

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



TESIS

**ESTIMACIÓN DEL FLUJO DE CALOR EN LA
SUPERFICIE DE MUESTRAS DE ALEACIÓN DE
ALUMINIO 319 DURANTE EL PROCESO DE
TEMPLE CON AIRE Y AGUA**

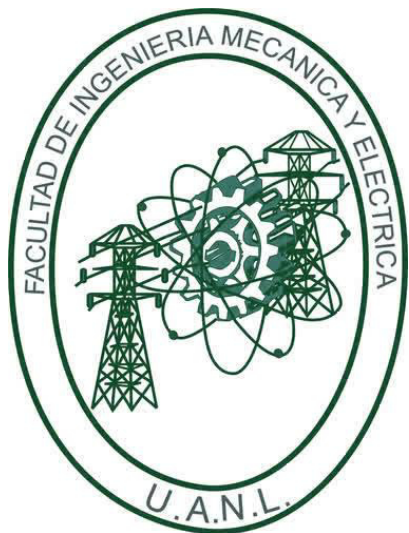
POR

ING. VÍCTOR EDUARDO SÁNCHEZ LEAL

**COMO REQUISITO PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON
ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

DICIEMBRE, 2017

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



TESIS

**ESTIMACIÓN DEL FLUJO DE CALOR EN LA
SUPERFICIE DE MUESTRAS DE ALEACIÓN DE
ALUMINIO 319 DURANTE EL PROCESO DE
TEMPLE CON AIRE Y AGUA**

POR

ING. VÍCTOR EDUARDO SÁNCHEZ LEAL

**COMO REQUISITO PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON
ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

**DIRECTOR DE TESIS: DR. FAUSTO ALEJANDRO SÁNCHEZ CRUZ
CO-DIRECTOR DE TESIS: DR. SIMÓN MARTÍNEZ MARTÍNEZ**

DICIEMBRE, 2017

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «Estimación del flujo de calor en la superficie de muestras de aleación de aluminio 319 durante el proceso de temple con aire y agua.», realizada por el estudiante Víctor Eduardo Sánchez Leal, con número de matrícula 1498451, sea aceptada para su defensa como requisito para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis



Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz

Director



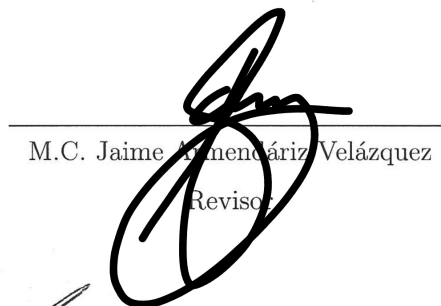
Dr. Simón Martínez Martínez

Co-Director



Dr. Salvador Valtierra Gallardo

Revisor



M.C. Jaime Hernández Velázquez

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, noviembre de 2017

*El valor de una educación
universitaria no es el
aprendizaje de muchos datos,
sino el entrenamiento de la
mente para pensar.*

Albert Einstein

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, le agradezco a mi familia, mi padre Víctor, mi madre Georgina y mi hermana Fernanda, por todo el apoyo que me brindaron durante esta etapa, son los pilares en mi vida. A mi novia Brenda, por aguantar el no salir de paseo conmigo los fines de semana ya que tenía que trabajar en mi tesis, pronto será recompensada. Gracias Bren, por tu apoyo en todo momento.

Agradezco al Dr. Simón Martínez, que desde el año 2012, me permitió ser parte de este gran grupo de investigación, y por haberme enseñado que el éxito se alcanza a base de disciplina, trabajo y sobre todo, compromiso. A mi asesor de tesis, el Dr. Fausto Sánchez, por ser mi mayor ejemplo de profesionalismo, y por todas sus incontables enseñanzas hacia mi persona en el ámbito de la vida y la ciencia. Al MC. Hugo Ramírez, tanto por sus numerosos aportes a este trabajo, como por su amistad. Al Dr. Santos Méndez, por su disposición a siempre ayudarme cada vez que yo me enfrentaba con un problema y por su manera tan amena de convivir. Al MC. Jaime Armendariz por sus aportes a mi trabajo de tesis y sobre todo por su amistad fuera las aulas. Al resto de los miembros del grupo, MC. Miguel García, Dr. Arturo Morales, Dr. Oscar de la Garza, Dr. Daniel de la Rosa y el Dr. Héctor García, estoy muy agradecido por sus enseñanzas y aportes. Me llevó lo mejor de cada uno.

Agradezco a todos mis compañeros y ex-compañeros del programa de maestría, Diana, Alfredo, Lalo, Evaristo, Luis Armando, Toño, Guille, Ceci, Sori, Alex, Yonathan, Sergio, Fong, Ricardo, Mayra, Éder, Christian, Damián, Carlos, Rossio, Fernando y Ulises, quienes han hecho de estos dos años, una experiencia inolvidable

para mí. En especial a Pablo Gómez-Gordo, Hernán Ramírez, Juan Carlos Solís, Luis Fernando Rúa, Flor de Lis Corral y Karla Taméz, que gran parte de este trabajo fue gracias a ustedes.

Finalmente quiero extender mi más grande gratitud hacia el Consejo Nacional De Ciencia y Tecnología por el apoyo otorgado a través de la beca 430130, y a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica por todas las atenciones brindadas.

RESUMEN

Hoy en día, las aleaciones de aluminio han ganado popularidad entre las manufactureras automotrices gracias a las buenas prestaciones que brindan. Sin embargo, los productos hechos de aleación de aluminio deben someterse a tratamientos térmicos con el objetivo de mejorar sus propiedades mecánicas. Durante dichos tratamientos, se lleva cabo un proceso de temple, en el cual, dependiendo de la rapidez de enfriamiento, pueden llegar a generarse gradientes de temperatura internos, además de distorsiones que afectan de manera negativa a los productos. Por lo anterior, es esencial conocer el historial térmico durante el proceso de temple, a fin de encontrar un balance entre buenas propiedades mecánicas y mínimas afectaciones del material.

El temple por convección forzada ofrece una buena solución a este tipo de problemas, ya que brinda un mejor control de la transferencia de calor durante el proceso de enfriado. No obstante, se requieren lograr velocidades altas de las corrientes de aire, por lo que su aplicación resulta en grandes gastos de energía y económicos.

Por lo anterior, en este proyecto se realizó el estudio experimental del enfriamiento de placas hechas de aleación de aluminio, sometidas al proceso de temple mediante mezclas de aire y agua en distintas proporciones, con el fin de reducir los gradientes térmicos generados. Para ello, se desarrolló y validó un código numérico, programado en FORTRAN 95, con el que se estimó el flujo de calor superficial ocurrido durante el proceso de temple, mediante la solución al problema inverso de conducción de calor transitorio y uni-direccional.

A raíz de los resultados, se comprobó que es posible mejorar la eficiencia de este tipo de procesos, disminuyendo la velocidad de la corriente de aire y agregando pequeñas cantidades de agua, sin comprometer la capacidad enfriadora requerida para su aplicación durante los tratamientos térmicos.

ÍNDICE GENERAL

1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.1.1. Emisiones contaminantes generadas por automóviles	2
1.1.2. Reducción de peso en vehículos y la necesidad de aplicar tratamientos térmicos	3
1.2. Antecedentes	4
1.3. Hipótesis	10
1.4. Objetivos	10
1.4.1. Objetivo general	10
1.4.2. Objetivos específicos	10
2. Marco teórico	14
2.1. Introducción a las aleaciones de aluminio y a los mecanismos de fortalecimiento	15
2.2. Técnicas de temple y sus efectos sobre las aleaciones de aluminio . . .	18
2.2.1. Temple por medio de inmersión	19

2.2.2. Temple por medio de gases	23
2.2.3. Temple por medio de rociado	26
2.3. Comportamiento del flujo de calor durante el temple	33
2.3.1. Transferencia de calor durante temple por inmersión	33
2.3.2. Transferencia de calor durante temple por rociado	38
2.4. Análisis inverso de transferencia de calor	39
2.4.1. Introducción a la transferencia de calor inversa	39
2.4.2. El concepto del problema inverso de conducción de calor	40
2.5. Métodos numéricos	43
2.5.1. Introducción a los métodos numéricos	43
2.5.2. Método de bisección	44
3. Instalación experimental	48
3.1. Introducción	49
3.2. Diseño conceptual	50
3.2.1. Zona de calentamiento	50
3.2.2. Zona de enfriamiento	51
3.2.3. Sistema de suministro de agua	51
3.2.4. Sistema de adquisición de datos	52
3.3. Dimensionamiento	52

3.3.1. Dimensionamiento de los componentes del sistema de suministro de agua	53
3.3.2. Dimensionamiento de los componentes de la zona de enfriamiento	55
3.3.3. Dimensionamiento del sistema de adquisición de datos	56
3.3.4. Zona de calentamiento	57
3.4. Construcción	57
3.4.1. Instrumentos	57
3.4.2. Posición de las boquillas de aspersión	62
3.5. Caracterización de la velocidad promedio del aire	63
3.5.1. Introducción	63
3.5.2. Instrumentos de medición	64
3.5.3. Metodología para la determinación de la velocidad promedio .	65
3.5.3.1. Selección de la zona de medición	66
3.5.3.2. Mediciones	67
3.5.3.3. Cálculo de la velocidad promedio	69
3.5.3.4. Resultados	69
3.6. Caracterización de la distribución de masa de agua	71
3.6.1. Introducción	71
3.6.2. Instrumentos de medición	72
3.6.3. Metodología de la prueba	73
3.6.3.1. Selección de la zona de medición	73

3.6.3.2. Mediciones	74
3.6.3.3. Cálculo de la masa de agua promedio	77
3.6.4. Proporciones másicas de las mezclas	78
4. Metodología	84
4.1. Especímenes	85
4.2. Instrumentación de las piezas	86
4.3. Diseño de experimentos	88
4.4. Metodología de la prueba de temple	89
4.5. Código numérico	92
4.5.1. Introducción	92
4.5.2. Filtrado de los datos crudos de temperatura	93
4.5.3. Planteamiento del problema inverso	96
4.5.4. Lógica del programa	97
5. Resultados y Discusión	108
5.1. Análisis de los regímenes de ebullición	109
5.2. Evolución temporal del flujo de calor	111
5.3. Flujo de calor en función de la temperatura de superficie	113
5.4. Comportamiento del coeficiente de convección en función de la temperatura superficial	114

5.5. Rapideces de enfriamiento del proceso de temple por mezclas de aire y agua	116
6. Conclusiones	123
6.1. Conclusiones finales	124
6.2. Trabajos futuros	125
Referencias	127

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1. a) Emisiones de gases de efecto invernadero a nivel global por sector económico y b) Emisiones de gases de efecto invernadero por gases.	2
1.2. Elementos estructurales hechos de aleación de aluminio en un vehículo promedio.	4
1.3. Curvas de enfriamiento del aluminio Al-7Si-0.3Mg que se desarrollan en el centro de la pieza para diferentes medios de enfriado.	7
1.4. (a) Efecto de la velocidad del aire sobre el coeficiente de convección. Orientación vertical, $25^{\circ}C$ y 31-33% humedad relativa, (b) Efecto de la orientación de la pieza sobre el coeficiente de convección. Temperatura $15^{\circ}C$ y 31-33% humedad relativa, (c) Efecto de la temperatura del aire sobre el coeficiente de convección a distintas velocidades y orientación vertical, (d) Efecto de la humedad relativa del aire sobre el coeficiente de convección a distintas velocidades.	12
1.5. Coeficientes de convección logrados templando en aceite, aire, aire más agua, y aire más niebla.	13
2.1. Etapas del tratamiento térmico aplicado a aleaciones de aluminio para su fortalecimiento.	17

2.2. Efecto de la rapidez de enfriamiento sobre la micro-estructura de la aleación de aluminio.	18
2.3. Curvas típicas de enfriamiento generadas registrando la temperatura tanto en la superficie, como en el centro de una pieza de metal.	24
2.4. Túnel de viento usado para el temple en gas de un rotor de turbina forjado.	26
2.5. Proceso de caracterización: Control del rango de enfriamiento por aspersión, entre aire solo y aire con presión nula de agua. 1, Convección natural; 2, $P_{aire} = 0.05$ MPa (aire solo); 3, $P_{aire} = 0.05$ MPa - $P_{agua} = 0$ MPa; 4, $P_{aire} = 0.06$ MPa (aire solo); 5, $P_{aire} = 0.06$ MPa - $P_{agua} = 0$ MPa; 6, agua enfriada (inmersión).	28
2.6. Esquemas y patrones de aspersión de los cuatro tipos de toberas más utilizadas en la industria: (a) tobera de cono lleno, (b) tobera de cono hueco, (c) tobera de aspersión plana, (d) tobera de chorro sólido.	29
2.7. Tamaños de gotas reales de aspersión.	30
2.8. Proceso de caracterización: Densidad del flujo de calor en función de la temperatura. Cada dominio (1,2,3) contiene varias curvas obtenidas a partir de distintas presiones de aire y agua, mantenidas constantes durante el enfriamiento.	32
2.9. Curva de ebullición típica para el agua a 1 atm: se observa la variación del flujo de calor de superficie como una función del exceso de temperatura, $\Delta T_e \equiv T_s - T_{sat}$	35
2.10. Diagrama del aparato de calentamiento controlado usado por Nukiyama durante los experimentos para obtener los diferentes regímenes de la curva de ebullición.	36
2.11. Curva de ebullición típica durante enfriamiento por rociado.	38

2.12. Conducción uni-dimensional a través de una placa.	40
2.13. Procedimiento del método de bisección.	45
3.1. Esquema del diseño de la instalación experimental para el presente estudio.	51
3.2. Imagen que muestra fotografías de la instalación experimental. a) Zona de enfriamiento y sistema de suministro de agua, b) Sistema de control y adquisición de datos.	58
3.3. Esquema del subsistema de ventilación que muestra las tres secciones del que está compuesto, además de los dispositivos principales que se encuentran en él.	60
3.4. Interfaz gráfica desarrollada en LabView para el control y adquisición de datos durante las pruebas experimentales.	61
3.5. Dibujo 3D de algunas secciones de la instalación experimental: Zona de enfriamiento y sistema de suministro de agua.	62
3.6. Esquema que muestra la posición de las boquillas de aspersion en la sección de pruebas del conducto.	63
3.7. Medidor de velocidad instantánea. (1) pantalla, (2) brazo expansible, (3) sensores de velocidad, temperatura y humedad relativa.	65
3.8. Esquema de la metodología para la determinación de la velocidad promedio en conductos.	66
3.9. Diagrama de conducto que muestra la zona de medición, así como a las 16 regiones donde midió la velocidad instantánea del aire.	67
3.10. Diagrama de flujo de la metodología para efectuar las mediciones de velocidad instantánea.	68

3.11. Gráfica que muestra la dispersión entre las velocidades promedio obtenidas cerca de las paredes y lo suficientemente alejadas de ellas. Barras de error del 10 %. 71

3.12. Figura que muestra un dibujo esquemático del patternator, instrumento cuya función es recolectar las muestras de masa de las gotas de agua. 73

3.13. Diagrama que muestra los pasos que comprenden la metodología para la determinación de la distribución y masa promedio de agua. 74

3.14. Fotografía del acomodo del patternator sobre la zona de medición dentro de la sección de pruebas del conducto. 75

3.15. Diagrama de flujo que muestra el desarrollo de las mediciones de la cantidad de masa de agua. 77

3.16. Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 1$ m/s, $\dot{Q} = 1L/min$ 78

