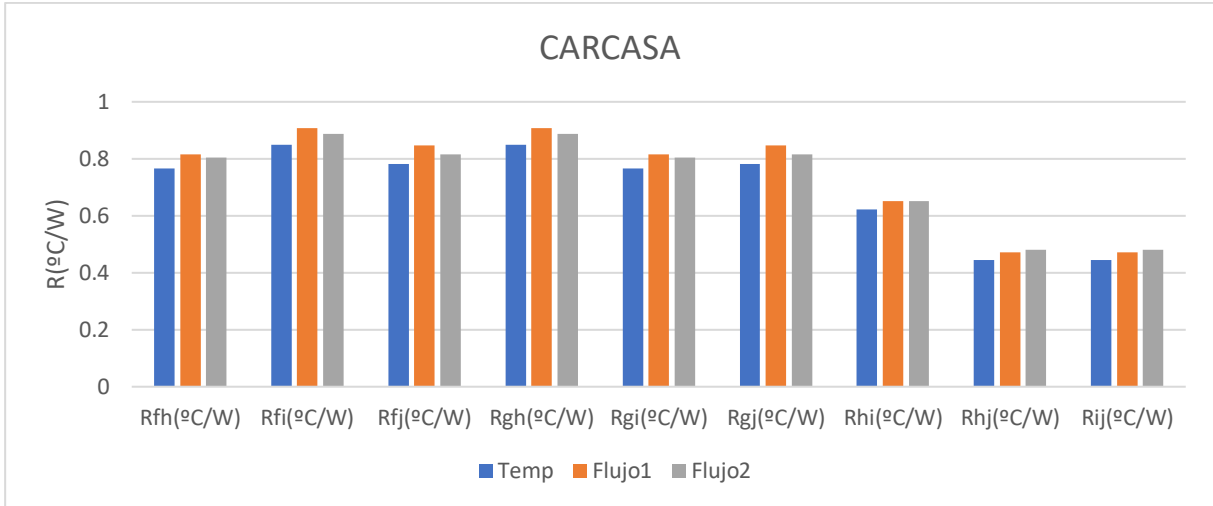


Figura A.6: Valores de las nueve últimas resistencias de “Carcasa” calculados mediante las tres hipótesis.

Plato del eje

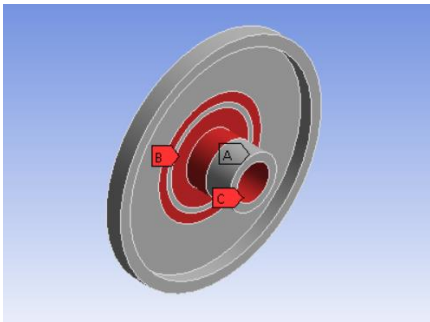


Figura A.7: Condiciones de contorno de “Plato del eje”.

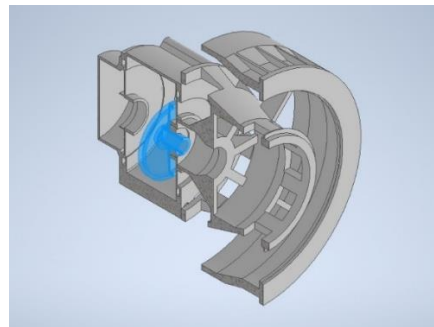


Figura A.8: Posición de “Plato del eje” en el ensamblaje.

Temperatura		
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rbc(°C/W)
0,11368804	0,78642849	0,1071352
Flujo de calor 1		
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rbc(°C/W)
0,14822905	0,81135903	0,42615965
Flujo de calor 2		
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rbc(°C/W)
0,38682183	1,08406362	0,31807855

Tabla A.3: Resultados de las resistencias de “Plato del eje” según las tres hipótesis.

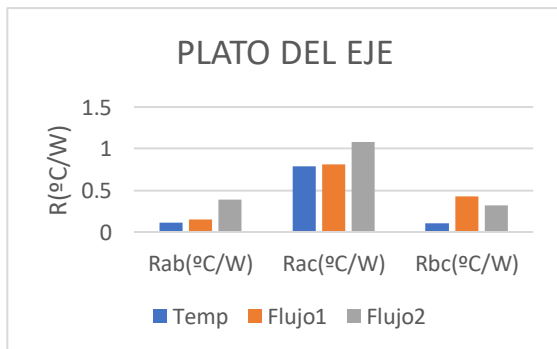


Tabla A.9: Valores de las resistencias de “Plato del eje” según las tres hipótesis.

Rodamiento 1

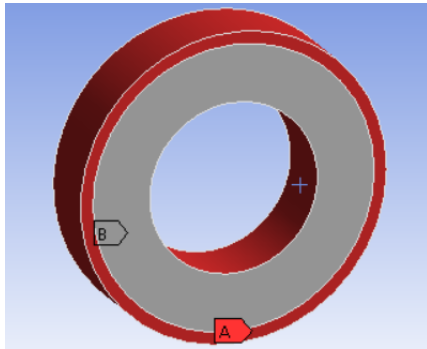


Figura A.10: Condiciones de contorno de "Rodamiento 1".

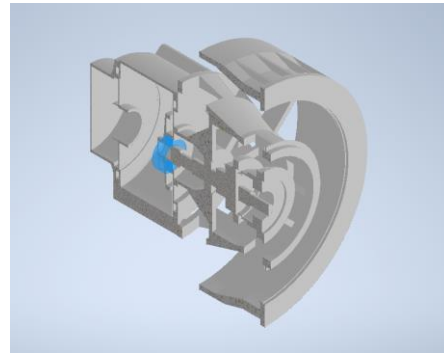


Figura A.11: Posición de "Rodamiento 1" en el ensamblaje.

