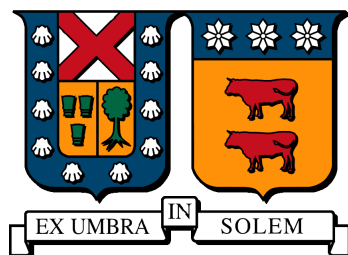


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO-CHILE



**Diseño y evaluación de un prototipo de lecho
empacado para la medición de temperatura
como base para futuras investigaciones sobre
resistencia térmica de contacto**

Jorge Enrique Cabello Moraga

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : Danilo Estay Barrientos
PROFESOR CORREFERENTE : Rodrigo Barraza Vicencio

Agosto 2025



CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): ☒ Memoria o trabajo de título; ☐ Tesis de Postgrado;

Título del trabajo: Diseño y evaluación de un prototipo de lecho empacado para la medición de temperatura como base para futuras investigaciones sobre resistencia térmica de contacto.

Nombre del candidato(a): Jorge Enrique Cabello Moraga

Carrera / Grado: Ingeniería Civil Mecánica

Campus: Santiago San Joaquín ; **Departamento:** DIMEC

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Danilo Alejandro Estay Barrientos, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL

☒ El trabajo **NO contiene información que amerite confidencialidad** y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (embargo) por:

☐ 6 meses; ☐ 12 meses; ☐ 2 años; ☐ 3 años; ☐ 5 años; ☐ 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 18/08/25

; Firma:

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 18/08/25

; Firma:

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

Agradecimientos

A mi madre, Jacqueline, por siempre esperarme con un tesito cada vez que llegaba de Santiago, por cuidarme y estar para mí siempre.

A mi padre, Luis, por haber sido mi compañero en todo este camino y poner el hombro hasta el último momento por mí. Este logro también es tuyo.

A mis hermanos, Tomás y Sebastián, por ser mi alegría y mi apoyo incondicional.

A mi amiga Anahí, por soportarme todo este tiempo y ser un pilar fundamental cuando más solo me encontré. Espero que la vida te entregue todo lo que merece una persona tan linda como tú.

A mis hermanos, Luis, Óscar, Sergio y Katherine, por estar para mí cuando necesité una palabra de ánimo.

A mi gato, Lonchis, por ser mi compañero en las largas noches de estudio.

Y a mi tata, Jorge Moraga, cuyo nombre llevo con orgullo.

Resumen

El presente trabajo tuvo como objetivo diseñar y construir un prototipo de lecho empacado para la medición de temperatura, con el propósito de servir como herramienta para futuras investigaciones sobre resistencia térmica de contacto. Se realizó una revisión bibliográfica y un análisis teórico de los mecanismos de transferencia de calor en lechos empacados, identificando conducción, convección natural y forzada, y radiación, así como la influencia de la resistencia térmica de contacto, la rugosidad superficial, la fuerza de compresión y el traslape entre partículas. Posteriormente, se llevaron a cabo simulaciones numéricas en una y dos dimensiones para predecir el comportamiento térmico del lecho y definir las dimensiones y características del prototipo a escala mínima.

El prototipo construido incorporó esferas de acero inoxidable 304 y aluminio 1060, instrumentadas con termopares tipo K y un sistema de adquisición basado en Arduino Uno con módulos MAX6675. Las simulaciones permitieron validar la hipótesis de isothermicidad de las esferas y evidenciaron el efecto pared, justificando la inclusión de aislamiento. Los resultados experimentales mostraron que el aluminio alcanzó temperaturas más altas y se calentó más rápido que el acero, coherente con su mayor conductividad térmica. Asimismo, el ajuste del traslape en el modelo permitió reproducir tasas de calentamiento más realistas y reflejar fenómenos no modelados explícitamente, confirmando que la resistencia térmica de contacto es un factor determinante.

En conclusión, el prototipo demostró ser una herramienta válida para evaluar la transferencia de calor en lechos empacados, proporcionando información esencial para la calibración de modelos numéricos y estableciendo las bases para futuras investigaciones experimentales y mejoras en la caracterización de la resistencia térmica de contacto.

Abstract

This work aimed to design and construct a packed-bed prototype for temperature measurement, intended as a tool for future studies on contact thermal resistance. A comprehensive literature review and theoretical analysis were conducted to identify the main heat transfer mechanisms in packed beds, including conduction, natural and forced convection, and radiation, as well as the impact of contact thermal resistance, surface roughness, compression force, and particle overlap. Numerical simulations in one and two dimensions were then performed to predict the thermal behavior of the bed and to guide the design of a small-scale prototype.

The constructed prototype consisted of stainless steel 304 and aluminum 1060 spheres, instrumented with type K thermocouples and a data acquisition system based on Arduino Uno with MAX6675 modules. Simulations validated the assumption of isothermal spheres and highlighted wall effects, justifying the use of insulation. Experimental results showed that aluminum reached higher temperatures and heated faster than steel, consistent with its higher thermal conductivity. Adjusting the particle overlap in the model allowed more realistic heating rates and captured physical phenomena not explicitly modeled, confirming that contact thermal resistance is a critical factor.

In conclusion, the prototype proved to be a reliable tool for investigating heat transfer in packed beds, providing essential data for calibrating numerical models and establishing a foundation for future experimental studies and improvements in the characterization of contact thermal resistance.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	5
1.1.1. Objetivo general	5
1.1.2. Objetivos Específicos	5
2. Estado del Arte	6
2.1. Análisis Teórico de la Resistencia Térmica de Contacto entre Partículas	
Esféricas: Revisión de Modelos y Enfoques de Modelación	6
2.2. Estudio experimental de la conducción indirecta partícula-pared	8
2.3. Efecto de la Resistencia Térmica de Contacto en la Conductividad de	
Sistemas Granulares	11
2.4. Análisis Experimental de la Resistencia Térmica de Contacto entre Es-	
feras y Superficies Planas	15
3. Mecanismos de transferencia de calor en un lecho empacado de esferas	19
3.1. Conducción entre partículas	19
3.2. Conducción a través del fluido intersticial entre partículas	23
3.3. Conducción partícula–fluido–pared	25
3.4. Convección natural en esferas de un lecho empacado	26
3.5. Convección natural en tapas y paredes del dominio bidimensional	28
3.6. Transferencia por radiación térmica	29
4. Simulación numérica de la evolución térmica en el lecho empacado	31
4.1. Datos iniciales para simulaciones y resistencias	33
4.1.1. Propiedades de las tapas (base y cubierta)	34
4.1.2. Resistencia térmica partícula-partícula	34

4.1.3.	Resistencia térmica partícula-fluido-partícula y partícula-fluido-pared	38
4.1.4.	Resistencia térmica por convección del aire	39
4.1.5.	Resistencia térmica por radiación	40
4.2.	Modelamiento en una dimensión	41
4.2.1.	Balances de energía 1D	42
4.2.2.	Resultados modelo unidimensional	45
4.3.	Modelamiento en dos dimensiones	49
4.3.1.	Balances de energía 2D	51
4.3.2.	Resultados modelo bidimensional	58
5.	Diseño del lecho empacado de esferas y su prototipo a escala mínima	67
5.1.	Diseño del lecho empacado de esferas	67
5.1.1.	Diseño del manto cilíndrico	68
5.1.2.	Diseño de las tapas	72
5.2.	Diseño del prototipo	77
5.2.1.	Diseño del manto cilíndrico	77
5.2.2.	Diseño tapas	78
5.3.	Montaje experimental	82
6.	Evaluación del funcionamiento del prototipo	87
6.1.	Resultados experimentales	88
7.	Conclusiones	93
8.	Proyecciones futuras	97

Índice de figuras

1.1. Esquema de carga y descarga de sistemas de almacenamiento de energía térmica mediante diversas fuentes de calor [2].	2
1.2. Esquema de carga y descarga de sistemas de almacenamiento de energía térmica [5].	3
2.1. Representación de microcontactos entre dos superficies redondas [14]. .	7
2.2. Esquema del montaje experimental [19].	9
2.3. (a) Variación porcentual del coeficiente de transferencia de calor entre partículas lisas y rugosas de $165\ \mu\text{m}$ y (b) coeficiente de transferencia de calor (h) para partículas de vidrio y acero [19].	10
2.4. Esquema del montaje experimental [21].	12
2.5. Mediciones de resistencia de contacto para: (a) esferas de aluminio, (b) esferas de bronce [21].	13
2.6. Comparación entre la respuesta transitoria medida y la predicha de una esfera [21].	13
2.7. Gráfico que muestra la razón entre la resistencia de contacto y la resistencia total en función del radio de contacto [21].	14
2.8. Esquema del montaje experimental [22].	15
2.9. Esquema del montaje experimental [25].	17
3.1. Esquema de contacto entre sólidos que representa el fenómeno de constricción térmica macroscópica. Imagen proveniente del contexto eléctrico, pero análoga al caso térmico [26].	20
3.2. Microconstricciones originadas por la rugosidad de la superficie [27]. .	20
3.3. Conducción indirecta entre esferas [27].	23
3.4. Esquema de conducción indirecta que muestra los casos de contacto entre partículas (derecha) y entre capas de fluido (izquierda) [29]. . . .	24

3.5. Conducción indirecta entre esfera y pared [19].	25
4.1. Balance de energía de una partícula considerando cada mecanismo de transferencia de calor [29].	32
4.2. Resistencia de contacto entre pares de partículas esféricas.	35
4.3. Valor del traslape (overlap) entre partículas, representado en el eje vertical, en función de los pares de partículas en contacto.	36
4.4. Comparación del tamaño de un glóbulo rojo con la punta de una aguja hipodérmica [37].	37
4.5. Resistencia de interacción partícula-fluido-partícula para distintos pares de esferas en el lecho	38
4.6. Representación de la columna de esferas con paredes completamente aisladas.	41
4.7. Balance de energía esfera en contacto con la base.	43
4.8. Balance de energía para esfera entre esferas.	43
4.9. Balance de energía para esfera libre superiormente.	44
4.10. Balance de energía tapa superior.	44
4.11. Simulación de temperatura de las esferas de acero respecto al tiempo.	45
4.12. Simulación de temperatura de las esferas de aluminio respecto al tiempo.	46
4.13. Representación del modelo en 2D.	50
4.14. Balance de energía a esfera rodeadas de esferas.	51
4.15. Balance de energía de una esfera ubicada en una esquina del lecho.	52
4.16. Balance de energía a esfera en contacto con tapa inferior.	52
4.17. Balance de energía esferas superiores.	53
4.18. Nodos propuestos para la simulación.	54
4.19. Balance de energía a un nodo en interacción con esfera.	55
4.20. Balance de energía nodo exterior e intermedio.	56
4.21. Balance de energía a nodo en un extremo de la tapa.	56
4.22. Balance de energía a nodo en contacto con la primera esfera de la primera columna.	57
4.23. Volumen de control tapa superior.	58
4.24. Simulación de temperatura en 10 esferas de acero con un paso de 0,5 seg.	58
4.25. Simulación de temperatura en 10 esferas de aluminio con un paso de 0,5 seg.	59

4.26. Temperatura de cada esfera de acero por columna y de pared interior a las 2 horas de simulación con un paso de 0,5 seg.	60
4.27. Temperatura de cada esfera de aluminio por columna y de pared interior a las 2 horas de simulación con un paso de 0,5 seg.	61
4.28. Temperatura de cada esfera de aluminio por columna y de pared interior a las 3 horas de simulación con un paso de 0,5 seg.	62
4.29. Mecanismos de transferencia presentes en esfera superior para modelo 1D.	64
4.30. Mecanismos de transferencia presentes en esfera superior para modelo 2D.	64
5.1. Diagrama para obtener nodos de falla [41].	70
5.2. Alojamiento de la junta tórica.	74
5.3. Medidas generales de brida plana a utilizar.	74
5.4. Brida abierta junto al angulo de separación entre orificios.	75
5.5. Tapa superior con orificios para extracción de termopares y válvulas. . .	76
5.6. Presentación final del lecho diseñado.	76
5.7. Brida abierta prototipo junto al angulo de separación entre orificios. . .	79
5.8. Alojamiento de la junta tórica prototipo.	79
5.9. Brida ciega superior prototipo.	80
5.10. Porblema presente en brida inferior.	81
5.11. Diseño prototipo.	82
5.12. Mecanizado extremo al manto.	83
5.13. Mecanizado a esferas y aplicación de pasta térmica.	84
5.14. Distribución de esferas en aislante.	85
5.15. Montaje final prototipo.	86
6.1. Comparativa entre el modelo unidimensional y las mediciones experimentales para el acero considerando traslape de magnitud 10^{-5}	88
6.2. Comparativa entre el modelo unidimensional y las mediciones experimentales para el acero considerando traslape dado el peso de las esferas. . .	89
6.3. Comparativa entre el modelo unidimensional y las mediciones experimentales para el aluminio considerando traslape de magnitud 10^{-5} . . .	90

6.4. Comparativa entre el modelo unidimensional y las mediciones experimentales para el aluminio considerando traslape dado el peso de las esferas.	91
---	----

Índice de tablas

4.1. Datos geométricos generales del lecho empacado	33
4.2. Propiedades de las tapas de acero [35] [36].	34
4.3. Datos utilizados para el cálculo de la resistencia partícula-partícula [35] [36].	34
4.4. Propiedades del aire utilizadas para el cálculo del coeficiente convectivo [39].	40
4.5. Porcentaje de transferencia de calor por mecanismo en la esfera 1 para acero y aluminio	47
4.6. Porcentaje de transferencia de calor por mecanismo en la esfera 10 para acero y aluminio.	47
4.7. Porcentaje de energía interna acumulada respecto a la energía recibida $\left(\frac{\Delta u}{Q_{in}}\right)$ en cada esfera a 1 y 2 horas.	48
4.8. Número de Biot (Bi) en cada esfera a 1 y 2 horas.	49
4.9. Datos considerados para el modelo bidimensional.	50
4.10. Cociente $\Delta U/Q_{in}$ (%) por esferas a las 2 horas de simulación para acero y aluminio (columna central).	62
4.11. Número de Biot (Bi) en cada esfera a las 2 horas.	65
4.12. Temperatura alcanzada por cada esfera a las 2 horas de simulación para acero y aluminio [K].	66
5.1. Temperatura alcanzada por cada esfera a las 2 horas de simulación para acero y aluminio [K] usando 21 cm de diámetro base.	68
5.2. Parámetros del problema estructural del cilindro y las del acero [40]. . .	71
5.3. Resultados del análisis de esfuerzos y presión crítica.	71
5.4. Dimensiones para O-Ring de tamaño 3/16 [44].	73
5.5. Dimensiones del sistema en milímetros.	75
5.6. Parámetros del problema estructural del cilindro y las del acero [40]. . .	77

5.7. Resultados del análisis de esfuerzos para el manto del prototipo.	78
5.8. Dimensiones del sistema en milímetros prototipo.	78
6.1. Propiedades térmicas de las esferas utilizadas [47] [48].	87

Capítulo 1

Introducción

En la actualidad, la eficiencia energética y la reducción de emisiones se han convertido en pilares fundamentales del desarrollo industrial, en un contexto global marcado por la transición hacia una matriz energética más limpia y sustentable, impulsada por la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y combatir el cambio climático. En este marco, el uso del calor como forma de energía adquiere especial relevancia, ya que aproximadamente el 90 % de la energía consumida a nivel mundial implica la generación o el uso de calor en procesos industriales, residenciales y alimentarios [1]. El uso de esta energía en forma de calor es responsable de más del 25 % de las emisiones de gases de efecto invernadero [2], lo que representa un impacto ambiental significativo el cual se ve agravado porque son pocas las empresas que han apostado por tecnología y soluciones que permitan reutilizar la energía térmica generada, que en muchos casos se desperdicia [1].

Particularmente en el sector industrial (responsable de aproximadamente el 35 % del consumo total de energía y de hasta un 15 % de las emisiones de gases de efecto invernadero) el almacenamiento térmico cobra especial relevancia. Industrias intensivas como la siderurgia, la forja o la fundición, que operan entre los 300 y 1500°C, pierden entre un 20 % y un 50 % de la energía en forma de calor residual, especialmente a través de los gases de escape [1]. Ante esta ineficiencia energética, la implementación de sistemas de recuperación y almacenamiento térmico en estos sectores permite no solo reutilizar ese calor como fuente primaria de energía, sino también reducir considerablemente las emisiones de gases de efecto invernadero, disminuir la factura energética de la industria y mejorar su eficiencia operativa. Como se muestra en la Figura 1.1, los sistemas de almacenamiento térmico pueden cargarse no solo con calor residual indus-

trial, sino también con electricidad de la red así como con fuentes renovables como la energía solar. Estas tecnologías permiten acumular energía térmica para su uso posterior, ya sea en procesos industriales o en sistemas de calefacción de demanda variable [2].

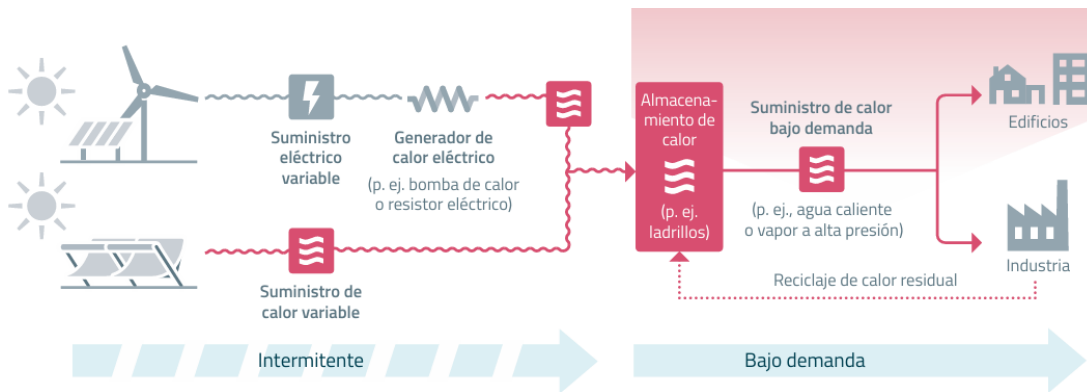


Figura 1.1: Esquema de carga y descarga de sistemas de almacenamiento de energía térmica mediante diversas fuentes de calor [2].

En particular, las ventajas económicas de esta tecnología resultan especialmente relevantes. En algunas regiones y aplicaciones industriales, los ahorros mensuales derivados de su implementación pueden llegar hasta un 150 %, al permitir desplazar el consumo energético hacia momentos del día en que los precios de la electricidad son negativos o más bajos [3]. Esto permite a las empresas evitar los elevados picos de costos mediante el uso estratégico del calor almacenado, el cual ha sido generado a partir de energía adquirida durante los periodos de menor tarificación. Además, se estima que esta tecnología puede reducir entre un 30 % y un 45 % los costos de calefacción en comparación con el uso de gas natural para clientes industriales, y muchos sistemas muestran periodos de retorno de inversión de entre 3 y 7 años [4].

No obstante, su adopción aún enfrenta desafíos: altos costos iniciales de capital, complejidades de ingeniería para adaptar instalaciones existentes, falta de estandarización en la industria y la persistencia de subsidios a combustibles fósiles que distorsionan el mercado [4]. Estas barreras, sin embargo, abren la puerta a la búsqueda de soluciones más versátiles, económicas y escalables para el almacenamiento térmico. Frente a estos desafíos, diversas tecnologías han sido propuestas para hacer más accesible y eficiente el almacenamiento de energía térmica. Una de ellas es el almacenamiento en lecho empacado (packed bed), el cual ha sido señalado como una de las opciones más adecuadas para la recuperación de calor residual industrial y una tecnología alentadora

que ayuda a mejorar los sistemas de generación de energía renovable y a reducir los costos de almacenamiento de energía.

Un lecho empacado para almacenamiento térmico como el que se muestra en la Figura 1.2, funciona como un sistema en el que un fluido caloportador (como aire o aceite térmico) circula a través de un lecho de material sólido (por ejemplo, esferas de cerámica, piedras o metales), acumulando o liberando calor dependiendo del ciclo térmico. Durante la carga térmica, el fluido caliente transfiere calor a las partículas sólidas, elevando su temperatura y almacenando energía térmica sensible. En la fase de descarga, el proceso se invierte: el fluido frío extrae el calor almacenado en las partículas calientes, permitiendo su aprovechamiento posterior. Este tipo de sistemas es especialmente útil en aplicaciones solares térmicas o en procesos industriales que requieren almacenamiento de energía intermitente con alta densidad energética y bajo costo.

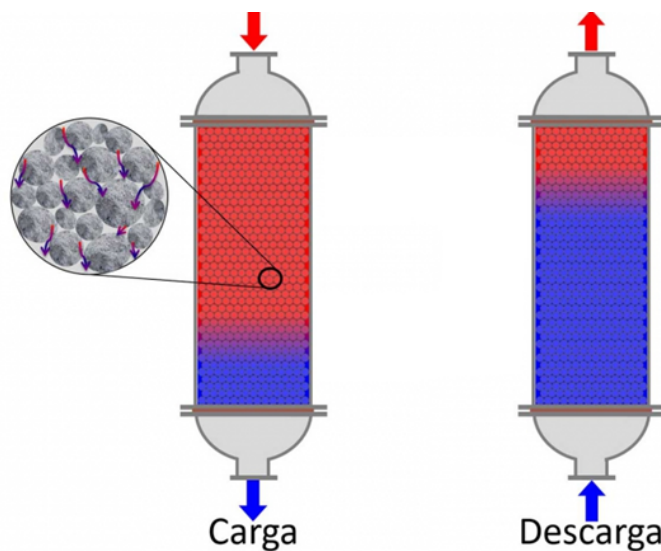


Figura 1.2: Esquema de carga y descarga de sistemas de almacenamiento de energía térmica [5].

La tecnología packed bed presenta múltiples ventajas técnicas, entre las que destacan el uso de materiales sólidos baratos y abundantes, como rocas, la capacidad de operar en un amplio rango de temperaturas y la transferencia directa de calor entre el fluido térmico y el medio de almacenamiento, lo que elimina la necesidad de intercambiadores de calor intermedios [6]. Además, los sistemas de lecho empacado son estructuras compactas y simples que ofrecen una alta capacidad de almacenamiento térmico,

una gran superficie para la transferencia de energía, requieren poco mantenimiento y no presentan problemas significativos de inestabilidad química o corrosión [7]. Estas características hacen que estos sistemas sean soluciones económicamente viables para el almacenamiento de energía térmica a gran escala, siendo adecuados tanto para aplicaciones de baja como de alta temperatura y contribuyendo a mejorar la eficiencia y reducción de costos en sistemas de generación energética renovable [8].

Si bien el almacenamiento térmico en lechos empacados (TES) es una tecnología de diseño relativamente simple y de bajo costo, su desempeño real puede verse fuertemente afectado por diversos factores. En particular, parámetros geométricos (como el tamaño y forma de las partículas), operativos (como el caudal del fluido térmico y la dirección del flujo) y termofísicos (como la conductividad térmica de los materiales) [6] influyen significativamente en el comportamiento térmico del sistema.

Entre los diversos factores que influyen en el comportamiento térmico de los lechos empacados, la resistencia térmica de contacto entre partículas emerge como un aspecto crítico que aún no se comprende completamente. Esta resistencia se origina en las interfaces entre partículas sólidas, donde las irregularidades superficiales y la presencia de vacíos llenos de aire (un mal conductor térmico) limitan la transferencia de calor. Estudios han demostrado que parámetros como la dureza del material, la presión de contacto, la rugosidad superficial, la temperatura y el tamaño de las partículas afectan significativamente la conductividad térmica efectiva del lecho empacado [9]. Dado lo anterior, comprender el efecto de esta resistencia en la transferencia de calor dentro del lecho se vuelve fundamental para caracterizar y predecir el rendimiento térmico real del sistema.

Debido a la gran cantidad de variables involucradas, los estudios experimentales exhaustivos son costosos y requieren mucho tiempo, por lo que muchas investigaciones recurren a simulaciones numéricas, análisis de sensibilidad y técnicas de optimización para evaluar su impacto [6]. No obstante, la precisión de estos modelos depende críticamente del conocimiento de ciertos parámetros físicos difíciles de medir directamente.

En este contexto, la presente memoria tiene como objetivo contribuir al desarrollo experimental de esta tecnología mediante el diseño y evaluación de un prototipo que permita determinar la resistencia térmica de contacto entre esferas en un lecho empacado, sentando las bases para futuras investigaciones que busquen caracterizar con mayor precisión el comportamiento térmico de estos sistemas en condiciones reales de operación.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo general

El estudio del lecho empacado como medio para almacenar y caracterizar el flujo de calor es relevante por su potencial aplicación en procesos industriales que requieren gestión térmica eficiente. Sin embargo, existen pocos experimentos enfocados en medir parámetros clave como la resistencia térmica de contacto. Dado lo anterior, el objetivo general de este trabajo de título es diseñar y evaluar el funcionamiento de un prototipo experimental de lecho empacado para medir temperatura en condiciones controladas, destinado a ser utilizado en futuras investigaciones sobre resistencia térmica de contacto.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Identificar los mecanismos de transferencia de calor en lechos empacados.
- Simular la evolución temporal de la temperatura a través del lecho empacado, en una y dos dimensiones espaciales.
- Diseñar un experimento de lecho empacado basado en las condiciones del modelo numérico.
- Evaluar el funcionamiento del prototipo como base experimental.

Capítulo 2

Estado del Arte

Uno de los principales desafíos al estudiar la transferencia de calor en packed beds es la falta de estudios experimentales enfocados directamente en la conducción partícula-partícula. La mayoría de los trabajos disponibles se concentran en estimar la conductividad térmica efectiva del lecho, la cual incluye en sí misma diversos modos de transferencia (conducción entre partículas, conducción partícula-pared, conducción partícula-fluido-partícula, efectos por radiación y convección), pero sin desagregar con claridad los mecanismos individuales. En este contexto, investigaciones que analicen estos mecanismos específicos cobran gran valor, especialmente cuando abordan de manera controlada y detallada los efectos de la geometría, el material y la microestructura de las partículas.

2.1. Análisis Teórico de la Resistencia Térmica de Contacto entre Partículas Esféricas: Revisión de Modelos y Enfoques de Modelación

La resistencia térmica de contacto entre partículas ha sido objeto de múltiples estudios, tanto teóricos como numéricos, con el fin de comprender su influencia en la transferencia de calor en medios granulares. Uno de los enfoques más utilizados parte del modelo de contacto elástico de Hertz (1881) [10] para estimar la resistencia de contacto macroscópica en superficies lisas. En ese contexto, trabajos como los de Batchelor y O'Brien (1977) [11] propusieron expresiones aproximadas para calcular la resistencia en función de parámetros mecánicos y geométricos del contacto.

Sin embargo, se ha reconocido que las superficies de las partículas reales presentan rugosidad microscópica, lo que genera microhuecos en la zona de contacto y limita la conducción efectiva (como se observa en la Figura 2.1). Para abordar este fenómeno, diversos autores han desarrollado modelos que incorporan el efecto de la rugosidad superficial. En particular, Lambert y Fletcher (1996) [12] y Bahrami et al. (2005) [13] estudiaron la conducción de calor en contactos rugosos, estableciendo expresiones que consideran la microestructura del contacto, la dureza superficial y la pendiente equivalente de las asperidades.

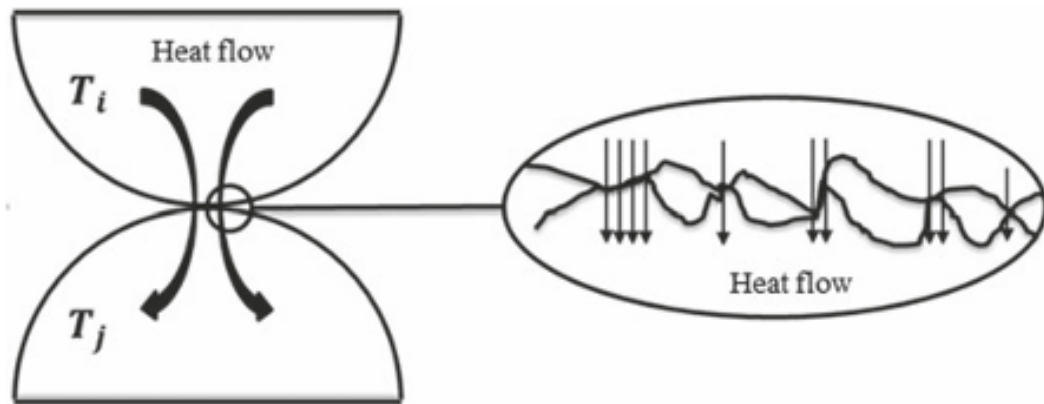


Figura 2.1: Representación de microcontactos entre dos superficies redondas [14].

Estas investigaciones se apoyan en la idea de que el contacto entre dos superficies rugosas puede representarse como el contacto entre una superficie rugosa equivalente y una superficie lisa, permitiendo así un tratamiento más general del problema. A su vez, modelos como los de Sridhar y Yovanovich (1996) [15] incorporan la microdureza como parámetro clave para describir la resistencia térmica efectiva en los puntos de contacto reales.

Además, desde el punto de vista computacional, estas expresiones se han implementado en el método de elementos discretos (DEM) para simular la transferencia de calor en medios granulares, lo que ha permitido analizar el efecto de la morfología de contacto sobre la distribución térmica en ensambles de partículas. Los avances en esta área han permitido una mejor caracterización del fenómeno térmico en sistemas donde el contacto partícula-partícula domina la conducción, y han establecido un marco común de parámetros e hipótesis sobre los cuales basar tanto simulaciones como interpretaciones experimentales.

Sin embargo, al aplicar estos modelos en simulaciones DEM, particularmente en

configuraciones dinámicas, se han identificado nuevas limitaciones asociadas a la representación numérica del contacto. En particular, se ha evidenciado que el uso de propiedades mecánicas artificialmente reducidas (como un módulo de Young más bajo) para facilitar la convergencia numérica conduce a una sobreestimación del área de contacto y del tiempo de contacto, afectando así la predicción del flujo de calor entre partículas. Para abordar esta limitación, diversos autores han propuesto factores de corrección que permiten recuperar la transferencia de calor real a partir de simulaciones suavizadas. Por ejemplo, Zhou et al (2010) [16] introdujeron factores de ajuste basados en el módulo de Young real del material, mientras que Morris et al (2016) [17] propusieron una corrección adicional para la duración del contacto. En todos los casos, se destaca que, en sistemas estáticos, basta con corregir el área de contacto, pero en sistemas dinámicos, donde las colisiones son transitorias, es necesario considerar también el efecto del tiempo de interacción.

Complementando estas consideraciones, los métodos propuestos por Zhou, Yu y Zulli (2009, 2010) [16] [18] han profundizado en la importancia relativa de los mecanismos de conducción en lechos particulados. Se ha demostrado que la dominancia del contacto directo partícula-partícula depende fuertemente de la razón entre la conductividad térmica del sólido y del fluido intersticial (k_s/k_f). En particular, cuando k_s/k_f es alto (como en materiales metálicos), la conducción directa tiende a ser dominante; en cambio, si k_s/k_f es bajo, la conducción indirecta a través del fluido entre espacios vacíos se vuelve el mecanismo principal, incluso en configuraciones estáticas. Asimismo, el grado de empaquetamiento y la porosidad influyen en esta competencia, siendo la estructura del lecho un factor determinante en la distribución del flujo de calor. A pesar de que tanto la resistencia térmica directa como la indirecta varían con la temperatura, su importancia relativa se mantiene prácticamente constante en el rango de temperaturas estudiado, debido a que ambas escalan de forma proporcional.

2.2. Estudio experimental de la conducción indirecta partícula-pared

El estudio realizado por Mishra et al.(2019) [19] se centra en la transferencia de calor en lechos empacados, específicamente en la expresión propuesta por Rong y Horio [20], la cual representa la transferencia de calor por conducción indirecta entre pared-fluido intersticial-partícula. Esta formulación ha sido ampliamente utilizada en

estudios numéricos (como simulaciones CFD–DEM), pero hasta el momento no había sido validada experimentalmente de forma directa. El propósito principal del estudio es, por tanto, proveer evidencia experimental que permita evaluar la validez de la expresión de Rong y Horio y explorar la relación entre la rugosidad superficial de las partículas y la transferencia de calor partícula-pared.

Para ello, los autores diseñaron un montaje experimental consistente en un bloque sólido de aluminio ($5 \times 5 \times 8$ cm) calentado desde su base con un elemento resistivo de 20 W, cuya temperatura se reguló a 70°C . Se utilizó un sistema de termistores embebidos en el aluminio, capaces de detectar variaciones de temperatura con alta precisión. Las partículas, inicialmente a temperatura ambiente, se dejaban caer sobre la superficie caliente, y se monitoreaba la caída de temperatura en el punto de contacto. El sistema estaba aislado lateralmente con espuma de poliestireno para minimizar pérdidas de calor.