3.17. Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 2$ m/s, $\dot{Q} = 1L/min$ 79

3.18. Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 4$ m/s, $\dot{Q} = 1L/min$ 80

3.19. Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 1$ m/s, $\dot{Q} = 2L/min$ 80

3.20. Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 2$ m/s, $\dot{Q} =2L/min$	81
3.21. Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 4$ m/s, $\dot{Q} =2L/min$	81
3.22. Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 1$ m/s, $\dot{Q} =3L/min$	82
3.23. Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 2$ m/s, $\dot{Q} =3L/min$	82
3.24. Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 4$ m/s, $\dot{Q} =3L/min$	83
4.1. Dimensiones del espécimen usado en el proceso de temple.	85
4.2. Valores de calor específico de la aleación 319 en función de la temperatura.	86
4.3. Valores de la conductividad térmica de la aleación 319 en función de la temperatura.	87
4.4. Valores de la densidad de la aleación 319 en función de la temperatura.	88
4.5. Posicionamiento de los termopares en el espécimen de acero.	89
4.6. Temperaturas experimentales y calculadas típicas obtenidas en distintas posiciones de la pieza. Figura tomada del estudio realizado por Ruifeng Dou et al. [35].	90

4.7. Posición del termopar dentro de la pieza de aluminio.	90
4.8. Diseño de experimentos propuesto para el desarrollo de las pruebas experimentales.	91
4.9. Gráfica que muestra los datos crudos de la evolución temporal de la temperatura experimental obtenidos del temple. $V=1$ m/s, $\dot{Q} = 1$ L/min.	93
4.10. Efecto del método de filtrado sobre los datos de temperatura experi- mentales.	94
4.11. Placa unidimensional con condiciones de frontera.	95
4.12. Diagrama de flujo que muestra la lógica del programa para la estima- ción de flujo de calor durante el temple de la placa de aluminio. . . .	98
4.13. Ejemplo de la generación de temperaturas intermedias entre las tem- peraturas obtenidas experimentalmente.	99
4.14. Comparación de la temperatura calculada usando el solver de ecua- ciones diferenciales contra la temperatura obtenida analíticamente a dos milímetros de la superficie de la pieza. $q(t) = q_0t$	101
4.15. Curva de ajuste polinomial a los datos experimentales del calor es- pecífico de la aleación de aluminio 319 en función de la temperatura. . . .	102
4.16. Curva de ajuste polinómica a los datos experimentales de la con- ductividad térmica de la aleación de aluminio 319 en función de la temperatura.	103
4.17. Curva de ajuste polinómica a los datos experimentales de la densidad de la aleación de aluminio 319 en función de la temperatura.	104
4.18. Gráfica que muestra una comparativa de las curvas de enfriamiento experimental y calculada. $\dot{Q} = 3$ L/min, $V = 1$ m/s.	105

4.19. Dimensiones del espécimen de pruebas.	106
4.20. Gráfico que compara la energía total transferida desde la pieza caliente hacia el medio circundante, obtenidas para cada una de las condiciones de operación de las pruebas de temple, contra la energía disipada calculada analíticamente.	107
5.1. Curva de ebullición típica (<i>boiling curve</i>) durante enfriamiento por rociado.	110
5.2. Regímenes de transferencia de calor por ebullición ocurridos durante el proceso de temple. (A) régimen ebullición por convección, (B) régimen ebullición nucleada, (C) régimen ebullición de transición, (D) régimen ebullición de película, (E) régimen ebullición de pre-película. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s, Caudal de agua = 2 L/min.	112
5.3. Efecto de la cantidad de agua sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s.	113
5.4. Efecto de la cantidad de agua sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 2 m/s.	114
5.5. Efecto de la cantidad de agua sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 4 m/s.	115
5.6. Efecto del cambio de la temperatura de superficie de la placa sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s.	116
5.7. Efecto del cambio de la temperatura de superficie de la placa sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 2 m/s.	117
5.8. Efecto del cambio de la temperatura de superficie de la placa sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 4 m/s.	118

5.9. Comportamiento del coeficiente de convección con respecto a la temperatura superficial a distintos caudales. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s.	119
5.10. Comportamiento del coeficiente de convección con respecto a la temperatura superficial a distintos caudales. Velocidad del flujo de aire = 2 m/s.	120
5.11. Comportamiento del coeficiente de convección con respecto a la temperatura superficial a distintos caudales. Velocidad del flujo de aire = 4 m/s.	120
5.12. Rapideces de enfriamiento a distintos flujos de agua. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s.	121
5.13. Rapideces de enfriamiento a distintos flujos de agua. Velocidad del flujo de aire = 2 m/s.	121
5.14. Rapideces de enfriamiento a distintos flujos de agua. Velocidad del flujo de aire = 4 m/s.	122

ÍNDICE DE TABLAS

1.1. Matriz de pruebas experimentales.	8
2.1. Clasificación y nomenclatura de las aleaciones de aluminio.[12]	16
3.1. Especificaciones técnicas del medidor de velocidad	65
3.2. Parámetros tomados en cuenta para el cálculo de Re. Valores de ρ y μ @ $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Diámetro hidráulico para conducto cuadrangular $D_h =$ L	70
3.3. Especificaciones técnicas de la balanza gravimétrica.	73
3.4. Condiciones de operación del proceso de temple a las que se llevaron a cabo las mediciones de distribución de masa de agua.	76
3.5. Resultados de flujos máxicos de aire y agua, y proporciones de mez- cla para todos los pares de condiciones experimentales de caudal y velocidad.	83

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN

1.1.1 EMISIONES CONTAMINANTES GENERADAS POR AUTOMÓVILES

Las actividades humanas son las principales causantes del incremento de gases de efecto invernadero en la atmósfera, los cuales retienen calor hacia el interior del planeta, elevando de manera progresiva la temperatura de su superficie. El sector transporte ocupa el cuarto lugar entre los mayores generadores de dichos gases a nivel mundial, según datos del Panel Intergubernamental sobre el Cambio Climático (IPCC, por sus siglas en inglés) [1]. De entre ellos, el dióxido de carbono ocupa el primer puesto en la escala de emisiones emitidas globalmente. La Figura 1.1 muestra lo anterior mencionado.

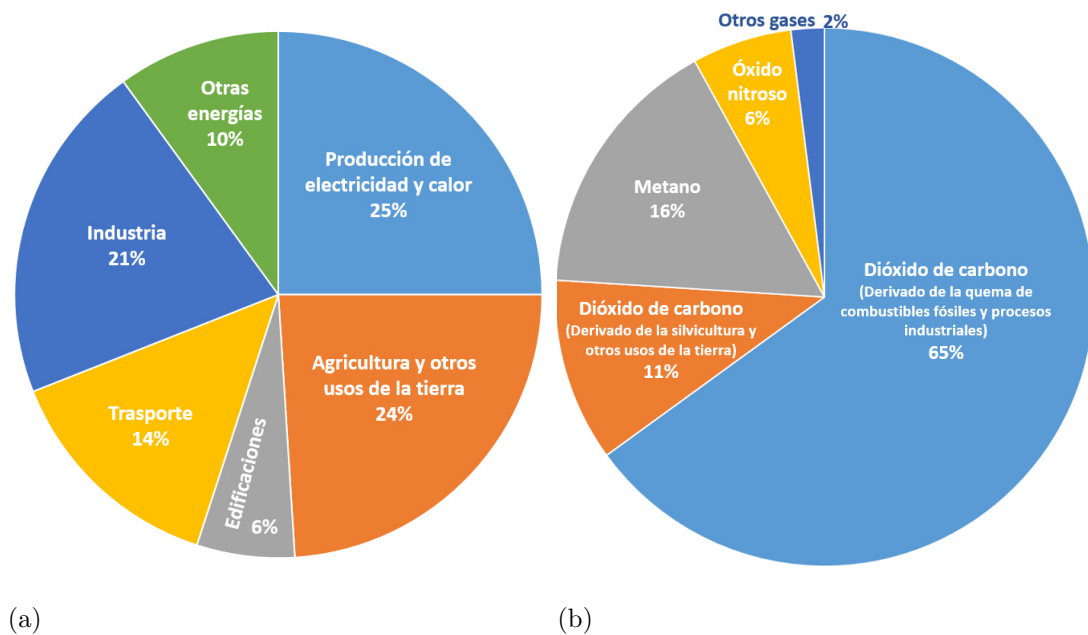


Figura 1.1: a) Emisiones de gases de efecto invernadero a nivel global por sector económico y b) Emisiones de gases de efecto invernadero por gases.

Con el propósito de reducir las emisiones contaminantes, las organizaciones mundiales han establecido regulaciones que obligan a los fabricantes de automóviles a cumplir con ciertos niveles de emisiones y eficiencia de combustible en sus futuros modelos de coches [2, 3].

1.1.2 REDUCCIÓN DE PESO EN VEHÍCULOS Y LA NECESIDAD DE APLICAR TRATAMIENTOS TÉRMICOS

Como se ha hecho gran énfasis en el cumplimiento de las normativas ambientales, los fabricantes de automóviles han fijado sus metas a la investigación, desarrollo y comercialización de materiales de baja densidad aplicados a los vehículos, ya que reducir su peso sigue siendo la vía más rentable para cumplir con las regulaciones mencionadas previamente. Se estima en [4] que por cada 10 % eliminado, del peso total de un coche, el ahorro de combustible mejora en un 7 %, lo cual también significa que, por cada kilogramo de peso eliminado, hay una reducción aproximada de 20 kg de dióxido de carbono.

Para lograr lo anterior, las manufactureras han investigado como reemplazar los materiales tradicionales con los que se fabrican los coches actualmente, con metales como el aluminio y magnesio, o materiales de tipo compuestos. De entre ellos, el aluminio muestra una clara ventaja, ya que ofrece ahorros en masa hasta de un 50 % en estructuras, sin comprometer la seguridad necesaria en los vehículos.

Los componentes hechos de aleaciones de aluminio se encuentran en elementos como el tren de potencia, el chasis, elementos estructurales del cuerpo del coche, el parachoques e interiores [5]. En la Figura 1.2 se observa un esquema que muestra dichos elementos. Las culatas de las motores, las cuales forman parte del tren potencia, ha cambiado, junto con el bloque del motor, de ser hechos a partir de fundición de acero a ser producidos mediante fundición de aleación de aluminio.

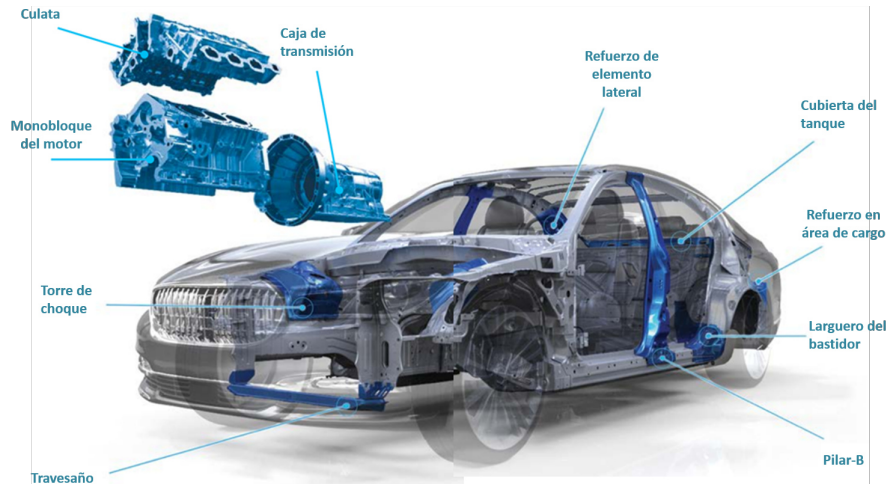


Figura 1.2: Elementos estructurales hechos de aleación de aluminio en un vehículo promedio.

Las culatas hechas de aleación de aluminio, a pesar de las buenas prestaciones que brindan, (buena formabilidad, resistencia a la oxidación, ligereza, etcétera), deben someterse a tratamientos térmicos con el fin de aumentar su resistencia mecánica. Durante la etapa de enfriamiento del tratamiento térmico, y dependiendo de la intensidad de ésta, es posible que se generen esfuerzos residuales como consecuencia de la existencia de gradientes térmicos dentro de la culata, a causa de un enfriamiento no homogéneo. Tales esfuerzos pueden llegar a causar fallas microestructurales e inestabilidades dimensionales al momento del maquinado de las piezas [6, 7].

Por lo anterior, es importante conocer el fenómeno de enfriamiento para cumplir con los requerimientos de éste, (lograr una rapidez de enfriado tal que se evite la afectación de la resistencia mecánica adquirida), sin perjudicar excesivamente a la pieza sometida a la aplicación del tratamiento térmico.

1.2 ANTECEDENTES

Como se mencionó en la sección anterior, dentro del sector automotriz, es de práctica común el someter productos hechos de aleación de aluminio a tratamientos

térmicos antes de sacarlos al mercado, esto con el fin de mejorar la calidad y el rendimiento de la piezas finales. Por otra parte, durante el proceso de templado, el cual forma parte crucial de dichos tratamientos térmicos, es el momento donde se determina el éxito o el fracaso de intentar mejorar las propiedades mecánicas de los elementos.

La relevancia del proceso de temple radica en la intensidad del enfriamiento a la que son sometidas las piezas, ya que de esto dependerá la retención de las propiedades mecánicas adquiridas al evitar la formación de precipitados antes de llevar a cabo el proceso de envejecido. Sin embargo, si la rapidez de enfriamiento es muy alta, ésta generará grandes gradientes de temperatura internos, los cuales se traducen en fallas estructurales y distorsiones de la pieza. Por esta razón, para poder determinar de manera precisa las propiedades finales en productos que son térmicamente tratables sin poner en riesgo su rendimiento estructural, es fundamental conocer el historial térmico que toma lugar durante el proceso de templado (curva de enfriamiento, flujo de calor, coeficiente de convección).

En el 2010, los autores Bowang Xiao et al. [8], llevaron a cabo un estudio de transferencia de calor sobre elementos de fundición de aluminio sometidos a un enfriamiento por inmersión en agua. En dicho trabajo se menciona que durante este proceso de temple es posible que se lleguen a desarrollar un número significativo de esfuerzos residuales dentro de la pieza al momento del enfriamiento. En muchos casos, la elevada cantidad de dichos esfuerzos puede resultar en una severa distorsión del componente, e incluso causar agrietamiento.

Xiao explica en su estudio que la razón por la cual suceden los altos niveles de esfuerzos residuales durante el temple por inmersión es debido a que la transferencia de calor de un objeto caliente hacia un medio líquido experimenta tres etapas principales de ebullición, siendo durante la segunda de ellas (ebullición nucleada), donde ocurre la mayor rapidez de enfriado provocando una distribución no homogénea de la temperatura dentro de la pieza.

Por su parte, A. Rose et al. en 2006 [9], habían evaluado las propiedades mecánicas y los niveles de distorsión resultantes al someter piezas de fundición de aluminio a los procesos de temple por inmersión y temple por gas.