Temperatura	
Rab(°C/W)	
0,05212677	
Flujo de calor	1
Rab(°C/W)	
0,08765888	
Flujo de calor	2
Rab(°C/W)	
0,10512232	

Tabla A.4: Resultados de las resistencias de "Rodamiento 1" según las tres hipótesis.

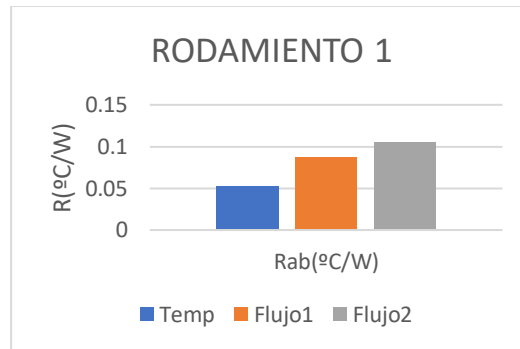


Figura A.12: Valores de las resistencias de "Rodamiento 1" según las tres hipótesis.

Soporte 1

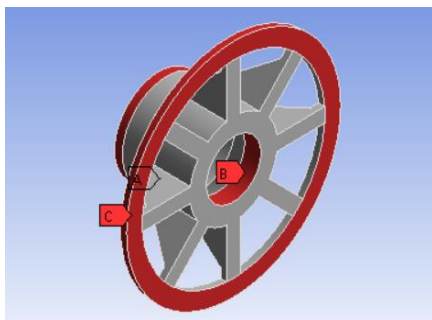


Figura A.13: Condiciones de contorno de "Soporte 1".

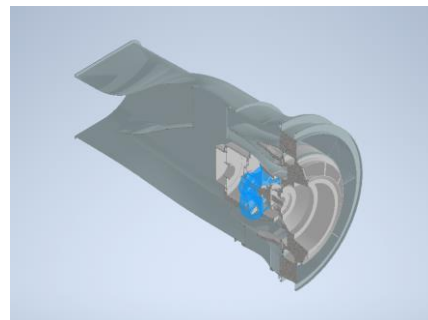


Figura A.14: Posición de "Soporte 1" en el ensamblaje.

Temperatura		
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rbc(°C/W)
0,43966673	0,90440445	0,59681895
Flujo de calor 1		
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rbc(°C/W)
0,48485639	0,95014459	0,60775934
Flujo de calor 2		
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rbc(°C/W)
0,45512571	1,08297861	0,77505666

Tabla A.5: Resultados de las resistencias de “Soporte 1” según las tres hipótesis.

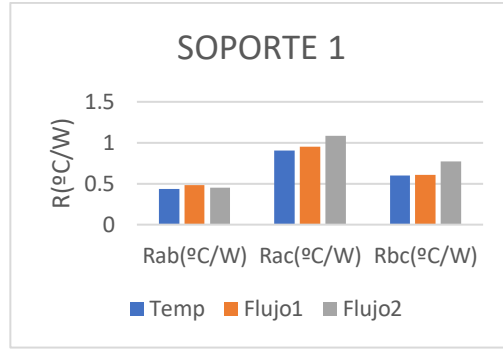


Figura A.15: Valores de las resistencias de “Soporte 1” según las tres hipótesis.

Soporte 2

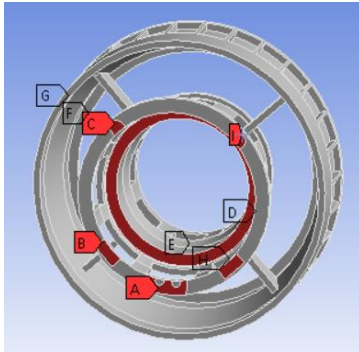


Figura A.16: Condiciones de contorno en el reverso de “Soporte 2”.

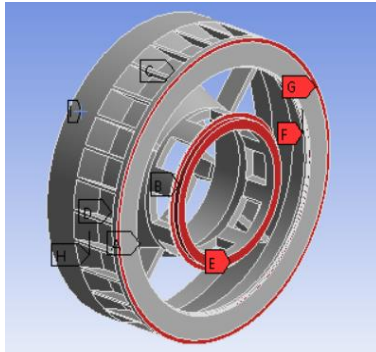


Figura A.17: Condiciones de contorno de “Soporte 2”.

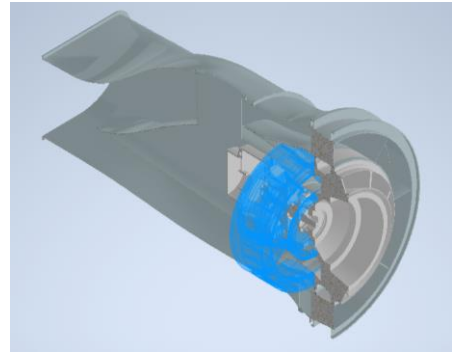


Figura A.18: Posición de “Soporte 2” en el ensamblaje.