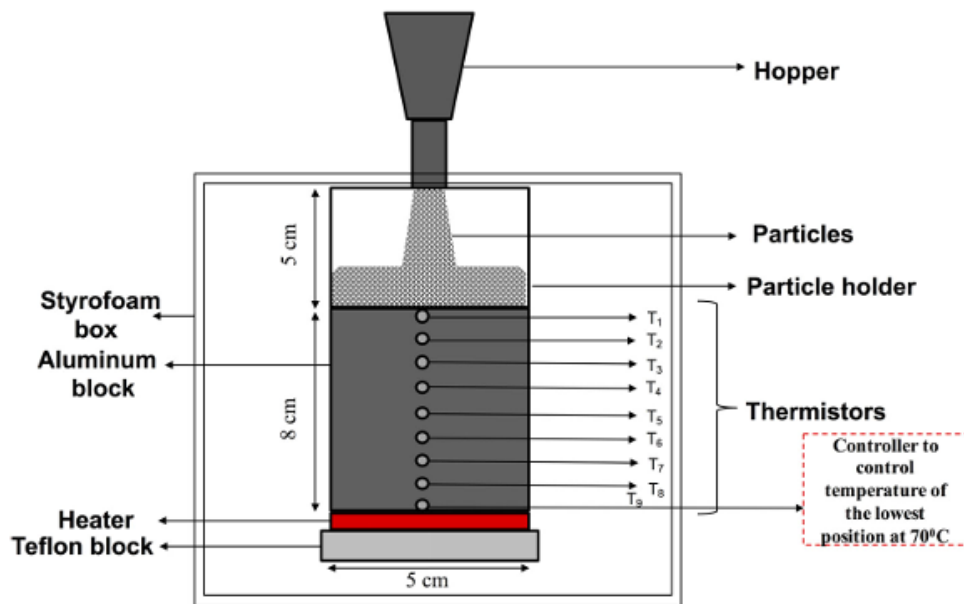


Figura 2.2: Esquema del montaje experimental [19].

Los materiales utilizados fueron esferas de vidrio de tres tamaños (165, 275 y $462\ \mu\text{m}$) y esferas de acero de 1 mm. En el caso del vidrio, se prepararon dos conjuntos: uno rugoso y otro alisado. El coeficiente experimental de transferencia de calor h se obtuvo resolviendo un modelo transitorio de conducción de calor acoplado entre el bloque de aluminio y el lecho de partículas. Para estimar h , se varió el parámetro de rugosidad hasta que el perfil de temperatura simulado coincidiera con el perfil experimental ob-

servado. A partir de este ajuste, y usando correlaciones de Nusselt, se determinó h para cada condición experimental, permitiendo su comparación con el valor obtenido a partir de la expresión de Rong y Horio. Entre los resultados experimentales más relevantes, expuestos en la Figura 2.3, destacan que para un mismo tamaño ($165 \mu\text{m}$), las partículas lisas presentan un coeficiente de transferencia de calor h mayor (aproximadamente un 16 %) que las rugosas, debido a una menor distancia efectiva de conducción (mayor proximidad a la pared), y se comprobó que la variación en la distribución de tamaños (polidispersidad) no afecta significativamente el resultado: al modelar una distribución gaussiana en CFD-DEM, el cambio en h fue menor al 1 %. Una de las observaciones más relevantes surgió al comparar los valores experimentales con las simulaciones CFD-DEM que implementaban la expresión de Horio. En partículas de acero, hubo buen acuerdo. Pero en partículas de vidrio, el modelo sobreestimó el valor de h .

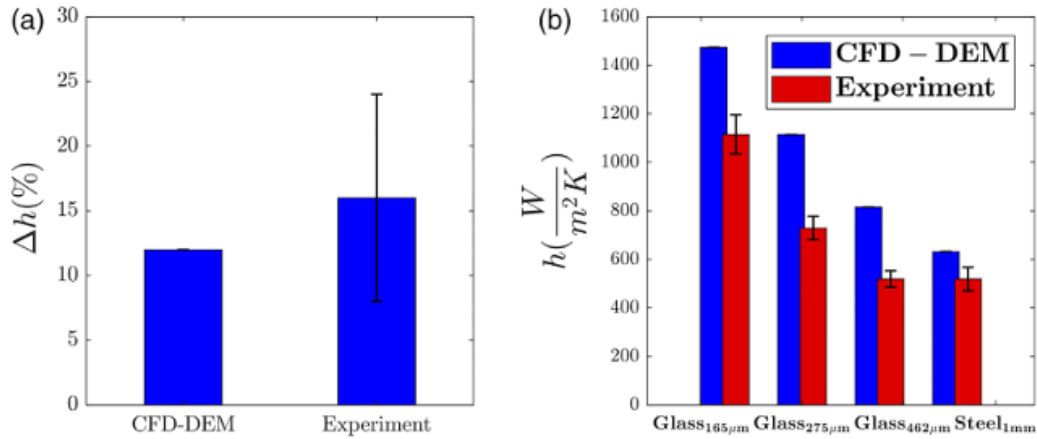


Figura 2.3: (a) Variación porcentual del coeficiente de transferencia de calor entre partículas lisas y rugosas de $165 \mu\text{m}$ y (b) coeficiente de transferencia de calor (h) para partículas de vidrio y acero [19].

Este error se explicó al verificar que, aunque el número de Biot (Bi) de las partículas de vidrio estaba por debajo del umbral clásico ($Bi \ll 1$), ya existían gradientes internos de temperatura significativos. Mediante simulaciones de elementos finitos en MATLAB, se comprobó que, en vidrio ($Bi = 0,35$), la suposición de isothermicidad no se cumple, y eso reduce la fuerza impulsora real de calor, generando un h menor que el predicho por la teoría.

Como conclusión, se propone un valor crítico de $Bi < 0,015$ para que la partícula pueda ser considerada isotérmica con un error inferior al 10 %, y se destaca que tanto la rugosidad superficial como el comportamiento térmico interno del material tienen un

impacto significativo en la resistencia térmica partícula-pared.

El estudio de Mishra es una referencia útil para este trabajo, ya que muestra que asumir partículas isotérmicas puede no ser válido incluso con números de Biot moderadamente bajos, lo que puede afectar los resultados térmicos. Aunque en esferas de acero el efecto fue limitado, sugiere que los criterios clásicos del número de Biot podrían subestimar la no uniformidad térmica. Además, se demuestra que la rugosidad superficial de las esferas influye en su transferencia de calor, presentando diferencias claras entre superficies lisas y rugosas. Una limitación del trabajo es que no se evalúa de forma separada la influencia de la resistencia de contacto entre la base del bloque de aluminio y las esferas, ni entre esferas, lo que podría ocultar ciertos efectos locales sobre la transferencia de calor en configuraciones reales.

2.3. Efecto de la Resistencia Térmica de Contacto en la Conductividad de Sistemas Granulares

El estudio realizado por W. W. M. Siu y S. H.-K. Lee (2004) [21] tuvo como objetivo principal cuantificar la resistencia térmica de contacto entre esferas metálicas que se encontraban en régimen de deformación elástica, y evaluar su impacto en la conductividad térmica efectiva de lechos empacados.

El montaje experimental consistía en dos pistones de aluminio dispuestos horizontalmente, uno a la derecha y otro a la izquierda, entre los cuales se colocaba una o dos esferas metálicas. Cada pistón estaba térmicamente aislado con espuma de poliestireno y contenía siete termopares tipo T: cuatro dispuestos axialmente, para medir el gradiente de temperatura a lo largo del eje de conducción del calor, y tres en dirección radial, con el objetivo de detectar posibles pérdidas laterales y asegurar que el flujo térmico fuera predominantemente unidimensional.

El pistón izquierdo se mantenía caliente mediante un baño de agua a temperatura controlada, mientras que el pistón derecho se enfriaba con un baño de agua fría, generando así un gradiente térmico horizontal a través de la esfera o esferas ubicadas entre ambos. Para aplicar una fuerza controlada sobre la esfera, se utilizaba un tornillo de compresión ubicado en el lado derecho (frío), mientras que la fuerza ejercida era medida mediante un transductor de carga instalado en el lado izquierdo (caliente).

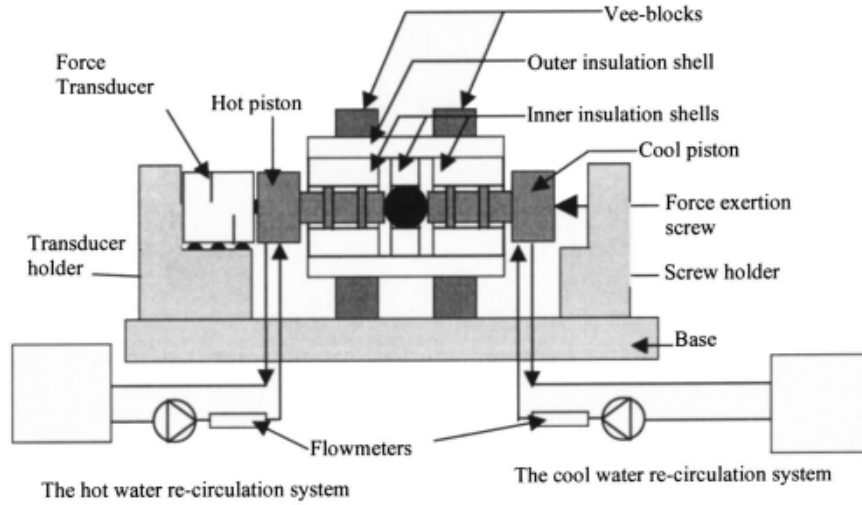


Figura 2.4: Esquema del montaje experimental [21].

Primero se permitía que el sistema alcanzara el estado estacionario térmico sin carga, es decir, manteniendo constantes las temperaturas en ambos extremos. Una vez estabilizado el sistema, se comenzaba a aplicar fuerza sobre la esfera hasta alcanzar un valor deseado, y en ese momento se iniciaba la adquisición de datos de temperatura. Las mediciones proporcionadas por los termopares axiales servían tanto para calcular el flujo de calor axial (a partir del gradiente de temperatura en el aluminio) como para extrapolar las temperaturas de contacto en las interfaces entre la esfera y cada uno de los pistones.

La medición de la resistencia de contacto se realizaba comparando dos configuraciones: primero se colocaba una sola esfera entre los pistones, y luego dos esferas en contacto entre sí (una encima de la otra). Al medir la resistencia térmica total del sistema en ambos casos y restar los valores, los autores lograban aislar el aporte de la resistencia de contacto entre esferas, separándola de la que ocurría entre esfera y pistón. Esto se presenta a continuación en la ecuación (2.1), donde $R_{T,2}$ representa la resistencia térmica total para el caso con dos esferas, $R_{T,1}$ la resistencia para una sola esfera, y R_k la resistencia de constricción.

$$R_c = R_{T,2} - R_{T,1} - R_k \quad (2.1)$$

Esta metodología permitió obtener datos experimentales confiables de R_c para diferentes materiales (aluminio, latón y acero cromado) y para distintos niveles de fuerza de compresión (entre 1 y 80 N). Entre los resultados más importantes, se observó que

el aluminio presentó la menor resistencia de contacto y las de bronce la mayor, debido a diferencias en el radio de contacto generado bajo compresión (Figura(2.5)) .

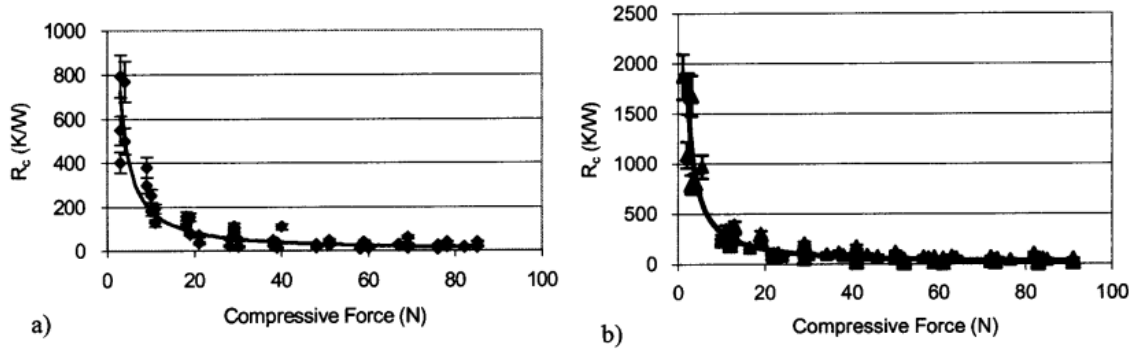


Figura 2.5: Mediciones de resistencia de contacto para: (a) esferas de aluminio, (b) esferas de bronce [21].

A partir de estos datos, los autores generaron una correlación polinómica (2.2) entre la resistencia de contacto y el radio de contacto, válida para esferas de superficie rugosa comparable y con un coeficiente de correlación de 0,8.

$$R_c = \frac{1,75 \times 10^{-15}}{(r_c k_a)^3} \quad (2.2)$$

Además, comprobaron que la resistencia de contacto no varía en el tiempo una vez alcanzado el estado estacionario, es decir, no tiene un componente transitorio significativo, lo que simplifica su inclusión en modelos térmicos.

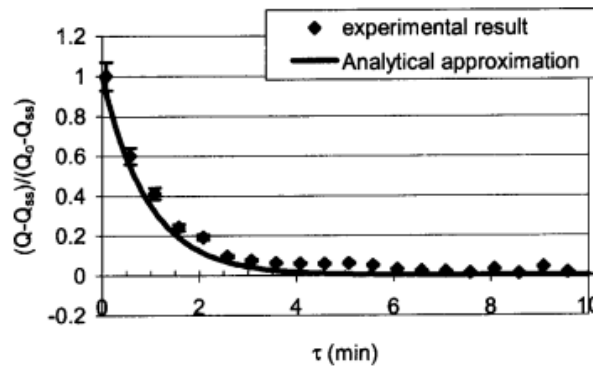


Figura 2.6: Comparación entre la respuesta transitoria medida y la predicha de una esfera [21].

Los resultados para el sistema de esferas empaçadas regularmente indican que la

resistencia de contacto afecta significativamente la conductividad térmica efectiva del lecho empacado. En particular, se muestra que la resistencia de contacto representa una fracción considerable de la resistencia total, especialmente en el caso de esferas con alta conductividad térmica (como el cobre) o bajo radio de contacto.

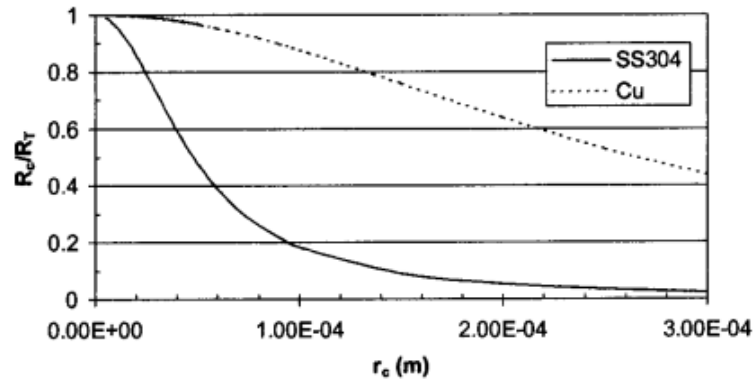


Figura 2.7: Gráfico que muestra la razón entre la resistencia de contacto y la resistencia total en función del radio de contacto [21].

Lo más relevante para esta memoria es que el estudio cuantificó con claridad el error que se comete al ignorar la resistencia de contacto en el cálculo de la conductividad térmica efectiva de lechos empacados. En esferas de alta conductividad térmica (como el cobre), este error puede ser de hasta 800 %. Dado lo anterior, los autores definieron un criterio práctico: si la razón entre la conductividad de la esfera y el cuadrado del radio de contacto es menor a $7 \times 10^8 \text{ W/m}^3\text{K}$, entonces R_c puede ser despreciada con un error $\leq 10 \%$. De lo contrario, debe incluirse explícitamente.

El trabajo de Siu y Lee representa una base directa y relevante para esta memoria, al demostrar experimentalmente que la resistencia térmica de contacto entre partículas no puede ser ignorada, especialmente cuando se trabaja con materiales altamente conductores o cuando los radios de contacto son pequeños. Ignorar este mecanismo puede inducir errores significativos, incluso de un orden de magnitud. Además, el estudio confirma que, en régimen estacionario, la resistencia de contacto no varía en el tiempo, lo que justifica su tratamiento como parámetro constante durante el análisis térmico del prototipo desarrollado en este trabajo. También se confirma experimentalmente que dicha resistencia disminuye al aumentar la fuerza de contacto, una relación coherente con la teoría de Hertz, y que será aprovechada aquí para calibrar el parámetro de overlap en simulaciones basadas en el método de elementos discretos (DEM). Por otro lado, el criterio propuesto en el artículo para evaluar cuándo puede despreciarse

R_c (basado en la razón k/r_c^2) constituye un umbral de referencia útil para validar aproximaciones en este trabajo. A pesar de sus fortalezas, el estudio presenta limitaciones importantes, por ejemplo, el montaje experimental consideró uno o dos contactos entre esferas y pistones en ausencia de fluido, y con conducción pura como único mecanismo térmico, despreciando los aportes de un packed bed común como la convección, partícula-fluido-partícula o radiación.

2.4. Análisis Experimental de la Resistencia Térmica de Contacto entre Esferas y Superficies Planas

El trabajo experimental de Fletcher y Peterson(1988) [22] tuvo como objetivo principal evaluar la validez de una expresión analítica mejorada, desarrollada a partir de la combinación de los modelos de Yovanovich y Kitscha (1971) [23] y Clausing y Chao (1965) [24], para predecir la conductancia térmica de contacto entre lechos empacados de partículas esféricas metálicas y superficies planas. Para ello, se llevaron a cabo ensayos en condiciones de vacío, utilizando partículas metálicas de cuatro materiales distintos, con diferentes propiedades térmicas y mecánicas, todas dispuestas en contacto con superficies planas de acero inoxidable 304.

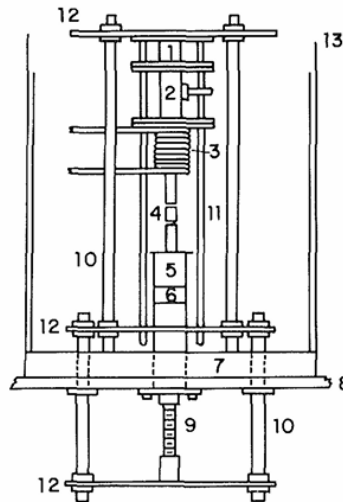


Figura 2.8: Esquema del montaje experimental [22].

El experimento se realizó en un ambiente de vacío profundo para disminuir la influencia del fluido intersticial en la medición y eliminar interferencias externas, asegu-

rando mayor precisión. El sistema estaba sellado dentro de una campana de vidrio, y las conexiones eléctricas y mecánicas ingresaban mediante pasadores herméticos para los cables. La muestra consistió en un lecho de partículas metálicas esféricas comprimido axialmente con un fuelle controlado, cuya fuerza se medía con una celda de carga. El calor se aplicaba desde la base con un calentador y se disipaba en la parte superior, generando un gradiente térmico vertical; además, un calentador guardia minimizaba pérdidas laterales. Las temperaturas se midieron con termopares protegidos con resina epóxica para evitar contacto eléctrico con las esferas. Las temperaturas en la interfaz se calcularon por extrapolación lineal, y el flujo de calor se determinó indirectamente a partir del gradiente térmico y la conductividad conocida de los bloques metálicos, permitiendo calcular la resistencia térmica de contacto.

Los resultados mostraron que la conductancia térmica de contacto medida experimentalmente es consistentemente menor que la predicha por el modelo teórico previo, aunque sigue la misma tendencia general. Las discrepancias fueron mayores en materiales más blandos, como el aluminio. Además, se confirmó que la contribución de la conducción a través del gas y la radiación eran insignificantes bajo las condiciones de vacío usadas, justificando así el enfoque centrado en la conducción sólido-sólido.

Este estudio es especialmente valioso por la cuidadosa eliminación de efectos externos mediante el uso de vacío profundo, lo que proporciona datos más confiables para validar y mejorar modelos de conductancia térmica de contacto en lechos empaquetados. Sin embargo, el trabajo no aborda en profundidad la influencia del contacto entre partículas dentro del lecho, un factor que en la práctica podría afectar la conductancia térmica global y que queda como una posible extensión para futuras investigaciones.

Otro experimento realizado fue el de Nishino et al. (1995) [25] el cual tenía como objetivo medir la conductancia térmica de contacto entre superficies metálicas bajo condiciones de vacío profundo y baja presión de contacto. Se enfocaron en dos tipos de geometría: una en la que se enfrentan dos placas planas rugosas, y otra donde una superficie ondulada en forma esférica (simulando una curvatura) hace contacto con una placa plana. Esta última configuración se aproxima a un contacto esfera-plano, como los que ocurren típicamente en sistemas como lechos empacados. La idea era poder predecir con mayor precisión la resistencia térmica en condiciones similares a las de intercambiadores de calor utilizados en el espacio, donde no hay gas presente y las cargas aplicadas son limitadas.

El montaje experimental (mostrado en la Figura 2.9) consistía en que en la parte superior, una celda de carga y un sistema de soporte aseguran la aplicación de fuer-

za controlada. Luego, una placa de acero distribuye la carga, y una placa aislante de baquelita evita pérdidas de calor hacia arriba, asegurando que el flujo térmico vaya exclusivamente hacia la interfaz entre placas.

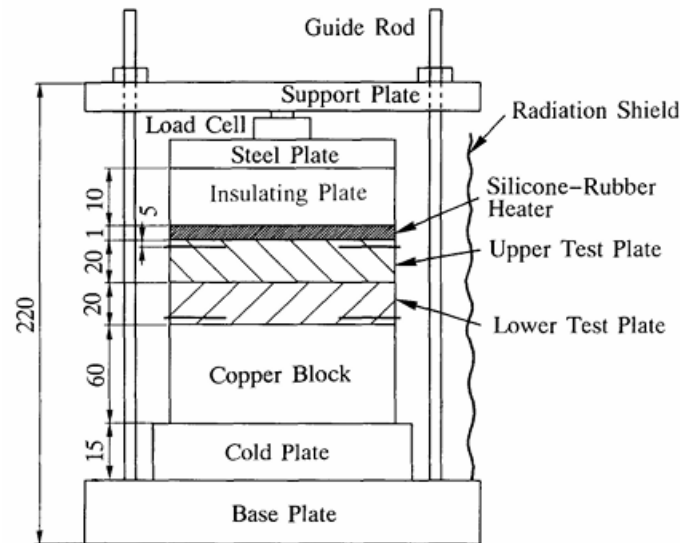


Figura 2.9: Esquema del montaje experimental [25].

El calor se suministra mediante un heater flexible de silicona ubicado bajo la baquelita, que calienta la placa superior de aluminio. Esta transfiere calor hacia abajo, atravesando la interfaz con la placa inferior, que actúa como cuerpo frío. En esa zona se utilizó temporalmente una película sensible a presión para medir el contacto real, la cual fue retirada posteriormente. Para estimar el salto térmico, se instalaron cuatro termopares embebidos en cada placa, y con sus lecturas se extrapoló la temperatura en la interfaz, permitiendo calcular la conductancia térmica. Bajo la placa inferior se ubicó un bloque de cobre que, sin ser un punto de medición, distribuye el calor de forma homogénea antes de que sea removido por un intercambiador de agua (su alta conductividad minimiza gradientes laterales, asegurando un flujo de calor unidimensional). Todo el sistema se alojó en una cámara de vacío con escudo radiativo, eliminando la conducción por gas y enfocando el análisis en el contacto sólido-sólido.

En particular, destaca la importancia (nuevamente) del vacío, que elimina la conducción térmica a través del aire y permite aislar la contribución de contacto sólido-sólido. También es destacable el uso del bloque de cobre como elemento estabilizador del flujo térmico: incluir un bloque de cobre o un material similar entre la fuente de calor y las esferas ayuda a distribuir homogéneamente el calor antes de que este entre

al lecho.

Sin embargo, el paper presenta una limitación clave: el sistema de Nishino aplica una carga uniforme y constante en toda la interfaz, lo que no ocurre en un lecho empaclado. En un packed bed, cada esfera experimenta una carga diferente, dependiendo de su posición, del apilamiento y de cómo se propagan las fuerzas internas entre contactos. Esto significa que la presión de contacto (y por tanto la resistencia térmica) es variable dentro del sistema, y no se observa como esta variabilidad afecta el comportamiento térmico en un sistema packed bed.

Capítulo 3

Mecanismos de transferencia de calor en un lecho empacado de esferas

Para avanzar hacia el diseño de un prototipo experimental de lecho empacado, es necesario comprender el comportamiento térmico de este tipo de sistemas bajo ciertas condiciones ideales. La simulación térmica transiente de un lecho empacado permite observar la evolución de temperatura en cada partícula y cuantificar el aporte relativo de los distintos mecanismos de transferencia de calor. Esta información resulta clave para tomar decisiones de diseño, como la potencia del calefactor necesario, el tipo de aislante, o incluso el material de las esferas.

No obstante, antes de proceder con la simulación, es fundamental identificar y analizar los principales mecanismos de transferencia térmica presentes en este tipo de sistema. Esto permite establecer qué fenómenos físicos deben ser representados en el modelo, bajo qué condiciones son significativos, y cuáles pueden ser razonablemente despreciados. En este capítulo se presentan y describen estos mecanismos, los cuales sirven de base para el desarrollo del modelo térmico que se implementa posteriormente.

3.1. Conducción entre partículas

Cuando dos partículas sólidas entran en contacto térmico, la transferencia de calor entre ellas no ocurre a través de toda el área aparente, sino solo en zonas localizadas. Este fenómeno da origen a una resistencia térmica de contacto, que puede analizarse a partir de dos componentes principales: la constricción macroscópica (representada en la Figura 3.1), asociada a la geometría de las partículas, y los efectos microscópicos,

vinculados a la rugosidad superficial. Incluso en el caso de superficies perfectamente lisas, la transferencia de calor entre dos esferas sólidas se ve limitada por la geometría curva del contacto. La zona efectiva por donde fluye el calor se reduce a un área pequeña, típicamente circular, generando una concentración de líneas de flujo térmico. Esta limitación genera una resistencia conocida como resistencia de constricción.

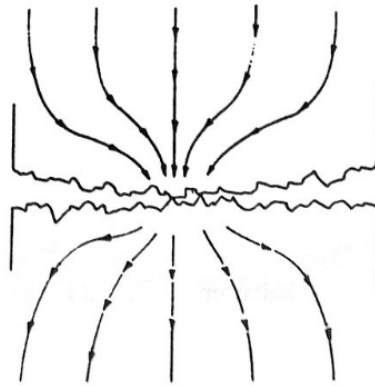


Figura 3.1: Esquema de contacto entre sólidos que representa el fenómeno de constricción térmica macroscópica. Imagen proveniente del contexto eléctrico, pero análoga al caso térmico [26].

En condiciones reales, las superficies de las partículas presentan irregularidades microscópicas. Esto significa que el contacto entre dos esferas no ocurre sobre una superficie continua, sino sobre múltiples microcontactos distribuidos entre los picos de rugosidad. Cada uno de estos puntos genera una microconstricción, sumando una nueva resistencia térmica adicional a la macroscópica la cual depende de la rugosidad superficial, la dureza del material y la presión aplicada. En general, se estima que esta componente puede dominar el comportamiento térmico si la presión de contacto es baja o si las superficies son muy rugosas.

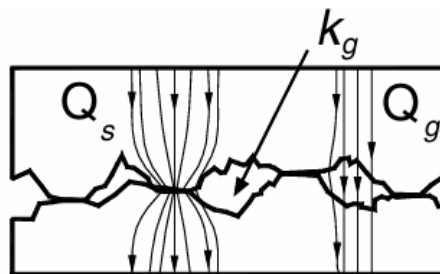


Figura 3.2: Microconstricciones originadas por la rugosidad de la superficie [27].

La rugosidad superficial también da origen a espacios intersticiales llenos de fluido, usualmente aire, que rodean las zonas de contacto. En estas microcavidades se produce una transferencia térmica adicional por conducción a través del fluido. Aunque este aporte suele ser menor que el generado por los contactos sólidos, puede llegar a ser significativo cuando el número de microcontactos es bajo o cuando el fluido tiene una conductividad térmica elevada. A diferencia del mecanismo partícula-fluido-partícula a mayor escala, este efecto ocurre solo en la región inmediata al contacto, como parte de la resistencia térmica de contacto total [27].

Dado lo anteriormente expuesto, en el caso particular en que se asume un contacto entre partículas con superficies perfectamente lisas, los efectos microscópicos asociados a la rugosidad superficial (tales como los microcontactos y la conducción a través del fluido en las microcavidades) se vuelven despreciables. En este escenario, la resistencia térmica de contacto está dominada exclusivamente por la constricción geométrica macroscópica entre las superficies sólidas. Por tanto, dicha resistencia puede ser representada directamente mediante un modelo de contacto elástico entre esferas lisas.

Uno de los modelos más utilizados para describir este fenómeno es el propuesto por Batchelor y O'Brien [11], el cual define el coeficiente de transferencia de calor por contacto h_{ij} entre dos partículas como:

$$h_{ij} = \frac{1}{R_c} = 2\tilde{k} \left(\frac{3F_n r_e}{4E_e} \right)^{1/3} \quad (3.1)$$

donde:

- $\tilde{k}$ es la conductividad térmica efectiva entre las partículas expresada en función de sus conductividades :

$$\tilde{k} = \frac{2k_i k_j}{k_i + k_j} \quad (3.2)$$

- F_n es la fuerza normal de contacto entre las partículas,
- r_e es el radio de contacto efectivo, dado por los radios de las partículas:

$$r_e = \frac{r_i r_j}{r_i + r_j} \quad (3.3)$$

- E_e es el módulo de elasticidad equivalente en función de los módulos de Poisson

y de Young de cada partícula :

$$\frac{1}{E_e} = \frac{1 - \nu_i^2}{E_i} + \frac{1 - \nu_j^2}{E_j} \quad (3.4)$$

- R_c es la resistencia térmica de contacto.

La fuerza normal F_n que actúa entre las partículas en contacto se puede estimar a partir del modelo de Hertz para contacto elástico entre esferas, como:

$$F_n = \frac{4}{3} E_e (r_e)^{1/2} \delta^{3/2} \quad (3.5)$$

donde δ representa la compresión entre las partículas.

Este conjunto de expresiones permite modelar la resistencia térmica de contacto de forma coherente con la física del contacto elástico entre superficies lisas, tal como se asume en el presente estudio.

En el caso particular de las esferas que se encuentran en contacto directo con la pared del recipiente, también se produce conducción térmica por contacto. Para estas situaciones, se asume que la superficie de contacto es lisa y se puede calcular el radio de contacto utilizando una geometría análoga a la del contacto elástico de Hertz entre una esfera y una superficie plana.

Dado que la pared se modela como una superficie plana de radio de curvatura infinito, el radio efectivo de contacto se reduce al radio de la esfera. Así, el radio de contacto entre una partícula y la pared se define como:

$$r_{c,pw} = \left(\frac{3F_{pw}R_p}{4E_{eff,pw}} \right)^{1/3} \quad (3.6)$$

donde F_{pw} es la fuerza normal entre la partícula y la pared, R_p es el radio de la esfera, y $E_{eff,pw}$ es el módulo elástico efectivo del contacto partícula-pared. Esta relación permite estimar el área efectiva de transferencia de calor entre la partícula y la pared en el modelo. La resistencia térmica asociada a este contacto partícula-pared se puede calcular mediante:

$$R_{pw} = \frac{1/k + 1/k_{tapa}}{4r_{c,pw}} \quad (3.7)$$

donde k es la conductividad térmica de la esfera y k_{tapa} la conductividad térmica

del material de la tapa o pared con la que está en contacto.

3.2. Conducción a través del fluido intersticial entre partículas

Otro mecanismo de transferencia térmica relevante en lechos empacados corresponde a la conducción que ocurre a través del fluido que llena los espacios entre las partículas, típicamente aire, llamada conducción indirecta o partícula-fluido-partícula. A diferencia de la conducción microscópica generada por rugosidades superficiales, este fenómeno ocurre a una escala macroscópica, es decir, a través del volumen visible entre dos partículas adyacentes no completamente en contacto [27].

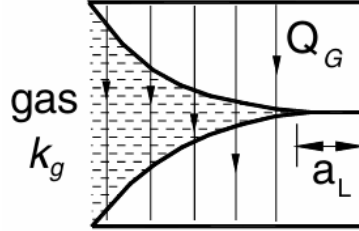


Figura 3.3: Conducción indirecta entre esferas [27].

Este tipo de conducción cobra particular relevancia en medios donde las partículas tienen baja conductividad térmica, ya que el aporte relativo del fluido al transporte de calor se vuelve más significativo [16] [18]. En estos casos, el flujo térmico no se concentra exclusivamente en los puntos de contacto, sino que también puede atravesar los puentes térmicos formados por el fluido intersticial.