Para la realización de los experimentos, los autores utilizaron especímenes cilíndricos hechos de aleación de aluminio Al-7Si-0.3Mg, instrumentadas con termopares colocados en sus centros, cuya finalidad fue la de registrar las curvas de enfriamiento durante los distintos procesos de temple. Por otro lado, dichos procesos de temple aplicados sobre las piezas fueron: inmersión en agua a temperatura de 20 °C con agitación constante, enfriamiento a través de gases con alta presión usando nitrógeno y helio, y templado por medio de un campo de gas utilizando toberas dirigidas hacia la pieza a la presión ambiente.

En la Figura 1.3 se muestran las curvas de enfriamiento que los autores obtuvieron a partir de aplicar los diferentes métodos de templado. En la citada figura se observa como el temple por inmersión en agua posee valores de rapidez de enfriamiento claramente mayores a aquellos logrados utilizando los procesos de templado por gas. Sin embargo, también se percibe el comportamiento irregular de la curva del agua, a causa de la existencia de dos máximos de hasta 300 K/s. Los autores explican que dicho comportamiento ocurre como consecuencia del fenómeno de Leidenfrost, el cual es característico del proceso de ebullición. Estas irregularidades que presenta la curva, afectan el enfriamiento del componente llevándolo a generar distorsión en él, lo cual demuestra las claras desventajas de usar el temple en medios líquidos.

A partir de efectuar mediciones de las propiedades mecánicas, después de aplicados los tratamientos, los autores observaron que era posible conseguir resultados comparables entre el enfriamiento con gas y aquel llevado a cabo por inmersión en agua. Por otro lado, al medir la distorsión de los especímenes, observaron que aquellos templados con gas, presentaban menores niveles de distorsión que los componentes templados en agua. En conclusión, los autores demostraron las ventajas de usar el temple con gas, entre las que se encuentran un enfriamiento más suave y

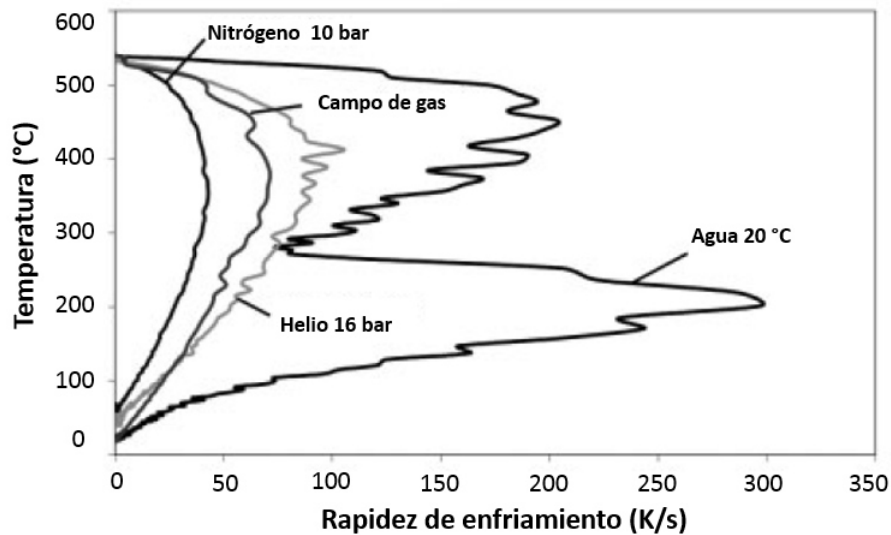


Figura 1.3: Curvas de enfriamiento del aluminio Al-7Si-0.3Mg que se desarrollan en el centro de la pieza para diferentes medios de enfriado.

menos niveles de distorsión, además de lograr propiedades mecánicas comparables a aquellas logradas en temple por inmersión en agua.

Por otro lado, en 2011, Bowang Xiao et al. [10], investigaron experimentalmente la influencia que poseen parámetros del temple por convección forzada como la velocidad y temperatura del aire, la humedad relativa, y la orientación de los especímenes, sobre el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor en piezas de fundición de aluminio A319.

El cálculo del coeficiente de convección fue realizado con base en el principio de conservación de energía, considerando al espécimen como un sistema concentrado ($Bi < 0.1$) y suponiendo que todo el calor disipado desde la muestra durante el temple, fue transferido hacia la corriente de aire por medio de convección. En la tabla 1.1, se observan los parámetros considerados para el desarrollo experimental.

La Figura 1.4 muestra los resultados obtenidos por los autores, concernientes a la influencia que ejercen los distintos parámetros del temple en aire sobre la

Tabla 1.1: Matriz de pruebas experimentales.

Material del espécimen	Temperatura del aire °C	Humedad relativa %	Velocidad del aire m/s	Orientación del espécimen (Relativa a la corriente de aire)
Aleación de aluminio	15	30	4.8	Vertical
319	25	50	10.5	Horizontal
			18	45

transferencia de calor.

A partir de analizar estos resultados, se observó en la gráfica a), que el coeficiente de convección aumenta de manera lineal con respecto al incremento de la velocidad de la corriente de aire.

Por su parte, en la gráfica b) se muestra el cociente del coeficiente de convección a distintas inclinaciones entre el coeficiente de convección logrado en posición vertical. La orientación inclinada a 45° genera los valores máximos.

Por último, las gráficas c) y d), que corresponden a los efectos de la temperatura del aire y la humedad relativa, respectivamente, muestran el cociente del coeficiente de convección a distintas velocidades, entre el coeficiente logrado con parámetro característico de temperatura y de humedad. Los resultados de estas dos gráficas indican que no existe una influencia significativa de estos parámetros sobre la transferencia de calor, ya que los cambios observados son menores al 6%.

Los resultados anteriores obtenidos por los autores fueron determinados por medio de una simulación computacional y validados a través de compararlos con los logrados en otros trabajos de investigación.

En conclusión de los autores, se investigó la influencia de distintos parámetros del temple en aire, como son la temperatura y humedad que posee el aire, la velocidad de la corriente y la posición del espécimen de pruebas con respecto a ésta. De entre las anteriores, la velocidad de la corriente de aire muestra la influencia más significativa sobre el comportamiento del coeficiente de convección, seguida por la orientación de la pieza.

Es bien sabido que la adición de pequeñas gotas de agua dentro de corrientes de aire propicia el aumento de la transferencia de calor entre un objeto caliente y el medio enfriador, debido a la suma de los efectos de la convección forzada más el calor latente durante el cambio de fase que experimentan las gotas.

En la investigación llevada a cabo en 1996, por R. A. Wallis et al. [11], los autores buscaron lograr rapidezces de enfriamiento entre aquellas logradas en los procesos de temple por inmersión en aceite y temple por aire. Esto con la finalidad de reducir los niveles de esfuerzos remanentes, sin sacrificar la rapidez de descenso de temperatura necesaria durante los tratamientos térmicos.

La Figura 1.5 muestra los resultados obtenidos por los autores del coeficiente de transferencia de calor en función de la temperatura de superficie, a partir de realizar los experimentos de temple en aceite, aire, aire más gotas de agua, y aire más niebla. Del análisis de dichos resultados, los autores observaron que, efectivamente, es posible conseguir rapidezces de enfriamiento entre aquellas de temple por inmersión y temple en aire, ya que los valores del coeficiente de convección de los sistemas de enfriado propuestos (aire más agua, y aire más niebla), se encuentran por encima de la curva de aire y por debajo de la lograda sumergiendo la pieza en aceite, durante el rango de temperaturas en el cual, para el caso de las aleaciones que usaron, suceden las reacciones metalúrgicas necesarias para formar las nuevas propiedades mecánicas de resistencia ($1100\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $400\text{ }^{\circ}\text{C}$). Además, como consecuencia de las velocidades de enfriamiento más suaves, los esfuerzos residuales también disminuyeron.

En conclusión, a pesar de las ventajas que brinda el temple con aire, para poder llevarlo a cabo es necesario generar altas velocidades de la corriente de gas, por lo cual, forzosamente se debe contar con ventiladores suficientemente potentes para lograr dichas condiciones de velocidad, o mediante conductos de longitudes muy extensas. Por consiguiente, a manera de reducir la potencia de los ventiladores y evitar la utilización de instalaciones excesivamente grandes, se propone en este trabajo llevar a cabo el enfriamiento de piezas de aleación de aluminio mediante

corrientes de aire a bajas velocidades, combinado con la adición de pequeñas gotas de agua en distintas proporciones, a fin de seguir contando con las ventajas que ofrece el temple por aire, al mismo tiempo que se elimina la necesidad de tener que implementar dispositivos especiales para efectuarlo.

1.3 HIPÓTESIS

Es posible mejorar la eficiencia del proceso de temple en aire, disminuyendo la velocidad de la corriente y agregando pequeños insumos de agua en ella, a fin de generar mezclas a distintas proporciones de masa de aire y agua, con las que se alcancen las rapidezces de enfriamiento que son necesarias en la aplicación de tratamientos térmicos, sin perjudicar excesivamente a la pieza.

1.4 OBJETIVOS

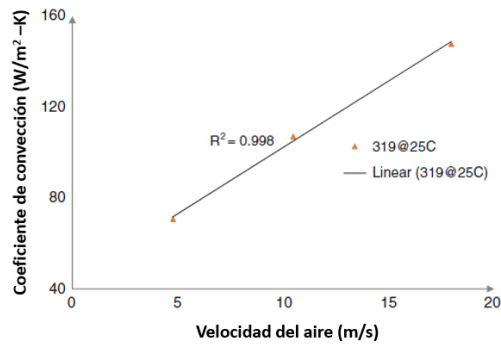
1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Llevar a cabo experimentalmente el temple de especímenes de aleación de aluminio mediante mezclas de aire y agua a distintas proporciones y estimar, mediante un análisis unidimensional de conducción inversa, el historial del flujo de calor y el coeficiente de convección superficiales ocurridos durante el enfriamiento.

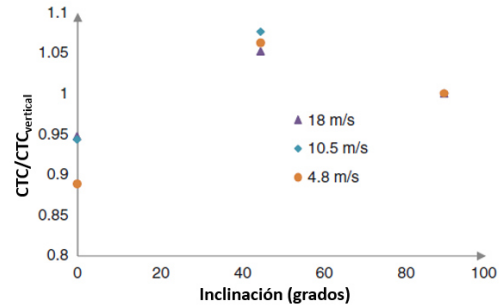
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar un banco de pruebas en el que se puedan llevar a cabo los temples de las piezas de aleación de aluminio.

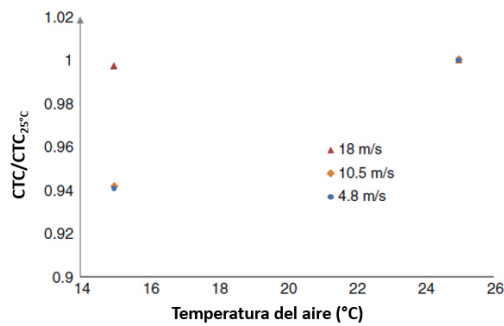
- Llevar a cabo la construcción del banco de experimentos.
- Medir y caracterizar las variables más significativas del banco de pruebas a distintas condiciones de operación.
- Efectuar las pruebas de enfriamiento en la instalación.
- Resolver el problema inverso de conducción de calor mediante métodos numéricos, a fin de estimar el historial del flujo de calor superficial y el coeficiente de convección del espécimen durante el temple.
- Validar el código numérico.



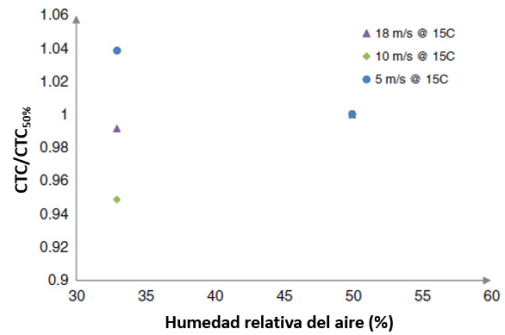
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 1.4: (a) Efecto de la velocidad del aire sobre el coeficiente de convección. Orientación vertical, 25°C y 31-33 % humedad relativa, (b) Efecto de la orientación de la pieza sobre el coeficiente de convección. Temperatura 15°C y 31-33 % humedad relativa, (c) Efecto de la temperatura del aire sobre el coeficiente de convección a distintas velocidades y orientación vertical, (d) Efecto de la humedad relativa del aire sobre el coeficiente de convección a distintas velocidades.

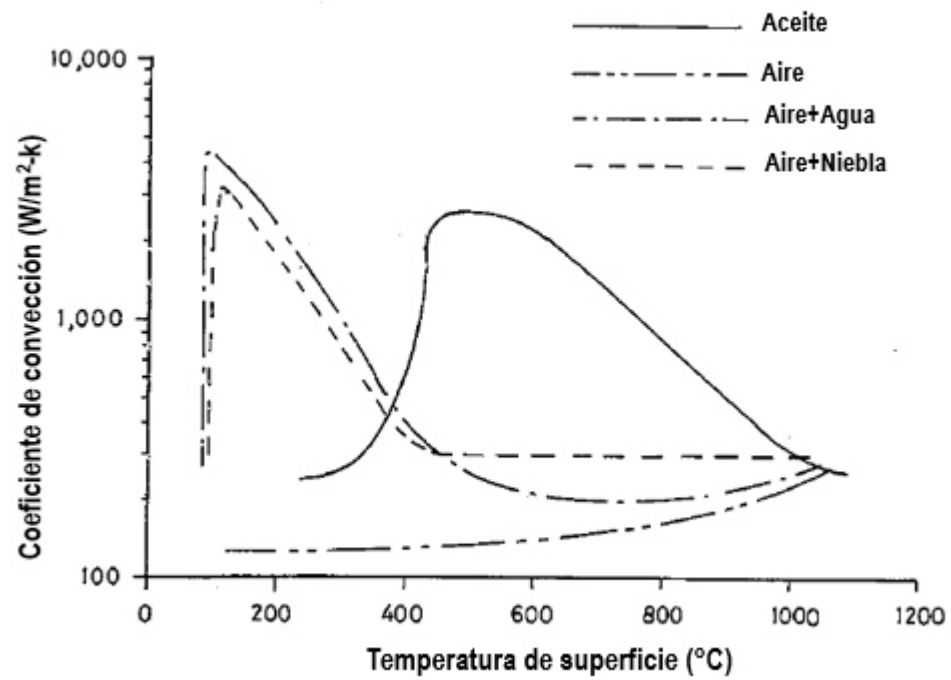


Figura 1.5: Coeficientes de convección logrados templando en aceite, aire, aire más agua, y aire más niebla.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 INTRODUCCIÓN A LAS ALEACIONES DE ALUMINIO Y A LOS MECANISMOS DE FORTALECIMIENTO

El aluminio es uno de los elementos más abundantes de nuestro planeta. Tan solo el 8% de la corteza terrestre está compuesta por átomos de este material. Sin embargo, su disponibilidad es solo como compuesto con oxígeno y otros elementos. Esto quiere decir que para obtener aluminio en su forma metálica es necesario llevar a cabo dos procesos químicos, uno en el cual se extraiga la alúmina (Al_2O_3) concentrada en rocas de Bauxita (proceso Bayer), y otro en donde la alúmina se disuelva en criolita fundida (Na_3AlF_6) para posteriormente ser sometida a un tratamiento de electrólisis con el objetivo de lograr que el aluminio consiga su naturaleza metálica (proceso de Hall/Hérault).