Temperatura												
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rad(°C/W)	Rae(°C/W)	Raf(°C/W)	Rag(°C/W)	Rbc(°C/W)	Rbd(°C/W)	Rbe(°C/W)	Rbf(°C/W)	Rbg(°C/W)	Rcd(°C/W)	
2,78687382	2,09176576	1,83975715	2,46593921	3,48322826	3,46482338	5,1221636	2,21921395	2,8439793	3,86085479	2,21921395	2,62988336	
Temperatura												
Rce(°C/W)	Rcf(°C/W)	Rcg(°C/W)	Rde(°C/W)	Rdf(°C/W)	Rdg(°C/W)	Ref(°C/W)	Reg(°C/W)	Rfg(°C/W)	Rbh(°C/W)	Rbi(°C/W)	Rci(°C/W)	
3,2548375	4,27167877	4,25323778	0,36757949	1,34318334	1,32494203	1,62403573	1,60578081	0,05114305	4,70599308	5,74052813	5,54400554	
Flujo de calor 1												
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rad(°C/W)	Rae(°C/W)	Raf(°C/W)	Rag(°C/W)	Rbc(°C/W)	Rbd(°C/W)	Rbe(°C/W)	Rbf(°C/W)	Rbg(°C/W)	Rcd(°C/W)	
3,4626541	5,72878898	2,3386512	2,96410442	3,97933285	3,96120377	5,45774404	2,54879417	3,17214057	4,1971991	4,18334695	2,87243371	
Flujo de calor 1												
Rce(°C/W)	Rcf(°C/W)	Rcg(°C/W)	Rde(°C/W)	Rdf(°C/W)	Rdg(°C/W)	Ref(°C/W)	Reg(°C/W)	Rfg(°C/W)	Rbh(°C/W)	Rbi(°C/W)	Rci(°C/W)	
3,50739274	4,5051855	4,5051855	0,37149649	1,36712919	1,34888606	1,65569439	1,63733262	0,05379417	5,04217977	6,08109044	5,8053397	
Flujo de calor 2												
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rad(°C/W)	Rae(°C/W)	Raf(°C/W)	Rag(°C/W)	Rbc(°C/W)	Rbd(°C/W)	Rbe(°C/W)	Rbf(°C/W)	Rbg(°C/W)	Rcd(°C/W)	
3,24140128	5,47274212	2,35170546	2,66827892	3,53696668	3,52029026	5,38203368	2,72430759	3,04581486	3,9068016	3,89175647	3,13505445	
Flujo de calor 2												
Rce(°C/W)	Rcf(°C/W)	Rcg(°C/W)	Rde(°C/W)	Rdf(°C/W)	Rdg(°C/W)	Ref(°C/W)	Reg(°C/W)	Rfg(°C/W)	Rbh(°C/W)	Rbi(°C/W)	Rci(°C/W)	
3,45649156	4,31698215	4,3031769	0,3994805	1,3683892	1,35196424	1,64744646	1,63272358	0,05615187	5,04217977	5,98675657	5,77510356	

Tabla A.6: Resultados de las resistencias de “Soporte 2” según las tres hipótesis.

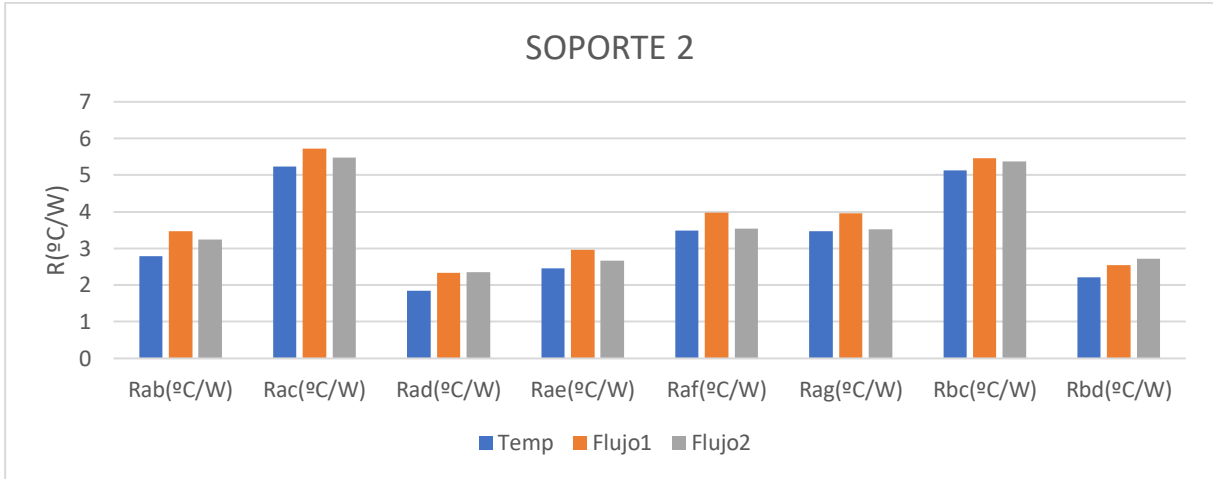


Figura A.19: Valores de las ocho primeras resistencias de “Soporte 2” según las tres hipótesis.

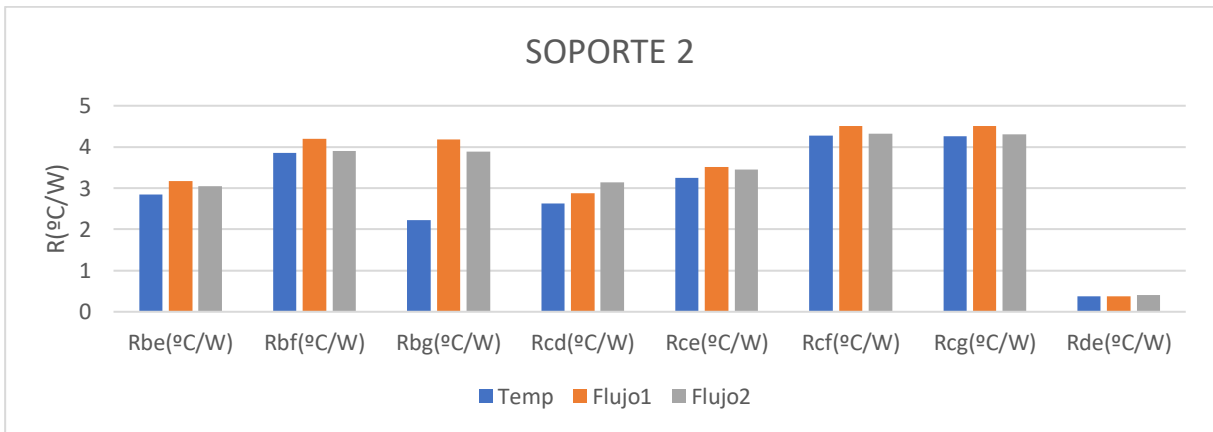


Figura A.20: Valores de las ocho resistencias de “Soporte 2” a continuación de las de la figura A.19 según las tres hipótesis.