Una de las formulaciones más completas para representar la conducción partícula-fluido-partícula fue propuesta por Rong y Horio. El modelo de conducción indirecta considera una capa de fluido de interacción que transfiere calor entre dos partículas tal como se observa en la Figura 3.3. En este trabajo, dicha conducción se estima mediante una formulación modificada del modelo propuesto originalmente por Rong y Horio [20] [28].

$$Q_{ij} = k_f(T_j - T_i) \int_{r_c}^{r_l} \frac{2\pi r}{l_{ij} - 2\sqrt{r_p^2 - r^2}} dr \quad \text{con} \quad l_{ij} \leq d_p + \delta \quad (3.8)$$

donde:

- Q_{ij} es el flujo de calor entre las partículas i y j a través del fluido,
- k_f es la conductividad térmica del fluido,
- T_j, T_i son las temperaturas de las partículas j e i ,
- r es la coordenada radial en la sección de contacto,
- r_c es el radio del área de contacto entre las partículas,
- r_l representa la distancia radial máxima hasta donde se extiende la región efectiva de transferencia de calor partícula–fluido–partícula.
- r_p es el radio de la partícula,
- l_{ij} es la distancia entre los centros de las partículas i y j ,
- δ es una región dentro de la cual se asume que hay conducción dominante del calor a través del fluido, generalmente tratada como cuasi-estática (sin flujo convectivo significativo).

Este modelo captura de manera realista la geometría del espacio fluido entre esferas cercanas, permitiendo estimar el aporte de conducción térmica indirecta en medios granulares.

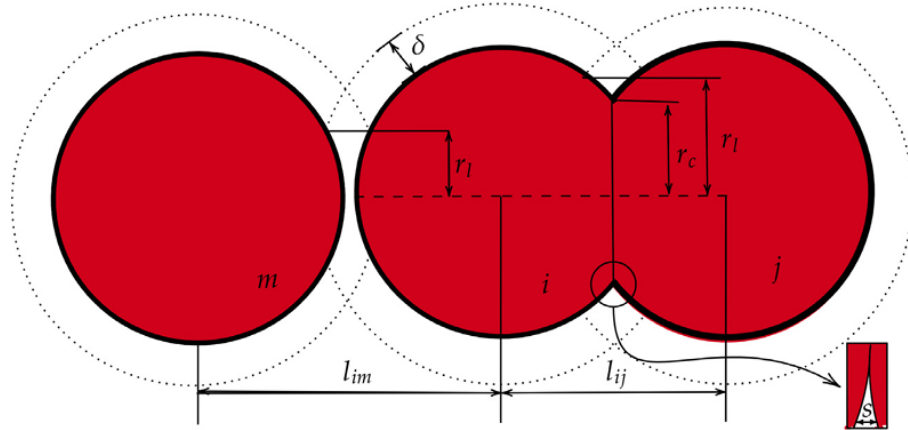


Figura 3.4: Esquema de conducción indirecta que muestra los casos de contacto entre partículas (derecha) y entre capas de fluido (izquierda) [29].

La expresión de Horio presenta una singularidad en el límite inferior de integración, correspondiente al punto de contacto entre dos partículas. Esta singularidad conduce a una tasa de transferencia de calor infinita, lo cual no es físicamente realista. Un

comportamiento similar fue identificado previamente por Delvosalle y Vanderschuren (1985) [30], quienes evitaron el contacto perfecto entre partículas introduciendo una distancia mínima de separación s , la cual se representa en la Figura 3.4. Esta corrección permite evitar la divergencia de la integral y modelar adecuadamente la transferencia de calor partícula–fluido–partícula. Dado lo anterior, los límites de integración obtenidos de forma geométrica se pueden representar a continuación (aclarando que son para el caso en que se asuma un traslapamiento entre esferas):

$$r_l = \sqrt{\left(\frac{r_p + \delta}{2}\right)^2 - \left(\frac{(r_p + \delta)^2 - r_p^2 + \ell_{ij}^2}{2\ell_{ij}}\right)^2} \quad (3.9)$$

$$r_c = \sqrt{r_p^2 - \left(\frac{\ell_{ij} - s}{2}\right)^2} \quad (3.10)$$

3.3. Conducción partícula–fluido–pared

Otro mecanismo relevante de transferencia de calor en lechos empacados corresponde al flujo entre una partícula y la pared adyacente, mediado por la capa de fluido que los separa. Este fenómeno cobra especial relevancia para las partículas ubicadas en las cercanías de las paredes del recipiente, donde las condiciones térmicas pueden ser significativamente distintas al resto del lecho [19].

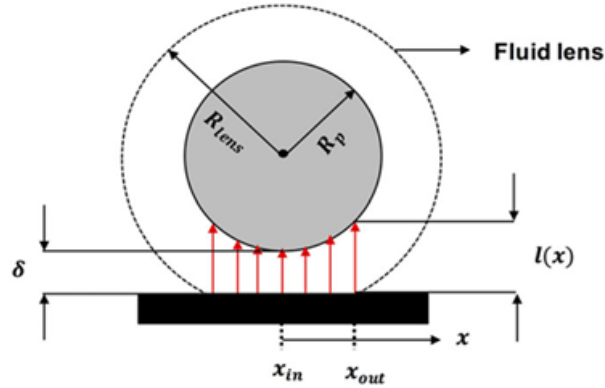


Figura 3.5: Conducción indirecta entre esfera y pared [19].

En la literatura se ha propuesto una expresión analítica para estimar este tipo de transferencia [31], basada en una solución semianalítica del flujo cuasiestático del fluido entre superficies curvas. Esta expresión, adaptada para el caso de una esfera próxima

a una pared plana, considera el efecto del delgado espacio intermedio y se expresa como:

$$\hat{H} = \frac{\pi}{\hat{s}} \left[(1 - \hat{\delta})^2 - A^2 \right] + 2\pi \left[B - A + (1 - \hat{\delta}) \ln \left(\frac{1 - \hat{\delta} - B}{\hat{s}} \right) \right] \quad (3.11)$$

con A , B y C iguales a:

$$A = 1 - \hat{\delta} - \hat{s}, \quad B = \sqrt{1 - \hat{r}_{\text{out}}^2}, \quad C = \sqrt{1 - \hat{r}_{\hat{s}}^2} \quad (3.12)$$

$$\hat{r}_{\text{out}} = \sqrt{\hat{R}_{\text{lens}}^2 - (1 - \hat{\delta})^2} \quad (3.13)$$

$$\hat{r}_{\hat{s}} = \sqrt{1 - A^2} \quad (3.14)$$

Todas las expresiones presentadas están en forma adimensional, obtenidas al dividir las variables originales por el radio de la partícula. Los valores de $\hat{H}$, $\hat{r}_{\hat{s}}$ y $\hat{r}_{\text{out}}$ corresponden al caso en que se asume la existencia de un traslapamiento entre la esfera y la pared.

3.4. Convección natural en esferas de un lecho empacado

En un lecho empacado, la transferencia de calor entre la superficie de las partículas y el fluido que las rodea puede ocurrir mediante convección forzada o natural, dependiendo del movimiento del fluido. En el presente estudio, dado que se considera un sistema cerrado sin flujo inducido, la convección se produce de forma natural, por el aire confinado entre las partículas y sus diferencias de temperatura.

Para cuantificar esta transferencia de calor, se recurre a correlaciones empíricas basadas en números adimensionales. En particular, se emplea la correlación de Churchill (1983) [32] para convección natural sobre una esfera, la cual permite calcular el número de Nusselt (Nu) en función del número de Rayleigh (Ra) y el número de Prandtl (Pr):

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k_f} \quad (3.15)$$

$$\text{Gr} = \frac{g \beta \Delta T d^3}{\nu^2} \quad (3.16)$$

$$\text{Ra} = \text{Pr} \cdot \text{Gr} = \frac{g \beta \Delta T d^3}{\nu^2} \cdot \frac{c_p \mu}{k_f} \quad (3.17)$$

$$\text{Nu} = 2 + \frac{0,589 \cdot \text{Ra}^{1/4}}{\left[1 + (0,469/\text{Pr})^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (3.18)$$

- c_p es el calor específico a presión constante del fluido en [J/kg·K].
- μ es la viscosidad dinámica del fluido, en [Pa·s] o [kg/m·s].
- k_f es la conductividad térmica del fluido, en [W/m·K].
- g es la gravedad, en [m/s²].
- β es el coeficiente de expansión térmica del fluido, en [1/K].
- ΔT es la diferencia de temperatura entre el cuerpo y el fluido.
- d es una longitud característica (como el diámetro de un cilindro), en [m].
- ν es la viscosidad cinemática del fluido, en [m²/s].

Esta expresión tiene en cuenta el efecto de la flotabilidad del fluido en reposo sobre la transferencia de calor convectiva. En el caso de modelar el lecho empacado en un plano bidimensional, se asume que las esferas se comportan como cilindros infinitos con una profundidad equivalente, lo cual permite simplificar el análisis geométrico y computacional. Bajo esta aproximación, la convección natural entre la superficie cilíndrica (que representa la partícula en 2D) y el aire circundante puede evaluarse mediante correlaciones desarrolladas para cilindros horizontales. Una de las expresiones más ampliamente utilizadas en este contexto es la correlación de Churchill y Chu(1975) [33], la cual permite estimar el número de Nusselt en función del número de Rayleigh y del número de Prandtl:

$$Nu = \left[0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{(1 + (0,559/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right]^2 \quad (3.19)$$

Una vez obtenido el número de Nusselt, se calcula el coeficiente convectivo h mediante:

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{D_p} \quad (3.20)$$

El flujo de calor por convección desde la superficie de la esfera hacia el fluido circundante se puede obtener como:

$$\dot{q}_{conv} = h \cdot A_p \cdot (T_p - T_f) \quad (3.21)$$

o bien en términos de resistencia térmica convectiva:

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A_p}, \quad \dot{q}_{conv} = \frac{T_p - T_f}{R_{conv}} \quad (3.22)$$

donde $A_p = 4\pi r^2$ es el área superficial de la partícula.

3.5. Convección natural en tapas y paredes del dominio bidimensional

Además de la convección sobre las esferas, existe la transferencia de calor por convección natural en las paredes y tapas (como en el caso del modelo de esta memoria) del dominio bidimensional que encierra el lecho empacado, como otro mecanismo de la misma línea de la convección natural.

Dado que para propósitos de esta memoria la geometría se aproxima al plano, se consideran superficies planas que intercambian calor con el aire confinado en el interior. En particular, se distinguen tres configuraciones:

- Una tapa inferior horizontal caliente (base del dominio).
- Una tapa superior horizontal caliente (parte superior del dominio).
- Dos paredes verticales calientes (representadas por los bordes izquierdo y derecho).

Para modelar el intercambio de calor por convección en estas superficies, se emplean correlaciones clásicas basadas en el número de Rayleigh (Ra), las cuales permiten obtener el número de Nusselt (Nu).

Las expresiones utilizadas [34] son:

- Tapa inferior horizontal caliente (placa caliente hacia arriba):

$$Nu = 0,27 Ra^{1/4} \quad 10^5 < Ra < 10^{11} \quad (3.23)$$

- Tapa superior horizontal caliente (placa caliente hacia abajo):

$$Nu = 0,54 Ra^{1/4} \quad 10^4 < Ra < 10^7 \quad (3.24)$$

$$Nu = 0,15 Ra^{1/3} \quad 10^7 < Ra < 10^{11} \quad (3.25)$$

- Paredes verticales calientes (con aire estancado adyacente):

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670 Ra^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad 10^4 < Ra < 10^9 \quad (3.26)$$

Cabe destacar que en todos los casos se trata de superficies confinadas, por lo que se asume una situación intermedia entre flujo libre e interferido. Las correlaciones seleccionadas se emplean bajo el supuesto de que las dimensiones características locales permiten aproximar el fenómeno a los casos clásicos mencionados. En los casos en que el número de Rayleigh resulte menor que el límite inferior del rango de validez de dichas expresiones, se asumirá $Nu = 1$, lo que equivale a despreciar la convección natural y considerar que el intercambio de calor ocurre únicamente por conducción entre la superficie y el aire adyacente.

3.6. Transferencia por radiación térmica

Además de la conducción y convección, la radiación térmica representa otro mecanismo relevante de transferencia de calor en lechos empacados, especialmente cuando se alcanzan temperaturas moderadas o altas. Esta transferencia ocurre entre las superficies de las partículas mediante la emisión y absorción de energía en forma de ondas electromagnéticas, y no requiere de un medio material para propagarse.

En un sistema compuesto por esferas dentro de un recinto cerrado, como en el presente estudio, la radiación puede modelarse considerando superficies difusas y grises. Para partículas de igual tamaño y propiedades, la resistencia térmica radiativa entre dos partículas i y j puede expresarse como:

$$R_{rad,ij} = \frac{1}{\varepsilon \sigma A_p F_{ij} (T_i^2 + T_j^2) (T_i + T_j)} \quad (3.27)$$

donde:

- ε es la emisividad superficial de las partículas (adimensional),
- $A_p = 4\pi r^2$ es el área superficial de una partícula esférica,
- $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ es la constante de Stefan-Boltzmann,
- F_{ij} es el factor de forma entre las superficies i y j ,
- T_i y T_j son las temperaturas (en kelvin) de las partículas en contacto.

El flujo neto de calor transferido por radiación entre las partículas se calcula como:

$$\dot{q}_{rad} = \frac{T_i - T_j}{R_{rad,ij}} \quad (3.28)$$

En el caso de partículas muy cercanas, el factor de forma F_{ij} puede aproximarse mediante expresiones geométricas o asumirse como $F_{ij} \approx 1$ si se considera contacto directo o proximidad significativa.

Capítulo 4

Simulación numérica de la evolución térmica en el lecho empacado

Con el fin de implementar los mecanismos de transferencia de calor previamente analizados y evaluar su efecto sobre el comportamiento térmico de un lecho empacado, se desarrolla una simulación numérica que permite estudiar la evolución temporal de la temperatura de las partículas.

Este enfoque resulta fundamental por dos razones principales. Primero, permite verificar la aplicación práctica de las expresiones teóricas identificadas para la conducción, convección y radiación, observando cómo se combinan en un sistema dinámico. Segundo, la simulación actúa como una herramienta de diseño preliminar para el diseño experimental, permitiendo estimar las condiciones térmicas esperadas bajo distintos escenarios y orientar decisiones como la ubicación de sensores o la magnitud del flujo de calor requerido.

Para esto, se resuelve numéricamente un balance de energía aplicado a cada partícula, considerando inicialmente una configuración unidimensional (columna vertical), para luego extender el análisis a dos dimensiones espaciales. Esta progresión permite aumentar gradualmente la complejidad del modelo y evaluar la influencia de distintos parámetros geométricos y de frontera.

Para simular la evolución térmica del lecho empacado, se parte de la formulación del balance de energía aplicado a una partícula esférica(ver Figura 4.1). El modelo considera que el calor puede ser transferido hacia o desde la partícula por los siguientes mecanismos: conducción partícula-partícula (pp), conducción partícula-fluido-partícula (pfp), radiación y convección con el fluido circundante. En el caso de la esfera en

contacto con la base se considera la conducción partícula-pared (pw) y partícula-fluido-pared (pfp). Bajo esta premisa, el balance general se expresa a continuación de dos formas: En tasa de transferencia y en resistencias térmicas:

$$\rho_p V_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \sum_{k=1}^m \dot{Q}_{\text{cond,pp}} + \sum_{k=1}^n \dot{Q}_{\text{cond,pfp}} + \sum_{k=1}^r \dot{Q}_{\text{rad}} + \dot{Q}_{\text{conv}} \quad (4.1)$$

$$\rho_p V_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \sum_{m=1}^M \frac{T_p - T_m}{R_{\text{cond,pp}}} + \sum_{n=1}^N \frac{T_p - T_n}{R_{\text{cond,pfp}}} + \sum_{r=1}^R \frac{T_p - T_r}{R_{\text{rad}}} + \frac{T_p - T_f}{R_{\text{conv}}} \quad (4.2)$$

Donde ρ_p representa la densidad de la partícula, V_p su volumen, c_p el calor específico, y T_p la temperatura de la partícula. El término $\dot{Q}_{\text{cond,pp}}$ corresponde al flujo de calor por conducción entre partículas en contacto, mientras que $\dot{Q}_{\text{cond,pfp}}$ representa la conducción indirecta a entre partículas. Por su parte, $\dot{Q}_{\text{rad}}$ hace referencia al flujo de calor por radiación entre superficies visibles, y $\dot{Q}_{\text{conv}}$ al intercambio de calor por convección con el fluido estancado que rodea a la partícula. Y también, en la forma de resistencias y temperaturas respectivamente.

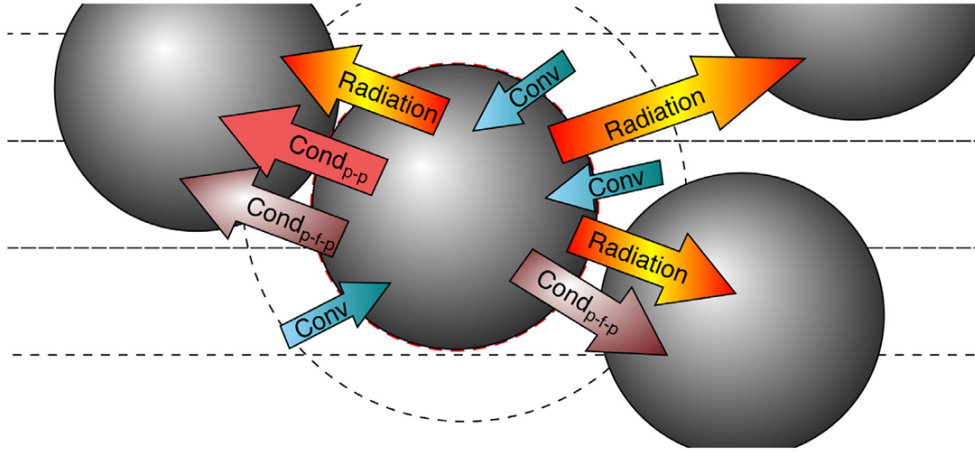


Figura 4.1: Balance de energía de una partícula considerando cada mecanismo de transferencia de calor [29].

Cabe destacar que el término convectivo no se expresa como una sumatoria ya que el aire se considera como un medio continuo circundante, no discreto. Y además, recalcar que para la esfera en contacto con la base se agregan las resistencias relacionadas a la interacción entre estas (pfp y pw). Para la resolución numérica de este balance

se utiliza un esquema explícito en el tiempo. Así, la temperatura de la partícula en un instante siguiente se calcula a partir de:

$$T_p^{t+\Delta t} = T_p^t + \frac{\Delta t}{\rho_p V_p c_p} \cdot \dot{Q}_{\text{total}} \quad (4.3)$$

donde $\dot{Q}_{\text{total}}$ corresponde a la suma de todos los aportes de calor hacia la partícula en el instante actual. En la siguiente sección se presentan los datos iniciales correspondientes a las propiedades térmicas de las esferas y de la base. Además, se establecerán las resistencias térmicas asociadas a los distintos mecanismos de transferencia de calor relevantes, tales como las resistencias de contacto y las de conducción indirecta. Estas resistencias serán consideradas constantes durante toda la simulación temporal, dado que se supondrá conductividades constantes (no experimentan variaciones significativas frente a los cambios de temperatura). Por excepción, las resistencias asociadas a los mecanismos de convección y radiación serán tratadas de forma particular, dado que dependen directamente de la temperatura y se evaluará el cambio de estas en el tiempo.

4.1. Datos iniciales para simulaciones y resistencias

Para comenzar, se seleccionó un diámetro de partícula de 3 cm. Esta elección, si bien es arbitraria, será posteriormente modificada con el fin de analizar cómo este cambio influye en el comportamiento térmico del sistema. Además, se considera un total de 10 esferas en la columna, lo cual responde a la necesidad de mantener una carga computacional manejable en las simulaciones iniciales. Dependiendo del comportamiento observado, este número podrá ajustarse para estudiar cómo varía la respuesta térmica con una mayor cantidad de partículas. Finalmente, la altura del sistema se definió como 0,4 m, de forma que se genere un espacio libre entre la tapa superior y la última esfera, evitando compresiones que alterarían las condiciones de contacto entre partículas.

Tabla 4.1: Datos geométricos generales del lecho empacado

Parámetro	Valor
Diámetro de las esferas (D_{esfera})	0,03 m
Número total de esferas (n)	10
Altura del lecho empacado (h)	0,4 m

4.1.1. Propiedades de las tapas (base y cubierta)

Se considera que tanto la base como la tapa superior están construidas de acero. Las propiedades físicas para este material se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4.2: Propiedades de las tapas de acero [35] [36].

Parámetro	Valor
Módulo de Young (E_{tapa})	200×10^9 Pa
Coefficiente de Poisson (ν_{tapa})	0,29
Conductividad térmica (k_{tapa})	53 W/mK
Calor específico ($c_{p,\text{tapa}}$)	480 J/kgK
Densidad (ρ_{tapa})	7850 kg/m ³
Espesor de la tapa (t_{tapa})	0,012 m

4.1.2. Resistencia térmica partícula-partícula

Para determinar la resistencia térmica entre partículas en contacto, se emplea el modelo de Batchelor y O'Brien, el cual se basa en la teoría de contacto de Hertz. Esta expresión fue presentada en el Capítulo 3 y requiere como parámetros de entrada el módulo de elasticidad, el radio de las partículas, su conductividad térmica y la fuerza normal de contacto, que depende del grado de traslape entre partículas. A continuación, se resumen los valores utilizados:

Tabla 4.3: Datos utilizados para el cálculo de la resistencia partícula-partícula [35] [36].

Parámetro	Acero	Aluminio
Densidad (ρ) [kg/m ³]	7850	2700
Calor específico (c) [J/kg·K]	480	900
Módulo de Young (E) [Pa]	200×10^9	69×10^9
Conductividad térmica (k) [W/m·K]	53	237
Coefficiente de Poisson (ν) [-]	0,29	0,33

En este trabajo se ha optado por calcular individualmente las resistencias térmicas de contacto entre partículas, considerando que la fuerza normal en cada punto de contacto varía según la posición dentro de la columna de esferas. Esta fuerza se asume igual al peso de las esferas que se encuentran por sobre el punto de contacto, lo que permite obtener un valor distinto de radio de contacto y, por tanto, una resistencia diferente en

cada caso. Este enfoque entrega una estimación más precisa y físicamente coherente del fenómeno de transferencia de calor por contacto entre sólidos rígidos.

Con estos datos, se procede al cálculo de la fuerza normal de contacto F_n mediante la teoría de Hertz, y luego a determinar la resistencia térmica de contacto R_c a través de la expresión de Batchelor y O'Brien. El valor obtenido para la resistencia térmica partícula-partícula (acero) se refleja en la Figura 4.2, en el cual el eje horizontal representa el contacto entre pares de esferas, donde la N°1 es la esfera en contacto con la base y la N°10 la esfera de mayor altura en la columna:

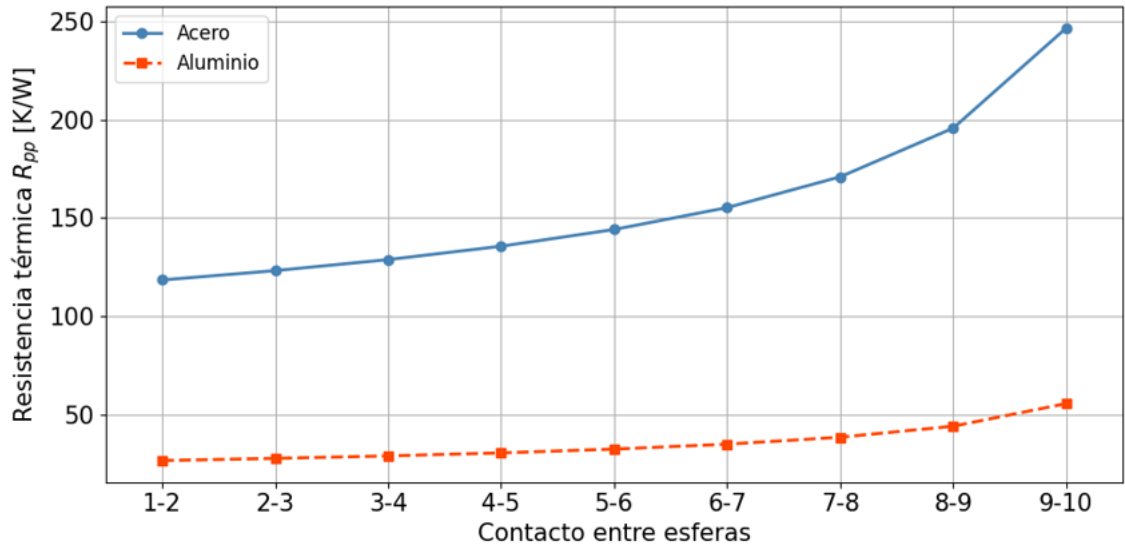


Figura 4.2: Resistencia de contacto entre pares de partículas esféricas.

El gráfico obtenido muestra una tendencia coherente con el comportamiento físico esperado: a medida que descendemos en la columna de esferas, la resistencia térmica de contacto R_{pp} disminuye. Esto se debe a que las esferas más cercanas a la base soportan un mayor peso debido a las esferas que tienen encima, lo que genera una mayor fuerza normal en los contactos. Esta mayor fuerza se traduce en un mayor traslape (overlap), lo que incrementa el radio de contacto r_c , y por ende, disminuye la resistencia térmica asociada a la conducción entre partículas. Además, dada la ecuación 3.1, se observa como la conductividad del aluminio al ser mas alta que la del acero tiene mayor influencia en la transmisión de energía entre esferas (presenta menor resistencia al paso del calor).

Dado los resultados anteriores, se quiso analizar si el overlap también presentaba variaciones significativas al cambiar el material en el cálculo de R_{pp} . Al observar el overlap resultante entre las esferas mostrado en la Figura 4.3, se apreciaba que dicho

parámetro no varía de forma considerable entre acero y aluminio. Tal como se anticipa por la mayor densidad del acero, su overlap es levemente superior, aunque la diferencia en cada contacto es muy baja, del orden de décimas de micrómetro. Si bien el modelo de Hertz permite calcular el traslape (overlap) de contacto entre esferas a partir de fuerzas normales como el peso propio, los valores resultantes bajo el efecto de la gravedad, arrojan traslapes del orden de 10^{-7} m, tal como se observa en la Figura 4.3. Aunque estos valores son físicamente coherentes bajo dichas condiciones, su escala es extremadamente pequeña.

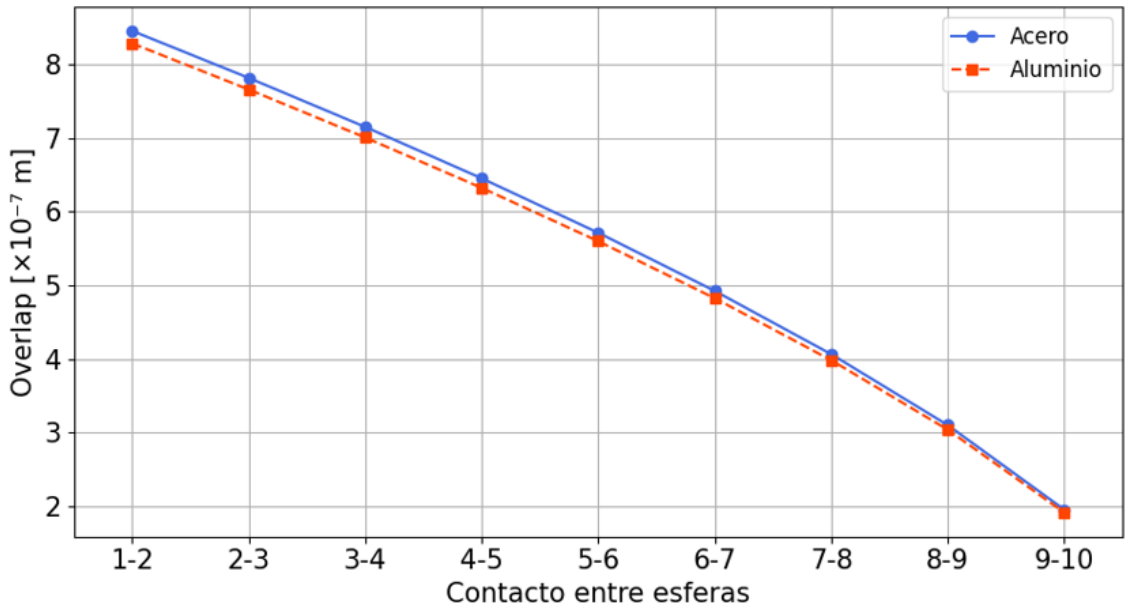


Figura 4.3: Valor del traslape (overlap) entre partículas, representado en el eje vertical, en función de los pares de partículas en contacto.

A modo de comparación, el diámetro típico de un glóbulo rojo humano es de aproximadamente 6 a $8 \mu\text{m} = 6 \times 10^{-6}$ a 8×10^{-6} m, lo que implica que un overlap de 10^{-7} m es incluso una décima parte del tamaño de una célula biológica microscópica [37]. Esta comparación evidencia que los traslapes resultantes son tan pequeños que podrían estar por debajo de los límites de resolución experimental o incluso de relevancia práctica en procesos térmicos macroscópicos.

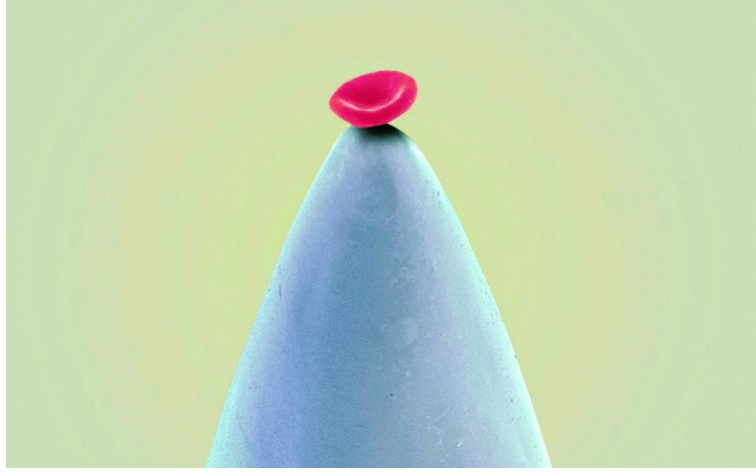


Figura 4.4: Comparación del tamaño de un glóbulo rojo con la punta de una aguja hipodérmica [37].

Por esta razón, y para asegurar un contacto térmico más representativo en términos de área efectiva de conducción, se opta por considerar un overlap mayor, del orden de 10^{-5} m. Este valor sigue estando muy por debajo del límite aceptado en simulaciones numéricas (hasta un 5 % del radio de la partícula, según Burns et al., 2019 [38]), y permite un cálculo más conservador y representativo de la resistencia térmica de contacto, sin incurrir en sobreestimaciones del área de contacto ni comprometer la coherencia física del modelo. Por lo tanto, el overlap a usar de forma constante para todos los contactos es del 0,1 % el radio de la esfera, con el cual se llega a un valor de resistencia de contacto para el acero y aluminio de:

$$R_{pp}^{\text{acero}} = 28,13 \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right], \quad R_{pp}^{\text{aluminio}} = 6,29 \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

Adicionalmente, se calculó la resistencia térmica de contacto entre las esferas y la pared del sistema, utilizando la formulación geométrica descrita en el Capítulo 3, pero esta vez asumiendo las condiciones de Hertz sobre el contacto entre una esfera y una superficie infinita, además de considerar el overlap constante. Dado lo anterior, se obtuvo una resistencia térmica partícula-pared de:

$$R_{pw}^{\text{acero}} = 19,89 \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right], \quad R_{pw}^{\text{aluminio}} = 12,17 \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

4.1.3. Resistencia térmica partícula-fluido-partícula y partícula-fluido-pared

Para el cálculo de la resistencia térmica por conducción a través del fluido entre partículas que no se encuentran en contacto directo (partícula-fluido-partícula), se consideró una región de interacción térmica definida por un espesor δ_{pfp} , dentro de la cual se asume que la conducción a través del fluido es dominante. Siguiendo lo planteado por Rong y Horio, se utilizó un valor de $\delta_{pfp} = 1,08 \cdot r_{esfera}$. Además, se consideró una distancia mínima de separación entre partículas de $s_{pfp} = 2 \cdot 10^{-6}$ m. Resolviendo la integral definida en el modelo de Rong y Horio con estos parámetros, y considerando el peso de las esferas para determinar el overlap, se utilizó un traslape variable con el objetivo de analizar su comportamiento antes de aplicar el valor constante obtenido previamente en el cálculo de la resistencia de contacto (con el fin de analizar el comportamiento de los resultados). Se obtuvieron las siguientes resistencias térmicas de contacto partícula-fluido-partícula para las diferentes esferas:

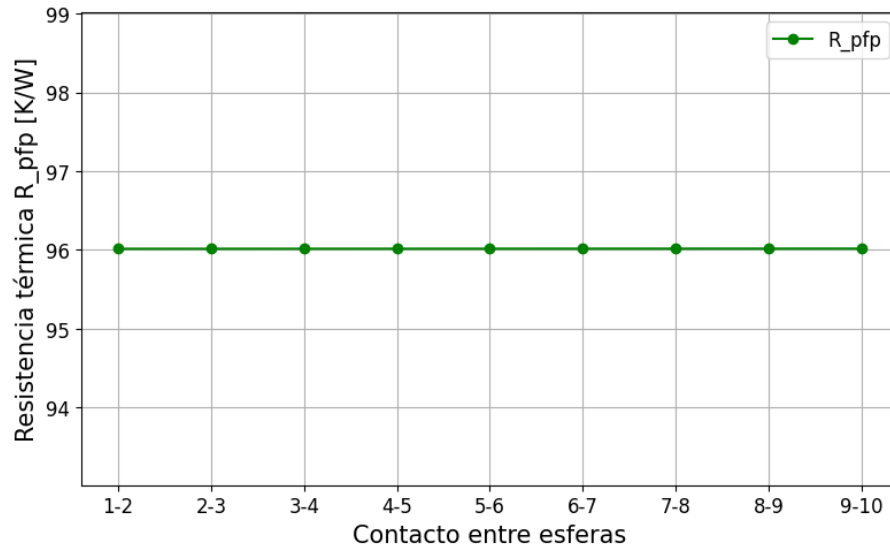


Figura 4.5: Resistencia de interacción partícula-fluido-partícula para distintos pares de esferas en el lecho

A diferencia de la resistencia térmica por contacto entre partículas, la resistencia térmica correspondiente a la conducción partícula-fluido-partícula (R_{pfp}) muestra una variación prácticamente despreciable a lo largo de la columna. Esto se debe a que el traslape (overlap) entre partículas es del orden de 10^{-7} metros, un valor mucho menor que el radio de las esferas. Dado que este traslape influye únicamente en la distancia

entre centros utilizada en el cálculo de R_{pfp} , su impacto es mínimo. Cabe aclarar que dado que el overlap obtenido para el acero y aluminio eran valores del mismo orden y presentaron poca variabilidad entre ellos, se entiende que la resistencia pfp no varía al cambiar de material.