Entre las propiedades más sobresalientes del aluminio se encuentran su ligereza (2.7 g/cm^3 aproximadamente), buena maleabilidad, gran resistencia a la corrosión, alta resistencia a la tensión, y además es un excelente conductor de la electricidad. Aún con todas sus ventajas, en estado puro el aluminio es demasiado suave y débil para soportar deformaciones fuertes y someterse a temperaturas elevadas. Sin embargo, sus propiedades mecánicas mejoran significativamente en aleación o combinación con pequeñas cantidades de elementos como silicio, cobre, magnesio y zinc.

En general, las aleaciones de aluminio se dividen en dos grandes grupos según sea su proceso de fabricación: el aluminio forjado y las fundiciones de aluminio. La Tabla 2.1, muestra la clasificación y nomenclatura de las aleaciones de aluminio.

Es conveniente hacer una mayor distinción dentro de cada uno de los grupos de aleaciones de aluminio mencionados anteriormente. Ésta se puede lograr teniendo en cuenta los mecanismos involucrados en la obtención de las propiedades mecánicas finales, los cuales pueden ser por sometimiento de las aleaciones, tanto de los aluminios forjados como de fundición, a tratamientos térmicos o a trabajos mecánicos. El

Tabla 2.1: Clasificación y nomenclatura de las aleaciones de aluminio.[12]

Tipo de aleación	Designación de 4 dígitos
Aluminio forjado	
99.00 % aluminio puro	1XXX
Cobre	2XXX
Manganeso	3XXX
Silicio	4XXX
Magnesio	5XXX
Magnesio y Silicio	6XXX
Zinc	7XXX
Otros	8XXX
Fundición de aluminio	
99.00 % aluminio puro	1XX.X
Cobre	2XX.X
Silicio con Cobre y Magnesio	3XX.X
Silicio	4XX.X
Magnesio	5XX.X
No usado	6XX.X
Zinc	7XX.X
Otros	8XX.X

criterio para decidir si un tipo de aleación es térmicamente tratable o no, dependerá de la solubilidad de las partículas de los elementos de aleación en el aluminio a la temperatura de solubilización (500-580°C aproximadamente).

El tratamiento térmico consta de tres etapas bien definidas: solubilización, temple y envejecido. Como se observa en la Figura 2.1, durante la primera etapa se comienza por elevar la temperatura de la aleación hasta el punto de solubilización del aluminio y se mantiene a esa misma temperatura durante un determinado tiempo para posteriormente someterse a un enfriamiento brusco con el fin de mantener la aleación en solución sólida sobre-saturada. El envejecido consiste en someter a la solución sólida sobre-saturada a unas condiciones de temperatura y tiempo tales que conduzcan a una estructura de precipitación de los solutos deseada, ya que las propiedades mecánicas están fuertemente influenciadas por el tamaño, la dispersión y la

morfología de las partículas precipitadas. La etapa de envejecido, puede llevarse a cabo de manera natural o artificial dependiendo si se permite precipitar a temperatura ambiente o a una temperatura menor a la de solubilización, respectivamente.

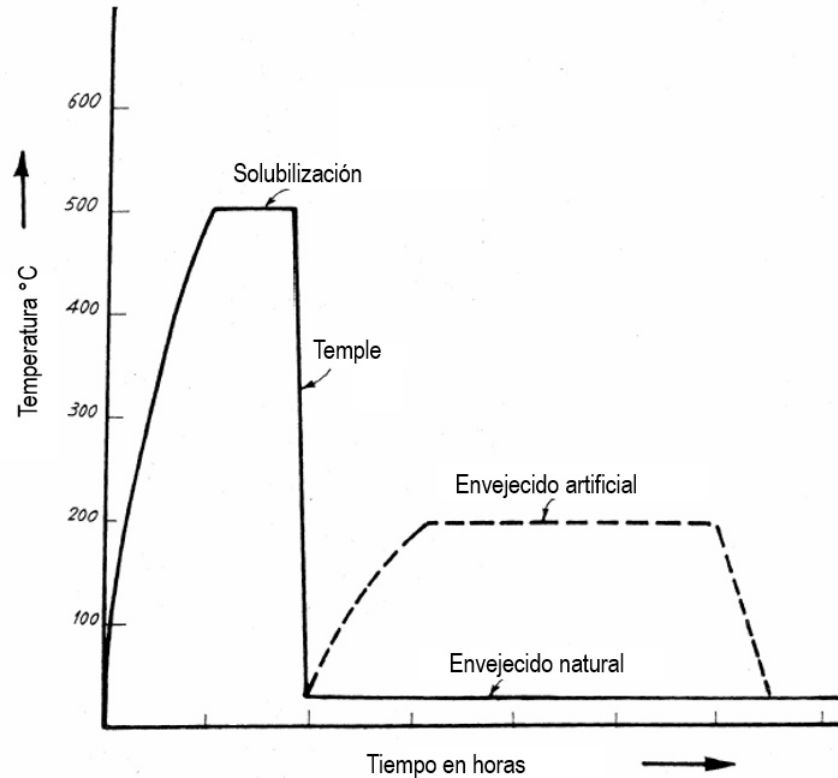


Figura 2.1: Etapas del tratamiento térmico aplicado a aleaciones de aluminio para su fortalecimiento.

La importancia de la etapa en la cual toma lugar el temple, se ve reflejada en el esquema mostrado en la Figura 2.2 [13]. Dicho esquema ejemplifica que, una vez se lograra una solución sólida sobre-saturada en una aleación aluminio-cobre, y ésta fuese enfriada paulatinamente, resultaría en la completa precipitación del cobre disuelto durante el calentamiento de la etapa anterior, provocando de esta manera el fracaso de intentar mejorar las propiedades mecánicas del material a través de la aplicación del tratamiento térmico. Por esta razón, es fundamental enfriar la aleación con una determinada rapidez, con el objetivo de poder mantener la solución sólida sobre-saturada, y posteriormente, aplicar el tratamiento de envejecido, a fin de

mejorar la resistencia mecánica de la aleación de aluminio, mediante las reacciones de precipitación que suceden durante esta etapa.

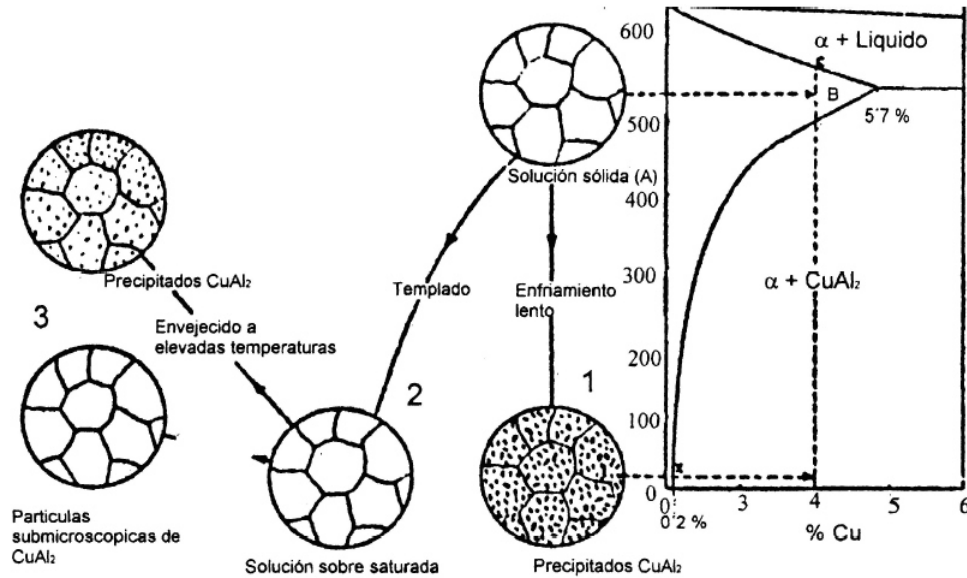


Figura 2.2: Efecto de la rapidez de enfriamiento sobre la micro-estructura de la aleación de aluminio.

2.2 TÉCNICAS DE TEMPLE Y SUS EFECTOS SOBRE LAS ALEACIONES DE ALUMINIO

En la sección anterior se destacó la importancia de enfriar las aleaciones de aluminio con cierta rapidez después de aplicado el tratamiento de solubilización, esto para evitar la precipitación natural de los elementos de aleación. Sin embargo, el llevar a cabo un rápido descenso de la temperatura durante el proceso de temple, puede llegar a generar esfuerzos internos de compresión y tensión en las piezas, dependiendo de la intensidad con la que ésta se realice. Dichos esfuerzos, son el resultado de diferencias en la distribución de la temperatura mientras ocurre el enfriamiento. Estas diferencias son conocidas como *gradientes de temperatura*, y

dependen en gran medida de la variación de espesores en la piezas.

Partiendo de lo anterior, para piezas hechas de aleación de aluminio, las cuales poseen espesores no muy delgados, es conveniente llevar a cabo el proceso de temple en inmersión de la pieza en un líquido, ya que con esto es posible obtener velocidades de enfriamiento adecuadas para poder retener las propiedades mecánicas deseadas.

Por otro lado, en los elementos muy delgados como la lámina, no es necesario realizar un enfriamiento muy intenso, ya que esto podría perjudicar la estructura dimensional de las piezas, provocando distorsiones. Por esta razón, es conveniente someter a este tipo partes a un temple con aire o un temple a través del uso de rociadores, con la finalidad de conseguir un descenso de la temperatura más lento para evitar daños estructurales, pero el suficiente para mantener la solución sólida.

A continuación, con el objetivo de tener una mejor perspectiva de las técnicas del proceso de temple aplicadas sobre piezas hechas de aleación de aluminio, se realizará una breve descripción de éstas, y se detallará cuáles son tanto sus aspectos principales, como las variables más influyentes de cada una de ellas. Dicha revisión de las técnicas de temple se llevó a cabo con base en lo escrito por Bozidar Liscic et al. [14] en el libro *Quenching Theory and Technology*.

2.2.1 TEMPLE POR MEDIO DE INMERSIÓN

El enfriamiento por inmersión, también llamado enfriamiento directo, consiste en el rápido descenso de la temperatura, usualmente mediante un medio líquido, de una pieza de metal la cual se encuentra a la temperatura de austenización, o en el caso de las aleaciones de aluminio, a la temperatura de solubilización, hasta llegar a la temperatura del ambiente.

La efectividad del enfriamiento durante el temple por inmersión puede ser modificada a través de la variación de los parámetros característicos pertenecientes a

dicha técnica. Estos parámetros son la naturaleza química del medio de enfriamiento, su temperatura, el grado de agitación y la configuración geométrica de la pieza.

Medios de enfriamiento

A continuación, se brinda una lista de los medios de enfriamiento más comúnmente utilizados en el proceso de temple por inmersión, incluso con aplicaciones muy específicas.

- Agua
- Soluciones saturadas con sal (acuosa)
- Soluciones cáusticas (acuosa)
- Soluciones poliméricas
- Aceites
- Sales fundidas
- Metales fundidos

Efecto de la temperatura

La tasa de extracción de calor transferido, desde la pieza sometida al temple por inmersión al medio enfriador, depende de la temperatura a la cual se encuentre éste último. Sería lógico pensar que entre menor sea la temperatura del medio, mayor transferencia de energía térmica tendría lugar durante el enfriamiento. Sin embargo, esto no necesariamente ocurriría, ya que la variación de la temperatura del medio enfriador repercute en el potencial de éste para extraer calor. Características como la viscosidad, el punto de inflamabilidad, el tamaño de las burbujas generadas durante la ebullición y el rompimiento o la separación de elementos que conforman el líquido enfriador, son aspectos que están fuertemente influenciados por la temperatura del medio.

Según el autor, la modificación más significativa en la extracción de calor de la pieza, proviene del aumento en la rapidez de formación de la capa de óxido en la superficie de la misma a mayores temperaturas. La capacidad para transferir calor puede incrementar o disminuir, dependiendo del grosor de la capa de óxido desarrollada durante el enfriamiento.

Efecto de la agitación

La agitación, la cual debe entenderse como el movimiento, provocado por un agente externo, del líquido usado como enfriador, es quizá uno de los factores que ejerce los efectos más significativos sobre las características de transferencia de calor durante las fases de la ebullición en el proceso de temple por inmersión. La desintegración de la capa de vapor formada durante la etapa de ebullición de película delgada, una mayor tasa de desprendimiento de las burbujas de la superficie de la pieza y la circulación del líquido de menor temperatura para reemplazar el líquido ya calentado, son algunos de los fenómenos que favorecen el intercambio de energía térmica, y son causados gracias a la acción de la agitación del medio.

Configuración geométrica de las piezas

En el caso ideal que todas las piezas a ser tratadas térmicamente contaran con las características de simetría, geometría simple y todas fuesen del mismo tamaño y peso, entonces obtener de las propiedades mecánicas deseadas sería algo muy sencillo de llevar a cabo. Desafortunadamente, esto en la realidad no ocurre. Por el contrario, la complejidad geométrica de las piezas es cada vez mayor, a causa del desarrollo tecnológico en las técnicas de formado y a la creciente demanda de mejoras en el desempeño de las mismas.

Por otro lado, la transferencia de calor desde el núcleo de la pieza a la superficie de la misma, se ve afectada por la condición en su estructura interna, es decir, por la variedad de espesores dentro de ella. De manera similar, la extracción de calor desde la superficie hacia el medio enfriador se ve alterada debido a las condiciones superficiales, (rugosidad y deposición de partículas externas), de las piezas. Por estas

razones, es una tarea difícil el poder predecir el comportamiento de la transferencia de calor durante el proceso de enfriamiento.

Como consecuencia de lo mencionado en el párrafo anterior, el desarrollo de curvas de enfriamiento, es la mejor alternativa al momento de querer describir el complicado mecanismo de transferencia de calor que ocurre durante el temple. Dichas curvas son sensibles a los factores descritos previamente, los cuales intervienen en el fenómeno de intercambio de energía térmica.

Para la generación de las curvas de enfriamiento, es necesario llevar a cabo el temple de las piezas de aleación de aluminio, bajo las condiciones reales de operación del proceso. Para continuar con el desarrollo de estas curvas, la evolución temporal de la temperatura debe ser registrada a través de un termopar embebido en una zona de interés específica, situada en el interior de la pieza. Hecho esto, se obtendrá como producto final un gráfico que muestra como fue el descenso de la temperatura, en la zona del termopar, con respecto al tiempo de duración de templado. La determinación de estos datos nos brinda una mejor perspectiva sobre las características de la transferencia de calor sobre en la pieza.

A pesar de que la información que posee la curva está relacionada a determinados parámetros del enfriamiento como el tamaño de la muestra, el material de la pieza, la ubicación del termopar y las condiciones a las que se encuentra el medio enfriador, los datos del historial de la temperatura registrados bajo ciertas condiciones experimentales se pueden extrapolar a otro conjunto de condiciones por medio de la aplicación de ecuaciones de transferencia de calor.

En la Figura 2.3 [14], se observa dos curvas típicas de enfriamiento generadas en el centro y en la superficie de una pieza de metal. Dichas curvas describen gráficamente cuatro etapas de transferencia de calor, desde un sólido caliente, hacia un líquido a menor temperatura.

Se procederá a realizar una breve descripción de cada etapa mostrada en la gráfica de la Figura 2.3, resaltando lo más representativo de ellas.