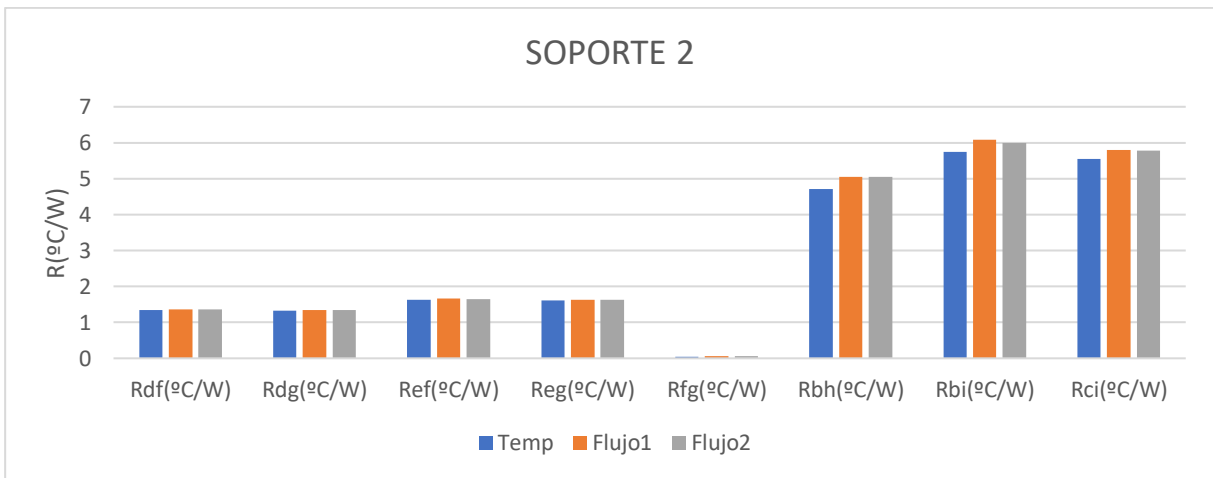


Figura A.21: Valores de las últimas ocho resistencias de “Soporte 2” según las tres hipótesis.

Eje

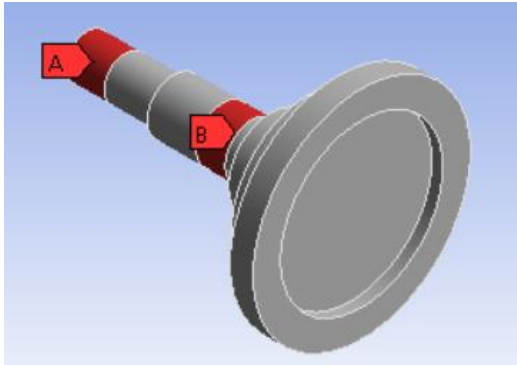


Figura A.22: Condiciones de contorno de "Eje".

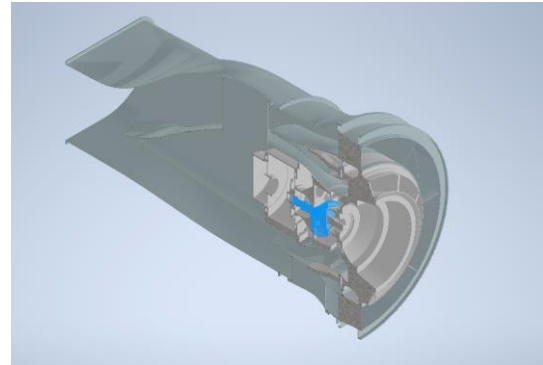


Figura A.23: Posición de "Soporte 1" en el ensamblaje.

Temperatura	
Rab(°C/W)	
1,9050522	
Flujo de calor	1
Rab(°C/W)	
2,23304122	
Flujo de calor	2
Rab(°C/W)	
2,04314806	

Tabla A.7: Resultados de las resistencias de "Eje" según las tres hipótesis.

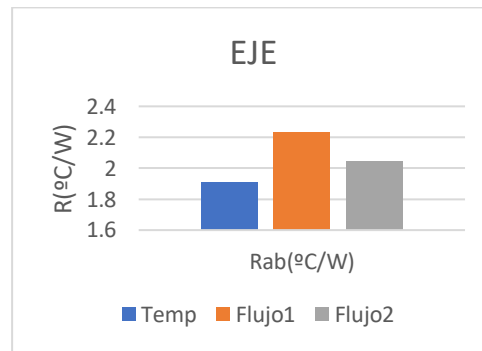


Figura A.24: Valores de las resistencias de "Eje" según las tres hipótesis.

Rodamiento 2

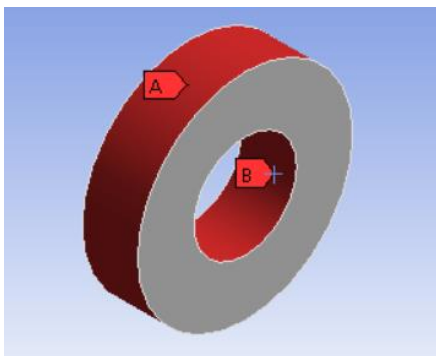


Figura A.25: Condiciones de contorno de "Rodamiento 2".

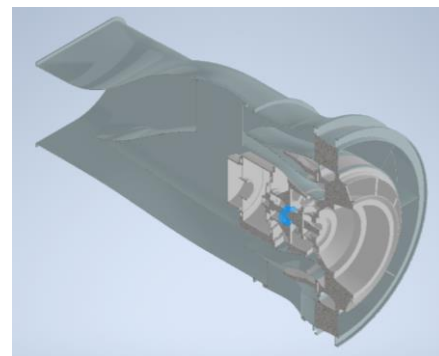


Figura A.26: Posición de "Rodamiento 2" en el ensamblaje.