Cabe destacar que, tal como se definió en el cálculo de la resistencia de contacto, se utilizará el valor de overlap fijo propuesto anteriormente. Una vez analizado el comportamiento del traslape variable, se procede al cálculo de la resistencia R_{pfp} que será utilizada en el modelo, considerando un traslape equivalente al 0,1 % del radio de la partícula. Este valor (que será el mismo para ambos materiales) corresponde a:

$$R_{pfp} = 96,07 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Se puede observar que, dado el cambio en el overlap, el valor obtenido resulta prácticamente invariable en comparación con los mostrados en la Figura 4.4 donde el overlap fue variable, lo que permite concluir que este parámetro, a esas escalas, no influye significativamente en el cálculo de la resistencia. De manera análoga, para la resistencia térmica entre una partícula y la pared del sistema a través del fluido (partícula-fluido-pared), se utilizaron los mismos supuestos para δ_{pfp} y separación mínima, obteniéndose un valor de:

$$R_{pfw} = 42,98 \left[\frac{K}{W} \right]$$

4.1.4. Resistencia térmica por convección del aire

A diferencia de las resistencias térmicas por conducción sólida (partícula-partícula) y conducción a través del fluido (PFP), cuya dependencia con la temperatura es despreciada en este trabajo al considerar constantes las propiedades térmicas de los materiales involucrados, la resistencia térmica asociada a la convección natural entre las partículas y el aire circundante presenta una variación significativa durante la evolución temporal del sistema.

Esto se debe a que el coeficiente de convección h_{conv} depende fuertemente del número de Rayleigh, el cual a su vez está influenciado por la diferencia de temperatura entre la superficie de la partícula y el fluido. A lo largo de la simulación térmica, esta diferencia cambia en cada paso de tiempo, modificando el valor de h_{conv} y, por ende, la resistencia convectiva.

Por este motivo, se ha optado por recalcular dinámicamente en cada instante temporal los valores de los números de Grashof y Rayleigh, así como el coeficiente de convección, permitiendo obtener una resistencia térmica de convección más representativa de las condiciones locales del sistema. Esta estrategia permite capturar con mayor fidelidad la evolución térmica del lecho empacado, especialmente en contextos donde el aire encerrado puede experimentar gradientes térmicos relevantes durante el proceso. Y para estos cálculos, se han considerado constantes las siguientes propiedades del aire:

Tabla 4.4: Propiedades del aire utilizadas para el cálculo del coeficiente convectivo [39].

Propiedad	Valor
Conductividad térmica (k_f)	0,0257 W/mK
Densidad (ρ)	1,225 kg/m ³
Calor específico a presión constante (c_p)	1005 J/kgK
Viscosidad dinámica (μ)	$1,81 \times 10^{-5}$ Pa·s
Coeficiente de expansión térmica (β)	0,003365 1/K
Viscosidad cinemática (ν)	$1,557 \times 10^{-5}$ m ² /s

4.1.5. Resistencia térmica por radiación

A pesar de que a temperaturas menores a 700 °C [19] la transferencia de calor por radiación suele ser despreciable frente a la conducción o convección, en este trabajo se ha optado por incluirla dentro del modelo térmico. Esta decisión responde a dos razones principales: por un lado, su inclusión no introduce un costo computacional elevado, y por otro, permite evaluar el comportamiento del sistema ante posibles escenarios de alta temperatura, verificando que su efecto siga siendo menor como se reporta en la literatura.

Para calcular las resistencias térmicas radiativas, se utilizaron factores de forma geométricos obtenidos a partir de la simetría del sistema de esferas. Estos factores son:

- $F_{pp} = 0,18$ para el caso partícula–partícula,
- $F_{pb} = 0,25$ para el caso partícula–base,
- $F_{bp} = 0,79$ para el caso base–partícula.
- $F_{tp} = 0,07$ para el caso tapa superior–partícula.

- $F_{pt} = 0,23$ para el partícula–tapa superior.

Además, se consideró un valor de emisividad superficial del acero igual a $\varepsilon = 0,2$, coherente con valores típicos para superficies metálicas pulidas.

Tal como se explicó en el Capítulo 3, la resistencia radiativa no puede considerarse constante, ya que depende de las temperaturas absolutas de las superficies que intercambian calor, a través de un término del tipo T^3 . Por ello, estas resistencias se evaluarán dinámicamente durante la simulación.

4.2. Modelamiento en una dimensión

Para iniciar el análisis numérico, se propone un modelo unidimensional que considera una columna de partículas esféricas dispuestas verticalmente, tal cual se observa en la Figura 4.6, donde además esta refleja lo que sería el heater o calentador junto a la base y superiormente la tapa.

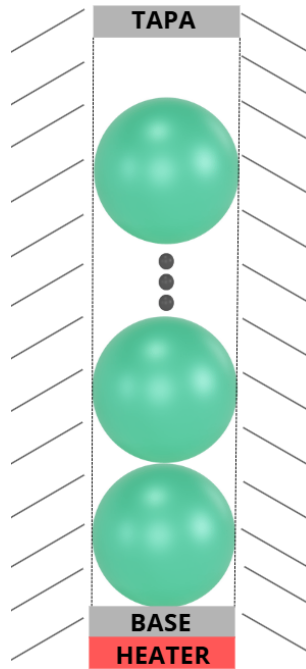


Figura 4.6: Representación de la columna de esferas con paredes completamente aisladas.

En este primer enfoque se adoptan ciertas simplificaciones con el fin de facilitar el desarrollo del modelo y la interpretación de los resultados. En primer lugar, se asume

que las paredes laterales del sistema están perfectamente aisladas térmicamente, de modo que no existe transferencia de calor entre las partículas y el entorno lateral. Esta hipótesis permite restringir el análisis a una única dirección espacial, alineada con el eje vertical de la columna, y a su vez, para ver como y en cuanto afectan las paredes para el modelo en dos dimensiones.

En segundo lugar, se supone que el fluido intersticial (en este caso, aire) se comporta de manera isotérmica y estatico en todo el dominio del modelo. Esto implica que el aire se encuentra en equilibrio térmico interno instantáneo y su temperatura se mantiene uniforme durante el proceso, lo que permite simplificar el cálculo de transferencia por convección. Por último, se evaluará la validez de considerar que cada partícula se comporta como un sólido isotérmico. Para ello, una vez realizada la simulación, se calculará el número de Biot, definido como:

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k_s} \quad (4.4)$$

donde h es el coeficiente de convección, L_c es la longitud característica de la partícula, y k_s la conductividad térmica del sólido. Si $Bi < 0,1$, se justifica la suposición de isotermicidad dentro de la partícula. Este análisis será realizado para los parámetros específicos utilizados en la simulación a fin de validar la hipótesis adoptada.

4.2.1. Balances de energía 1D

En esta sección se presentan los balances de energía para distintas esferas del sistema, comenzando por la esfera en contacto con la base (esfera 1).

Esfera en contacto con la base: En el balance de energía para esta esfera se considera su interacción térmica con la base a través de conducción directa e indirecta, así como el intercambio radiativo proveniente de dicha base. Aunque en el modelo se considera toda la radiación saliendo desde la base hacia la esfera, los resultados obtenidos reflejan la verdadera dirección del flujo radiativo.

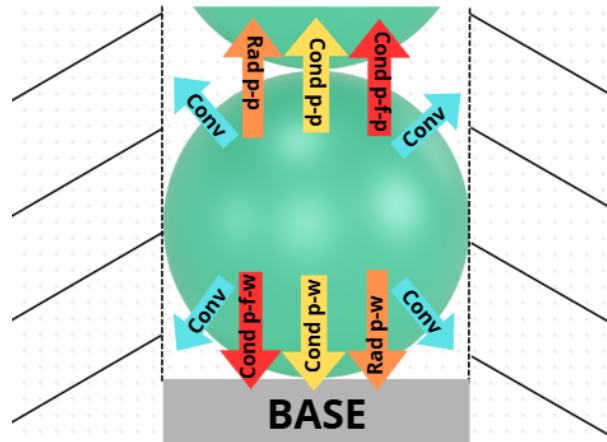


Figura 4.7: Balance de energía esfera en contacto con la base.

Además, la primera esfera intercambia calor con la ubicada sobre ella tanto por conducción (directa e indirecta) como por radiación, y también se ve afectada por convección con el aire circundante. Durante el régimen transitorio, la esfera experimenta una variación de su energía interna, hasta alcanzar el estado estacionario, momento en el cual dicha variación se anula.

Esferas intermedias: Estas esferas intercambian calor mediante conducción directa e indirecta tanto con la esfera inferior como con la superior. Además, están expuestas a transferencia de calor por convección con el aire encerrado en el sistema.

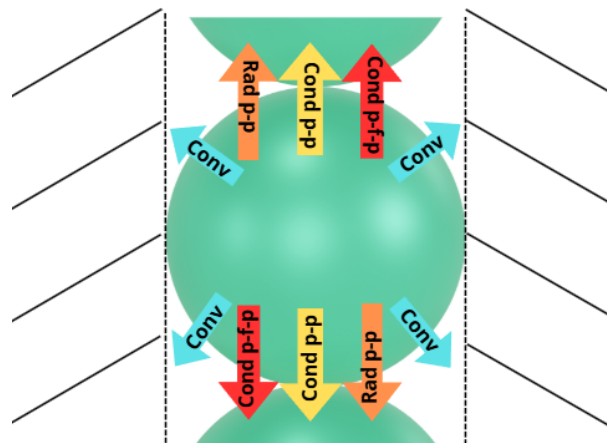


Figura 4.8: Balance de energía para esfera entre esferas.

Esfera superior expuesta: Se trata de una esfera ubicada en la parte superior del lecho, sin ninguna otra esfera por encima. Esta solo intercambia calor por conducción

directa e indirecta con la esfera inmediatamente inferior. Además, recibe y emite radiación tanto hacia esa esfera como hacia la tapa superior del sistema, con la cual no hay contacto físico. También está sujeta a transferencia de calor por convección con el aire circundante.

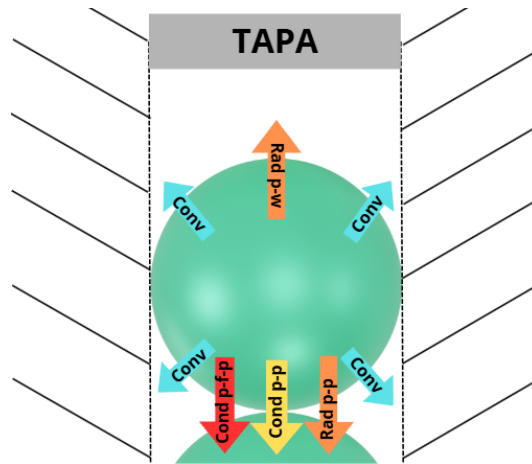


Figura 4.9: Balance de energía para esfera libre superiormente.

Tapa superior: Esta se divide en dos secciones. La primera corresponde a la cara interna que da hacia el interior del lecho, la cual intercambia calor únicamente por radiación con la esfera superior expuesta y por convección con el aire encerrado. La segunda sección corresponde a la cara externa, en contacto con el ambiente, la cual intercambia calor por radiación hacia el entorno y por convección con el aire circundante a temperatura ambiente de 298K. Por último, ambas secciones están acopladas mediante la conducción unidimensional que ocurre a través del espesor de la tapa.

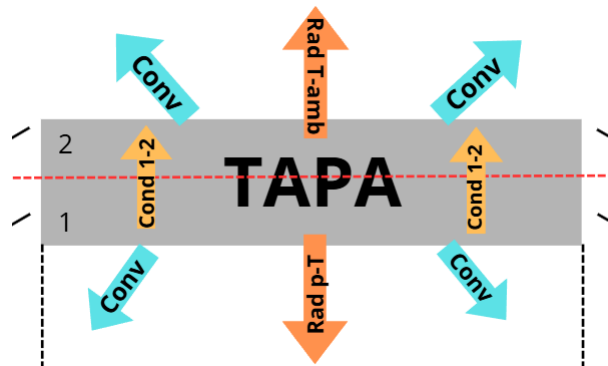


Figura 4.10: Balance de energía tapa superior.

4.2.2. Resultados modelo unidimensional

Usando los datos obtenidos anteriormente y fijando la temperatura del heater en 350 K, se procede a realizar la simulación durante un periodo de 2 horas.

En la Figura 4.11, se observa la evolución de la temperatura en cada una de las partículas a lo largo del tiempo para el acero, y en la Figura 4.12 para el caso del aluminio. En ambos materiales, las partículas más cercanas a la base (las que reciben directamente el flujo de calor) alcanzan temperaturas más altas con mayor rapidez, mientras que las superiores lo hacen de forma más lenta y con menores incrementos térmicos.

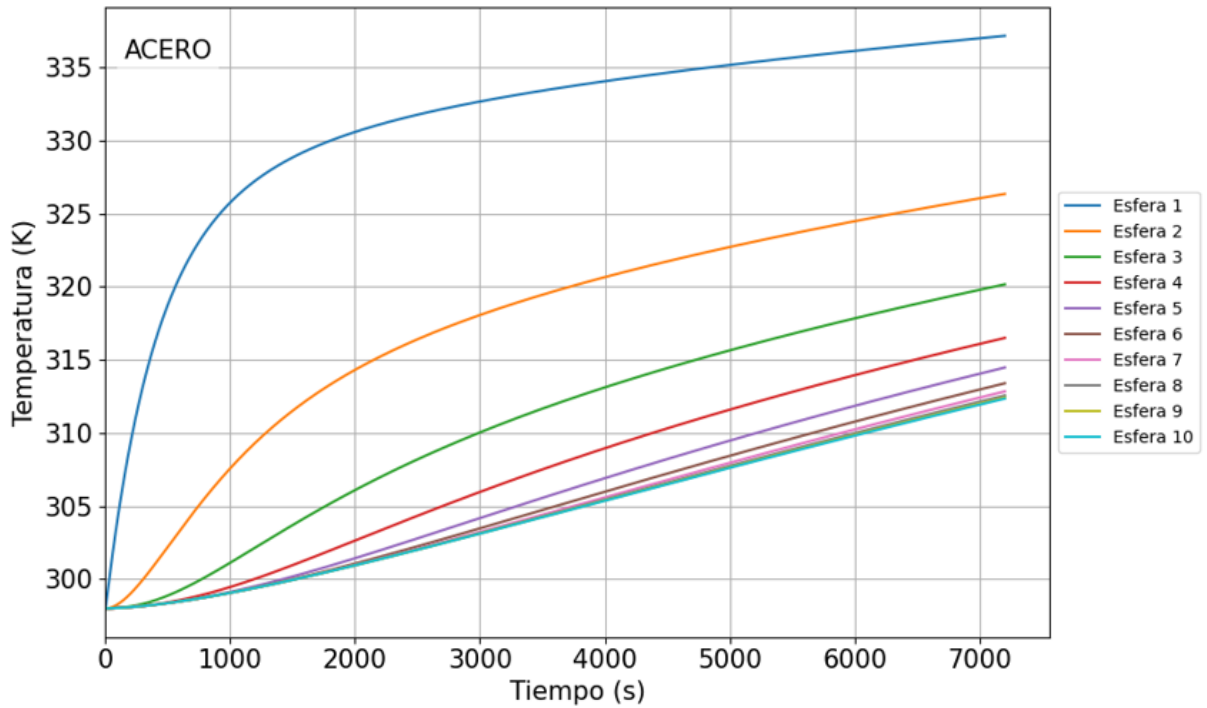


Figura 4.11: Simulación de temperatura de las esferas de acero respecto al tiempo.

Por otra parte, al comparar ambos materiales, se evidencia que las partículas de aluminio alcanzan temperaturas mayores que las de acero. Esto concuerda con la menor resistencia térmica de contacto calculada para el aluminio, que facilita un flujo de calor más eficiente a través de toda la columna de partículas. Lo anterior también puede representarse en la Tabla 4.5, donde el flujo por conducción directa entre la primera y segunda partícula es mayor para el caso del aluminio (37 %) en comparación con el del acero (23 %) durante las primeras dos horas. Se observa un comportamiento similar

para la interacción entre la base y la primera partícula.

También dado lo anterior, se aprecia una diferencia interesante en el comportamiento: las curvas correspondientes a las partículas superiores (especialmente desde la partícula 6 en adelante) se agrupan más estrechamente entre sí (notoriamente en el acero). Esto sugiere que, a medida que se avanza hacia la parte superior de la columna, la variación de temperatura entre partículas consecutivas disminuye. Este fenómeno puede atribuirse a que el flujo de calor ascendente encuentra estas resistencias térmicas acumulativas a lo largo de los contactos entre esferas, por lo que cada partícula transmite menos calor a la siguiente, generando gradualmente menores incrementos de temperatura.

Además, se observa que, con el tiempo, las temperaturas de las partículas tienden a estabilizarse, indicando un proceso de convergencia hacia un equilibrio térmico. No obstante, dicha convergencia no se alcanza completamente dentro del intervalo simulado, especialmente en las partículas más alejadas de la base.

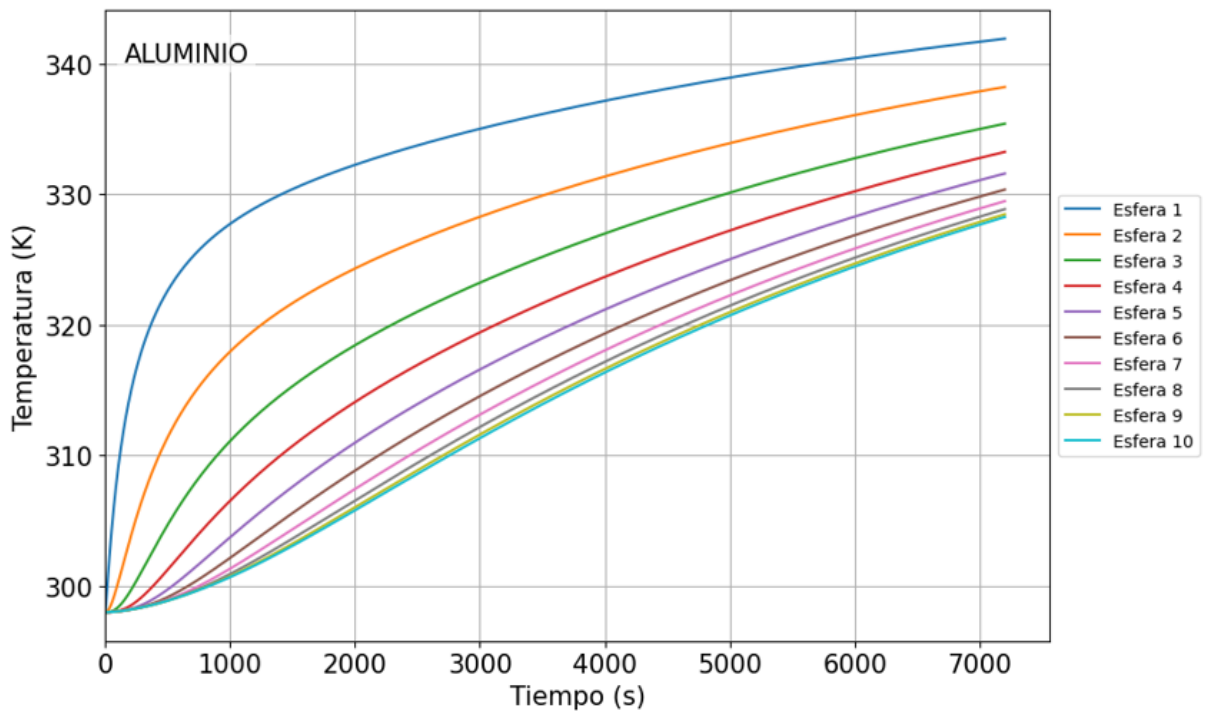


Figura 4.12: Simulación de temperatura de las esferas de aluminio respecto al tiempo.

Tabla 4.5: Porcentaje de transferencia de calor por mecanismo en la esfera 1 para acero y aluminio

Mecanismo	Acero		Aluminio	
	1 hora (%)	2 horas (%)	1 hora (%)	2 horas (%)
Q_dot_pw	34,62	34,37	39,50	39,39
Q_dot_pfw	16,02	15,90	11,18	11,15
Q_dot_pp_siguiente	21,02	20,88	35,39	35,76
Q_dot_pfp_siguiente	6,16	6,11	2,32	2,34
Q_dot_rad_pw	0,88	0,89	0,62	0,64
Q_dot_rad_pp_siguiente	0,48	0,50	0,19	0,21
Q_dot_conv	20,82	21,34	10,80	10,52

Esta lenta evolución térmica se debe a la baja eficiencia de los mecanismos de transferencia de calor presentes en el sistema. En las regiones superiores, alejadas del heater, la convección natural del aire se vuelve el principal mecanismo de transferencia (tal como se muestra en la Tabla 4.6, donde se ejemplifica lo anterior con la última esfera: en el caso del acero, el componente convectivo supera el 90 %, mientras que en el aluminio supera el 60 %). Sin embargo, debido a los coeficientes de convección relativamente bajos, el calentamiento ocurre de forma muy gradual.

Tabla 4.6: Porcentaje de transferencia de calor por mecanismo en la esfera 10 para acero y aluminio.

Mecanismo	Acero		Aluminio	
	1 hora (%)	2 horas (%)	1 hora (%)	2 horas (%)
Q_dot_pp_anterior	0,60	2,32	24,68	29,24
Q_dot_pfp_anterior	0,18	0,68	1,62	1,91
Q_dot_rad_pp_anterior	0,01	0,05	0,11	0,15
Q_dot_conv	98,25	94,69	71,59	62,87
Q_dot_rad_pt	0,95	2,26	2,00	5,82

Por otra parte, la transferencia entre partículas también es limitada, ya que el contacto entre esferas introduce resistencias térmicas adicionales tal como lo hemos comentado anteriormente (conducción directa). En conjunto, estos factores ralentizan la propagación del calor hacia las zonas más distantes de la fuente térmica, haciendo que el sistema tarde considerablemente en alcanzar un régimen verdaderamente estacionario. Considerando el cociente entre la variación de energía interna y el calor total

recibido por cada esfera, se puede establecer un criterio para identificar si el comportamiento es cuasi-estacionario. En este caso, se observa que solo la esfera 1 de acero y las esferas 1 y 2 de aluminio presentan un cociente inferior al 10 % (que es impuesto para considerar el caracter de cuasi-estacionario), tal como se obserba en la Tabla 4.7. Esto sugiere que, en estos casos, la mayor parte del calor recibido no se utiliza para aumentar la energía interna, sino que contribuye al establecimiento del equilibrio térmico, lo cual es característico de un régimen cercano al estacionario.

Para el resto de las esferas, el cociente supera este umbral, lo que indica que aún se están produciendo cambios internos significativos. En otras palabras, todavía presentan un comportamiento claramente transitorio, y el sistema en esas zonas no ha alcanzado completamente el equilibrio térmico.

Tabla 4.7: Porcentaje de energía interna acumulada respecto a la energía recibida $\left(\frac{\Delta u}{Q_{in}}\right)$ en cada esfera a 1 y 2 horas.

Esfera	Acero		Aluminio	
	1 hora (%)	2 horas (%)	1 hora (%)	2 horas (%)
1	5,9	4,6	5,1	4,6
2	20,6	15,4	9,9	8,9
3	44,2	33,5	16,1	14,4
4	63,1	53,0	23,9	21,3
5	78,5	68,8	32,2	29,0
6	89,6	81,2	41,4	37,6
7	95,7	89,5	51,8	47,5
8	98,4	94,5	63,8	59,2
9	99,2	96,9	78,4	73,7
10	99,0	97,7	98,0	93,8

Respecto al número de Biot calculado a las dos horas para ambos materiales (asumiendo esferas isotérmicas en cada caso), se observa en la Tabla 4.8 que este se encuentra en el orden de 10^{-4} (específicamente, en torno a 0,0008). Este valor está muy por debajo del umbral clásico de 0,1 utilizado como criterio para considerar válida la suposición de isothermicidad dentro de un cuerpo. Por lo tanto, se puede concluir que la simplificación realizada fue apropiada y que el error asociado a esta suposición es despreciable.

Cabe destacar que, como era de esperarse, las esferas de aluminio presentaron un número de Biot aún menor que las de acero (aunque dentro del mismo orden de mag-

nitud), lo cual se relaciona directamente con su mayor conductividad térmica. Esta diferencia refuerza la validez del modelo y apoya las decisiones tomadas durante la formulación del problema.

Tabla 4.8: Número de Biot (Bi) en cada esfera a 1 y 2 horas.

Esfera	Acero		Aluminio	
	1 hora	2 horas	1 hora	2 horas
1	0,0007	0,0007	0,0001	0,0001
2	0,0006	0,0006	0,0001	0,0001
3	0,0004	0,0005	0,0001	0,0001
4	0,0005	0,0005	0,0001	0,0001
5	0,0006	0,0005	0,0001	0,0001
6	0,0006	0,0006	0,0001	0,0001
7	0,0006	0,0006	0,0001	0,0001
8	0,0006	0,0006	0,0001	0,0001
9	0,0006	0,0006	0,0001	0,0001
10	0,0006	0,0006	0,0001	0,0001

4.3. Modelamiento en dos dimensiones

Para este modelo en dos dimensiones, se mantienen las suposiciones establecidas en el modelo unidimensional respecto al comportamiento del aire, así como la consideración de esferas isotérmicas.

En esta nueva configuración, se modelan columnas de esferas en contacto entre ellas. Cada columna contiene diez esferas del mismo tamaño utilizado previamente (diámetro de 3cm), distribuidas sobre una base circular de 42 cm de diámetro. Se incorpora además una pared lateral de 1 cm de espesor, la cual está expuesta a transferencia de calor por convección tanto hacia el exterior como hacia el interior, y por radiación tanto hacia el ambiente como hacia la primera columna de esferas (aquella más próxima a la pared).

En cuanto a la conducción térmica directa entre la pared y las esferas, así como la conducción indirecta entre esferas en contacto, se asumen las mismas resistencias térmicas utilizadas en el modelo unidimensional, dado que se mantendrá el mismo orden de traslape entre los contactos.

Adicionalmente, se establece una profundidad igual a dos veces el radio de una esfera, con el fin de definir un volumen representativo en dos dimensiones. Por últi-

mo, la pared estará expuesta a una temperatura constante proporcionada por el heater, nuevamente fijada en 350 K.

Tabla 4.9: Datos considerados para el modelo bidimensional.

Parámetro	Valor
Número de esferas por columna	10
Diámetro de las esferas	3 cm
Diámetro de la base	42 cm
Espesor de la pared	1 cm
Temperatura del <i>heater</i>	350 K
Profundidad	3 cm (2 veces el radio de la esfera)

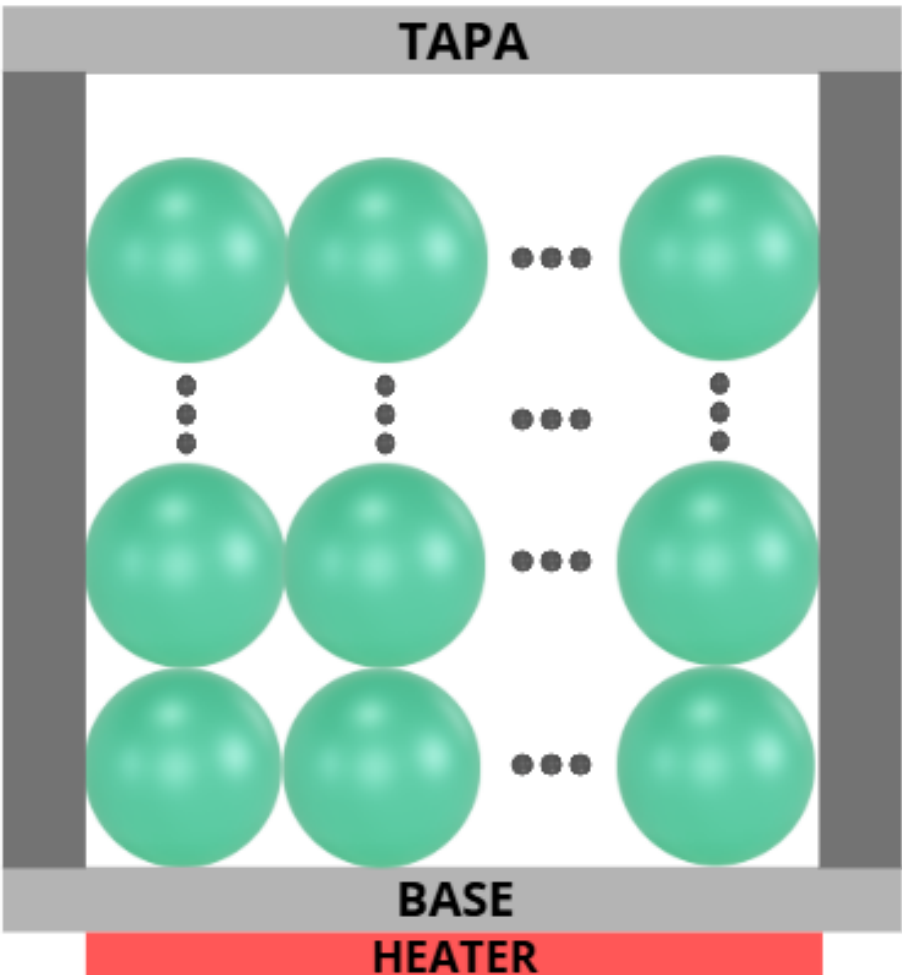


Figura 4.13: Representación del modelo en 2D.

4.3.1. Balances de energía 2D

El primer balance energético se realiza sobre una esfera representativa que se encuentra rodeada por otras esferas en el lecho empacado. En este caso, se considera conducción de calor desde las esferas vecinas que se ubican en las cuatro direcciones principales: dos a lo largo del eje vertical y dos a lo largo del eje horizontal del plano bi-dimensional. Además de la transferencia por conducción, la esfera también intercambia calor por convección con el aire circundante.

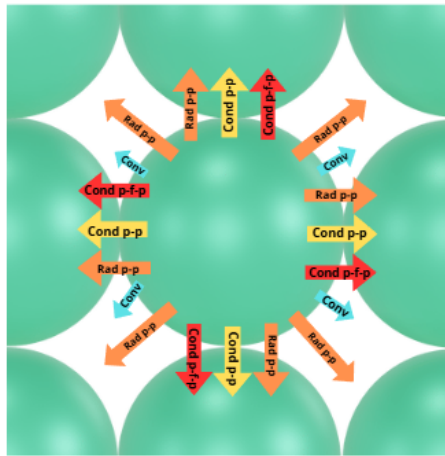


Figura 4.14: Balance de energía a esfera rodeadas de esferas.