Durante la etapa A^1 , mostrada en la esquina superior izquierda de la Figura 2.3, se ilustra el primer efecto del proceso de inmersión. Este periodo está caracterizado por la formación de burbujas de vapor que preceden el establecimiento de una capa de vapor. Esta etapa posee una duración de una décima de segundo. Sin embargo los efectos posteriores a ella son claves en el modo de disipación de calor.

La etapa A , es caracterizada por la transferencia de calor mayormente por radiación y por conducción a través de una capa continua y bien establecida de vapor, la cual envuelve toda la superficie de la pieza. El enfriamiento generalmente ocurre de forma paulatina ya que esta capa actúa como un aislante.

Conforme se va reduciendo la temperatura de la pieza, ésta alcanza un punto crítico donde la capa de vapor comienza a colapsar debido a que la rapidez de evaporación del líquido empieza a ser insuficiente para mantenerla estable. Una vez colapsada, es el momento que toma lugar la etapa B . La principal característica de esta etapa son los flujos máximos de calor que existen como consecuencia del contacto directo del líquido con la superficie de la pieza.

Por último, una vez que la temperatura de la pieza ha descendido por debajo del punto de ebullición, el flujo de calor vuelve a ocurrir de una forma lenta, y la energía térmica se transfiere principalmente por conducción y convección. Lo anterior pertenece a la etapa C en la gráfica de la Figura 2.3.

2.2.2 TEMPLE POR MEDIO DE GASES

Temple por gases y aire

Las rapidezces de enfriamiento obtenidas mediante el temple de piezas de metal a través del uso de gases, se encuentran en el rango definido por las velocidades de enfriado logradas durante un temple en aire puro, y aquellas alcanzadas con inmersión en un medio aceitoso. Esta técnica de temple consiste en colocar la pieza

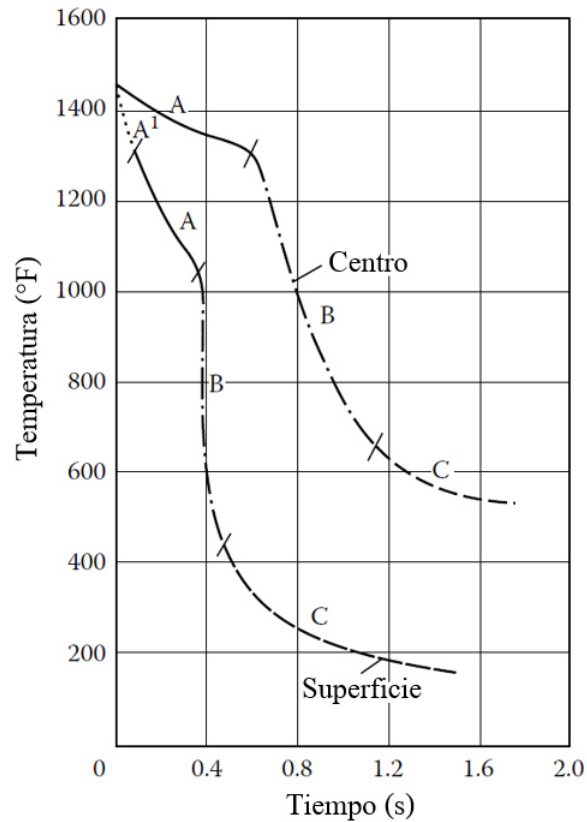


Figura 2.3: Curvas típicas de enfriamiento generadas registrando la temperatura tanto en la superficie, como en el centro de una pieza de metal.

de metal previamente calentada, la cual generalmente puede ser un forjado, placas delgadas o piezas de geometría compleja con variedad de espesores internos, dentro de la zona o cuarto de enfriado. Posteriormente, el calor contenido en la pieza es removido por medio de una corriente de gas, la cual pasa a través de la pieza, al mismo tiempo que ésta comienza a rotar sobre su propio eje, con el fin de conseguir un enfriamiento más uniforme.

La Figura 2.4 [15], muestra el temple de un rotor de turbina forjado por medio de aire. Durante el periodo de enfriamiento, altos caudales de aire a baja temperatura son dirigidos hacia la pieza, por medio de toberas, con el fin de conseguir el impacto del aire a gran velocidad sobre la superficie de la misma. Después de haber extraído una cantidad de calor del material que está siendo procesado, el aire caliente es

recirculado mediante ventiladores, a través de agua fría o intercambiadores de calor. Una vez enfriado, el gas es redirigido de nueva cuenta hacia las toberas del túnel de viento para remover el calor remanente en la pieza. La elección adecuada del gas, o mezcla de gases, usado durante el enfriamiento, depende en gran medida de los requerimientos de cada proceso (rapidez de enfriamiento, susceptibilidad del material a atmósferas corrosivas, etc).

La tasa de extracción de calor desde la pieza hacia el gas, es un fenómeno el cual está en función tanto del área superficial y cantidad de masa contenida en el elemento, como del tipo, velocidad y presión del fluido gaseoso usado como enfriador. Sin embargo, el ajuste y el control control de la intensidad con la que se lleva a cabo la remoción de calor, se ve afectada sólo por la modificación de las últimas tres variables mencionadas, lo que brinda un cierto grado de flexibilidad de la rapidez de enfriamiento, el cual solamente es posible lograr con muy pocas técnicas de templeado.

Como resultado, el temple en gas se ha convertido en un método muy atractivo para ser implementado en aplicaciones donde es necesario lograr enfriamientos homogéneos con el fin de obtener propiedades mecánicas uniformes a través de toda la pieza, sin provocar distorsiones y agrietamientos significativos en ésta.

Temple por niebla

Durante el temple por niebla, la extracción de calor desde la pieza de metal toma lugar debido al rápido movimiento de una corriente de gas, la cual a su vez acarrea pequeñas gotas de agua. La capacidad enfriadora de la niebla generada, deriva de la combinación de los efectos de la absorción de calor por el movimiento del gas, y del calor de vaporización del agua. La adición de las gotas de agua a la corriente de gas aumenta de forma significativa dicha capacidad para remover el calor.

Por otro lado, esta técnica surgió como un esfuerzo para minimizar la distorsión que ocurre durante el temple en un líquido. No obstante lo anterior, el templeado por niebla impone efectos más severos sobre las piezas metálicas durante su enfriamiento,

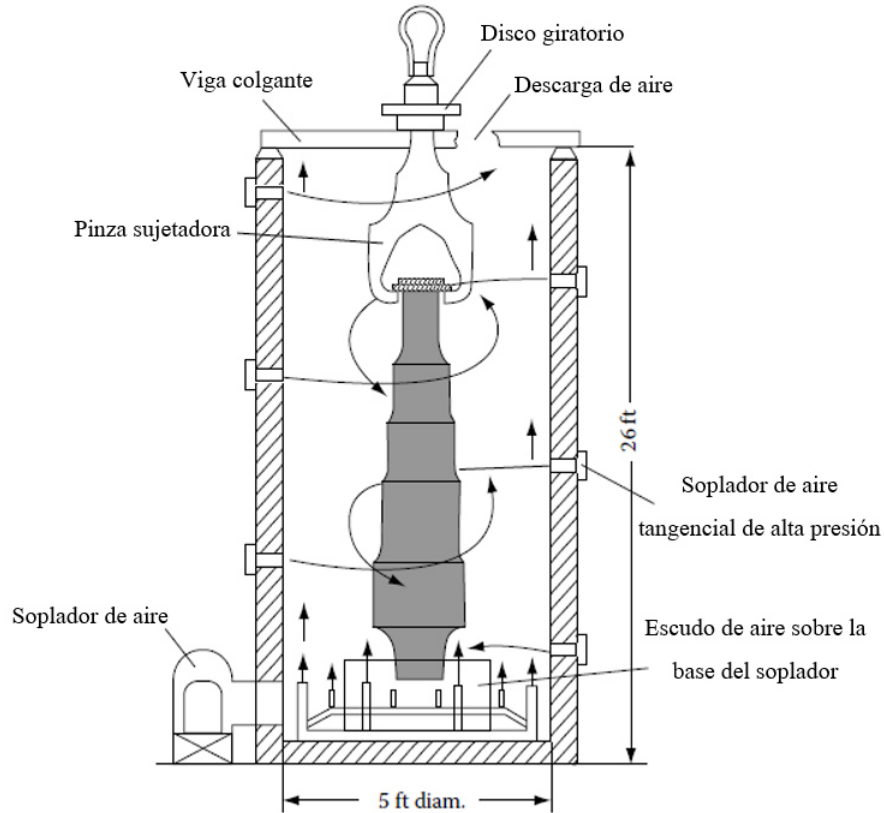


Figura 2.4: Túnel de viento usado para el temple en gas de un rotor de turbina forjado.

que las consecuencias que resultarían si la extracción de energía térmica se realizara con un gas sin la adición de las gotas de agua a una velocidad equivalente.

En general, las piezas que son sometidas a esta clase de temple son similares a aquellas que son consideradas adecuadas para temple por gas, pero en situaciones donde las velocidades de enfriamiento logradas en esta última son insuficientes.

2.2.3 TEMPLE POR MEDIO DE ROCIADO

Desde un punto de vista práctico, las técnicas clásicas de temple por inmersión en un fluido no permiten tener un grado de control sobre el proceso de enfriamiento de las piezas, ya que las características de transferencia de calor durante el proceso

se hallan en función de la naturaleza y la temperatura, tanto del espécimen metálico, como del fluido enfriador. Por esta razón, no es posible lograr correcciones durante el periodo de enfriamiento, es decir, no es factible el poder llegar a tener un control sobre el flujo de calor extraído de la pieza.

Como caso contrario, se encuentran la técnicas de templado a través de sistemas compuestos de rociadores. Para dichos procesos, la capacidad de remover energía térmica depende solamente en las características del sistema (presiones de descarga de aire y agua en las toberas). Es posible variar dichas presiones del sistema por medio de servo-válvulas, con el fin de obtener un control constante de la densidad del rociado y de la velocidad de las gotas de agua.

La Figura 2.5 [14] ilustra las curvas de enfriamiento de una misma muestra cilíndrica para diferentes presiones de aspersion, mantenidas constantes durante todo el proceso. La curva 1 y 6, corresponden a convección natural y enfriamiento por inmersión en agua fría, respectivamente. El área sombreada entre las curvas 3 y 4, las cuales conciernen a aire con gotas de agua $P_{aire} = 0.05$ MPa - $P_{agua} = 0$ MPa y aire solo $P_{aire} = 0.06$ MPa, revelan el traslape de los regímenes de enfriamiento entre una y dos fases, lo cual significa que, si existiese una variación continua de las presiones de la salida de aire y agua, esto provocaría una alteración constante del flujo de calor extraído de la pieza. Por lo tanto, teóricamente sería posible obtener variaciones instantáneas en la velocidad de enfriamiento causadas por la modificación en las presiones de suministro del sistema de aspersion. Sin embargo, lo anterior es una situación ideal, ya que experimentalmente algunos parámetros del proceso llegan a limitar la versatilidad del enfriamiento.

Tipos de toberas

Existen en el mercado variedad de toberas con características únicas, las cuales son adaptadas a diferentes tipos de procesos industriales, dependiendo de los resultados que se desean conseguir. La Figura 2.6 [16], muestra de forma esquemática los cuatro tipos de toberas más usadas en la industria (parte superior), así como

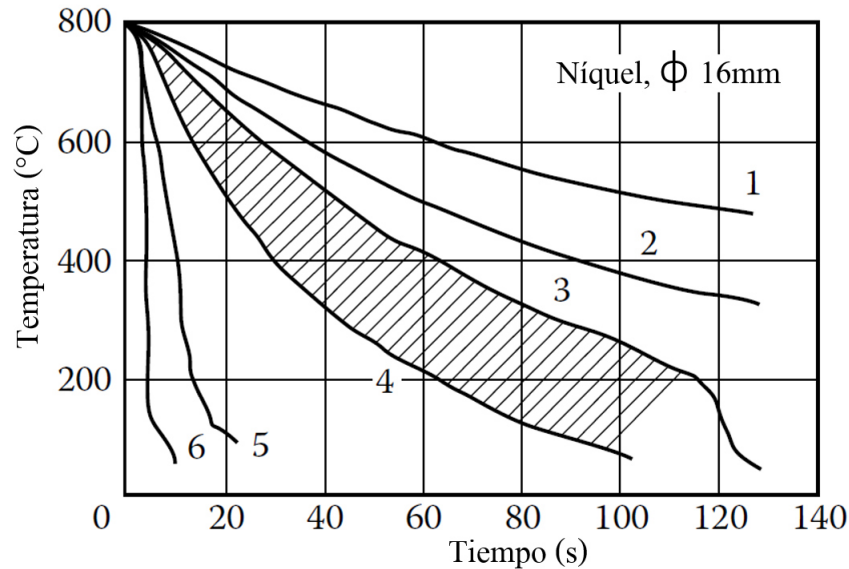


Figura 2.5: Proceso de caracterización: Control del rango de enfriamiento por aspersión, entre aire solo y aire con presión nula de agua. 1, Convección natural; 2, $P_{aire} = 0.05$ MPa (aire solo); 3, $P_{aire} = 0.05$ MPa - $P_{agua} = 0$ MPa; 4, $P_{aire} = 0.06$ MPa (aire solo); 5, $P_{aire} = 0.06$ MPa - $P_{agua} = 0$ MPa; 6, agua enfriada (inmersión).

también sus correspondientes patrones de aspersión (parte inferior).

a) Toberas de cono lleno

Este tipo de toberas son las más ampliamente utilizadas en la industria. Brindan una distribución casi uniforme de gotas relativamente grandes y su patrón de atomización tiene una de geometría circular u ovalada.

b) Toberas de cono hueco

Para aplicaciones que requieren una rápida atomización de líquidos a bajas presiones, es recomendado utilizar toberas de cono hueco. Éstas proveen, como se mencionó anteriormente, las distribuciones de tamaños de gotas más pequeñas. Su patrón de aspersión posee una geometría de anillo.

c) Toberas de aspersión plana

Como su nombre lo indica, el rasgo más notable de estas toberas es el patrón

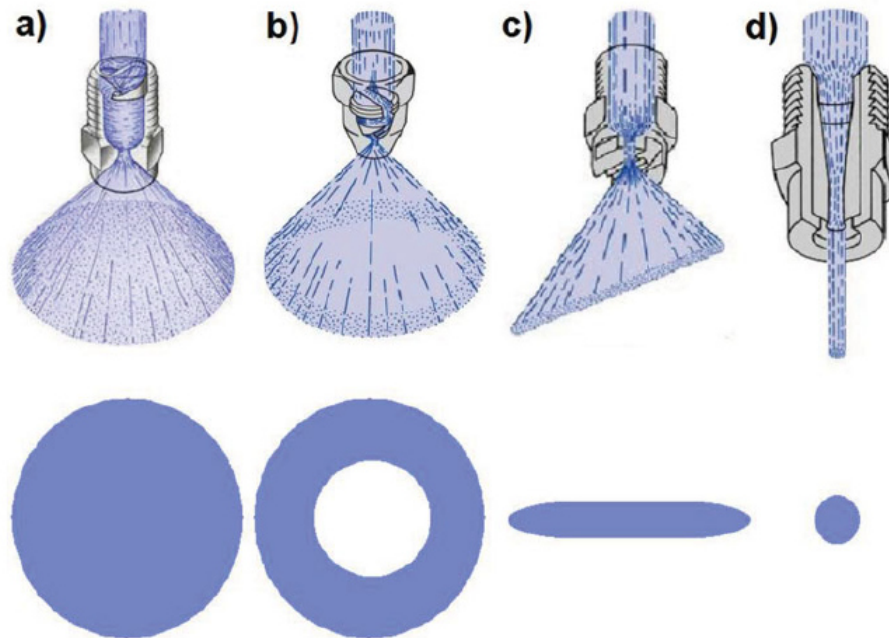


Figura 2.6: Esquemas y patrones de aspersión de los cuatro tipos de toberas más utilizadas en la industria: (a) tobera de cono lleno, (b) tobera de cono hueco, (c) tobera de aspersión plana, (d) tobera de chorro sólido.

de atomización plano. Son especialmente utilizados en la industria para el enfriamiento de acero rolando ya que su manera de aspersión es favorable para usar múltiples boquillas traslapadas.

d) Toberas de chorro sólido

Este tipo de toberas genera un alto impacto de líquido por unidad de área con un ángulo de aspersión de cero grados, es decir, perpendicular a la superficie de la pieza. Su utilización principal es para el enfriamiento de elementos durante operaciones de maquinado.