Temperatura	
Rab(°C/W)	
0,12156577	
Flujo de calor	1
Rab(°C/W)	
0,12193165	
Flujo de calor	2
Rab(°C/W)	
0,12097587	

Tabla A.8: Resultados de las resistencias de “Rodamiento 2” según las tres hipótesis.

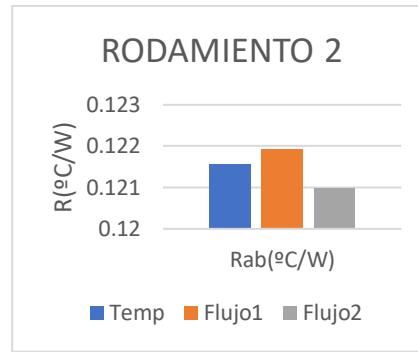


Figura A.27: Valores de las resistencias de “Rodamiento 2” según las tres hipótesis.

Rodamiento 3

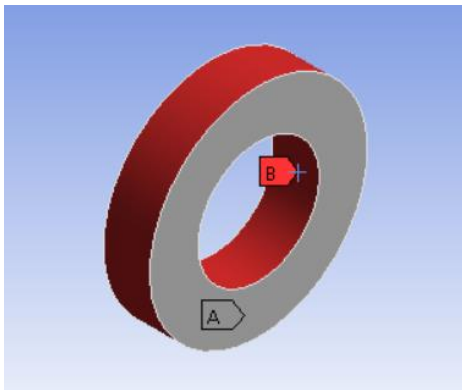


Figura A.28: Condiciones de contorno de “Rodamiento 3”.

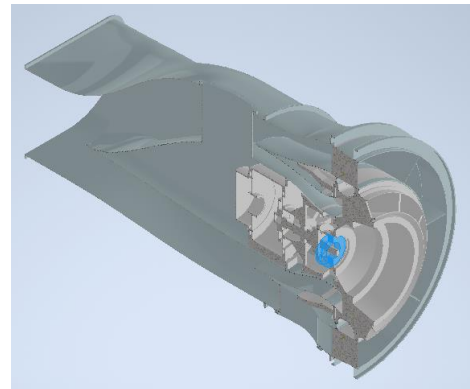


Figura A.29: Posición de “Rodamiento 3” en el ensamblaje.

Temperatura	
Rab(°C/W)	
0,07176948	
Flujo de calor	1
Rab(°C/W)	
0,08460345	
Flujo de calor	2
Rab(°C/W)	
0,07267231	

Tabla A.9: Resultados de las resistencias de “Rodamiento 3” según las tres hipótesis.

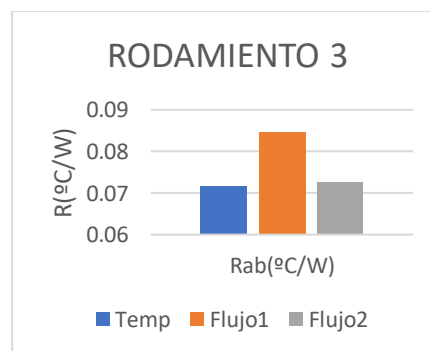


Figura A.30: Resultados de las resistencias de “Rodamiento 3” según las tres hipótesis.

Vaso

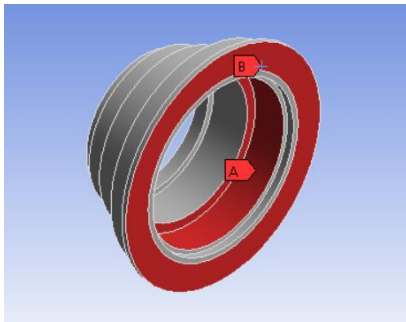


Figura A.31: Condiciones de contorno de "Vaso".

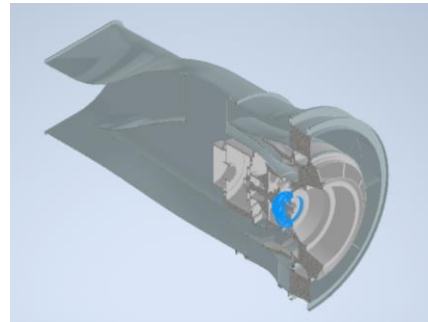


Figura A.32: Posición de "Rodamiento 3" en el ensamblaje.

Temperatura	
Rab(°C/W)	
	0,05388076
Flujo de calor	1
Rab(°C/W)	
	0,14485137
Flujo de calor	2
Rab(°C/W)	
	0,08387503

Tabla A.10: Resultados de las resistencias de "Rodamiento 3" según las tres hipótesis.

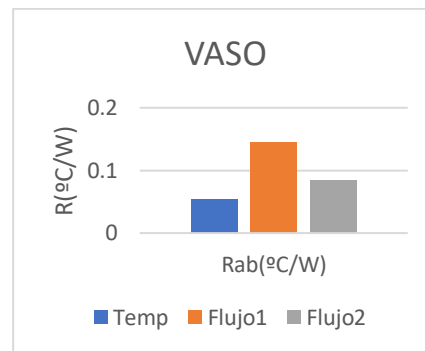


Figura A.33: Valores de las resistencias de "Rodamiento 3" según las tres hipótesis.

Boca

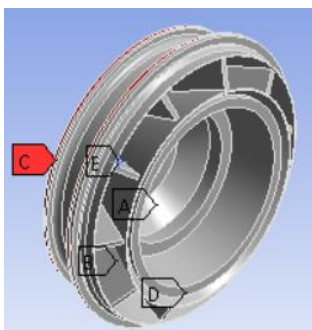


Figura A.34: Condiciones de contorno de "Boca".