En cuanto a la transferencia de calor por radiación, esta no se limita únicamente a las esferas adyacentes en el eje vertical y horizontal, sino que también se incluye la radiación hacia y desde las esferas que se encuentran en posiciones diagonales, es decir, aquellas ubicadas sobre las esferas vecinas de columnas adyacentes. Mientras el sistema evoluciona hacia el estado estacionario, también se debe considerar la variación de energía interna en la esfera, la cual depende del calor neto recibido por conducción, convección y radiación. Esta variación se incorpora como un término transitorio en el balance.

Para la esfera ubicada en contacto con la base y la pared del recipiente, se considera un volumen de control que intercambia calor por conducción directa e indirecta en las cuatro direcciones principales: hacia la base, hacia la pared, y hacia las esferas vecinas adyacentes. Asimismo, se contempla la transferencia de calor por radiación con estos mismos cuatro elementos circundantes. Cabe destacar que tanto la base como la pared presentan una resistencia térmica directa e indirecta equivalente entre sí, lo cual se ha considerado en el modelo de cálculo.

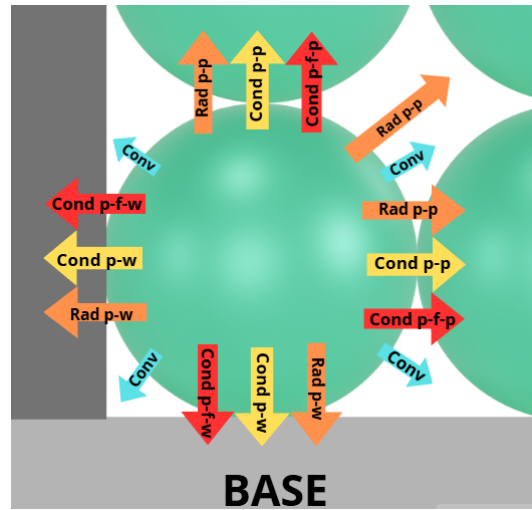


Figura 4.15: Balance de energía de una esfera ubicada en una esquina del lecho.

Para las esferas ubicadas en contacto con la base o con la pared del recipiente, pero rodeadas parcialmente por otras esferas, se consideran intercambios de calor por conducción directa e indirecta con sus esferas vecinas, además de conducción con la base o la pared, según corresponda. Asimismo, se incorpora la transferencia de calor por convección y radiación con todos los elementos que rodean al volumen de control. Dado que el comportamiento térmico es simétrico en ambos casos (en los mismos mecanismos presentes), se representaron de manera equivalente en el modelo.

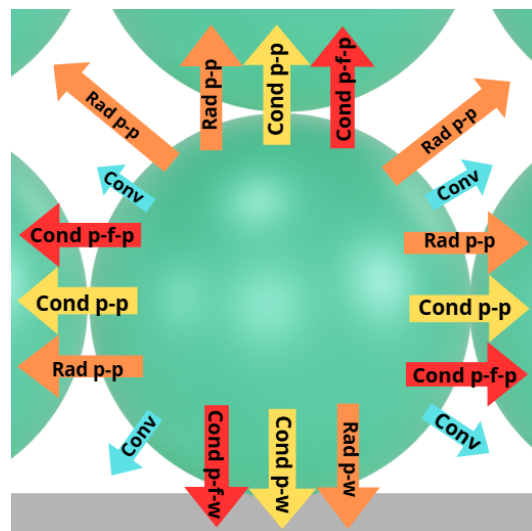


Figura 4.16: Balance de energía a esfera en contacto con tapa inferior.

En el caso de la esfera ubicada en la parte superior del lecho, esta se encuentra libre

en su zona superior, por lo que únicamente presenta interacción térmica por radiación con la tapa del sistema. En su parte inferior, se considera la conducción directa e indirecta con la esfera ubicada inmediatamente debajo, así como con las esferas vecinas laterales. Además, como en los casos anteriores, se contempla el intercambio de calor por convección con el aire circundante.

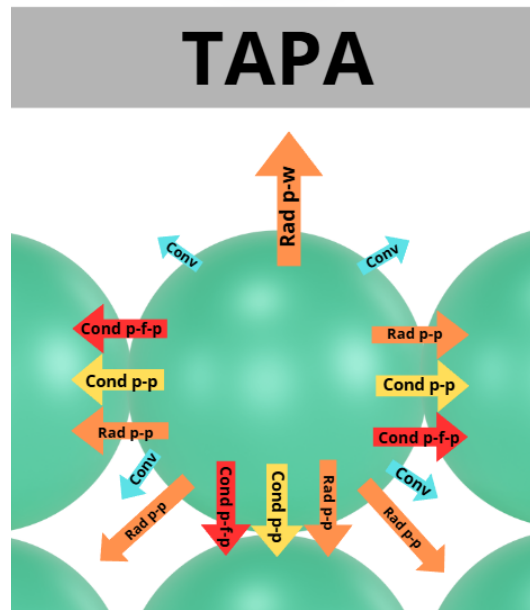


Figura 4.17: Balance de energía esferas superiores.

Con el objetivo de analizar la conducción de calor bidimensional en estado estacionario en la base y paredes del sistema, se utilizó el método de diferencias finitas considerando una conductividad térmica constante en una región rectangular. Para ello, se discretizaron tanto el espesor de la pared como la base, con el fin de capturar no solo los efectos de conducción vertical, sino también los horizontales, particularmente en las esquinas donde la base colinda con la pared.

Se definieron filas de tres nodos en el espesor de la pared, distribuidos de manera que permitieran estudiar la variación de temperatura sin requerir una discretización demasiado fina, dado que el material considerado es acero, con un espesor de apenas 1cm. En ese contexto, se asumió que el gradiente térmico no presentaría una variación significativa que justificara un mayor número de nodos. Esta simplificación permite mantener una buena resolución espacial sin comprometer la precisión del modelo.

Los nodos fueron definidos de tal forma que permitieran una adecuada interacción térmica con las esferas en contacto. Específicamente, se eligió un tamaño de nodo ver-

tical equivalente al diámetro de una esfera, de manera que se capturara toda la región de posible interacción directa e indirecta por conducción entre la esfera y la base. Esta definición asegura que el intercambio térmico entre la esfera y el nodo correspondiente sea representativo de la física del sistema.

Adicionalmente, la discretización permite diferenciar la temperatura en cada nodo entre lo que ocurre hacia el interior del sistema (interacción con las esferas del lecho) y lo que ocurre hacia el exterior (intercambio por convección natural y radiación). Esto proporciona una herramienta robusta para estudiar la evolución térmica de la base y las paredes, tanto en el plano vertical como horizontal.

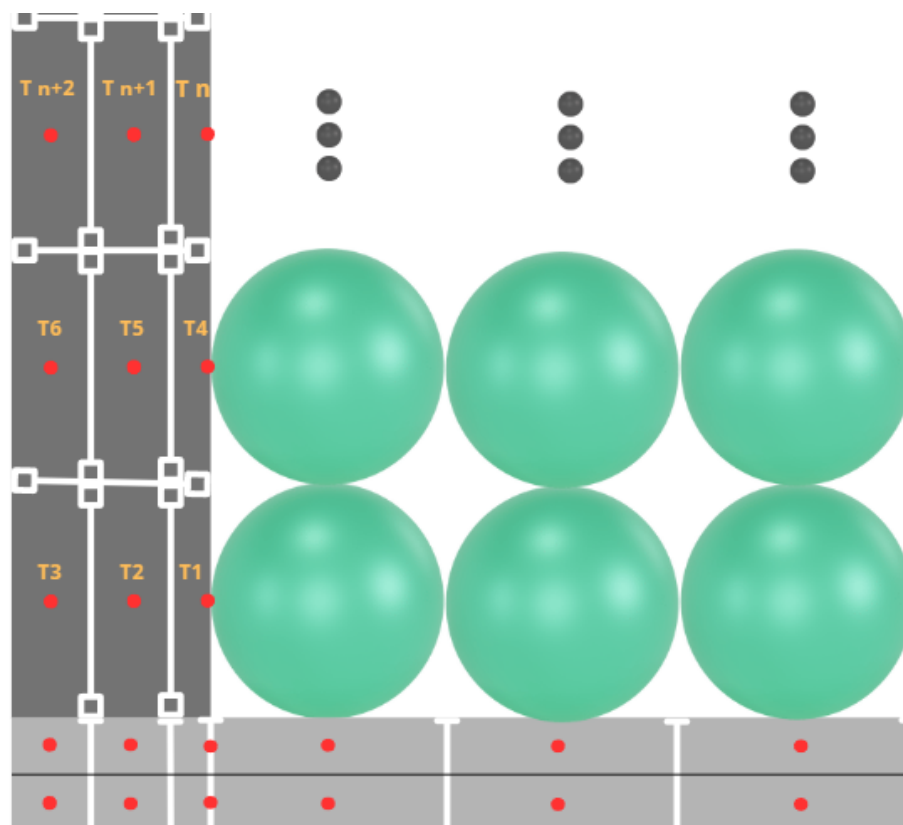


Figura 4.18: Nodos propuestos para la simulación.

En el caso del nodo de la pared que se encuentra en contacto directo con una esfera, se considera un balance energético que incluye múltiples mecanismos de transferencia. Este nodo intercambia calor por conducción directa e indirecta con la esfera que colinda con él, así como también participa en interacciones radiativas tanto con dicha esfera como con sus vecinas. Además, está expuesto a convección natural hacia el ambiente exterior, dado que forma parte de la superficie del sistema.

A nivel de conducción dentro del material de la pared, este nodo también intercambia calor con los nodos superior e inferior, y lateralmente con el nodo de su misma fila, capturando así el efecto del gradiente de temperatura tanto vertical como horizontal a lo largo del espesor y base de la pared.

De este modo, se representa de manera precisa el comportamiento térmico local de la pared en zonas de contacto con las partículas, considerando simultáneamente los efectos de interacción con el lecho y las pérdidas al entorno.

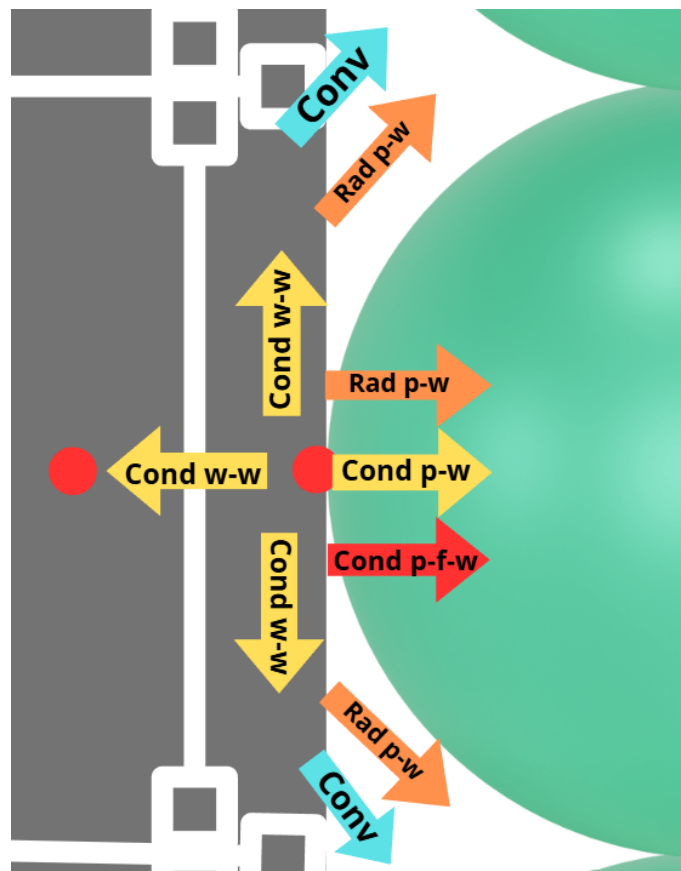


Figura 4.19: Balance de energía a un nodo en interacción con esfera.

En cuanto al nodo interior (de en medio), éste únicamente presenta conducción hacia los nodos que se encuentran sobre y bajo él, así como también hacia los nodos laterales de su misma fila. No está expuesto ni al ambiente ni a las partículas, por lo que no se consideran mecanismos de convección ni radiación en su balance. Por otro lado, el nodo exterior, ubicado en la superficie del sistema, además de presentar conducción con los nodos vecinos (superior, inferior y laterales), también está sometido a convección natural con el aire ambiente y a radiación hacia el entorno, al estar expuesto

directamente al medio exterior.

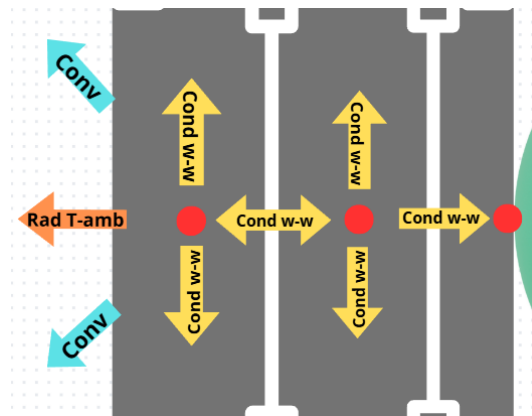


Figura 4.20: Balance de energía nodo exterior e intermedio.

En la base, la sección que colinda con el espesor de la pared se dividió en tres nodos en dirección horizontal las cuales solo presentan conducción, convección y radiación (los nodos inferiores y exteriores), siguiendo el mismo criterio utilizado para la propia pared. Esta configuración permite conectar térmicamente la base con la pared y observar cómo se transfiere el calor desde el calentador (heater) hacia el sistema.

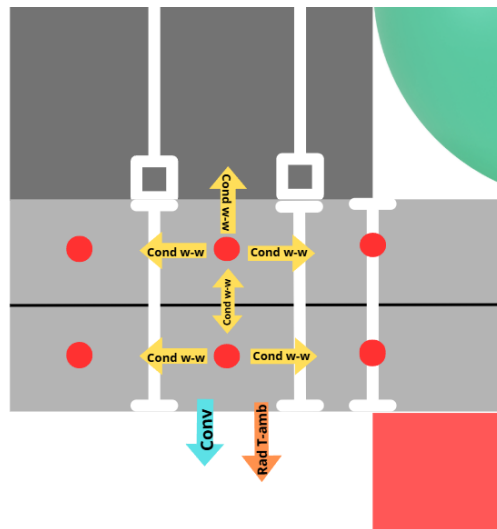


Figura 4.21: Balance de energía a nodo en un extremo de la tapa.

Además, se dividió esta base en dos nodos en dirección vertical: el nodo inferior recibe directamente el calor del heater y se le asigna la temperatura constante de seteo, mientras que el nodo superior está en contacto con las esferas de la fila inferior (primera

fila la cual es las esferas que estan en contacto con la base), permitiendo así analizar la transferencia de calor hacia estas (misma idea que el balance mostrado en la Figura 4.19). Cada uno de estos nodos estará en contacto con una única esfera (tal como se observa en la Figura 4.18), aunque también se consideró que pueden intercambiar radiación con las esferas vecinas.

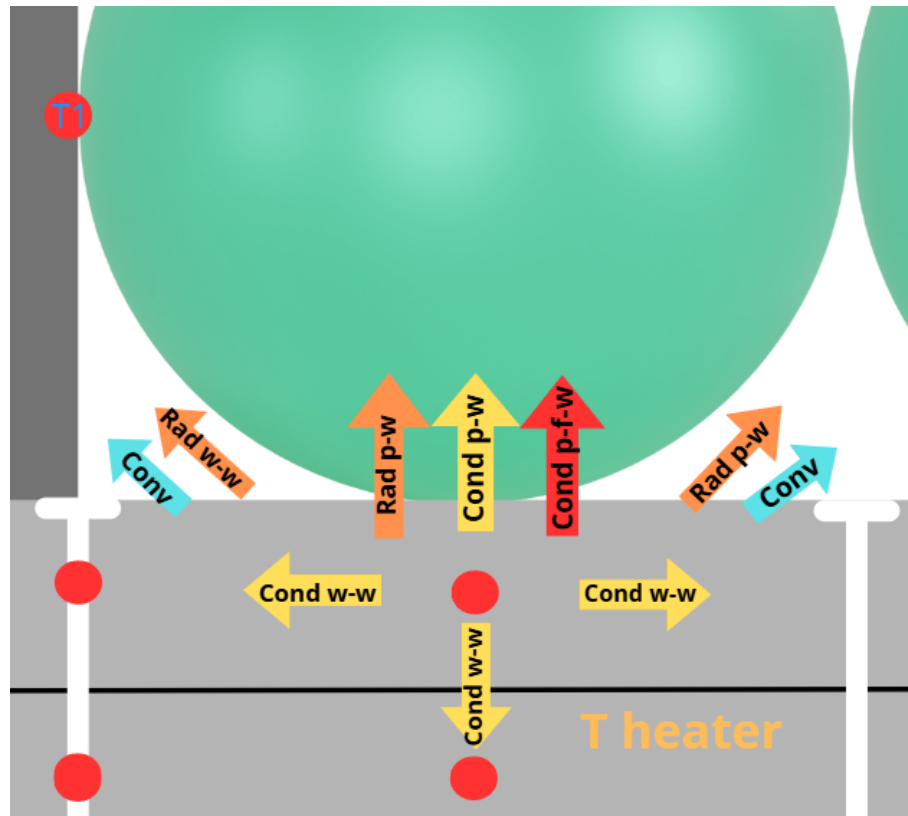


Figura 4.22: Balance de energía a nodo en contacto con la primera esfera de la primera columna.

La tapa superior se modeló de manera similar en su extremo, dividiendo en tres nodos horizontales la sección que colinda con la pared, de modo de capturar las posibles variaciones laterales en el gradiente de temperatura. Sin embargo, para simplificar el análisis, el resto de la superficie superior se consideró como un único nodo, cuya cara inferior está en contacto con las esferas de la fila superior. A diferencia de la base, aquí no se realizó una división en nodos verticales; por tanto, se considera que tanto la cara inferior como la superior de este nodo tienen las mismas temperaturas. Estas simplificaciones permiten facilitar el tratamiento de la radiación entre el nodo y las esferas subyacentes.

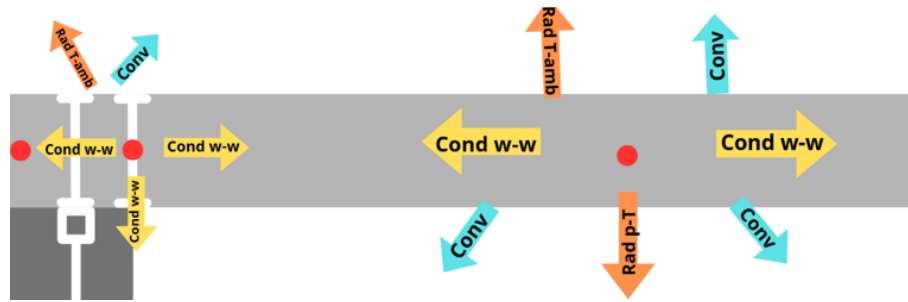


Figura 4.23: Volumen de control tapa superior.

4.3.2. Resultados modelo bidimensional

A continuación, se presentan los resultados obtenidos. En primer lugar, se analiza el comportamiento térmico de las partículas en la columna central, tanto para acero como para aluminio. Al igual que en el modelo unidimensional, se grafica la evolución de la temperatura de cada esfera de la columna central durante las primeras 2 horas de simulación, lo cual se observa en las Figura 4.24 y Figura 4.25.

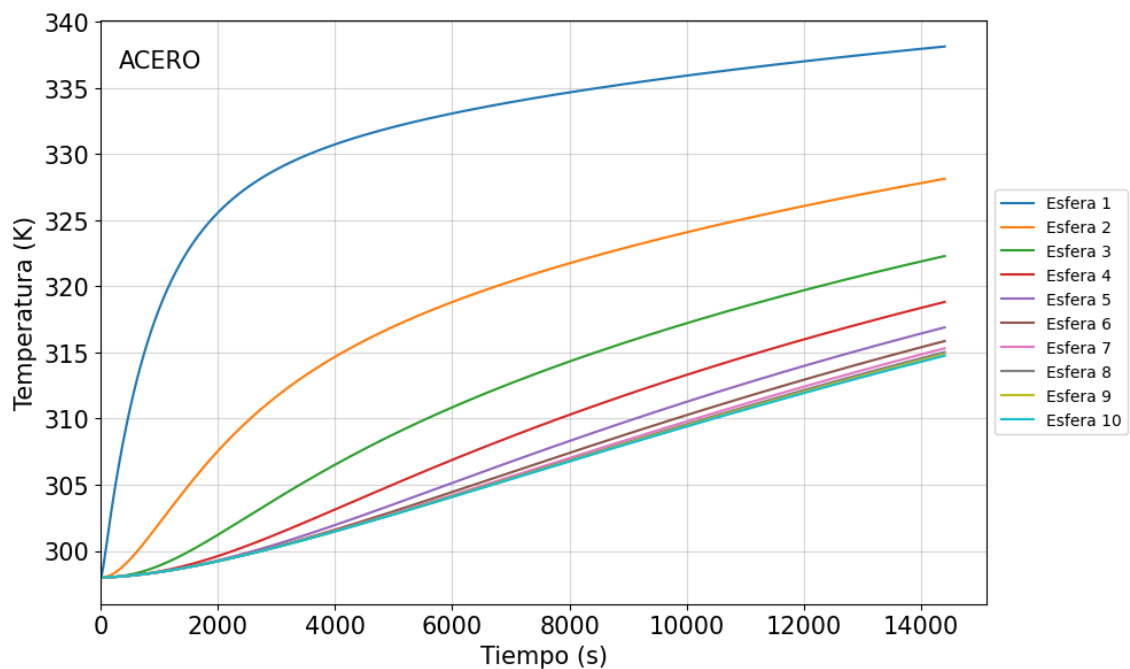


Figura 4.24: Simulación de temperatura en 10 esferas de acero con un paso de 0,5 seg.

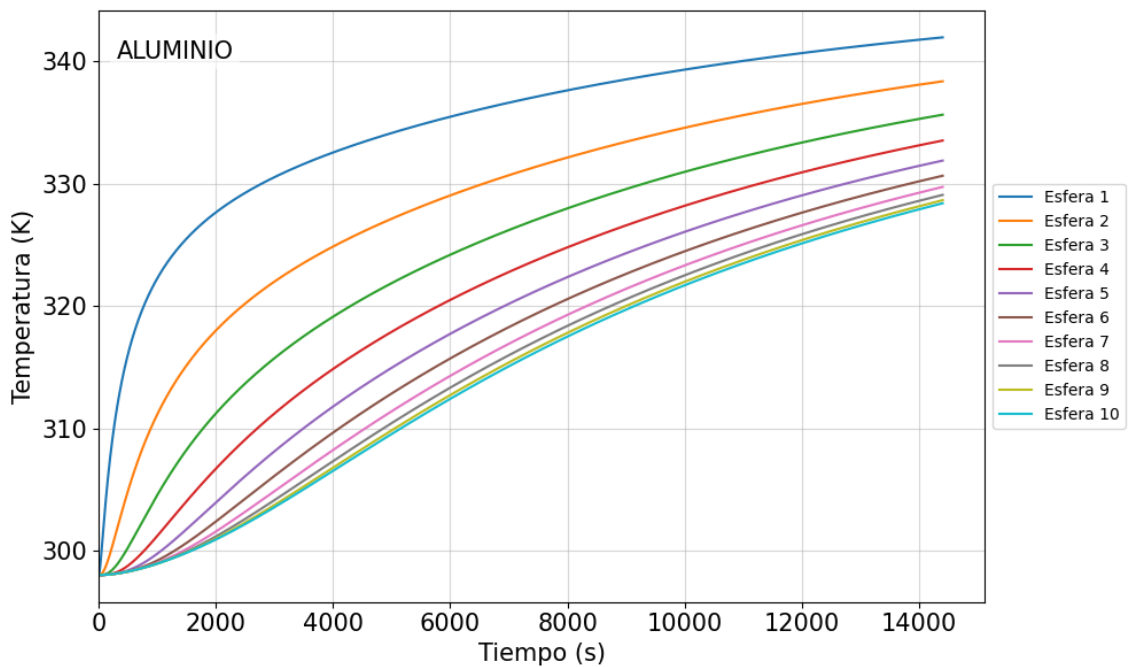


Figura 4.25: Simulación de temperatura en 10 esferas de aluminio con un paso de 0,5 seg.

Se observa que la evolución de la temperatura, tanto para el acero como para el aluminio, sigue una tendencia similar a la del caso unidimensional. Específicamente, las esferas ubicadas en la parte inferior del lecho incrementan su temperatura de forma más rápida, mientras que aquellas más cercanas a la tapa superior lo hacen con mayor lentitud. Esta distribución es coherente con la dirección principal del flujo de calor, el cual se transmite desde la base calentada hacia la parte superior. No obstante, una diferencia notable entre ambos materiales es que el aluminio alcanza mayores temperaturas en menor tiempo en comparación con el acero, lo cual es esperable debido a su mayor conductividad térmica (tal como se menciona en el análisis unidimensional), que facilita una propagación más eficiente del calor.

Con este primer análisis global, se pasa a examinar la temperatura dentro de cada columna del lecho para cada una de las esferas. El objetivo es identificar variaciones más localizadas que podrían reflejar efectos tridimensionales más realistas que no aparecen en el caso unidimensional. En este contexto, se espera observar un efecto de pared: es decir, que la columna central (alejada de las paredes del recipiente) registre temperaturas superiores en comparación con las columnas periféricas. Esta expectativa se basa en el hecho de que las paredes actúan como disipadores de calor hacia el en-

torno, generando pérdidas térmicas que afectan más a las esferas cercanas a ellas. En cambio, la región central se encuentra más aislada de estas pérdidas laterales, por lo que el calor que asciende desde la base tiende a concentrarse más en esa zona, elevando su temperatura relativa. Dado lo anterior, se muestra la Figura 4.26 y Figura 4.27 a continuación para el acero y el aluminio respectivamente.

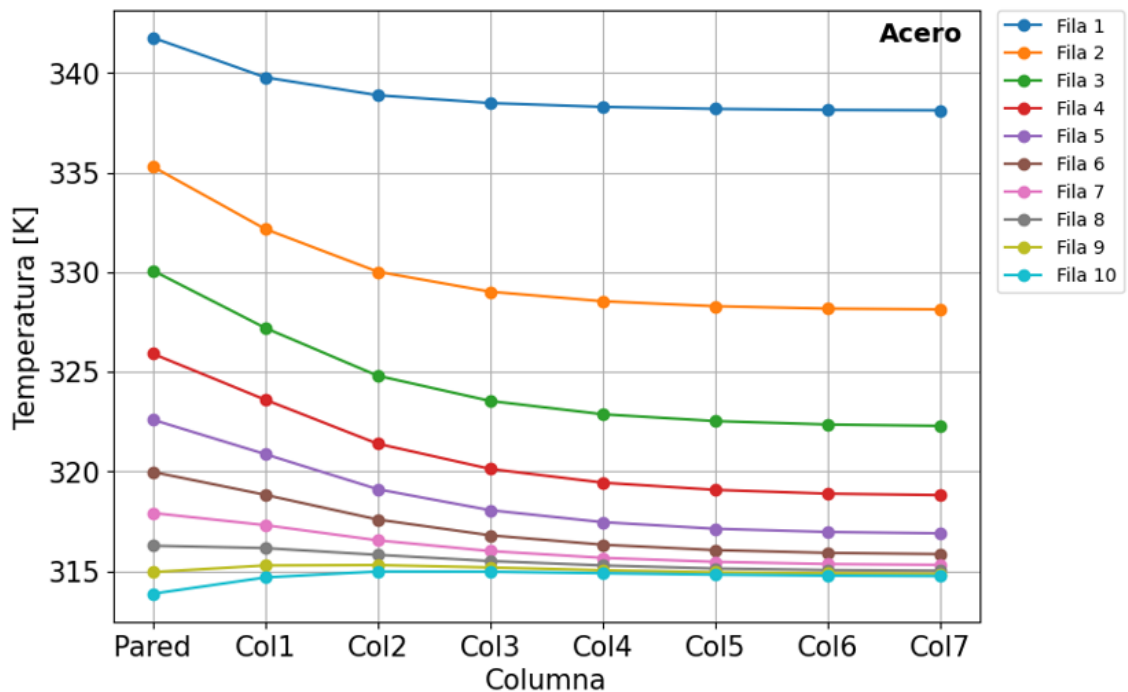


Figura 4.26: Temperatura de cada esfera de acero por columna y de pared interior a las 2 horas de simulación con un paso de 0,5 seg.

En el caso de usar esferas de acero, se observa que la columna más cercana a la pared alcanza mayores temperaturas en comparación con las demás. Es decir, a medida que nos acercamos al centro de la cámara simulada, la temperatura de las esferas disminuye. Este comportamiento, que parece contrario a lo que se esperaba, puede explicarse por un fenómeno importante: el efecto de la pared, aunque no de la manera en que originalmente pensábamos.

Lo que ocurre es que el heater, al calentar la base, también transfiere calor a las paredes. Estas paredes, al estar en contacto directo con el calentador, alcanzan temperaturas más altas, más rápidamente que las esferas. Las esferas, por otro lado, deben atravesar resistencias de contacto térmico, lo cual retrasa su calentamiento. En cambio, la pared se calienta más eficientemente por conducción, lo que genera este perfil de

temperatura ascendente hacia el borde.

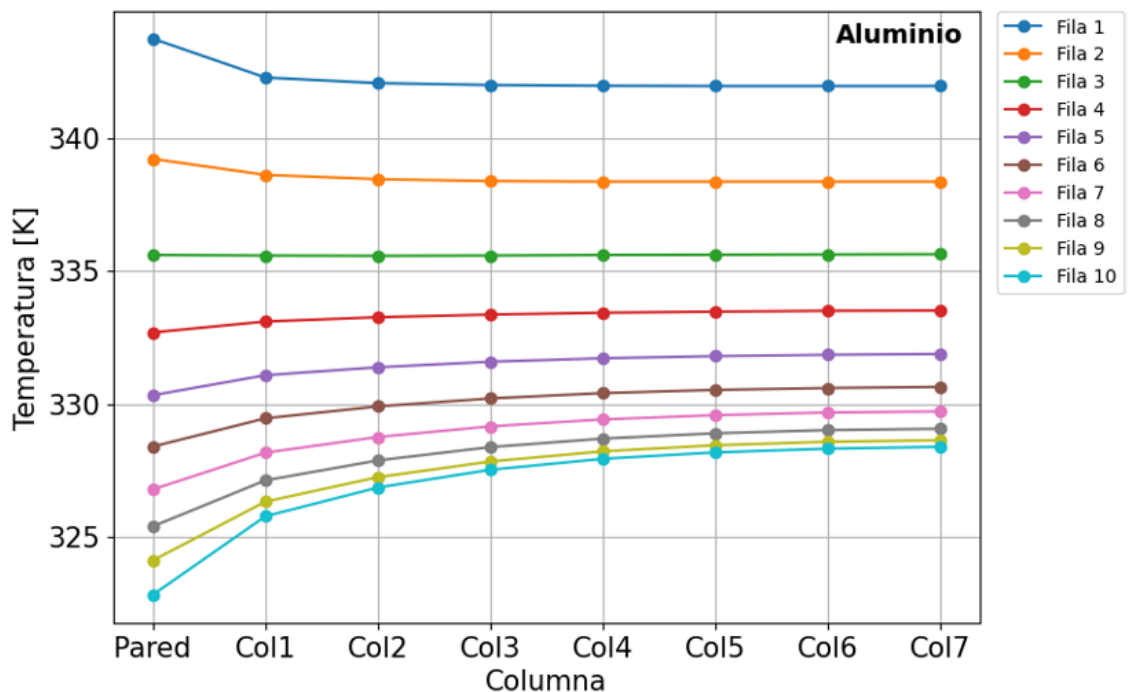


Figura 4.27: Temperatura de cada esfera de aluminio por columna y de pared interior a las 2 horas de simulación con un paso de 0,5 seg.

Por otro lado, al usar esferas de aluminio, después de dos horas se aprecia, en su casi totalidad, el comportamiento que se esperaba originalmente: la columna central presenta las mayores temperaturas (exceptuando las primeras dos esferas). Esto sugiere que el efecto de la pared sí está presente, pero el aluminio, al ser mucho más conductor que el acero, logra estabilizar más rápidamente el sistema térmico, y dado esto al simular más tiempo, las primeras dos esferas llegarán a tener mayor temperatura que las demás de su misma fila.

De hecho, en la Figura 4.28, que muestra la evolución de temperatura durante 3 horas en el caso del aluminio, se observa el comportamiento esperado (la columna central se vuelve la de mayor temperatura, excepuando aún el primer nodo interior de la pared). Todo esto dado que el aluminio permite que el calor se distribuya de forma más uniforme, haciendo que la columna central recupere su dominio térmico dentro del lecho simulado de forma más rápida que las esferas de acero.