Por otra parte, si se realizara una comparación del tamaño de gotas generadas por cada tipo de tobera operando a las mismas condiciones, las de cono lleno contarían con los tamaños más grandes, mientras que las de cono hueco con las más pequeñas. En la Figura 2.7 obtenida del Catálogo 70-M de Productos para Aspersión Industrial de la firma Spraying Systems Co., se observa el rango de magnitud de las

dimensiones de diámetro de las gotas, las cuales rondan desde 0.5 milímetros para las más diminutas, pasando por 1.2 milímetros para las de tamaño medio, hasta los 5.5 milímetros para las más grandes.

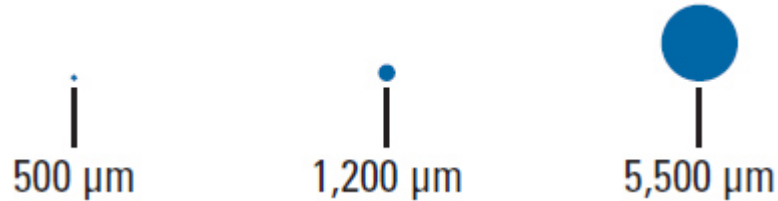


Figura 2.7: Tamaños de gotas reales de aspersión.

Elección del tipo de toberas

La adaptación de un determinado tipo de tobera de aspersión a un sistema de enfriamiento depende en gran medida de la aplicación, la geometría del elemento y de las velocidades de remoción de calor que se pretenden alcanzar.

En el caso de las toberas bifásicas, el agua dispersada de forma axial durante el rociado, generalmente es proyectada mediante la centrifugación del aire. Por otro lado, dicho flujo de agua puede ser modificado tanto por la variación de la presión del aire, como por la del agua. Los rangos de estas presiones de suministro del sistema se determinan en función de la máxima capacidad de enfriamiento que se desea obtener. Por último, durante el diseño del circuito general de suministro, es importante tener en cuenta los flujos máximos de aire y agua requeridos por las toberas seleccionadas, ya que dichos flujos máximos deben cumplirse para el total de toberas pertenecientes al sistema.

Disposición de las toberas

El número y posicionamiento de las toberas, depende principalmente de la geometría de la parte que será térmicamente tratada y de la capacidad de enfriamiento deseada del sistema. Un parámetro importante a tener en cuenta durante el proceso es la cobertura de la superficie de la pieza, la cual debe ser lo más uniforme posible, con la finalidad lograr un enfriamiento homogéneo en todo el elemento.

Para el diseño del sistema de enfriamiento, uno debe establecer un compromiso entre la cobertura total de la pieza, la distancia entre la ésta y las toberas, y la capacidad de enfriamiento de dicho sistema. Este compromiso determina el número total de toberas que serán utilizadas para llevar a cabo el temple. Sin embargo, no existe una regla precisa para lo anterior, ya que cada posicionamiento de las toberas es específico para cada problema de enfriamiento bajo consideración.

Características de las servo-válvulas

Las servo-válvulas, las cuales suministran los flujos de aire y agua al sistema de enfriamiento, juegan un papel muy importante en el sistema por aspersión, ya que dichas presiones se ajustan automáticamente durante todo el proceso de temple. Por esta razón, es deseable que dichas válvulas cuenten con características como comportamientos bien definidos del control del servo-motor, así como también con rápidos tiempos de respuesta. El uso de las servo-válvulas debe proveer una variación lineal de la presión con respecto a la señal de entrada, asimismo de permitir el flujo máximo requerido por el sistema.

Caracterización del sistema de temple por rociado

Una vez que ha sido diseñado el sistema, es necesario que éste sea caracterizado en términos de su comportamiento a diferentes condiciones de flujos de aire y agua. Esto puede determinarse mediante un espécimen de pruebas calentado hasta una temperatura alta (parámetro constante), el cual es posteriormente enfriado por aspersión, a flujos de aire y agua bien definidos. Como consecuencia de lo anterior, es posible obtener el clásico diagrama de temperatura en función del tiempo, representando tantas curvas de enfriamiento, como distintas condiciones de presión se lleven a cabo durante el experimento. No obstante, para propósitos de control en tiempo real, se prefiere representar el flujo de calor liberado durante el temple en función de la temperatura de superficie, como se muestra en la Figura 2.8 [14], con el objetivo, en primera aproximación, de liberarse de la dependencia geométrica de la pieza.

En el ejemplo de la Figura 2.8, se observan tres grupos de curvas generadas

mediante distintas condiciones de presión de suministro de aire y agua (aire solo, presión variable de aire con presión nula de agua y presión de aire máxima con presión de agua variable). Adicionalmente, se debe tener en cuenta que cada una de las curvas pertenecientes a cada grupo es parametrizada por un valor de presión constante.

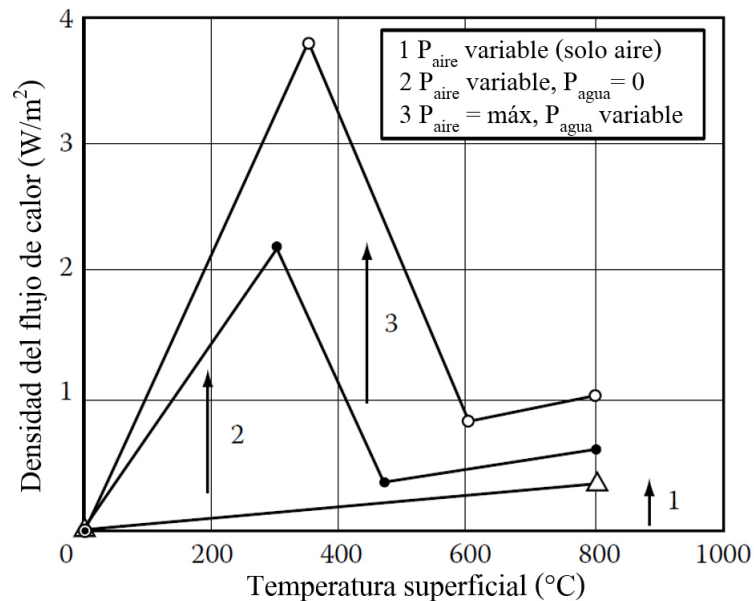


Figura 2.8: Proceso de caracterización: Densidad del flujo de calor en función de la temperatura. Cada dominio (1,2,3) contiene varias curvas obtenidas a partir de distintas presiones de aire y agua, mantenidas constantes durante el enfriamiento.

Las variaciones de la densidad del flujo de calor con respecto a la temperatura de la superficie son de naturaleza no lineal, lo que causa complicaciones para encaminar el proceso de control durante el enfriamiento por aspersión en tiempo real. Para sobrellevar dichos problemas se introducen parámetros correctivos en el algoritmo de regulación del proceso. Aunque dichas técnicas de regulación no serán descritas en este trabajo ya que quedan fuera del enfoque del estudio, es importante tener en cuenta su existencia para el control de todo el proceso de enfriamiento.

2.3 COMPORTAMIENTO DEL FLUJO DE CALOR DURANTE EL TEMPLE

Tanto en el proceso de temple por inmersión, como en el de temple por aspersión, se lleva a cabo un fenómeno de transferencia de calor desde la superficie del sólido, el cual se encuentra a mayor temperatura, hacia el fluido enfriador de menor temperatura. Cuando comienza a ocurrir la evaporación de este último en la interfase sólida-líquida, a dicho proceso se le conoce como *ebullición* [17].

Opuesto a lo anterior, cuando se realiza un temple en gas, la transferencia de calor desde la pieza caliente hacia el fluido, se lleva a cabo mediante mecanismos de convección forzada.

2.3.1 TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE TEMPLE POR INMERSIÓN

El proceso de ebullición ocurre cuando la temperatura de la superficie del sólido T_s excede a la temperatura de saturación del líquido T_{sat} a determinada presión. Por lo tanto, el calor contenido en la pieza, es transferido desde la superficie de éste, hacia el líquido enfriador, mediante la forma apropiada de la ley de enfriamiento de Newton:

$$q_s'' = h(T_s - T_{sat}) = h\Delta T_e \quad (2.1)$$

donde $\Delta T_e \equiv T_s - T_{sat}$ es la temperatura de exceso.

La transferencia de calor por ebullición es caracterizada principalmente por la formación de burbujas de vapor, las cuales crecen y se desprenden progresivamente de la superficie del sólido. La dinámica y el crecimiento de dichas burbujas está

en función de varios factores como la temperatura de exceso, la naturaleza de la superficie y de las propiedades termo-físicas del fluido. En consecuencia, la dinámica de formación de dichas burbujas afecta, de forma complicada, el movimiento del fluido cerca de la superficie y, por lo tanto, influye en el coeficiente de transferencia de calor.

Cuando el medio líquido se encuentra en reposo y la temperatura del sólido está por encima de la temperatura de saturación, se le denomina *ebullición de estanque saturada*. Una mejor apreciación de los mecanismos físicos de formación y transporte de burbujas que ocurren durante este periodo, puede ser adquirida mediante una revisión apropiada de la *curva de ebullición*.

La curva de ebullición

Esta curva, Figura 2.9 [18], en la cual se observa el comportamiento del flujo de calor con respecto a la temperatura de exceso durante los diversos regímenes de ebullición, fue obtenida por primera vez durante los experimentos realizados por Nukiyama en 1966 [19].

Dichas pruebas consistieron en determinar el flujo de calor extraído de un cable de Níquel sumergido en agua, a partir de la corriente eléctrica que se hacía circular a través de él, y de la diferencia de potencial existente entre los dos extremos del alambre, Figura 2.10. Aparte de esto, el autor determinó la temperatura del cable mediante la relación que guarda su resistencia eléctrica con respecto a las variaciones de ésta.

Enseguida, se describirán los modos de transferencia de calor que suceden durante los distintos regímenes de ebullición. La curva que se muestra en la Figura 2.9 se obtuvo usando agua a su temperatura de saturación y a presión atmosférica. A pesar de esto, es posible observar tendencias similares a la de esta curva, las cuales caracterizan el comportamiento de otros fluidos.

Ebullición por convección natural

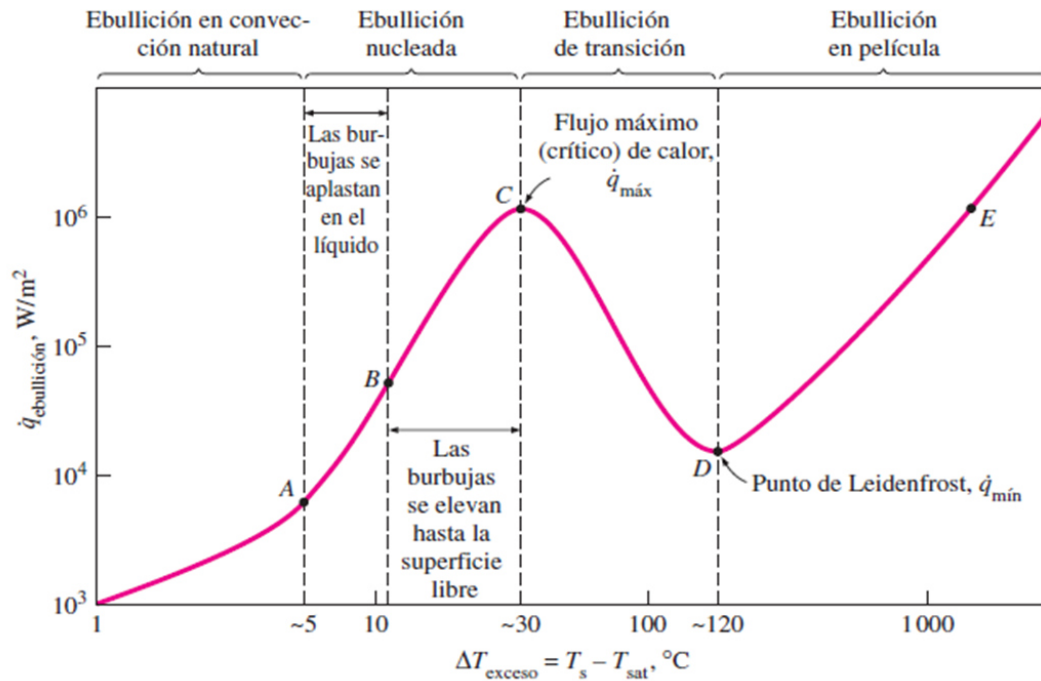


Figura 2.9: Curva de ebullición típica para el agua a 1 atm: se observa la variación del flujo de calor de superficie como una función del exceso de temperatura, $\Delta T_e \equiv T_s - T_{sat}$.

Dicha condición existe si la temperatura en exceso es menor o igual a la temperatura en el punto A de la Figura 2.9, es decir, $\Delta T_e \leq \Delta T_{e,A}$, donde $\Delta T_{e,A} \sim 5^\circ\text{C}$. A medida que se incremente la temperatura de exceso, comenzará a ocurrir la formación de burbujas de vapor en la superficie del sólido. Debajo del punto A, conocido como el comienzo de la ebullición por nucleación, el movimiento del fluido es provocado principalmente por los efectos de la convección natural que toma lugar.

Ebullición nucleada

La ebullición nucleada toma lugar en el rango comprendido entre los puntos A y C, $\Delta T_{e,A} \leq \Delta T_e \leq \Delta T_{e,C}$, donde $\Delta T_{e,C} \sim 30^\circ\text{C}$. Dentro de este rango es posible distinguir dos regímenes. De la región A-B, predomina la formación de sitios aislados de nucleación. En estos lugares comienzan a generarse y desprenderse burbujas, las cuales inducen la agitación del fluido cerca de la superficie y, como consecuencia de

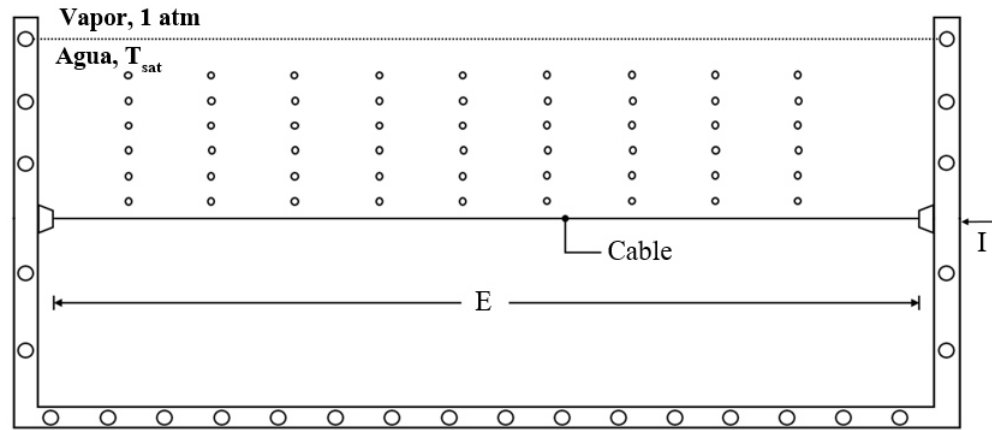


Figura 2.10: Diagrama del aparato de calentamiento controlado usado por Nukiya durante los experimentos para obtener los diferentes regímenes de la curva de ebullición.

esto, provoca un incremento substancial del coeficiente de convección h y del flujo de calor superficial q'' . Al contrario de lo que podría pensarse, la mayor parte del calor intercambiado es derivado de la transferencia de energía, directamente entre la superficie y el fluido en movimiento, no por el crecimiento y separación de las burbujas.