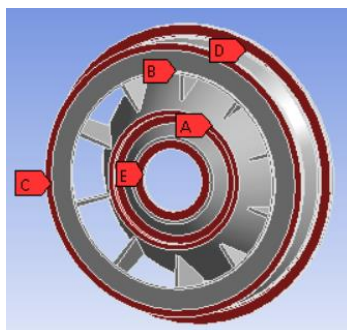


Figura A.35: Condiciones de contorno en el reverso de "Boca".

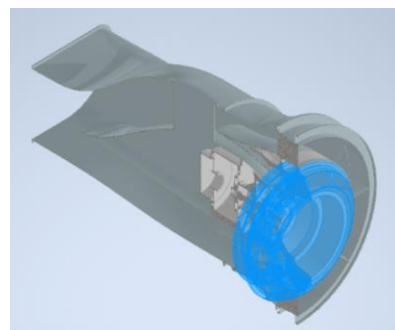


Figura A.36: Posición de "Boca" en el ensamblaje.

Temperatura									
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rad(°C/W)	Rae(°C/W)	Rbc(°C/W)	Rbd(°C/W)	Rbe(°C/W)	Rcd(°C/W)	Rce(°C/W)	Rde(°C/W)
0,29080757	0,259064	0,21757577	0,17793594	0,07326007	0,13874436	0,48849592	0,10696903	0,45674614	0,41525652
Flujo de calor 1									
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rad(°C/W)	Rae(°C/W)	Rbc(°C/W)	Rbd(°C/W)	Rbe(°C/W)	Rcd(°C/W)	Rce(°C/W)	Rde(°C/W)
0,2985966	0,2666041	0,22522715	0,21754895	0,08404774	0,14792402	0,50092453	0,1160488	0,46657161	0,43069564
Flujo de calor 2									
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rad(°C/W)	Rae(°C/W)	Rbc(°C/W)	Rbd(°C/W)	Rbe(°C/W)	Rcd(°C/W)	Rce(°C/W)	Rde(°C/W)
0,30257186	0,26893219	0,23292087	0,21452305	0,08198669	0,14952688	0,52582341	0,11791619	0,49356431	0,45162747

Tabla A.11: Resultados de las resistencias de “Boca” según las tres hipótesis.

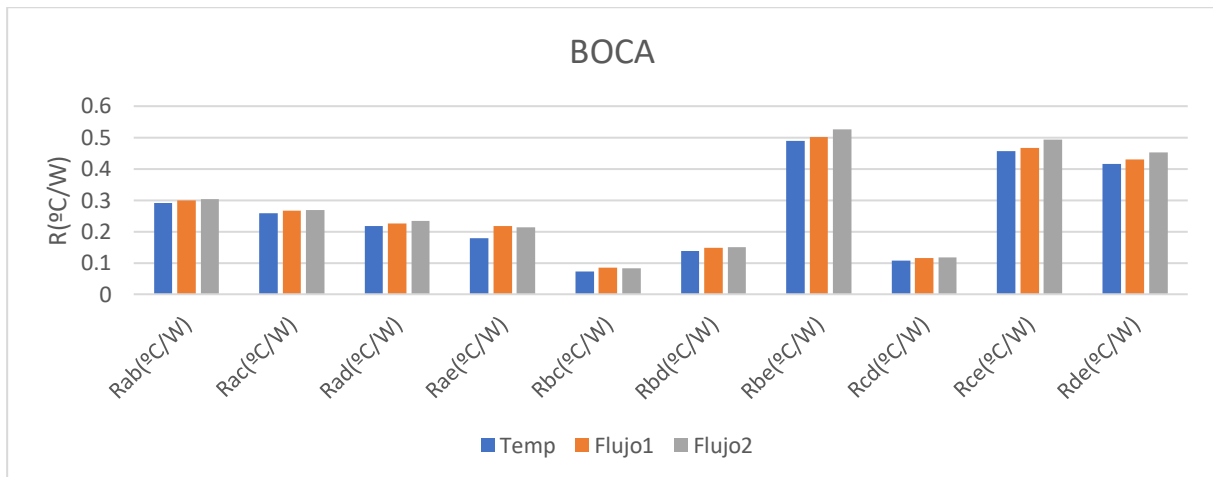


Figura A.37: Valores de las resistencias de “Boca” según las tres hipótesis.

Boca exterior

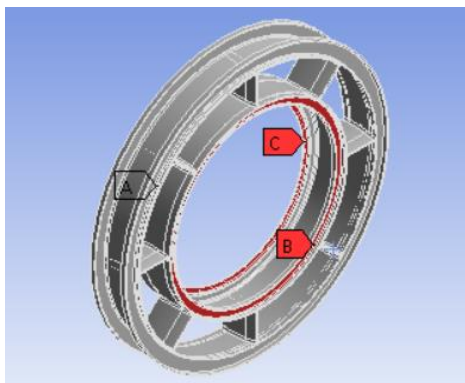


Figura A.38: Condiciones de contorno de “Boca exterior”.

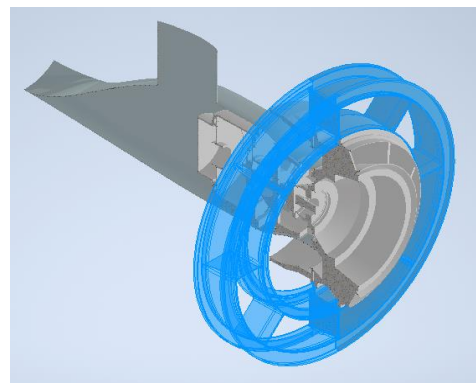


Figura A.39: Posición de “Boca exterior” en el ensamblaje.