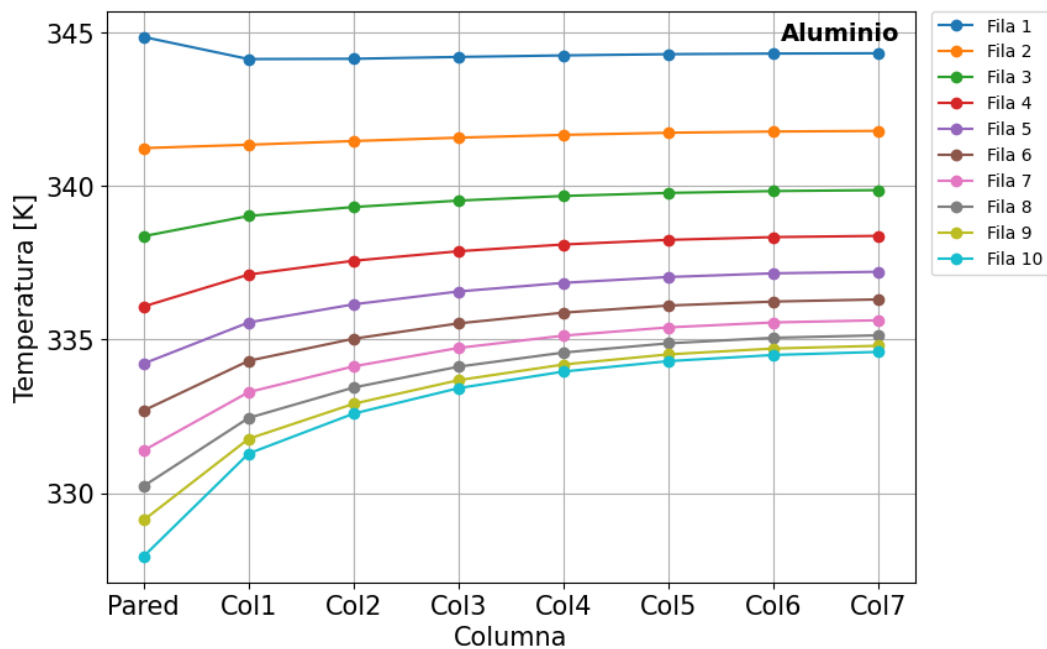


Figura 4.28: Temperatura de cada esfera de aluminio por columna y de pared interior a las 3 horas de simulación con un paso de 0,5 seg.

Siguiendo con el análisis, también se puede observar en la Tabla 4.10 que para la columna central, la razón entre la variación de energía interna ΔU y el calor recibido Q_{in} por cada esfera presenta una tendencia similar a la observada en el caso unidimensional.

Tabla 4.10: Cociente $\Delta U/Q_{in}$ (%) por esferas a las 2 horas de simulación para acero y aluminio (columna central).

Esfera	Acero	Aluminio
1	5,4	3,9
2	18,0	7,6
3	38,5	12,3
4	56,7	18,2
5	71,7	25,0
6	82,9	32,1
7	90,2	40,2
8	94,2	49,5
9	95,8	61,0
10	95,1	76,2

Específicamente, para el acero, solo la primera esfera alcanza una razón por debajo

del umbral del 10 %, lo que permite asumir un estado pseudoestacionario. En el caso del aluminio, son las dos primeras esferas las que cumplen esta condición dentro del tiempo simulado de dos horas, tal como se muestra en la tabla correspondiente. Al igual que en la simulación unidimensional, el resto de las esferas tienden a disminuir dicho cociente con el tiempo, pero se mantienen por sobre el umbral definido, por lo que aún se consideran en un estado transitorio.

No obstante, se aprecia una diferencia relevante al comparar con el modelo unidimensional: en el modelo bidimensional, particularmente para el caso del aluminio, la última esfera de la columna central muestra una disminución más notoria en su variación de energía interna. Esto se debe a que, a diferencia del modelo unidimensional donde las paredes están aisladas y no existen pérdidas laterales, el modelo bidimensional incorpora interacción con las paredes y pérdidas de calor hacia el exterior. Al inicio, se establece un gradiente de temperatura tanto para el aluminio como para el acero que va desde la pared hacia la columna central, lo que provoca que las esferas centrales reciban inicialmente un mayor Q_{in} . Sin embargo, este gradiente disminuye con el tiempo hasta invertirse, de modo que las esferas de la columna central comienzan a transferir calor hacia las columnas vecinas y hacia la pared. Como resultado, la fracción de energía que permanece en la propia esfera se reduce, dando lugar a una razón $\Delta U/Q_{in}$ menor que en el modelo unidimensional, con una acumulación de energía más baja y una estabilización más rápida de la temperatura.

Por ejemplo, en el modelo bidimensional, particularmente para el caso del aluminio, la última esfera de la columna central presenta la mayor variación en comparación con la última esfera del modelo unidimensional. Como se aprecia en la Figura 4.29 y 4.30, sus valores de Q_{salida} (barras azules) son mayores que en el modelo unidimensional, básicamente porque transfiere calor a la esfera vecina, efecto que coincide con la explicación previamente descrita sobre la diferencia entre modelos. A su vez, esta esfera emite más radiación debido a que dispone de una mayor superficie para irradiar: no solo hacia la tapa superior (la cual en este caso tiene un área mayor), sino también hacia las paredes laterales. Esta combinación de transferencia hacia partículas adyacentes y mayor emisión radiativa reduce la energía acumulada en la esfera (disminuyendo ΔU), lo que se traduce en una razón $\Delta U/Q_{in}$ menor que la observada en el modelo unidimensional, y por lo tanto en una menor acumulación de energía.

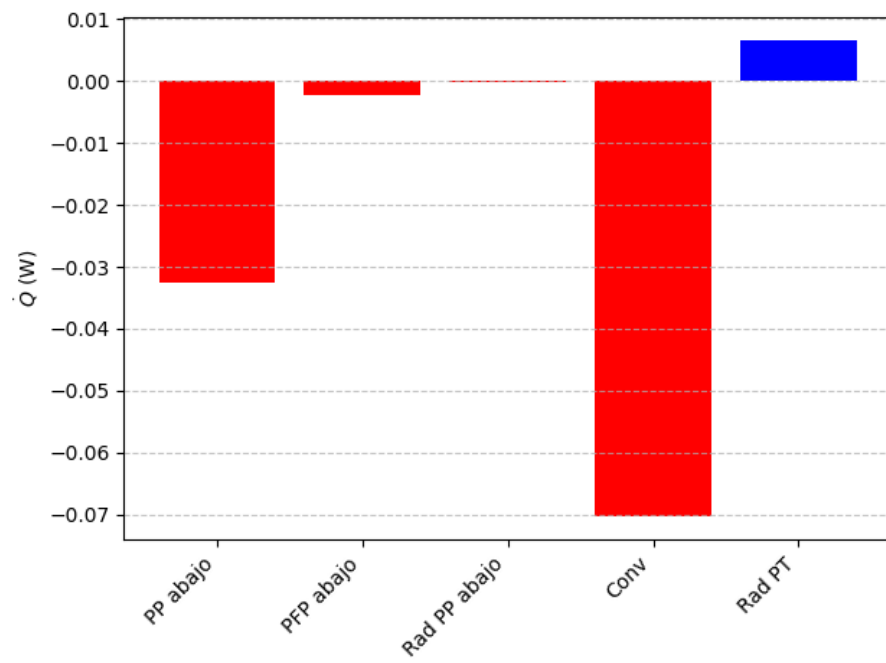


Figura 4.29: Mecanismos de transferencia presentes en esfera superior para modelo 1D.

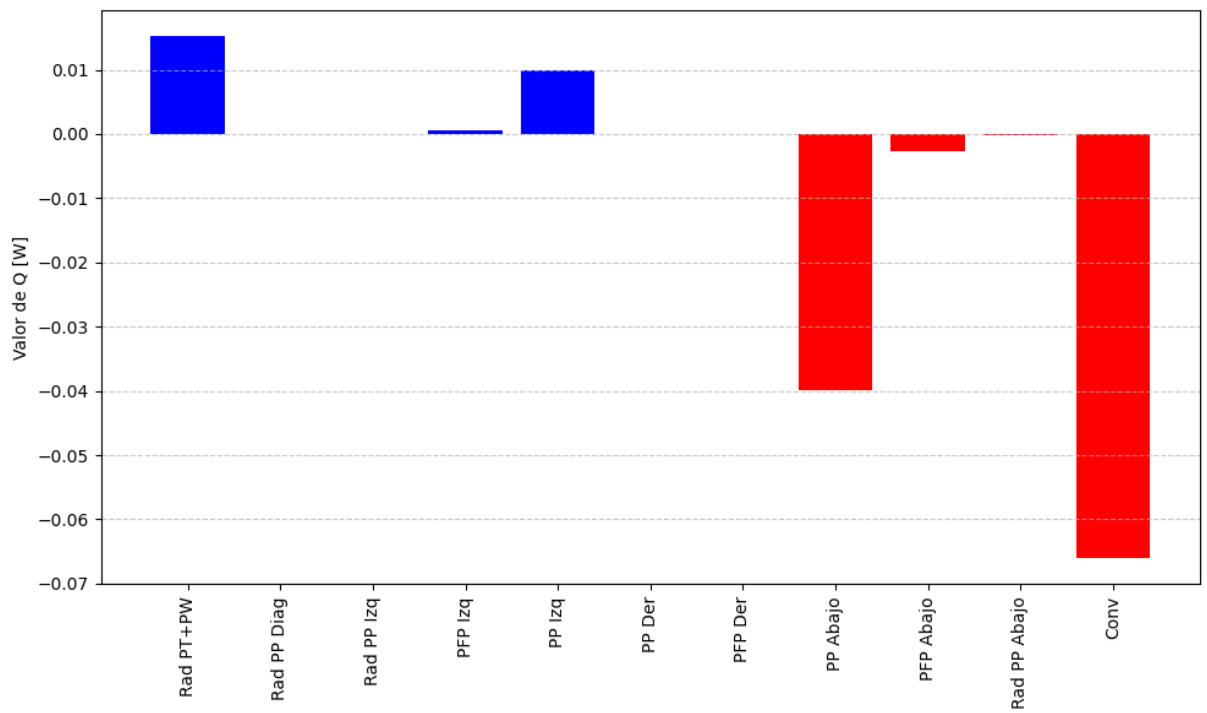


Figura 4.30: Mecanismos de transferencia presentes en esfera superior para modelo 2D.

Además para esta segunda simulación, se calculó el número de Biot correspondiente a la primera columna del arreglo bidimensional, con el objetivo de evaluar si la hipótesis de esferas isotérmicas sigue siendo válida. Tal como se observa en la Tabla, tanto en el caso del acero como del aluminio, los valores obtenidos del número de Biot se mantienen por debajo del umbral clásico de $Bi < 0,1$, lo que justifica la omisión de la conducción interna en el análisis térmico de las esferas. De hecho, estos valores son, en promedio, dos órdenes de magnitud inferiores al límite mencionado.

No obstante, en comparación con el modelo unidimensional, se aprecia un incremento de un orden de magnitud en los valores del número de Biot para ambos materiales como se observa en la Tabla 4.11. Aunque esta diferencia no invalida la suposición de isothermicidad, sí indica que el error asociado a dicha simplificación es mayor en el modelo bidimensional. Este aumento debe tenerse en cuenta al interpretar los resultados, especialmente si se requiere un análisis más detallado del gradiente térmico interno en las esferas.

Tabla 4.11: Número de Biot (Bi) en cada esfera a las 2 horas.

Esfera	Acero	Aluminio
1	0,00366	0,00329
2	0,00308	0,00302
3	0,00213	0,00270
4	0,00265	0,00225
5	0,00290	0,00209
6	0,00301	0,00248
7	0,00305	0,00265
8	0,00308	0,00275
9	0,00309	0,00281
10	0,00310	0,00284

Por último, se presentan a continuación los valores de temperatura obtenidos en la primera simulación unidimensional (Tabla 4.12), con el fin de compararlos con los resultados del modelo bidimensional. Se observa que, en el caso del acero, las esferas ubicadas en la columna adyacente a la pared alcanzan temperaturas ligeramente superiores a las obtenidas en el modelo unidimensional. Esto resulta, a primera vista, contraintuitivo, ya que la presencia de pérdidas hacia el exterior a través de las paredes debería implicar una disminución de temperatura.

Sin embargo, este fenómeno se vuelve a explicar por el hecho de que la propia pared

lateral presenta temperaturas superiores a las de las esferas vecinas. De esta forma, la primera esfera no solo recibe calor desde la base, sino también desde la pared lateral, lo que contribuye a un aumento adicional de su temperatura.

Tabla 4.12: Temperatura alcanzada por cada esfera a las 2 horas de simulación para acero y aluminio [K].

Esfera	Acero	Aluminio
1	337,1	341,9
2	326,3	338,2
3	320,1	335,4
4	316,5	333,2
5	314,4	331,6
6	313,3	330,4
7	312,8	329,5
8	312,5	328,9
9	312,4	328,5
10	312,3	328,3

Cabe destacar que las diferencias entre ambos modelos, tanto para acero como para aluminio, se mantienen dentro del orden de décimas de grado. Por lo tanto, si bien el efecto de la conducción lateral existe y es más evidente en el acero, su impacto sobre la temperatura final no es significativo desde un punto de vista práctico.

Capítulo 5

Diseño del lecho empacado de esferas y su prototipo a escala mínima

En este capítulo, y tomando como base las simulaciones numéricas presentadas anteriormente, se procede al diseño de un lecho empacado de esferas y su prototipo experimental. El diseño considera las condiciones y dimensiones determinadas por los modelos unidimensional y bidimensional desarrollados, buscando replicar de forma simple el comportamiento térmico de un lecho empacado real.

El diseño contempla espesores y componentes que permitan soportar condiciones de vacío en ensayos futuros, lo cual busca minimizar la presencia de aire en el sistema y facilitar comparaciones con los modelos idealizados, además de poder despreciar este mecanismo en las interacciones en las esferas. El diseño se divide en dos partes: primero, se presenta el diseño tridimensional, con foco en una configuración realista y robusta que contemple espesores para condiciones de vacío para trabajos futuros con el lecho; posteriormente, se propone un prototipo simplificado, de más fácil construcción, que permita una evaluación preliminar experimental con la presencia de aire.

5.1. Diseño del lecho empacado de esferas

En primer lugar, se definen tres componentes base del sistema: el manto de la cámara cilíndrica y las dos tapas superior e inferior, cuyo diseño será abordado en las siguientes subsecciones.

5.1.1. Diseño del manto cilíndrico

Para el diseño del manto cilíndrico del lecho empacado se consideraron dimensiones consistentes con la geometría empleada en el modelo bidimensional. A diferencia del diámetro de base planteado en el modelo bidimensional, se probó disminuirlo de 42 cm a 21 cm para observar si el comportamiento variaba significativamente respecto a las tablas obtenidas en dicho modelo.

Tabla 5.1: Temperatura alcanzada por cada esfera a las 2 horas de simulación para acero y aluminio [K] usando 21 cm de diámetro base.

Esfera	Acero	Aluminio
1	337,7	345,0
2	328,3	340,0
3	322,8	337,0
4	319,4	335,6
5	317,5	333,8
6	316,4	332,4
7	315,7	331,3
8	315,3	330,6
9	315,1	330,1
10	314,0	329,8

Los resultados (Tabla 5.1) mostraron que, al haber menos columnas, en el caso del aluminio la temperatura a lo largo de las esferas disminuyó levemente. Esto tiene sentido, ya que la columna central queda ahora más cerca de la pared por la cual se escapa el calor. Por otro lado, en el caso del acero ocurrió lo contrario. Dado que en 2 horas aún no se estabiliza completamente la columna central como la dominante (siendo todavía la pared la más influyente), esta columna central se calentó levemente más, lo cual es un comportamiento esperable. Sin embargo, estos cambios fueron menores a un grado, lo que refleja que disminuir el diámetro de base no afecta de forma significativa los resultados obtenidos en el modelo bidimensional con 42 cm. Por lo tanto, para el diseño final se tomará un diámetro de base de 21 cm.

Siguiendo con el parametro de la altura, se utilizara una de 40 cm como la del modelo. Esta última fue escogida con el objetivo de que los primeros 30 cm sean ocupados por las esferas de la primera columna (aquellas en contacto con la superficie caliente inferior), mientras que los 10 cm restantes proporcionan un margen de seguridad para evitar que las esferas superiores entren en contacto con la tapa superior del sistema.

El material seleccionado para el manto es acero ASTM A36, el cual se eligió por su disponibilidad comercial, resistencia mecánica adecuada y propiedades térmicas conocidas [40], especialmente la conductividad térmica, la cual ha sido considerada en los modelos previos. Con esta elección, se asegura la coherencia entre el modelo numérico y el diseño físico, permitiendo comparaciones más directas.

De esta manera, una vez fijadas las dimensiones del cilindro y el material, el parámetro restante por determinar es el espesor mínimo que debe tener la pared cilíndrica. Este espesor debe garantizar la resistencia estructural ante condiciones de vacío parcial o casi total. Para ello, se recurre al criterio del esfuerzo máximo de pandeo de von Mises bajo presión externa [41], cuyo cálculo se presenta a continuación junto a la figura para obtener los nodos de falla.

$$P_c = \frac{Et}{r} \cdot \left(\frac{1}{n^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\pi r}{l} \right)^2} \right) \cdot \left[\frac{1}{n^2 \left(\frac{l}{\pi r} \right)^2 + 1} + \frac{t^2}{12(1 - \nu^2)r^2} \cdot \left(n^2 + \left(\frac{\pi r}{l} \right)^2 \right)^2 \right]^2 \quad (5.1)$$

donde:

E : módulo de Young [Pa],

t : espesor de la pared cilíndrica [m],

r : radio interno del cilindro [m],

l : longitud del cilindro [m],

ν : coeficiente de Poisson,

n : modo de pandeo.

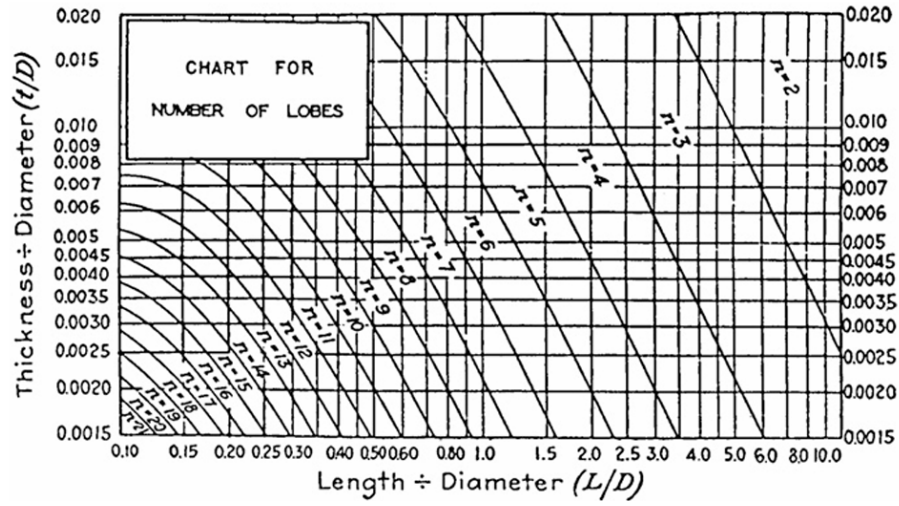


Figura 5.1: Diagrama para obtener nodos de falla [41].

Para la expresión anterior el cual se basa en el análisis de estabilidad estructural del recipiente cilíndrico, se considera el caso de un cilindro con extremos cerrados, ya que ambos extremos se encuentran rigidizados mediante bridas apernadas (que serán las tapas ya vistas en la proxima subsección).

Además, se calcularán los esfuerzos circunferencial y longitudinal [42]. Si bien la presión crítica por pandeo entrega una estimación del límite superior de presión antes de una inestabilidad estructural global, más bien garantizaremos que los esfuerzos locales en el material se mantengan dentro de límites admisibles. Por tanto, es necesario verificar que, bajo la presión interna estimada, los esfuerzos no superen el límite elástico del material, lo cual constituye una condición adicional de integridad estructural. Esta verificación permite asegurar que la falla no ocurra por cedencia antes del pandeo. Estos se expresan como:

$$\text{Esfuerzo circunferencial: } \sigma_{\theta} = \frac{p r}{t} \quad (5.2)$$

$$\text{Esfuerzo longitudinal: } \sigma_L = \frac{p r}{2t} \quad (5.3)$$

Dado que el esfuerzo circunferencial es el mayor de los dos, este será el considerado para la verificación estructural. En particular, se comparará contra el esfuerzo de fluencia del material, definiendo el factor de seguridad como:

$$FS = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{\sigma_{\theta}} \quad (5.4)$$

Este esfuerzo circunferencial representa el máximo esfuerzo que puede aparecer en la pared del cilindro debido a la acción de la presión externa (en este caso, la presión atmosférica actuando hacia el interior cuando dentro hay vacío). Así, el diseño se asegura de que el material no fluya bajo esta condición de carga crítica.

A continuación se presentan los valores utilizados para el cálculo de la presión crítica de falla por pandeo y para los esfuerzos:

Tabla 5.2: Parámetros del problema estructural del cilindro y las del acero [40].

Parámetro	Valor
Módulo de Young, E	$200 \times 10^9 \text{ Pa}$
Coefficiente de Poisson, ν	0,26
Radio interno, r	0,205 m
Espesor, t	0,003 m
Altura del cilindro, l	0,4 m
Presión externa, P	101325 Pa
Límite elástico del acero A36	250 MPa
Número de nodos de falla, n	4

Los cuales, al reemplazar en las expresiones anteriores, entregan los siguientes resultados:

Tabla 5.3: Resultados del análisis de esfuerzos y presión crítica.

Magnitud	Valor
Presión crítica de pandeo	1657 kPa
Esfuerzo circunferencial	3,65 MPa
Esfuerzo longitudinal	1,82 MPa
Factor de seguridad	68

Primero que todo, se observa que la presión crítica de pandeo es considerablemente superior a la presión atmosférica, que corresponde a la condición real a la que se encuentra expuesta la cámara cilíndrica. Esto permite concluir que un espesor de 3 mm es suficiente para cumplir con este criterio estructural.

Por otro lado, el factor de seguridad obtenido es de aproximadamente 68, lo cual indica que los esfuerzos generados bajo la presión considerada están muy por debajo

del límite de fluencia del material. Esto sugiere una estructura ampliamente sobredimensionada frente a la carga considerada, lo que entrega una alta garantía de integridad mecánica frente a condiciones normales. Finalmente, con base en estos resultados, se determina que el espesor de pared seleccionado para la cámara cilíndrica será de 3 mm o superior.

5.1.2. Diseño de las tapas

5.1.2.1. Cálculo del espesor mínimo

Se utilizarán las fórmulas para placas circulares planas de espesor constante para estimar el espesor necesario de la brida superior sometida a una presión uniforme [43]. En este caso, la brida inferior está soldada al recipiente y se encuentra empotrada, mientras que la brida superior está apoyada sobre la inferior y unida mediante pernos.

Se asume que la brida superior es la que queda expuesta a la presión externa del sistema, ya que la brida inferior se encuentra protegida por la soldadura y, además, la presión actúa simétricamente sobre el segmento de tapa entre ambas bridas, generando cancelación neta en esa región.

La tapa se modela como un disco circular con borde exterior empotrado, expuesto a una presión uniforme q desde el centro ($r = 0$) hasta un radio $r = a$.

El momento flector máximo ocurre en el borde empotrado $r = a$, y su expresión es:

$$M_{Ra} = -\frac{q}{8a}(a^2 - r_o^2)^2 \quad (5.5)$$

Este momento se utiliza para calcular el esfuerzo de flexión máximo en la fibra extrema de la tapa, mediante la expresión:

$$\sigma = \frac{6|M_{Ra}|}{t^2} \quad (5.6)$$

donde t es el espesor de la tapa (o brida) y σ representa el esfuerzo máximo inducido por flexión.

Para garantizar un comportamiento elástico y evitar plastificación, se impone el siguiente criterio:

$$\sigma \leq \sigma_{\text{fluencia}} \quad (5.7)$$

Despejando t , se obtiene una expresión para el espesor mínimo necesario:

$$t \geq \sqrt{\frac{6|M_{Ra}|}{\sigma_{\text{fluencia}}}} \quad (5.8)$$

Esta ecuación será utilizada para calcular el espesor mínimo requerido de la brida superior, en función de la presión aplicada q , el radio efectivo de carga a , el radio interior r_o , y el límite elástico del material σ_{fluencia} .

Dado lo anterior, el espesor mínimo requerido para la tapa será de 3,35 mm, o aproximadamente 4 mm como valor mínimo. No obstante, por razones prácticas y de diseño se optará por utilizar un espesor mayor, de al menos 5 mm. Esta decisión se justifica en primer lugar por la necesidad de ofrecer un mayor margen ante posibles imperfecciones de fabricación, tolerancias mecánicas, concentraciones de esfuerzo locales y cargas no contempladas en el modelo (como esfuerzos por montaje o manipulaciones). Además, un espesor superior puede contribuir a una mejor rigidez estructural general, lo que resulta especialmente relevante en condiciones donde se requiere una adecuada estanqueidad frente al vacío o donde se desea evitar deformaciones apreciables que puedan afectar el funcionamiento del sistema o la integridad del sello.

Adicionalmente, como se planea realizar roscas en la tapa superior para el paso de pernos, se considerará un espesor suficiente que permita un enroscado adecuado y seguro, sin comprometer la resistencia del hilo ni la integridad del material.

5.1.2.2. Alojamiento junta tórica

Para el alojamiento de la junta tórica, nos basaremos en la guía Parker para sellado de juntas tóricas en vacío [44], en la cual se utilizan las especificaciones indicadas en la tabla siguiente para una junta tórica de Viton con una sección transversal nominal de 5,33 mm.

Tabla 5.4: Dimensiones para O-Ring de tamaño 3/16 [44].

Parámetro	Valor
Tamaño O-Ring AS568A	3/16
Sección transversal nominal, W	0.210 ± 0.005 in
Profundidad del alojamiento, L	0.152 a 0.162 in
Compresión real, Squeeze	0.043 a 0.063 in
Porcentaje de compresión, %	21 a 30
Ancho de la ranura, G	0.239 a 0.244 in
Radio de la ranura, R	0.020 a 0.035 in

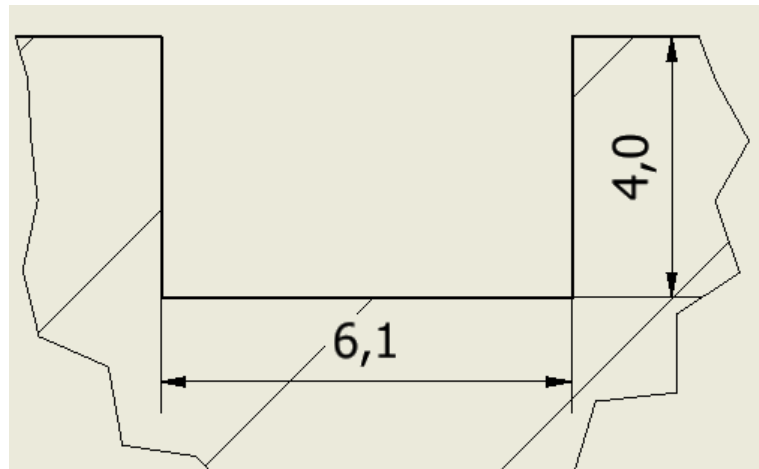


Figura 5.2: Alojamiento de la junta tórica.

5.1.2.3. Pernos y dimensiones finales

Por último, el diámetro exterior, la cantidad de pernos y el diámetro de los agujeros estarán basadas en la norma BS 10:1962, Tabla D [45], la cual corresponde a un estándar de diseño para bridas que soportan una presión de 6,89 bar [46]. Dado lo anterior, se presentan la forma general de la tapa superior abierta en la Figura 5.3 , cuyas medidas utilizadas se presentan en la Tabla 5.5.

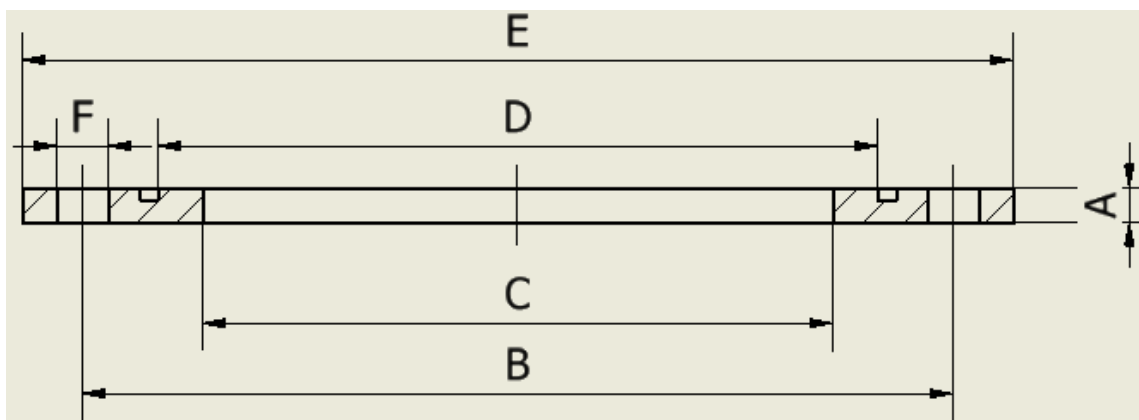


Figura 5.3: Medidas generales de brida plana a utilizar.

Tabla 5.5: Dimensiones del sistema en milímetros.

Parámetro	Valor [mm]
A	12
B	290
C	216
D	240
E	330
F	17
Pernos	10xM12

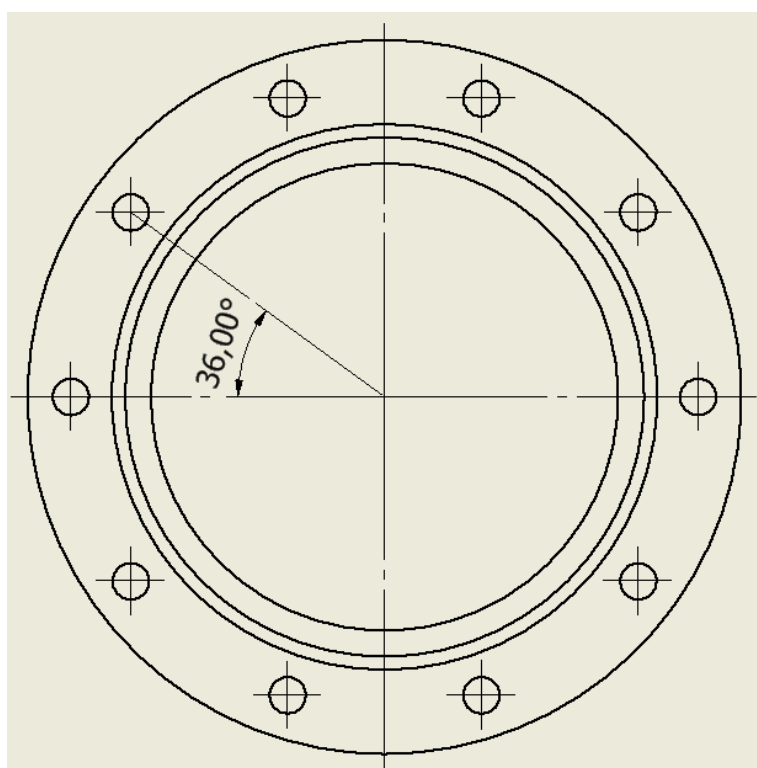


Figura 5.4: Brida abierta junto al ángulo de separación entre orificios.

Cabe recalcar que la brida ciega será análoga a la mostrada en la figura anterior, con la diferencia de que esta no contará con el alojamiento para la junta tórica ni con la abertura interior. No obstante, la brida ciega superior presentará una diferencia respecto de la inferior, ya que incluirá orificios destinados a las llaves de compresión y descompresión (pensadas para una posible conexión a vacío en futuras pruebas), además de tres secciones a través de las cuales se podrán extraer los cables de los termopares que realizarán las mediciones de temperatura.

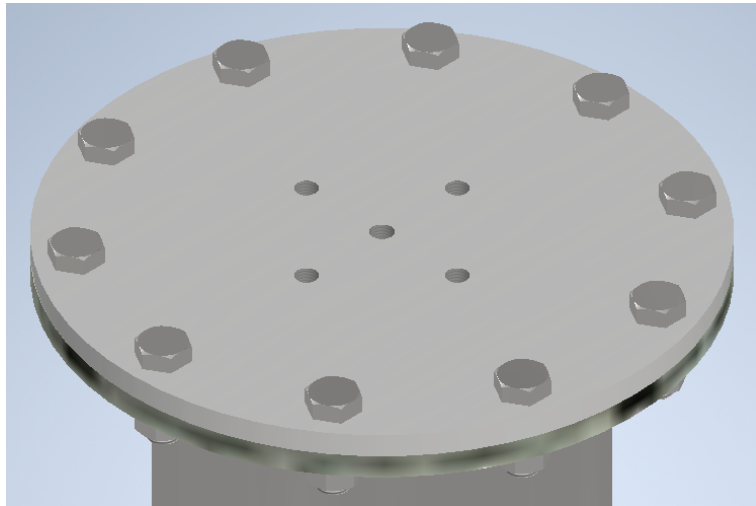


Figura 5.5: Tapa superior con orificios para extracción de termopares y válvulas.