Con el continuo aumento de ΔT_e , más allá del punto B, se empieza a promover un mayor incremento de los sitios de nucleación y por consiguiente, una mayor formación de burbujas. Éstas al crecer en número, dan comienzo a interferencias entre ellas además de coalescencia. Por otro lado, en la región B-C, el vapor comienza a escapar hacia la superficie en forma de jets o columnas de vapor. En este punto, la continua interferencia entre las burbujas inhibe el movimiento del líquido cerca de la superficie, por lo que sucede un punto de inflexión en la curva. No obstante en este punto el coeficiente de convección alcance un máximo para después decrecer, el aumento de ΔT_e promueve que siga aumentando q'' debido a la Ecuación (2.1). Dicha tendencia del aumento del flujo de calor sucede debido a que el incremento relativo de ΔT_e rebasa a la reducción relativa de h . Sin embargo, en el punto C, el progresivo aumento de ΔT_e es balanceado por la disminución de h . En este punto sucede el flujo

de calor máximo $\Delta T_{e,max}$, al cual se le denomina *Flujo de Calor Crítico* (CHT).

Ebullición en transición

A la región correspondiente a $\Delta T_{e,C} \leq \Delta T_e \leq \Delta T_{e,D}$, donde $\Delta T_{e,D} \sim 120^\circ$, es conocido como *Ebullición en transición*, *Ebullición de película inestable* o *Ebullición parcial de película*. Durante este periodo, la formación de burbujas es tan intensa que comienza a formarse una capa, o película de vapor, sobre la superficie del sólido. La particularidad de este régimen es la oscilación entre las condiciones de ebullición nucleada y de película en cualquier punto a lo largo de la superficie.

Al mismo tiempo que sigue aumentando la temperatura de exceso, un mayor porcentaje de la superficie de la pieza comienza a ser cubierta por la capa de vapor de agua. Por lo tanto, debido a que la conductividad térmica de dicha capa es mucho menor que aquella del líquido, el coeficiente de convección h , y por lo tanto el flujo de calor superficial q_s'' decrece conforme el posterior aumento de ΔT_e .

Ebullición de película

Esta región existe para $\Delta T_e \geq \Delta T_{e,D}$. En el punto D de la curva de ebullición, conocido como *punto de Leidenfrost*, el flujo de calor es mínimo, es decir, $q_s'' = q_{s,min}''$. Dicha condición es consecuencia de la formación de una capa de vapor generada por la rápida evaporación del líquido, y la cual recubre por completo toda la superficie de la pieza. Por lo tanto, la transferencia de calor desde la superficie y el medio enfriador, se lleva a cabo por conducción a través de dicha capa. Conforme siga aumentando ΔT_e , por encima del punto D, los efectos de la radiación a través de la capa de vapor comienzan a cobrar relevancia, por lo que nuevamente se observa un incremento del flujo de calor.

2.3.2 TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE TEMPLE POR ROCIADO

De la misma manera que suceden en un temple por inmersión, los regímenes de ebullición durante el enfriamiento por medio de rociado, toman lugar debido a la formación de una fina capa de agua en la superficie de la pieza, la cual comenzará a evaporarse, a partir de la situación donde el sólido sometido al enfriamiento, se encuentre por encima del punto de ebullición del líquido enfriador [20, 21, 22].

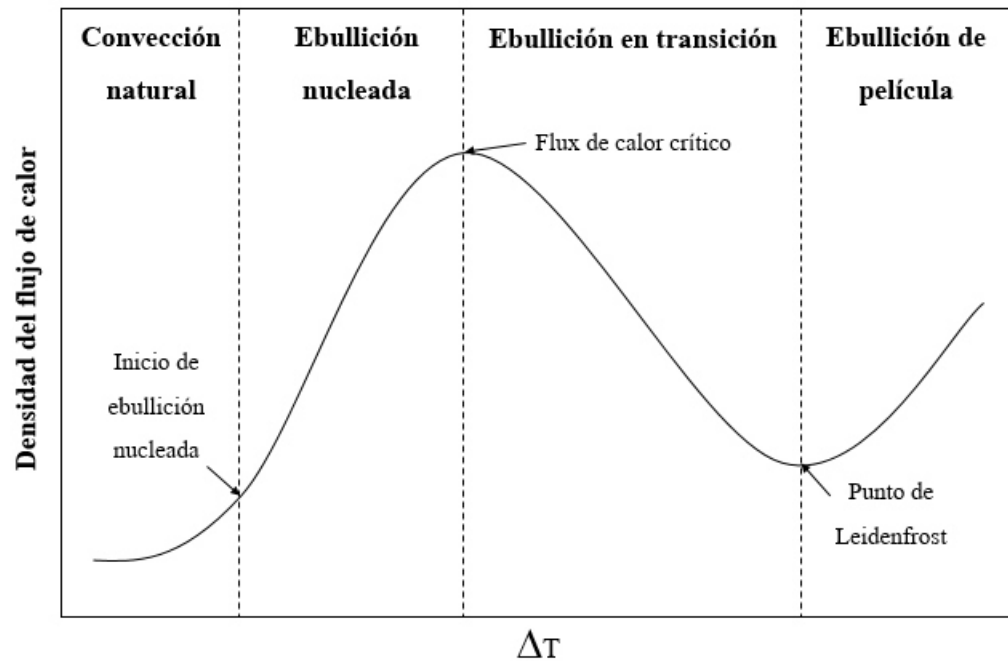


Figura 2.11: Curva de ebullición típica durante enfriamiento por rociado.

El principal factor de cuyo valor dependen los distintos regímenes de la curva de ebullición, Figura 2.11, los cuales tendrán lugar durante el temple por rociado, es la temperatura de superficie del elemento, ΔT [23]. De la afirmación anterior, es posible dividir el proceso de enfriamiento por aspersión en dos casos: a) Aplicaciones de transferencia de calor de superficies con temperatura elevada y altos flujos de masa, y b) aplicaciones de transferencia de calor de superficies de baja temperatura

y bajos flujos de masa [16].

El primero de los casos pertenece a las aplicaciones donde es necesario disipar altos flujos de calor desde elementos a temperaturas muy altas, como tal es el caso de la producción de metales. Concretamente, la industria del acero. Por otro lado, el segundo caso corresponde a la extracción de calor generado por dispositivos electrónicos de alto desempeño, ya que para lograr un buen funcionamiento de estos artefactos, es importante que se encuentren a bajas temperaturas durante su utilización.

2.4 ANÁLISIS INVERSO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

2.4.1 INTRODUCCIÓN A LA TRANSFERENCIA DE CALOR INVERSA

En la teoría de conducción de calor, la mayoría de los problemas habituales requieren determinar la distribución de la temperatura en el interior de un cuerpo, cuando se proporciona un determinado conjunto de condiciones de frontera y una condición inicial. Dichos problemas son conocidos como *problemas directos de conducción de calor*, y se resuelven mediante métodos bien establecidos, encontrados en textos estándar sobre transferencia de calor [17, 18].

Sin embargo, en algunas aplicaciones reales, como el templado de piezas de metal, uno se ve imposibilitado de predecir el comportamiento de la temperatura durante el enfriamiento, debido a la complejidad para poder medir las condiciones de frontera (flujo de calor superficial) que ocurren durante el proceso. Por ello, es necesario estimar dichas condiciones, mediante la adquisición de datos experimentales de la temperatura, en un cierto punto del interior del objeto. A este tipo de problemas, donde se estiman las condiciones de frontera a partir de conocer la evolución temporal de la temperatura dentro de un cuerpo, se les denomina *problemas*

de conducción de calor inversa, y generalmente, su solución se obtiene a través de métodos computacionales.

2.4.2 EL CONCEPTO DEL PROBLEMA INVERSO DE CONDUCCIÓN DE CALOR

Es posible comprender en mayor medida el significado físico del concepto de transferencia de calor inversa, mediante el clásico problema que involucra la conducción transitoria en una sola dimensión, dentro de una placa de grosor L , como la mostrada en la Figura 2.12. La distribución de la temperatura inicial en la placa es T_0 . Para $t > 0$, se aplica un flujo de calor $q(t)$ en una de las caras de la placa $x = L$, mientras que la otra cara, $x = 0$, es mantenida aislada. La formulación matemática del problema anterior está dada por:

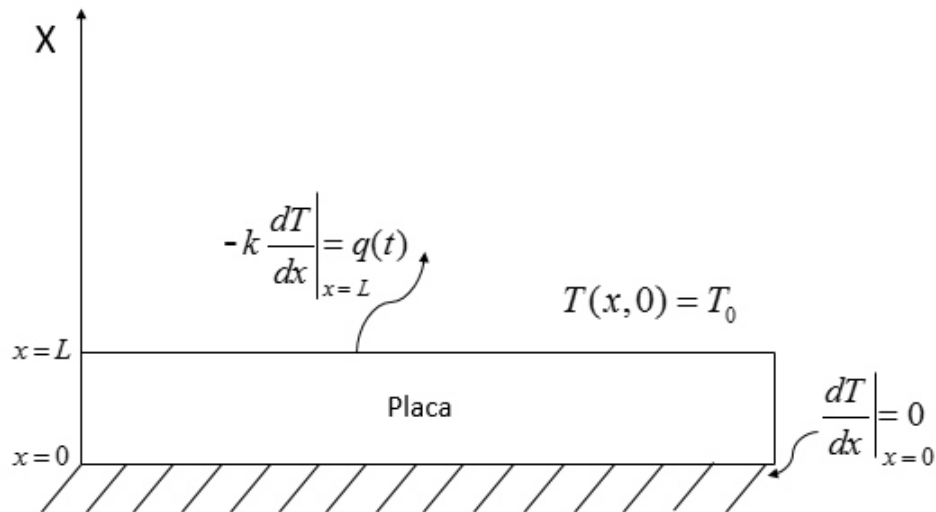


Figura 2.12: Conducción uni-dimensional a través de una placa.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{en } 0 < x < L, \quad \text{para } t > 0 \quad (2.2)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} = q(t) \quad \text{en } x = L, \quad \text{para } t > 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{en } x = 0, \quad \text{para } t > 0 \quad (2.4)$$

$$T(x) = T_0 \quad \text{para } t = 0, \quad \text{en } 0 < x < L \quad (2.5)$$

Para este caso, donde se encuentran especificadas las condiciones de frontera $q(t)$, $\frac{\partial T}{\partial x}$, la condición inicial $T(x, 0)$, y las propiedades termo-físicas ρ , c_p y k , el problema dado por las Ecuaciones (2.2), (2.3), (2.4), (2.5) está relacionado a la determinación de la distribución de la temperatura $T(x, t)$ en el interior del sólido, la cual está en función del tiempo y de la posición. Como se mencionó anteriormente, a este tipo de problemas se conocen como *problemas directos de conducción de calor*.

Esta vez se considera un problema como el planteado por las Ecuaciones (2.2), (2.3), (2.4) y (2.5), pero con la diferencia que la condición de frontera dada por la función $q(t)$ en la superficie $x = L$ es desconocida, mientras todas las demás cantidades descritas por las ecuaciones (2.2), (2.4) y (2.5), tales como T_L , k , ρ y C_p , son conocidas. Para este caso, uno se ve en la necesidad de determinar la condición de frontera desconocida $q(t)$. Además, se debe compensar la falta de información del problema, a partir de la medición de datos de temperatura $T(x_m, t_i) = Y_i$ medidos en un punto al interior del objeto x_m , a distintos tiempos $t_i = (i = 1, 2, \dots, I)$, a lo largo de un intervalo de tiempo especificado $0 < t \leq t_f$, donde t_f es el tiempo final. El problema anterior es un *problema inverso de conducción* ya que el objetivo de éste es estimar de la condición de frontera desconocida $q(t)$. La palabra estimación es usada en lugar de determinación debido a que las mediciones de los datos de temperatura usados en el análisis inverso contienen errores de medición. Como

resultado, la cantidad recuperada a partir de llevar a cabo el análisis inverso no es exacta, sino una estimación que dentro del rango de los errores de medición.

La formulación matemática del problema inverso está dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{en } 0 < x < L, \quad \text{para } t > 0 \quad (2.6)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} = q(t) = \text{desconocida} \quad \text{en } x = L, \quad \text{para } t > 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{en } x = 0, \quad \text{para } t > 0 \quad (2.8)$$

$$T(x) = T_0 \quad \text{para } t = 0, \quad \text{en } 0 < x < L \quad (2.9)$$

Mientras que las mediciones de temperatura en un punto en el interior x_m en distintos tiempos t_i están dados por:

$$T(x_m, t_i) = Y_i \quad \text{en } x = x_m, \quad \text{para } t = t_i (i = 1, 2, \dots, I) \quad (2.10)$$

El principal objetivo del problema directo es el de recobrar el campo de temperatura $T(x, t)$ dentro del sólido, conociendo todas las *características causantes* (condiciones de frontera y sus parámetros, condiciones iniciales, propiedades termo-físicas del medio y el término fuente de energía, si existiese alguno). Por otra parte, el objetivo del problema inverso es el de estimar una o más *características causantes* desconocidas, a través de la obtención del historial de la temperatura (el efecto),

medido en un punto en el interior del medio. En el problema directo las *causas* son conocidas y el *efecto* es determinado, en tanto que en el problema inverso el *efecto* es conocido y las *causas* son estimadas.

En el problema inverso planteado anteriormente, la función de superficie en la frontera $q(t)$ es desconocida, por esta razón, se refiere a dicho caso como problema de transferencia de calor inversa de frontera. De igual manera, uno puede inferir que existen problemas de transferencia de calor inversa de condición inicial desconocida, de generación de energía, de estimación de propiedades termo-físicas, etcétera. Asimismo, es posible lidiar con problemas de conducción inversa, como el considerado anteriormente, problemas inversos de convección, radiación e inclusive modos conjugados de transferencia de calor, entre numerosos casos más.

2.5 MÉTODOS NUMÉRICOS

2.5.1 INTRODUCCIÓN A LOS MÉTODOS NUMÉRICOS

Antes de la era de los ordenadores, los estudiosos sólo contaban con varios métodos para la resolución de problemas: las soluciones analíticas, gráficas y el uso de calculadoras y reglas de cálculo. Sin embargo, aunque dichas técnicas resultaban útiles y proporcionaban una comprensión excelente del comportamiento de algunos sistemas, las soluciones eran restringidas a ciertos tipos de problemas relativamente sencillos, o los resultados no eran lo suficientemente precisos y existía una mayor probabilidad de cometer errores, debido a la gran cantidad de cálculos que debían ser efectuados manualmente.