Temperatura		
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rbc(°C/W)
0,29985492	0,00363079	0,26878623
Flujo de calor 1		
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rbc(°C/W)
0,3217934	0,00539922	0,30562246
Flujo de calor 2		
Rab(°C/W)	Rac(°C/W)	Rbc(°C/W)
0,33655843	0,0174437	0,29892166

Tabla A.12: Resultados de las resistencias de “Boca exterior” según las tres hipótesis.

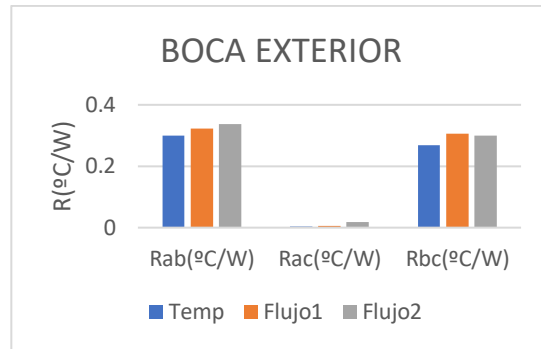


Figura A.40: Valores de las resistencias de “Boca exterior” según las tres hipótesis.

ANEXO B-Resistencias de los contactos

Tal y como se explica en la memoria, teniendo en cuenta el efecto del material, la rugosidad, la presión ambiental y el área de contacto, se obtienen las curvas potenciales de las resistencias térmicas entre las piezas. Se muestran a continuación los resultados de todas las resistencias de contacto en función de la presión de unión de las piezas (a excepción de la correspondiente a la unión entre las piezas “Eje exterior” y “Álabes”), acompañadas del valor del área de contacto y los materiales participantes, expresados como “Stless Steel”, que se refiere a acero inoxidable, y “Al”, que se refiere al aluminio.

CARCASA(C)-PLATO DEL EJE(A)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel-Al	0,0012818

$$R_{cont}(K/W) = 0,1048P(MPa)^{-0.343} \quad (B.1)$$

Tabla B.1: Contacto entre “Carcasa(C)” y “Plato del eje(A)”.

CARCASA(D)-RODAMIENTO 1(A)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel-Al	0,0031942

$$R_{cont}(K/W) = 0,042P(MPa)^{-0.343} \quad (B.2)$$

Tabla B.2: Contacto entre “Carcasa(D)” y “Rodamiento 1(A)”.

CARCASA(E)-SOPORTE 1(A)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel-Al	0,0045993

$$R_{cont}(K/W) = 0,0292P(MPa)^{-0.343} \quad (B.3)$$

Tabla B.3: Contacto entre “Carcasa(E)” y “Soporte 1(A)”.

CARCASA(F)-SOPORTE 2(C)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel-Al	3,31E-04

$$R_{cont}(K/W) = 0,4059P(MPa)^{-0.343} \quad (B.4)$$

Tabla B.4: Contacto entre “Carcasa(F)” y “Soporte 2(C)”.

CARCASA(G)-SOPORTE 2(I)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel-Al	3,31E-04	

$$R_{cont}(K/W) = 0,4059P(MPa)^{-0.343} \quad (B.5)$$

Tabla B.5: Contacto entre “Carcasa(G)” y “Soporte 2(I)”.

CARCASA(H)-SOPORTE 2(B)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel-Al	7,22E-04	

$$R_{cont}(K/W) = 0,186P(MPa)^{-0.343} \quad (B.6)$$

Tabla B.6: Contacto entre “Carcasa(H)” y “Soporte 2(B)”.

CARCASA(I)-SOPORTE 2(H)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel-Al	7,22E-04	

$$R_{cont}(K/W) = 0,186P(MPa)^{-0.343} \quad (B.7)$$

Tabla B.7: Contacto entre “Carcasa(I)” y “Soporte 2(H)”.

CARCASA(J)-SOPORTE 2(A)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel-Al	1,10E-03	

$$R_{cont}(K/W) = 0,1218P(MPa)^{-0.343} \quad (B.8)$$

Tabla B.8: Contacto entre “Carcasa(J)” y “Soporte 2(A)”.

PLATO DEL EJE(B)-RODAMIENTO 1(B)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel	3,14E-03	

$$R_{cont}(K/W) = 367,095P(MPa)^{-0.365} \quad (B.9)$$

Tabla B.9: Contacto entre “Plato del eje(B)” y “Rodamiento 1(B)”.

PLATO DEL EJE(C)-EJE(A)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel	1,53E-03

$$R_{cont}(K/W) = 751,693P(MPa)^{-0.365} \quad (B.10)$$

Tabla B.10: Contacto entre "Plato del eje(C)" y "Eje(A)".

SOPORTE 1(B)-RODAMIENTO 2(A)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel	3,12E-03

$$R_{cont}(K/W) = 369,792P(MPa)^{-0.365} \quad (B.11)$$

Tabla B.11: Contacto entre "Soporte 1(B)" y "Rodamiento 2(A)".

SOPORTE 1(C)-SOPORTE 2(D)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel	1,81E-02

$$R_{cont}(K/W) = 63,708P(MPa)^{-0.365} \quad (B.12)$$

Tabla B.12: Contacto entre "Soporte 1(C)" y "Soporte 2(D)".

SOPORTE 2(E)-BOCA(A)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel	2,23E-02

$$R_{cont}(K/W) = 51,611P(MPa)^{-0.365} \quad (B.13)$$

Tabla B.13: Contacto entre "Soporte 2(E)" y "Boca(A)".

SOPORTE 2(F)-BOCA(B)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel	2,97E-03

$$R_{cont}(K/W) = 387,459P(MPa)^{-0.365} \quad (B.14)$$

Tabla B.14: Contacto entre "Soporte 2(F)" y "Boca(B)".