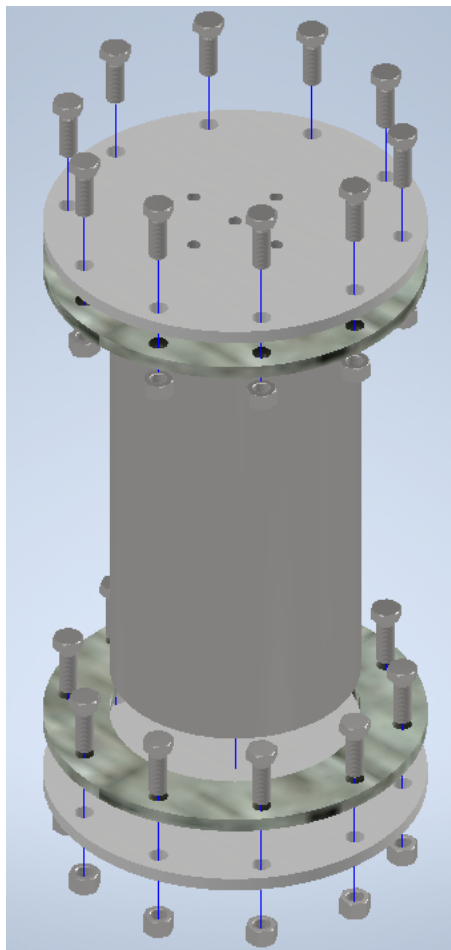


Figura 5.6: Presentación final del lecho diseñado.

5.2. Diseño del prototipo

La creación del prototipo tiene como objetivo principal representar el modelo unidimensional desarrollado previamente, considerando además el efecto observado en la simulación bidimensional: el calentamiento de la pared, el cual influía en las mediciones de temperatura en las esferas. Dado lo anterior, antes de proceder con el diseño detallado, se establece como base que el manto o cuerpo cilíndrico debe contener en su interior una columna de esferas, las cuales estarán a su vez envueltas en material aislante térmico.

5.2.1. Diseño del manto cilíndrico

Con esta base, se procede al diseño del prototipo. En primer lugar, respecto al espesor del cilindro de acero a utilizar, se dispone de un tubo con un espesor de 6 mm y un diámetro exterior de 88,7 mm. Por lo tanto, el parámetro crítico a revisar para validar si los 6 mm de espesor son suficientes corresponde a la presión crítica de pandeo (ecuación 5.1), definida en la sección anterior junto a las expresiones de esfuerzo circunferencial y longitudinal para el manto cilíndrico. Dado lo anterior, si se considera un espesor teórico de 1 mm (valor necesario para poder aplicar la tabla de modos de falla) y los demás datos de la Tabla 5.6:

Tabla 5.6: Parámetros del problema estructural del cilindro y las del acero [40].

Parámetro	Valor
Módulo de Young, E	200×10^9 Pa
Coefficiente de Poisson, ν	0,26
Radio externo, r	0,0887 m
Espesor, t	0,001 m
Altura del cilindro, l	0,21 m
Presión externa, P	101325 Pa
Límite elástico del acero A36	250 MPa
Número de nodos de falla, n	2

se obtiene una presión crítica de:

$$P_{\text{crítica}} = 1256 \text{ kPa}$$

Lo cual asegura que el espesor real de 6 mm es más que suficiente para evitar

el pandeo/inestabilidad estructural. Para el análisis de ruptura/fluencia del manto, el cálculo de los esfuerzos se muestran en la Tabla 5.7:

Tabla 5.7: Resultados del análisis de esfuerzos para el manto del prototipo.

Magnitud	Valor
Esfuerzo circunferencial	0,65 MPa
Esfuerzo longitudinal	0,33 MPa
Factor de seguridad	386

Los resultados obtenidos muestran que el factor de seguridad frente a los esfuerzos generados por la presión externa es considerablemente alto, superando con creces los límites típicos de fluencia del acero. Esto indica que el manto cilíndrico no presenta riesgo de falla por esfuerzo excesivo. En consecuencia, se concluye que el manto no sufrirá colapso estructural, ya sea por pandeo o por flexión, bajo las condiciones de operación previstas.

5.2.2. Diseño tapas

Por otro lado, al igual que en la sección anterior, y utilizando la expresión 5.6 correspondiente para determinar el espesor mínimo de las tapas, se obtiene un valor de 1,52 mm. Sin embargo, aplicando el mismo criterio conservador previamente mencionado, se adoptará un espesor mínimo de 5 mm para la fabricación de las tapas.

El diseño de las tapas (bridas) tiene en consideración la norma BS 10:1962, Tabla D [45], por lo que utilizando de base la Figura 5.3, las dimensiones de la brida abierta superior son:

Tabla 5.8: Dimensiones del sistema en milímetros prototipo.

Parámetro	Valor [mm]
A	12
B	146
C	88.7
D	101
E	180
F	13
Pernos	8xM12

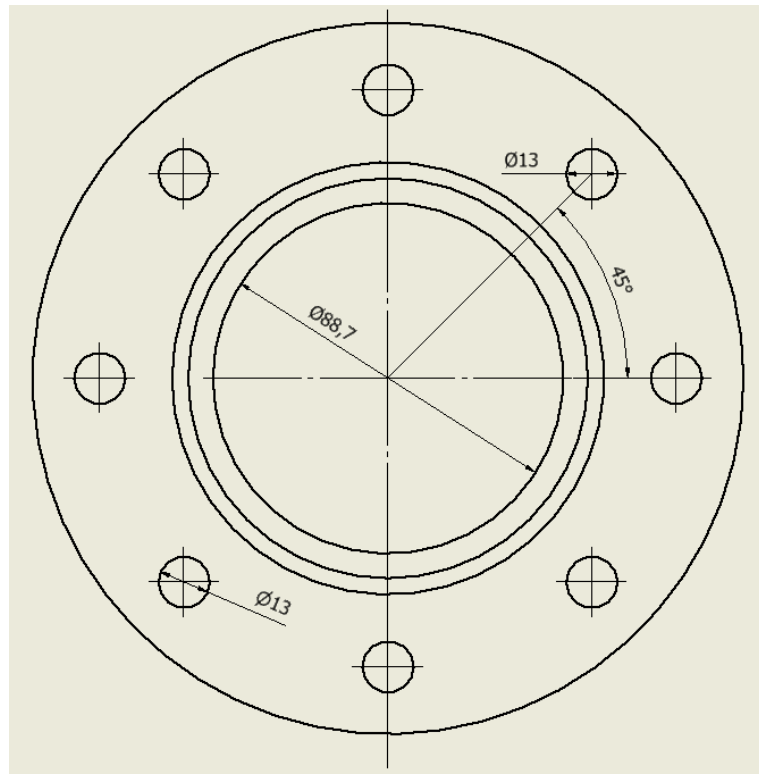


Figura 5.7: Brida abierta prototipo junto al ángulo de separación entre orificios.

Asimismo, para el diseño del alojamiento del O-ring, así como para la geometría del lecho robusto, se utilizó como referencia la guía Parker para sellado de juntas tóricas en vacío [44]. En base a esta, la figura correspondiente presenta las dimensiones recomendadas del alojamiento para vacío, considerando en esta ocasión un O-ring con una sección transversal de 3,53 mm.

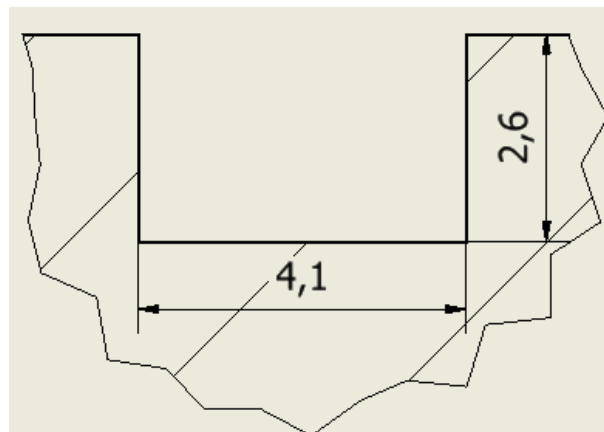


Figura 5.8: Alojamiento de la junta tórica prototipo.

En el caso de la brida ciega que se acopla a la brida abierta (ubicada en la parte superior del manto), a diferencia del diseño anterior, en esta oportunidad sí se definieron dimensiones específicas para los orificios, ya que el tamaño total del componente es menor y, por tanto, las perforaciones están restringidas a diámetros más pequeños. Dado lo anterior, se estableció la incorporación de tres orificios roscados M16 para permitir la extracción de los cables de los termopares. La decisión de roscar estos orificios obedece a que, en futuras investigaciones donde se desee someter la cámara a vacío, sea posible atornillar pernos M16 que sellen dichos pasos.

Además, en escenarios experimentales donde se requiera instalar termopares, estos pernos podrían ser perforados de manera controlada para permitir el paso del cable, debiendo luego sellar únicamente el espacio entre el perno y el cable. Complementariamente, se diseñaron dos orificios roscados M10, destinados a la instalación de dos llaves de paso: una para la descompresión del sistema y otra para la extracción de aire.

Cabe destacar que estas consideraciones apuntan a la posibilidad de realizar ensayos con vacío en investigaciones futuras. La geometría final de la brida superior puede observarse en la Figura 5.9.

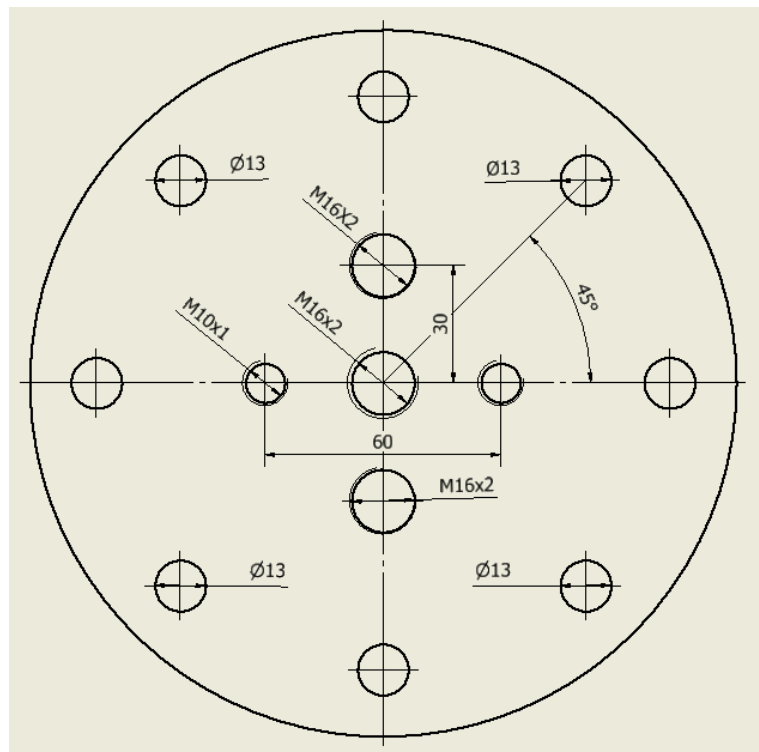


Figura 5.9: Brida ciega superior prototipo.

En el caso de las bridas inferiores (tanto la abierta como la ciega), se implementará un cambio dimensional respecto a la brida superior: los orificios para los pernos estarán más alejados del centro. La razón de esta modificación es sencilla: la cama caliente disponible, que actuará como fuente de calor (heater), posee dimensiones generales de 120×120 mm.

Este formato presenta una limitación geométrica que puede apreciarse en la Figura 5.10: los pernos ubicados en la periferia de la brida interferirían con la cama caliente (o heater como lo hemos comentado a lo largo de esta memoria), impidiendo un contacto directo entre la cama caliente y la superficie de la brida ciega inferior. Por ello, se aumentó el radio de ubicación de los pernos en esta zona.

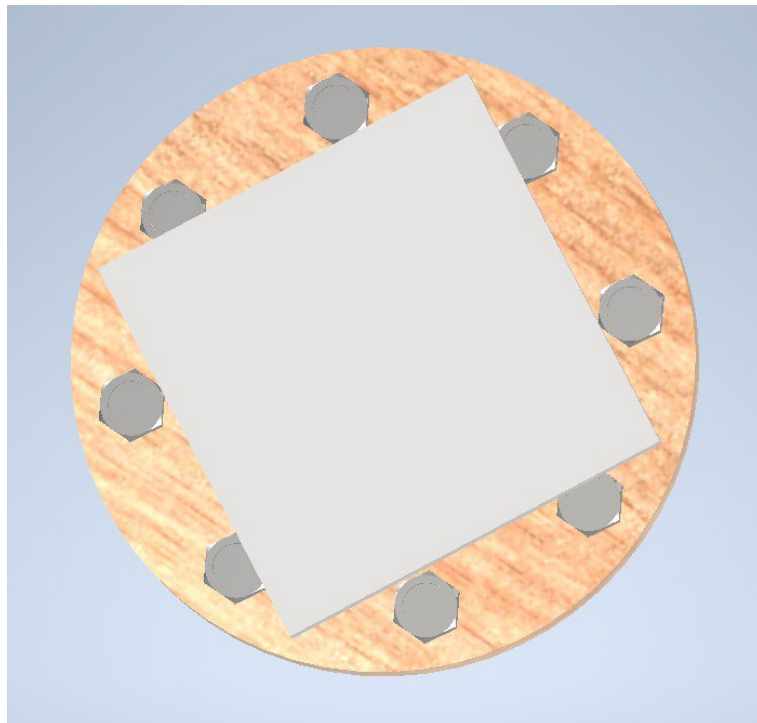


Figura 5.10: Problema presente en brida inferior.

Por lo tanto, las dimensiones B y E de la Figura 5.3, se modifican y ahora son de 160 mm y 190 mm respectivamente. Las demás dimensiones mostradas en la Tabla 5.8 se conservan.

El prototipo final puede observarse en la Figura 5.11, donde también se incluyeron pernos sin cabeza que, en caso de realizar ensayos bajo vacío, se instalarían en los orificios roscados M16 previamente definidos.

Cabe destacar que el diseño mantiene la misma geometría general que la versión original destinada al lecho de mayor tamaño, con la diferencia principal de que las bridas presentan un diámetro externo mayor que las superiores.

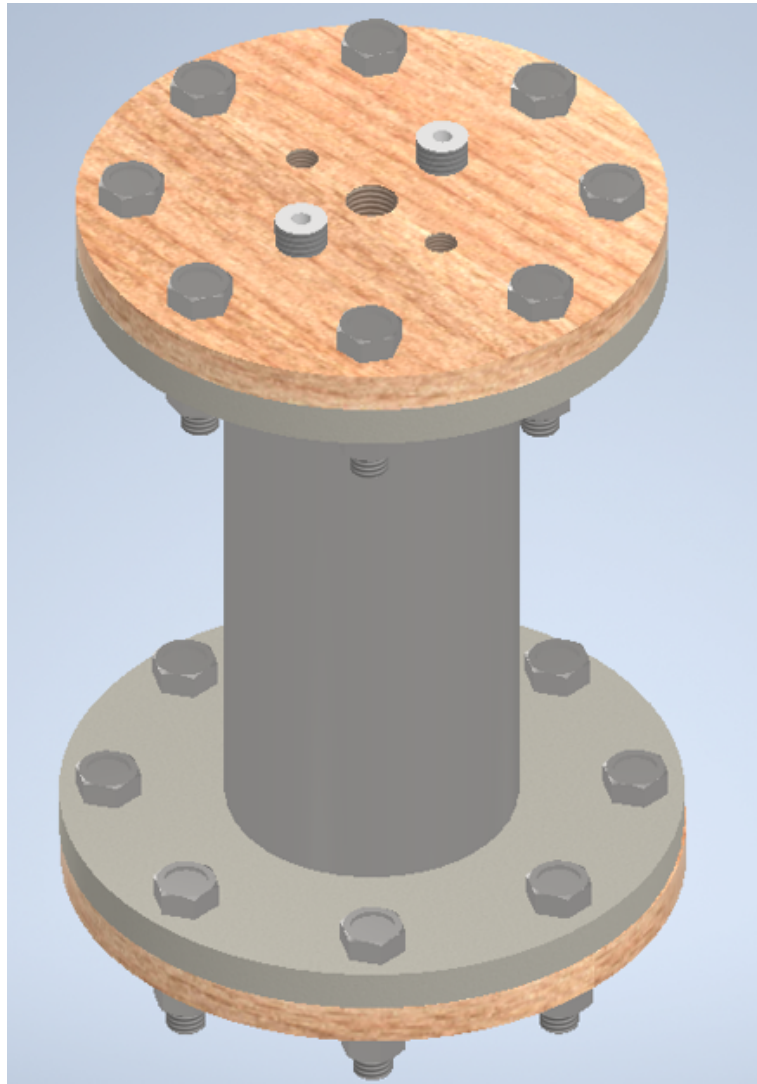


Figura 5.11: Diseño prototipo.

5.3. Montaje experimental

Dado lo expuesto anteriormente, se da inicio a la construcción del prototipo experimental. En primer lugar, tal como se indicó en la sección anterior, el manto a utilizar ya se encontraba disponible. Este presenta un espesor aproximado de 6 mm y una altura

de 21 cm.

Por otra parte, las bridas fueron fabricadas en acero comercial A36, con el espesor correspondiente al definido en el diseño del prototipo. Siguiendo con el proceso, a los extremos del manto se les realiza un mecanizado en forma de chaflán tal cual se observa en la Figura 5.12, con el objetivo de facilitar la posterior unión mediante soldadura con las bridas. Esta preparación de los bordes es fundamental para asegurar una soldadura firme y continua a lo largo del perímetro del cilindro.



Figura 5.12: Mecanizado extremo al manto.

En segundo lugar, se definen las esferas a utilizar. Se adquieren esferas de acero austenítico 304 liso y de aluminio liso tipo 1060/1070. De estas, se mecanizan tres unidades de cada material. Las esferas que serán insertadas dentro de la cámara se perforan con un orificio roscado M6, con una profundidad aproximada de 15 mm.

Esto tiene como finalidad permitir la inserción del hilo del termopar tipo K, de manera que quede firmemente sujeto en el interior de la esfera. Adicionalmente, se aplica pasta térmica en la interfaz entre el termopar y la cavidad, ya que esta mejora la conducción de calor al reducir la resistencia térmica de contacto, asegurando así una mejor precisión en la medición de temperatura. Además, se añade pasta térmica directamente en la punta del sensor, garantizando un buen contacto con la esfera y evitando que se mida principalmente la temperatura del aire circundante.

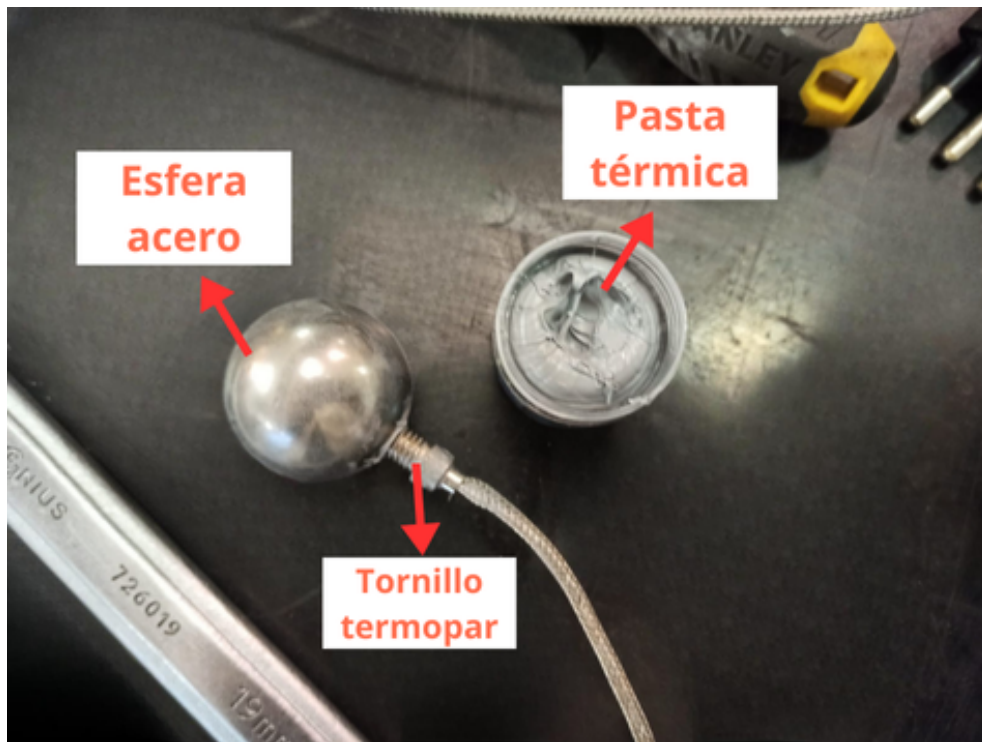


Figura 5.13: Mecanizado a esferas y aplicación de pasta térmica.

En tercer lugar, se considera un aspecto clave derivado de los resultados obtenidos con el modelo bidimensional, donde se observa un efecto de pared que se busca evitar en el experimento. Por esta razón, se incorpora un aislante en la cara interior del manto de 25 mm de espesor. Esta incorporación no solo tiene como objetivo mitigar el efecto de pared, sino también actuar como contención para la columna de esferas a utilizar. En la Figura 5.14 se puede apreciar cómo se dispone este aislante, asegurando que los cables de los termopares pasen por fuera del mismo, de modo que no interfieran con la disposición de las esferas ni con la medición de temperatura.



Figura 5.14: Distribución de esferas en aislante.

Dado lo anterior, se procede a montar la cámara sobre la cama caliente, la cual se configura a una temperatura de 80°C . El proceso de adquisición de datos se realiza de la siguiente manera. Los cables provenientes del prototipo transportan la información correspondiente a la medición de temperatura en intervalos de tiempo definidos. Estos cables se conectan a un módulo MAX6675, el cual permite convertir la señal en un formato legible para su posterior interpretación. A continuación, el módulo se conecta a un Arduino Uno, que actúa como intermediario entre el MAX6675 y el computador, permitiendo así visualizar y registrar las mediciones de manera continua. Además, se utiliza un protoboard, lo que facilita la conexión y medición de múltiples sensores de forma simultánea.

El montaje final puede observarse en la Figura 5.15. En este se realizaron medicio-

nes para una columna compuesta inicialmente por cuatro esferas de acero, enfocándose en las dos esferas más cercanas a la base. Posteriormente, se utilizó una columna de cinco esferas de aluminio, manteniendo el enfoque en las mismas posiciones.

Es importante señalar que, entre ambas mediciones, al finalizar el ensayo con las esferas de acero, se apaga la cama caliente y se desmonta el prototipo, permitiendo su enfriamiento hasta alcanzar temperatura ambiente. Solo entonces se repite el procedimiento para realizar las mediciones con las esferas de aluminio.

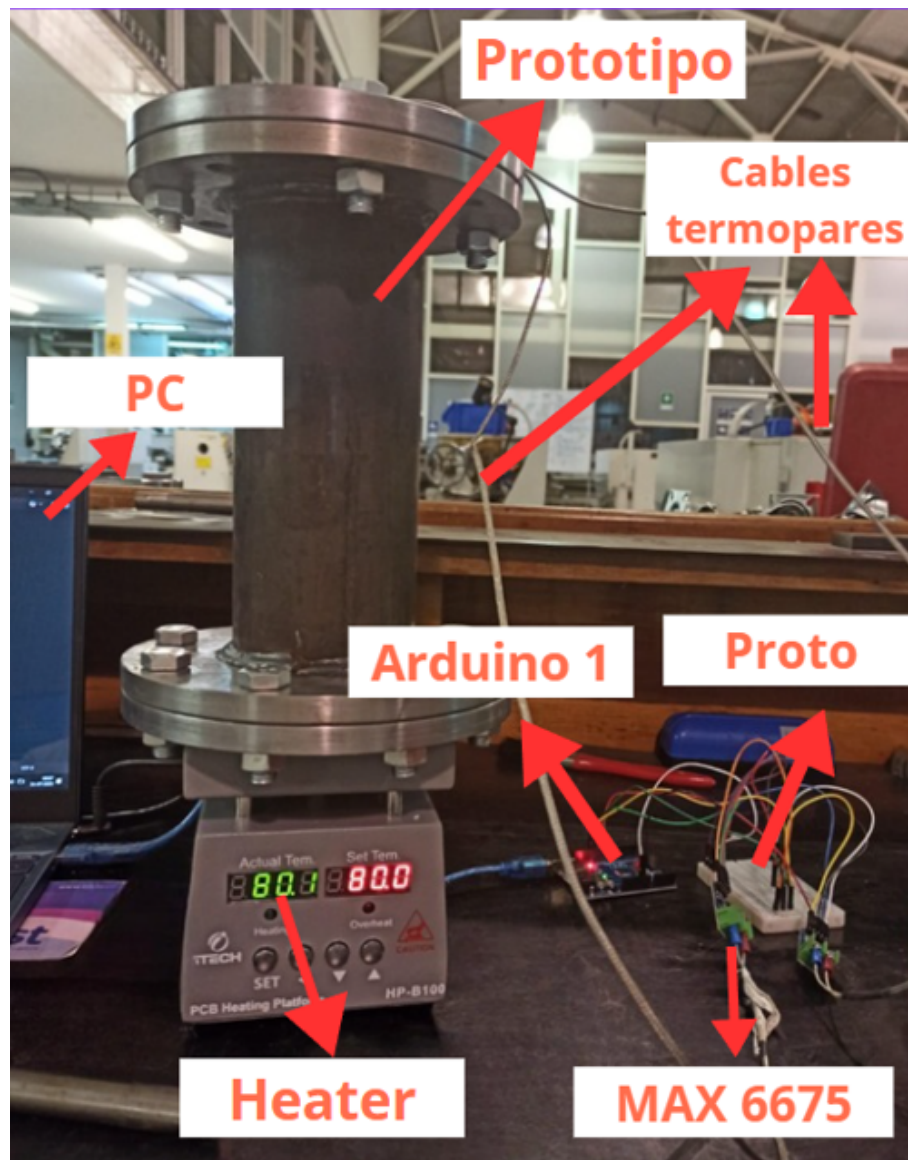


Figura 5.15: Montaje final prototipo.

Capítulo 6

Evaluación del funcionamiento del prototipo

Este capítulo tiene por objetivo analizar el comportamiento térmico del prototipo experimental y evaluar si su diseño y montaje permiten obtener mediciones confiables. En particular, se busca contrastar los resultados experimentales obtenidos con los valores previstos por el modelo unidimensional, prestando especial atención a la variación de temperatura a lo largo de la columna de esferas.

Además, se evalúa si el sistema es capaz de registrar de forma efectiva las temperaturas mediante los termopares instalados, y si dichas mediciones permiten detectar diferencias entre materiales (acero y aluminio) y validar tendencias térmicas consistentes con lo predicho por el modelo.

Antes de presentar los resultados experimentales, se resumen en la siguiente tabla las propiedades térmicas utilizadas para las esferas de acero y aluminio.

Tabla 6.1: Propiedades térmicas de las esferas utilizadas [47] [48].

Propiedad	Acero 304	Aluminio 1060/1070
Módulo de Young [Pa]	193×10^9	69×10^9
Coefficiente de Poisson [-]	0,26	0,33
Conductividad térmica [W/(m · K)]	16	237
Densidad [kg/m ³]	7900	2700
Calor específico [J/(kg · K)]	500	900

6.1. Resultados experimentales

Para la medición con esferas de acero inoxidable 304, se utilizó una columna formada por cuatro esferas dispuestas en forma vertical, tal como se describió en la sección anterior. Para esta evaluación, únicamente se instalaron termopares en las dos primeras esferas (E1 y E2), con el fin de evaluar el gradiente térmico inicial y su concordancia con el modelo unidimensional.

El tiempo total de registro de datos fue de 100 minutos (equivalente a 1 h con 40 min), considerando el periodo desde que la cama caliente alcanza la temperatura de seteo y se coloca el prototipo encima de este, hasta pasado la primera hora de medición. En la Figura 6.1 se presenta la comparación entre el modelo y los datos medidos para las esferas.

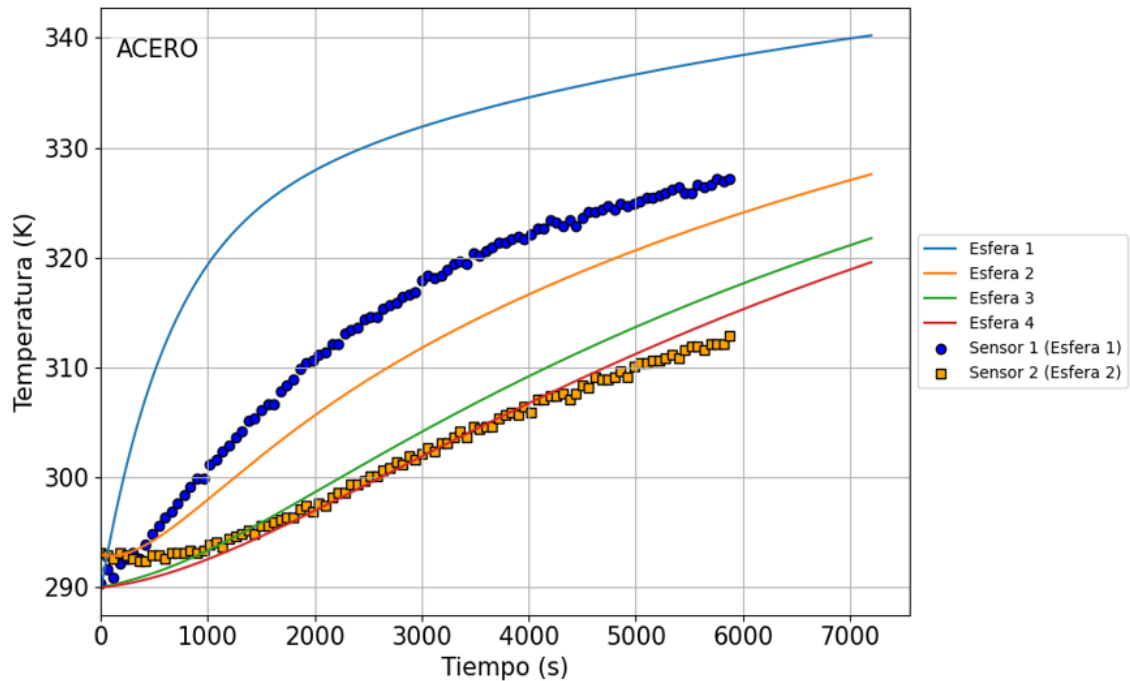


Figura 6.1: Comparativa entre el modelo unidimensional y las mediciones experimentales para el acero considerando traslape de magnitud 10^{-5} .

Como se observa en la figura, las temperaturas medidas por los sensores muestran que el modelo sobreestima el calor transferido desde el calefactor hacia la primera esfera, y de ésta hacia la segunda. Esto se refleja en que las mediciones no presentan una cercanía significativa con los valores modelados. Este comportamiento es razonable, considerando que, a pesar de la presencia del aislamiento térmico, existen pérdidas de

calor hacia el exterior que no están contempladas en el modelo.

Además, en el capítulo 4 se indicó que, para este caso, se utilizó un valor de overlap del orden de 10^{-5} , lo que representa una condición idealizada. Por ello, se realizó una segunda simulación empleando los overlaps determinados por el peso que ejercen las esferas superiores sobre las inferiores, los cuales resultan del orden de 10^{-7} . Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 6.2.