SOPORTE 2(G)-BOCA EXTERIOR(A)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel	1,81E-02	

$$R_{cont}(K/W) = 63,708P(MPa)^{-0.365} \quad (B.15)$$

Tabla B.15: Contacto entre "Soporte 2(F)" y "Boca exterior(B)".

EJE(B)-RODAMIENTO 2(B)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel	1,49E-03	

$$R_{cont}(K/W) = 774,528P(MPa)^{-0.365} \quad (B.16)$$

Tabla B.16: Contacto entre "Eje (B)" y "Rodamiento 2(B)".

RODAMIENTO 3(A)-VASO(A)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel	7,80E-03	

$$R_{cont}(K/W) = 147,725P(MPa)^{-0.365} \quad (B.17)$$

Tabla B.17: Contacto entre "Rodamiento 3(A)" y "Vaso(A)".

VASO(B)-BOCA(E)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel	7,80E-03	

$$R_{cont}(K/W) = 147,725P(MPa)^{-0.365} \quad (B.18)$$

Tabla B.18: Contacto entre "Vaso(B)" y "Boca(E)".

BOCA(C)-BOCA EXTERIOR(C)		
Tipo	A(m2)	
Stlss steel	2,52E-02	

$$R_{cont}(K/W) = 45,644P(MPa)^{-0.365} \quad (B.19)$$

Tabla B.19: Contacto entre "Boca(C)" y "Boca exterior(C)".

BOCA(D)-BOCA EXTERIOR(B)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel	4,81E-02

$$R_{cont}(K/W) = 23,966P(MPa)^{-0.365} \quad (B.20)$$

Tabla B.20: Contacto entre "Boca(B)" y "Boca exterior(B)".

RODAMIENTO 3(B)-EJE EXTERIOR(A)	
Tipo	A(m2)
Stlss steel	3,44E-03

$$R_{cont}(K/W) = 23,966P(MPa)^{-0.365} \quad (B.21)$$

Tabla B.21: Contacto entre "Rodamiento 3(B)" y "Eje exterior(A)".

ANEXO C-Masas térmicas

Se muestran a continuación las masas térmicas estimadas para cada nodo del modelo nodal, obtenidas mediante fracciones aproximadas de la capacidad térmica total de cada pieza. Al mismo tiempo, también se especifica el peso, el calor y la capacidad térmica de las piezas.

CARCASA						
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)				
5,3025	908,362	4816,58951				
Nodos	A	B	C	D	E	F
Fracción	0,1	0,3	0,005	0,02	0,1	0,08
C(J/°C)	481,658951	1444,97685	24,0829475	96,3317901	481,658951	385,32716
Nodos	G	H	I	J		
Fracción	0,08	0,1	0,1	0,115	1	
C(J/°C)	385,32716	481,658951	481,658951	553,907793	4816,58951	

Tabla C.1: Masas estimadas de los nodos de “Carcasa”.

PLATO DEL EJE				
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)		
0,92612	460	426,0152		
Nodos	A	B	C	
Fracción	0,25	0,25	0,1	0,6
C(J/°C)	106,5038	106,5038	42,60152	255,60912

Tabla C.2: Masas estimadas de los nodos de “Plato del eje”.

RODAMIENTO 1			
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)	
0,23202	460	106,7292	
Nodos	A	B	
Fracción	0,5	0,5	1
C(J/°C)	53,3646	53,3646	106,7292

Tabla C.3: Masas estimadas de los nodos de “Rodamiento 1”.

SOPORTE 1				
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)		
4,1195	460	1894,97		
Nodos	A	B	C	
Fracción	0,3	0,5	0,2	1
C(J/°C)	568,491	947,485	378,994	1894,97

Tabla C.4: Masas estimadas de los nodos de “Soporte 1”.

SOPORTE 2					
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)			
41,731	460	19196,26			
Nodos	A	B	C	D	E
Fracción	0,05	0,05	0,05	0,2	0,2
C(J/°C)	959,813	959,813	959,813	3839,252	3839,252
Nodos	F	G	H	I	
Fracción	0,1	0,1	0,05	0,05	0,85
C(J/°C)	1919,626	1919,626	959,813	959,813	16316,821

Tabla C.5: Masas estimadas de los nodos de “Soporte 2”.

EJE			
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)	
2,2894	460	1053,124	
Nodos	A	B	
Fracción	0,25	0,45	0,7
C(J/°C)	263,281	473,9058	737,1868

Tabla C.6: Masas estimadas de los nodos de “Eje”.

RODAMIENTO 2			
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)	
0,29277	460	134,6742	
Nodos	A	B	
Fracción	0,5	0,5	1
C(J/°C)	67,3371	67,3371	134,6742

Tabla C.7: Masas estimadas de los nodos de “Rodamiento 2”.

RODAMIENTO 3			
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)	
0,80435	460	370,001	
Nodos	A	B	
Fracción	0,5	0,5	1
C(J/°C)	185,0005	185,0005	370,001

Tabla C.8: Masas estimadas de los nodos de “Rodamiento 3”.

VASO			
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)	
1,2081	460	555,726	
Nodos	A	B	
Fracción	0,5	0,5	1
C(J/°C)	277,863	277,863	555,726

Tabla C.9: Masas estimadas de los nodos de "Vaso".

BOCA						
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)				
55,141	460	25364,86				
Nodos	A	B	C	D	E	
Fracción	0,2	0,1	0,22	0,28	0,15	0,95
C(J/°C)	5072,972	2536,486	5580,2692	7102,1608	3804,729	24096,617

Tabla C.10: Masas estimadas de los nodos de "Boca".

BOCA EXTERIOR				
m(kg)	Cp(J/kg°C)	C(J/°C)		
20,176	460	9280,96		
Nodos	A	B	C	
Fracción	0,02	0,16	0,02	0,2
C(J/°C)	185,6192	1484,9536	185,6192	1856,192

Tabla C.11: Masas estimadas de los nodos de "Boca".