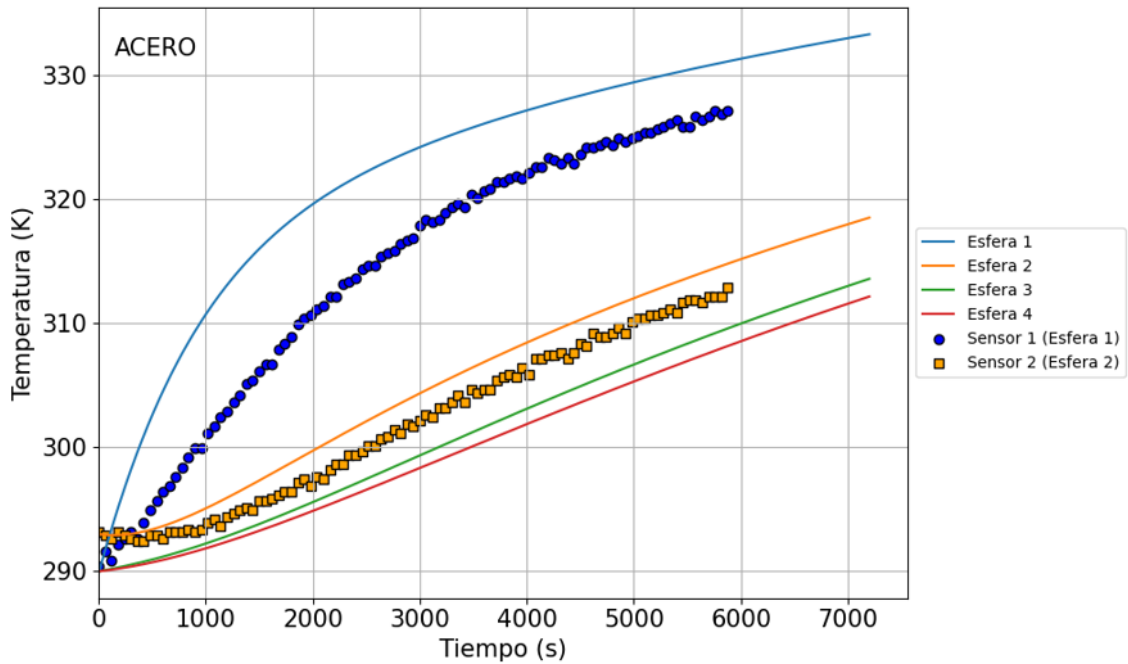


Figura 6.2: Comparativa entre el modelo unidimensional y las mediciones experimentales para el acero considerando traslape dado el peso de las esferas.

En este segundo escenario, la concordancia con los resultados experimentales mejora de forma apreciable. Esto tiene sentido, ya que un overlap menor implica un área de contacto efectiva reducida, lo que disminuye la tasa de transferencia de calor por conducción entre esferas. En consecuencia, las curvas de temperatura presentan un crecimiento más moderado, acercándose a las mediciones reales.

Cabe acotar que, antes de encender la cama caliente, el sensor 2 registró una temperatura inicial de 20 °C, mientras que el sensor 1 indicó 17 °C. Esta diferencia, pese a encontrarse bajo las mismas condiciones iniciales, muestra que los termopares utilizados presentan un error de medición apreciable.

En resumen, el análisis indica que el modelo inicial sobrestimaba la transferencia de calor, mientras que la incorporación de un overlap microscópico de magnitud 10^{-7}

produce resultados más realistas. No obstante, es importante recordar que el modelo sigue mostrando un incremento de temperatura más rápido que el experimento, debido a que considera un sistema aislado ideal sin pérdidas térmicas, lo que no ocurre en el montaje físico.

En la medición realizada con esferas de aluminio 1060 liso, se empleó una columna compuesta por cinco esferas dispuestas verticalmente. Para esta evaluación, al igual que en el caso del acero, únicamente se instalaron termopares en las dos primeras esferas, con el objetivo de analizar el gradiente térmico inicial y su concordancia con el modelo unidimensional. El tiempo total de registro de datos fue de 77 minutos (equivalente a 1 h con 17 min) y los resultados para el caso de traslapes impuestos en el orden de 10^{-5} se muestran en la Figura 6.3:

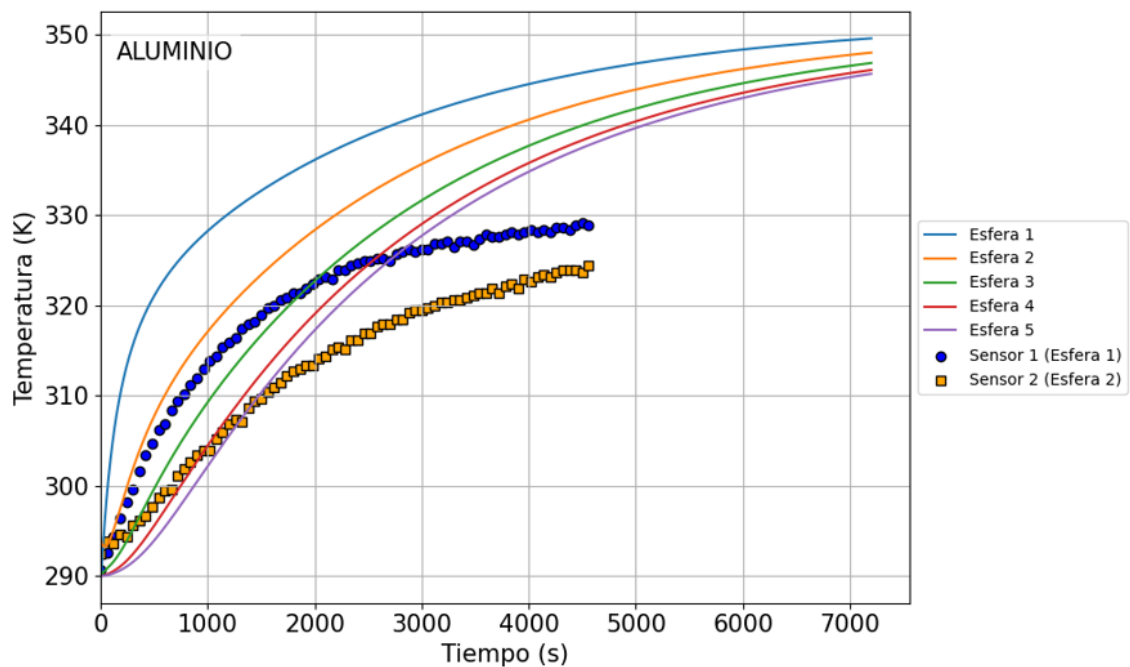


Figura 6.3: Comparativa entre el modelo unidimensional y las mediciones experimentales para el aluminio considerando traslape de magnitud 10^{-5} .

Se observa el mismo comportamiento que en el caso del acero: el modelo presenta un crecimiento de temperatura considerablemente más rápido en comparación con lo medido experimentalmente. Este efecto resulta aún más notorio en el aluminio, debido a que su mayor conductividad térmica favorece una transferencia de calor más acelerada que en el acero.

Ahora comparando con los traslapes dados por el peso de las esferas de aluminio,

se obtienen los resultados de la Figura 6.4. Y, al igual que para el acero, estos resultados tienden a seguir de mejor forma el crecimiento de la temperatura de las medidas experimentales.

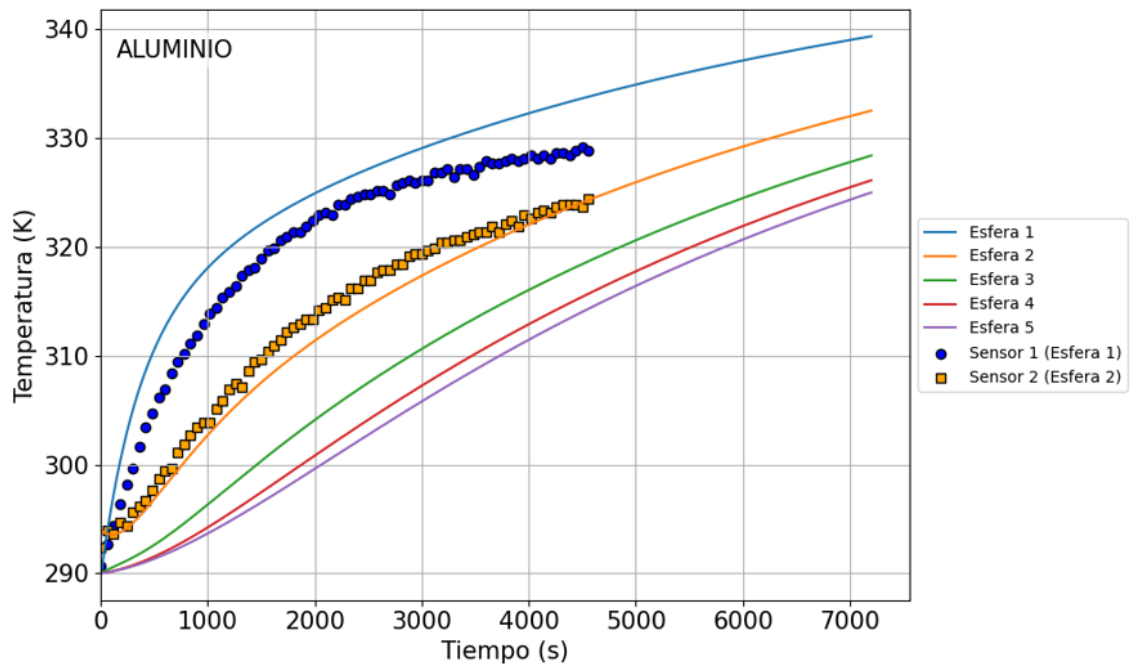


Figura 6.4: Comparativa entre el modelo unidimensional y las mediciones experimentales para el aluminio considerando traslape dado el peso de las esferas.

Por otro lado, se observa una tendencia a una estabilización prematura de la temperatura en el experimento, la cual puede deberse a pérdidas adicionales no modeladas, las cuales se hacen más evidentes en el caso del aluminio debido a su mayor conductividad térmica. En el caso del acero, este efecto no es tan notorio, ya que su crecimiento de temperatura es más lento por presentar menor conductividad. En cuanto a la segunda esfera, es posible que exista un error de medición o de conexión en el momento del experimento, lo que explicaría la diferencia de aproximadamente 3 K respecto a la primera esfera, diferencia que sigue siendo significativa considerando que ambas deberían registrar la misma temperatura. No obstante, esta figura representa de mejor manera el comportamiento experimental en comparación con el modelo ideal, el cual considera traslapes en función de la gravedad. Sin embargo, cuando dichos traslapes se autoimponen en el orden de 10^{-5} , persiste una sobrestimación del flujo de calor entre esferas.

En términos generales, para ambos materiales se observa que su comportamiento

experimental se encuentra mejor representado al emplear un área efectiva de transferencia significativamente menor que la obtenida utilizando traslapes mayores a los generados por el propio peso entre las esferas. El experimento logra reproducir tendencias generales esperadas, tales como el crecimiento de la temperatura y su posterior estabilización o tendencia a esta. Si bien existe la posibilidad de errores asociados a la medición, ya sea por limitaciones del instrumento o por imprecisiones de instalación, los termopares utilizados captan de forma adecuada la evolución térmica de las esferas, lo que indica que el uso de pasta térmica cumplió su función al asegurar un buen contacto térmico.

En consecuencia, el prototipo ha permitido validar tanto el procedimiento experimental como la metodología de comparación con el modelo, proporcionando información valiosa para el ajuste de parámetros y la comprensión de los mecanismos de transferencia de calor en la columna de esferas.

Capítulo 7

Conclusiones

En este trabajo se llevó a cabo el diseño y evaluación de un prototipo experimental de lecho empacado con el fin de analizar su factibilidad como herramienta para investigaciones sobre transferencia de calor y resistencia térmica de contacto. Para ello, se estudiaron los mecanismos de transferencia presentes en este tipo de sistemas, se desarrollaron simulaciones numéricas en una y dos dimensiones para identificar tendencias generales, y a partir de estos análisis se definieron las dimensiones y características tanto del lecho como del prototipo final.

El análisis teórico y la revisión del estado del arte permitieron identificar los cuatro mecanismos presentes en el lecho empacado (conducción, convección natural, convección forzada y radiación), obtener expresiones para modelarlos y comprender que la resistencia térmica de contacto depende fuertemente de las propiedades del material, de la fuerza de compresión y del traslape entre partículas. Se confirmó que ciertas suposiciones como la isothermicidad pueden simplificar el modelado sin generar grandes errores mientras cumpla los criterios impuestos ($Biot < 0,1$).

Se determinó que la radiación adquiere relevancia solo a temperaturas elevadas, la convección forzada domina en sistemas con flujo impuesto, mientras que la natural presenta un aporte más limitado y dependiente de la configuración. Asimismo, se observó en el estudio de Mishra que la conducción indirecta depende de la rugosidad y del tipo de contacto (esfera-esfera o esfera-pared), siendo menor mientras más lisas sean las superficies. Este estudio también permitió obtener las expresiones necesarias para modelar los mecanismos y calcular las resistencias presentes a partir de traslapes y capas de fluido, lo que fue fundamental para orientar las simulaciones y anticipar el comportamiento esperado en el prototipo.

Las simulaciones numéricas, bajo condiciones de propiedades constantes (k , c_p , ρ), esferas lisas, etc validaron la suposición de isothermicidad e identificaron el efecto de pared, evidenciando la necesidad de un aislante en el prototipo experimental, además de brindar una herramienta fundamental para comparar las mediciones experimentales. Estas simulaciones también permitieron determinar la influencia de propiedades como la conductividad térmica y el calor específico, así como el fuerte impacto del traslape en la resistencia de conducción. El análisis temporal mostró que las esferas cercanas a la base se calientan principalmente por conducción, mientras que en la parte alta predomina la convección natural, que transfiere calor de manera menos eficiente, lo que explica la lenta variación térmica en esa zona. Se confirmó que el número de Biot es bajo, validando la suposición de isothermicidad de las esferas. Las simulaciones también fueron útiles para definir la altura óptima del lecho, ya que una columna de diez esferas resultó ser más que suficiente, dado que las últimas presentan cambios mínimos en el periodo de estudio. Además, se detectó el posible efecto pared y se justificó la inclusión de aislamiento interno en el diseño experimental. En conjunto, estas simulaciones entregaron una referencia cuantitativa para el diseño del prototipo y para comparar con los resultados experimentales.

El diseño a escala real anticipó y optimizó parámetros críticos (espesor del aislante, dimensiones de tapas y bridas, diámetro del manto) evitando interferencias con la base/calentador y logrando que el aislante sirva como base estructural. Además, permitió prever y resolver problemas prácticos de montaje, asegurando un buen montaje del prototipo. Este diseño también permitió definir dimensiones, espesores y materiales adecuados, considerando criterios térmicos, mecánicos y económicos. Se analizaron alternativas de sellado como O-rings, así como el diseño y mecanizado de las tapas para evitar interferencias con la cama caliente. El cálculo de espesores aseguró resistencia estructural frente al vacío y compatibilidad con el montaje experimental. También se determinó el espesor máximo del aislamiento para permitir su instalación y garantizar el apriete de las esferas. Este diseño resolvió aspectos prácticos relevantes, como la reducción del tamaño del lecho para disminuir el costo de adquisición de esferas, y estableció las bases para futuros escalados o modificaciones.

El prototipo incorporó esferas de acero inoxidable 304 y aluminio 1060, instrumentadas con termopares tipo K fijados mediante pasta térmica, y un sistema de adquisición basado en Arduino Uno y módulos MAX6675. El montaje permitió registrar de forma efectiva la evolución térmica de las esferas bajo condiciones controladas, y comparar los resultados con predicciones del modelo unidimensional. La toma de datos fue en

general satisfactoria: salvo el posible error asociado a la medición de los instrumentos, las lecturas no presentaron fluctuaciones mayores a $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante los minutos de medición, lo que se logró procurando mantener inmóvil el sistema de conexión de los cables con el Arduino para minimizar perturbaciones externas.

Los resultados mostraron que el modelo inicial, con traslapes idealizados del orden de 10^{-5} , sobrestimó la transferencia de calor en ambos materiales. En cambio, al emplear traslapes calculados en función del peso propio de las esferas ($\sim 10^{-7}$), la concordancia con las mediciones mejoró de forma significativa, reproduciendo tasas de calentamiento más realistas. Si bien un traslape tan bajo puede considerarse reducido desde un punto de vista puramente geométrico, su efecto en el modelo puede interpretarse como una representación simplificada de resistencias adicionales presentes en el sistema real, tales como las asociadas a la rugosidad superficial de las esferas, la presencia de pasta térmica en los puntos de contacto o irregularidades en el asiento de las partículas. En este sentido, el ajuste del traslape no solo cumplió un rol de calibración, sino que también permitió incorporar, de manera efectiva aunque indirecta, fenómenos físicos que afectan la transferencia de calor y que no fueron modelados explícitamente. Esto evidencia que la resistencia térmica de contacto es un factor determinante en el comportamiento térmico del lecho.

Durante las pruebas se identificaron aspectos instrumentales que influyeron en las mediciones. En el ensayo con acero, antes de iniciar el calentamiento, un sensor registró $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ más que otro bajo las mismas condiciones iniciales, lo que sugiere un error de calibración o precisión. Además, se constató que tanto el módulo MAX6675 como el cableado eran sensibles al movimiento, pudiendo generar fluctuaciones en la señal. En el caso del aluminio, se observó que la sección superior del tubo alcanzó solo $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ al final del ensayo, mientras que la simulación predecía aproximadamente 330 K . Esta diferencia refleja que la suposición de aire isotérmico en el modelo no fue representativa de la realidad. Asimismo, la presencia de tres orificios en la parte superior para el paso de cables, inexistentes en la simulación, pudo haber favorecido pérdidas térmicas o movimientos de aire que redujeran la temperatura real.

El experimento mostró tendencias térmicas generales esperadas, como que el aluminio presentara un calentamiento más rápido que el acero debido a su mayor conductividad térmica, y que ambos materiales siguieran una curva con tendencia similar a la del modelo cuando se usaron traslapes reducidos, aunque desplazadas por las pérdidas de calor no modeladas. También se observó una estabilización anticipada de la temperatura respecto al modelo, fenómeno coherente con la presencia de pérdidas hacia el

entorno. Este efecto fue más marcado en el aluminio, lo que es consistente con su capacidad de transferir calor más rápidamente entre esferas y hacia zonas frías. En síntesis, el prototipo no solo permitió identificar diferencias claras entre materiales y contrastarlas con el modelo, sino que también validó tendencias esperadas y reveló desviaciones atribuibles a condiciones reales de operación. Esto confirma que el montaje constituye una base experimental sólida para la caracterización de la resistencia térmica de contacto en lechos empacados, ofreciendo información esencial para la calibración de modelos numéricos y el diseño de futuras investigaciones.

Capítulo 8

Proyecciones futuras

A partir de los resultados experimentales y del análisis comparativo con el modelo numérico, se identifican diversas líneas de trabajo que permitirían mejorar la precisión de las mediciones, optimizar el prototipo y profundizar en la caracterización de la resistencia térmica de contacto en lechos empacados. Entre ellas, se proponen las siguientes:

1. Calibración de termopares: Los ensayos realizados evidenciaron diferencias de hasta 3°C entre sensores bajo condiciones nominalmente idénticas, lo que sugiere errores de calibración o de precisión. Se recomienda efectuar una calibración rigurosa de los termopares empleados, utilizando referencias térmicas estables como baños de hielo a 0°C o puntos de fusión conocidos. Esto permitirá reducir la incertidumbre de las mediciones y garantizar que las comparaciones con el modelo numérico se basen en datos confiables.
2. Ajuste del modelo numérico: Una vez corregidos los posibles errores de medición, se sugiere refinar el modelo unidimensional para representar con mayor fidelidad las condiciones reales del prototipo. Esto incluye actualizar los parámetros de traslape, incorporar pérdidas de calor no modeladas previamente y revisar las propiedades térmicas de los materiales en función de la temperatura. Con ello, será posible verificar de manera más robusta la hipótesis de isothermicidad de las esferas y obtener predicciones más cercanas a las mediciones experimentales.
3. Estimación experimental de la resistencia térmica de contacto: Se propone medir la potencia consumida por el calentador mediante la determinación de la corriente y el voltaje aplicados, lo que permitirá conocer el flujo de calor total

que ingresa al sistema. Con el modelo ajustado, podría estimarse la fracción de energía transferida a la primera esfera, las pérdidas por convección y radiación, así como el calor transmitido entre contactos sucesivos. Al disponer del flujo de calor y de los ΔT medidos entre esferas contiguas, sería posible calcular experimentalmente la resistencia térmica de contacto directa, validando y complementando los valores obtenidos por simulación.

Estas acciones permitirían reducir la brecha entre el comportamiento real y el modelado, mejorando la capacidad predictiva del prototipo y consolidando su utilidad como herramienta para futuras investigaciones.

Bibliografía

- [1] CIC energiGUNE. *El almacenamiento de energía térmica, clave en la transición energética*. Recuperado el 26 de mayo de 2025, de <https://cicenergigune.com/es/blog/almacenamiento-energia-termica-clave-transicion-energetica>. 2023.
- [2] Future Cleantech Architects. *Factsheet Series #5: Almacenamiento de energía térmica para descarbonizar el sector del calor*. Consultado en junio de 2025. 2024. URL: <https://fcarchitects.org/tes-factsheet-sources/>.
- [3] José A. Roca. *El almacenamiento térmico proporciona ahorros de entre el 30 % y el 150 % en comparación con el calor de proceso tradicional*. Recuperado el 26 de mayo de 2025, de <https://elperiodicodelaenergia.com/el-almacenamiento-termico-proporciona-ahorros-de-entre-el-30-y-el-150-en-comparacion-con-el-calor-de-proceso-tradicional/>. 2025.
- [4] P. Uzmec. *A hot opportunity: Thermal energy storage*. Recuperado el 26 de mayo de 2025, de <https://www.linkedin.com/pulse/hot-opportunity-thermal-energy-storage-uzmec/>. 2024.
- [5] Interempresas. *Nuevas aplicaciones industriales de alto valor añadido para las escorias negras de acerías*. Consultado el 4 de junio de 2025. 2021. URL: <https://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/222481-Nuevas-aplicaciones-industriales-de-alto-valor-anadido-para-las-escorias-negras-de-acerias.html>.
- [6] Silvia Trevisan et al. "Packed bed thermal energy storage: A novel design methodology including quasi-dynamic boundary conditions and techno-economic optimization". En: *Journal of Energy Storage* 36 (2021), pág. 102441. DOI: 10 .

- 1016/j.est.2021.102441. URL: <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102441>.
- [7] Paul Schwarzmayer et al. “Packed bed thermal energy storage for waste heat recovery in the iron and steel industry: A cold model study on powder hold-up and pressure drop”. En: *Journal of Energy Storage* 75 (2024), pág. 109735. DOI: 10.1016/j.est.2023.109735. URL: <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.109735>.
- [8] Ayah Marwan Rabi', Jovana Radulovic y James M. Buick. “Packed Bed Thermal Energy Storage System: Parametric Study”. En: *Thermo* 4.3 (2024), págs. 295-314. DOI: 10.3390/thermo4030016. URL: <https://doi.org/10.3390/thermo4030016>.
- [9] Yusuke Asakuma et al. “Thermal analysis with contact resistance of packed bed by a homogenization method”. En: *Powder Technology* 291 (2016), págs. 46-51. DOI: 10.1016/j.powtec.2015.12.006. URL: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.12.006>.
- [10] H. Hertz. “Über die Berührung fester elastischer Körper”. En: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92 (1881). <https://home.uni-leipzig.de/pwm/web/download/Hertz1881.pdf>, págs. 156-171.
- [11] G. K. Batchelor y R. W. O'Brien. “Thermal or electrical conduction through a granular material”. En: *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences* 355.1682 (1977), págs. 313-333. DOI: 10.1098/rspa.1977.0100. URL: <https://royalsocietypublishing.org/doi/10.1098/rspa.1977.0100>.
- [12] M. A. Lambert y L. S. Fletcher. “Thermal Contact Conductance of Spherical Rough Metals”. En: *Journal of Heat Transfer* 119.4 (1997), págs. 684-690. DOI: 10.1115/1.2824172. URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/heattransfer/article/119/4/684/414797/Thermal-Contact-Conductance-of-Spherical-Rough>.
- [13] M. Bahrami, M. M. Yovanovich y J. R. Culham. “A Compact Model for Spherical Rough Contacts”. En: *Journal of Tribology* 127.4 (2005), págs. 884-889. DOI: 10.1115/1.2000982. URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/tribology/article/127/4/884/475758/A-Compact-Model-for-Spherical-Rough-Contacts>.

- [14] Shunying Ji y Lu Liu. *Computational Granular Mechanics and Its Engineering Applications*. Singapore: Springer, 2019. ISBN: 978-981-13-6380-0.
- [15] M. R. Sridhar y M. M. Yovanovich. “Empirical Methods to Predict Vickers Microhardness”. En: *Wear* 193.1 (abr. de 1996), págs. 91-98. DOI: 10.1016/0043-1648(95)06681-0. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0043164895066810>.
- [16] Z. Y. Zhou, A. B. Yu y P. Zulli. “A New Computational Method for Studying Heat Transfer in Fluid Bed Reactors”. En: *Powder Technology* 197.1-2 (ene. de 2010), págs. 102-110. DOI: 10.1016/j.powtec.2009.09.002. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0032591009004902>.
- [17] A. B. Morris et al. “Development of Soft-Sphere Contact Models for Thermal Heat Conduction in Granular Flows”. En: *AIChE Journal* 62 (mayo de 2016), págs. 4526-4535. DOI: 10.1002/aic.15331. URL: <https://doi.org/10.1002/aic.15331>.
- [18] Z. Y. Zhou, A. B. Yu y P. Zulli. “Particle Scale Study of Heat Transfer in Packed and Bubbling Fluidized Beds”. En: *AIChE Journal* 55 (mar. de 2009), págs. 868-884. DOI: 10.1002/aic.11823. URL: <https://doi.org/10.1002/aic.11823>.
- [19] Ipsita Mishra et al. “Experimental Validation of Indirect Conduction Theory and Effect of Particle Roughness on Wall-to-Particle Heat Transfer”. En: *AIChE Journal* 65.10 (oct. de 2019). DOI: 10.1002/aic.16703. URL: <https://doi.org/10.1002/aic.16703>.
- [20] D. Rong y M. Horio. “DEM Simulation of Char Combustion in a Fluidized Bed”. En: *Second International Conference on CFD in Minerals and Process Industries*. CSIRO. Melbourne, Australia, dic. de 1999, págs. 65-70.
- [21] W. W. M. Siu y S. H.-K. Lee. “Contact Resistance Measurement and Its Effect on the Thermal Conductivity of Packed Sphere Systems”. En: *Journal of Heat Transfer* 126.6 (dic. de 2004), págs. 886-895. DOI: 10.1115/1.1795231.
- [22] G. P. Peterson y L. S. Fletcher. “Thermal Contact Conductance of Packed Beds in Contact With a Flat Surface”. En: *Journal of Heat Transfer* 110.1 (1988), págs. 38-41. DOI: 10.1115/1.3250449.

- [23] M. M. Yovanovich. “Thermal Constriction Resistance Between Contacting Metallic Paraboloids: Application to Instrument Bearings”. En: *Heat Transfer and Spacecraft Thermal Control*. Ed. por J. W. Lucas. Vol. 24. Progress in Astronautics and Aeronautics. Cambridge, MA: MIT Press, 1971, págs. 337-358.
- [24] A. M. Clausing y B. T. Chao. “Thermal Contact Resistance in a Vacuum Environment”. En: *Journal of Heat Transfer* 87 (1965), págs. 243-251.
- [25] Koichi Nishino, Shigemasa Yamashita y Kahoru Torii. “Thermal Contact Conductance under Low Applied Load in a Vacuum Environment”. En: *Experimental Thermal and Fluid Science* 10.2 (feb. de 1995), págs. 258-271. DOI: 10.1016/0894-1777(94)00091-L.
- [26] Mechanical Products. *Contacts and Contact Dynamics in Circuit Breakers: Contact Resistance*. Accessed: 2025-07-11. 2013. URL: <https://www.mechprod.com/blog-old/bid/318509/Contacts-and-Contact-Dynamics-in-Circuit-Breakers-Contact-Resistance>.
- [27] Majid Bahrami, M. Michael Yovanovich y J. Richard Culham. “Effective Thermal Conductivity of Rough Spherical Packed Beds”. En: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49.19–20 (sep. de 2006), págs. 3691-3701. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.02.021.
- [28] J. M. H. Musser. “Modeling of Heat Transfer and Reactive Chemistry for Particles in Gas-Solid Flow Utilizing Continuum-Discrete Methodology (CDM)”. Graduate Theses, Dissertations, and Problem Reports. West Virginia University, 2011. DOI: 10.33915/etd.4760. URL: <https://researchrepository.wvu.edu/etd/4760>.
- [29] David Gaviño et al. “A Discrete Element Approach to Model Packed Bed Thermal Storage”. En: *Applied Energy* 325 (nov. de 2022), pág. 119821. DOI: 10.1016/j.apenergy.2022.119821. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.119821>.
- [30] C. Delvosalle y J. Vanderschuren. “Gas-to-Particle and Particle-to-Particle Heat Transfer in Fluidized Beds of Large Particles”. En: *Chemical Engineering Science* 40.5 (1985), págs. 769-779.

- [31] A. B. Morris et al. “A Conductive Heat Transfer Model for Particle Flows over Immersed Surfaces”. En: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 89 (oct. de 2015), págs. 1277-1289. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.06.004. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.06.004>.
- [32] S. W. Churchill. “Free Convection Around Immersed Bodies”. En: *Heat Exchanger Design Handbook*. Ed. por E. U. Schlünder. New York: Hemisphere Publishing, 1983, pág. 500.
- [33] Stuart W. Churchill y Humbert H.S. Chu. “Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate”. En: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18.11 (nov. de 1975), págs. 1323-1329. DOI: 10.1016/0017-9310(75)90243-4. URL: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4).
- [34] Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar. *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones*. 4.^a ed. Página consultada: p. 528. México: McGraw-Hill, 2011. ISBN: 978-607-15-0554-0.
- [35] Thermtest Inc. *Materials Thermal Properties Database*. <https://thermtest.com/thermal-resources/materials-database>. Consultado el 15 de agosto de 2025. 2025.
- [36] Total Materia AG. *Propiedades del Acero*. <https://www.totalmateria.com/es/propiedades/propiedades-del-acero/>. Fragmento consultado: “Las propiedades del acero más importantes son la conformabilidad y durabilidad, resistencia a la tracción y su buena conductividad térmica...”; consultado el 15 de agosto de 2025. 2025.
- [37] The Clinic Online. *Así se ve un glóbulo rojo en la punta de una aguja*. <https://www.theclinic.cl/2012/11/12/asi-se-ve-un-globulo-rojo-en-la-punta-de-una-aguja/>. Publicado en The Clinic. Nov. de 2012. URL: <https://www.theclinic.cl/2012/11/12/asi-se-ve-un-globulo-rojo-en-la-punta-de-una-aguja/>.
- [38] Shane J. Burns, Petri T. Piiroinen y Kevin J. Hanley. “Critical time step for DEM simulations of dynamic systems using a Hertzian contact model”. En: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 119.5 (mar. de 2019),

- págs. 432-451. DOI: 10.1002/nme.6056. URL: <https://doi.org/10.1002/nme.6056>.
- [39] AreaCiencias. *El aire y sus componentes o gases*. <https://www.areaciencias.com/meteorologia/componentes-del-aire/>. Consultado el 15 de agosto de 2025. 2022.
 - [40] Bushwick Metals. *A36 Steel Properties*. Consultado el 30 de julio de 2025. n.d. URL: <https://www.bushwickmetals.com/a36-steel-properties/>.
 - [41] C. de Paor et al. "Prediction of vacuum-induced buckling pressures of thin-walled cylinders". En: *Thin-Walled Structures* 55 (jun. de 2012), págs. 1-10. DOI: 10.1016/j.tws.2012.03.001. URL: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2012.03.001>.
 - [42] Ferdinand P. Beer et al. *Mecánica de Materiales*. 5.^a ed. Sección 7.9: Esfuerzos en recipientes de pared delgada a presión, pp. 462–464. México: McGraw-Hill, 2012. ISBN: 978-607-15-0640-2.
 - [43] Warren C. Young y Richard G. Budynas. *Roark's Formulas for Stress and Strain*. 7.^a ed. Capítulo consultado: pp. 457–488. New York: McGraw-Hill, 2002. ISBN: 978-0070725423.
 - [44] Parker Hannifin Corporation. *Parker O-Ring Vacuum Sealing Guide*. Rev. 2. ORD 5705. Consultado el 31 de julio de 2025. Parker O-Ring & Engineered Seals Division. Lexington, KY, USA, 2010. URL: <https://www.parker.com/Literature/O-Ring/ORD%205705.pdf>.
 - [45] M P Jain Tubing Solutions LLP. *BS 10 Table D Flanges Manufacturer and Exporter*. Página web. Consultado el 31 de julio de 2025. n.d. URL: <https://mpjainco.com/pipe-flanges/bs-10-table-d-flanges-manufacturer-exporter/>.
 - [46] Jerry Austen. *The Ever-Present TableD Flange*. Technical article, Netafim. Consultado el 31 de julio de 2025; PDF de SABISasol. c. 2011. URL: <https://www.sabi.co.za/sabiSasol/Table%20D%20Flanges.pdf>.
 - [47] Metalistería V3. *Características y propiedades del acero inoxidable 304*. Página web. Consultado el 6 de agosto de 2025. n.d. URL: <https://www.metalisteriav3.es/acero-inoxidable-304-caracteristicas-propiedades/>.

- [48] AZoM. *Aluminium / Aluminum 1060 Alloy (UNS A91060)*. Página web. Consultado el 6 de agosto de 2025. n.d. URL: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6587>.