Actualmente, gracias a la capacidad de cómputo, es posible obtener soluciones a problemas más complejos, haciendo uso de los métodos numéricos, los cuales permiten enfocarnos en mayor medida a la correcta formulación de un problema y

a la interpretación de su solución, en lugar de gastar tiempo y precisión, utilizando procedimientos analíticos o gráficos.

En esencia, los métodos numéricos son técnicas mediante las cuales es posible formular problemas matemáticos, de tal manera que puedan ser resueltos utilizando operaciones aritméticas. Entre las numerosas ventajas que ofrecen estas poderosas herramientas, se encuentran la capacidad de manipular sistemas de ecuaciones grandes, manejar no linealidades y resolver geometrías complicadas, que son comunes de encontrar en la práctica y las cuales, a menudo, serían imposibles de resolver en forma analítica.

2.5.2 MÉTODO DE BISECCIÓN

El método de bisección consiste en obtener una raíz, o solución, de una ecuación de la forma $f(x) = 0$ para una función dada. Supongamos que f es una función continua definida en el intervalo $[a, b]$ con $f(a)$ y $f(b)$ de signos diferentes. De acuerdo al teorema del valor intermedio, existe un número p en (a, b) tal que $f(p) = 0$. Por lo tanto, dicho método divide varias veces el intervalo $[a, b]$ y, en cada paso, localiza la mitad del intervalo que contenga a p , hasta encontrar la raíz de la función.

Para empezar, supongamos que $a_1 = a$ y $b_1 = b$, y sea p_1 el punto medio de $[a, b]$; es decir,

$$p_1 = a_1 + \frac{b_1 - a_1}{2} = \frac{a_1 + b_1}{2} \quad (2.11)$$

Si $f(p_1) = 0$, entonces $p = p_1$; de no ser así, entonces $f(p_1)$ tiene el mismo signo que $f(a_1)$ o $f(b_1)$. Si $f(p_1)$ y $f(a_1)$ tienen el mismo signo, entonces

$$p \in (p_1, b_1)$$

y tomamos $a_2 = p_1$ y $b_2 = b_1$. Si $f(p_1)$ y $f(a_1)$ tienen signos opuestos, entonces

$$p \in (a_1, p_1)$$

, y tomamos $a_2 = a_1$ y $b_2 = p_1$. Después volvemos a aplicar el proceso al intervalo $[a_2, b_2]$. Esto nos da el método que describe en el siguiente algoritmo. Véase Figura 2.13.

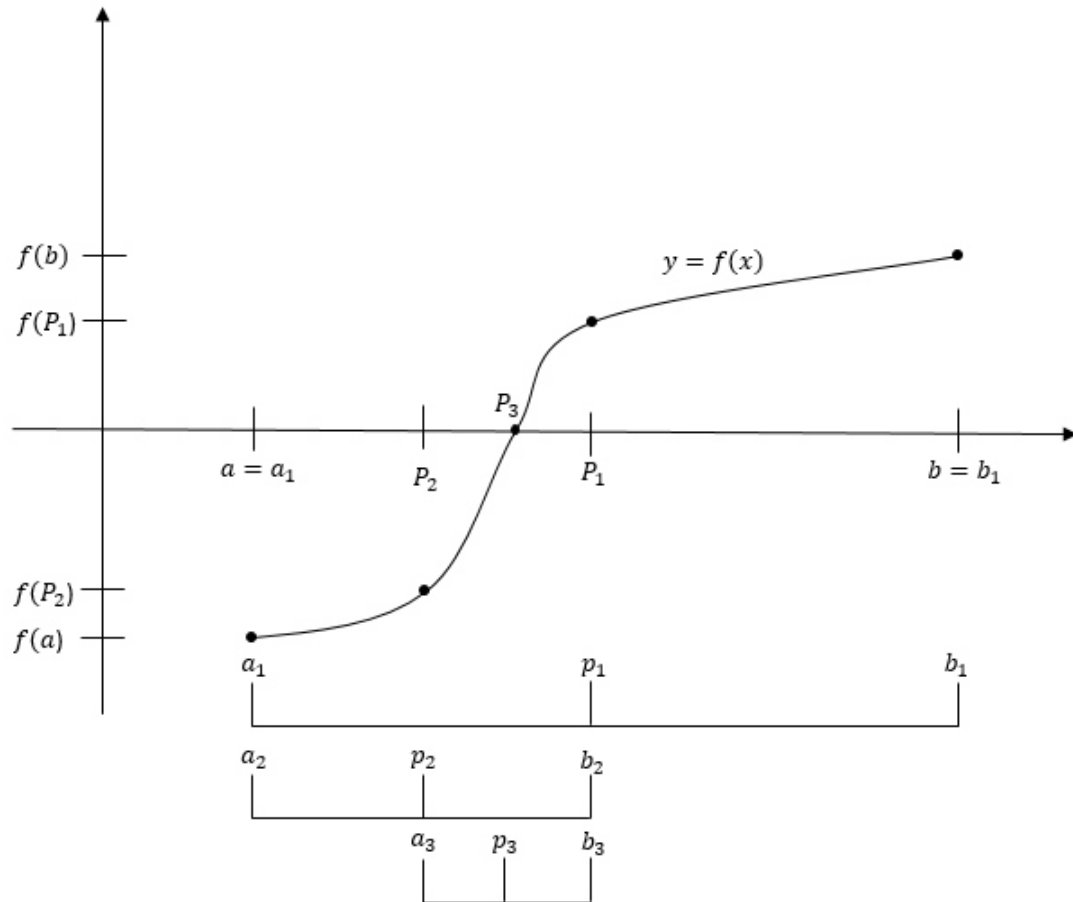


Figura 2.13: Procedimiento del método de bisección.

Para obtener una solución a $f(X) = 0$ dada la función f continua en el intervalo $[a, b]$, donde $f(a)$ y $f(b)$ tienen signos opuestos:

ENTRADA extremos a y b ; tolerancia TOL ; número máximo de iteraciones N_0

SALIDA solución aproximada p o mensaje de error.

Paso1 Tome $i = 1$;

$$FA = f(a)$$

Paso 2 Mientras $i \leq N_0$ haga pasos 3-6.

Paso 3 Tome $p = a + (b - a)/2$; Calcule p_i

$$FP = f(p)$$

Paso 4 Si $FP = 0$ o $(b - a)/2 < TOL$ entonces

SALIDA (p); (Procedimiento terminado satisfactoriamente)

PARAR

Paso 5 Tome $i = i + 1$.

Paso 6 Si $FA \cdot FP > 0$ entonces tome $a = p$; (Calcule a_i, b_i)

$$FA = FP$$

si no tome $b = p$.

Paso 7 SALIDA ('El método fracasó después de N_0 iteraciones, $N_0 = N_0$)

(Procedimiento terminado sin éxito)

PARAR

Mientras que las condiciones de paro que pueden aplicarse son:

$$|p_N - p_{N-1}| < \epsilon_1 \quad (2.12)$$

$$\frac{|p_N - p_{N-1}|}{|p_N|} < \epsilon_1 \quad (2.13)$$

$$|f(p_N)| < \epsilon_1 \quad (2.14)$$

donde:

$\epsilon > 0$ tolerancia

p_N = la n -ésima iteración del valor intermedio.

CAPÍTULO 3

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

3.1 INTRODUCCIÓN

Con la finalidad de efectuar las pruebas físicas del enfriamiento de piezas de aluminio, mediante distintas proporciones de mezclas de aire con agua, fue necesario realizar el diseño, la construcción y la puesta a punto de una instalación experimental. Para ello, como primer paso, se llevó a cabo una revisión bibliográfica, acerca de los trabajos donde se abordan, de manera experimental, temas concernientes al temple de componentes metálicos.

Por un lado, es importante resaltar que durante la revisión bibliográfica, solamente se encontró evidencia de un estudio anterior, en el cual se efectuó el temple de especímenes metálicos mediante mezclas de corrientes de aire conteniendo gotas de agua [11]. Por consiguiente, para el diseño de la instalación experimental del presente estudio, se tomaron en cuenta diversos trabajos donde se llevó a cabo el enfriamiento de piezas de metal, tanto por inmersión, como a través de toberas de aspersión [8, 24, 25, 26, 27].

Básicamente, existen dos formas de estudiar la transferencia de calor al realizar un temple por rociado de manera experimental: a través del método de estado permanente, o aquel en estado transitorio. El primero de ellos, involucra el calentamiento del espécimen metálico mediante una resistencia eléctrica embebida en la superficie de éste, con la finalidad de mantener una temperatura superficial constante durante todo el proceso de enfriamiento. Este método es capaz de determinar, de forma precisa, el flujo de calor extraído a partir de la diferencia de temperatura a lo largo de la pieza. Por otro lado, la segunda técnica es utilizada para determinar el flujo de calor en la superficie del elemento, cuando éste es sometido a un descenso de temperatura de características transitorias, mediante la medición de la evolución temporal de la temperatura justo debajo de la zona donde se lleva a cabo el enfriamiento. Posteriormente, se estima el flujo de calor por medio de un análisis inverso de conducción de calor.

Para el presente estudio, se decidió efectuar los experimentos usando el método de enfriamiento en estado transitorio, ya que es posible estimar la variación del flux de calor superficial, en condiciones similares a aquellas que sucederían en el proceso real de temple, además de que va acorde a la hipótesis y a los objetivos planteados para este trabajo.

De la revisión bibliográfica se detectaron los principales componentes que compartían en común las instalaciones experimentales, tanto del temple por inmersión, como por aspersión y, a partir de ellos, se llevó a cabo el diseño del banco de pruebas donde se efectuaron los experimentos de este estudio.

3.2 DISEÑO CONCEPTUAL

En la Figura 3.1, se observan los componentes primordiales de la instalación experimental. Dicha instalación comprende de cuatro secciones principales: la zona de calentamiento, la zona de enfriamiento, el sistema de suministro de agua y el sistema de adquisición de datos. Enseguida, se realizará una breve descripción de dichas secciones, al mismo tiempo que se mencionan los componentes que forman parte de cada una de ellas.

3.2.1 ZONA DE CALENTAMIENTO

Como primer paso, es necesario calentar la pieza de aluminio, utilizando una mufla eléctrica, hasta alcanzar la temperatura de solubilidad del material, la cual está alrededor de los $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ aproximadamente. Una vez ocurrido lo anterior, la pieza debe ser trasladada a la zona de enfriamiento para efectuar el proceso de temple.

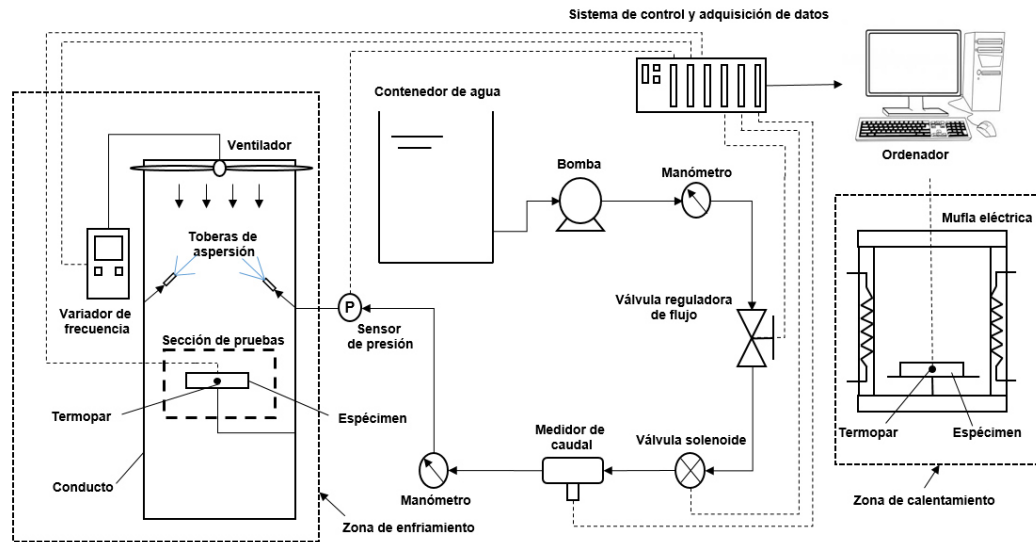


Figura 3.1: Esquema del diseño de la instalación experimental para el presente estudio.

3.2.2 ZONA DE ENFRIAMIENTO

Una vez calentada la pieza, ésta es trasladada a la zona de enfriamiento y montada en la sección de pruebas del conducto de ventilación. En el interior de dicho conducto es donde se efectúa el enfriamiento del elemento, mediante una corriente de aire impulsada por las aspas de un ventilador situado a la entrada del túnel, la cual, a su vez, contiene pequeñas gotas de agua generadas por dos toberas de aspersión, montadas en ambos lados laterales del conducto, como se observa en la Figura 3.1. Para controlar la velocidad de giro del motor del ventilador, se requiere modificar su frecuencia, utilizando un variador de velocidad.

3.2.3 SISTEMA DE SUMINISTRO DE AGUA

El propósito de este sistema es, como su nombre lo indica, el de suministrar agua hacia las boquillas de aspersión, a la presión necesaria para que de éstas se obtenga el caudal deseado para el experimento. En dicho sistema se encuentra una

bomba hidráulica, la cual transporta el agua, desde un contenedor en el que se almacena, hasta la salida de las toberas. Por otro lado, la función de regulación y restricción del caudal de agua, a través de la tubería, se lleva a cabo por la válvula reguladora de flujo. La cantidad de agua y la presión a la que trabaja, se miden con la ayuda de un medidor de caudal y un sensor de presión.

3.2.4 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Para poder llevar a cabo el análisis inverso de conducción de calor, es necesario medir y registrar la evolución temporal de la temperatura en un punto cerca de la superficie de enfriamiento dentro del espécimen de pruebas, durante el periodo del proceso de temple. Para ello, un termopar tipo K debe ser embebido en la pieza, con la finalidad de registrar el cambio de la temperatura en el tiempo, mediante un equipo de adquisición y control de señales. Además de la temperatura del elemento, también se registran tanto las señales del sensor de presión, como del medidor de caudal. Asimismo, se controla la apertura y cierre de la válvula reguladora de flujo y el encendido o apagado de componentes como la bomba hidráulica y el ventilador.

3.3 DIMENSIONAMIENTO

El dimensionamiento de la instalación experimental está basado en la única referencia encontrada en la literatura, en la cual se llevó a cabo un temple de una pieza metálica, usando corrientes de aire con gotas de agua difundidas en ellas, por medio de toberas de aspersión [11]. En dicho estudio, los autores trabajaron con bajos caudales de agua (0.95-1.9 l/min), y altas velocidades de aire (12.7-17.8 m/s). Por consiguiente, la capacidad enfriadora de la instalación experimental está pensada para operar bajo ciertas condiciones, similares a las mencionadas anteriormente. Sin embargo, debido a razones prácticas y a fin de probar la hipótesis planteada en

este estudio, la velocidad máxima promedio alcanzada durante el desarrollo de las pruebas fue de aproximadamente 4.5 m/s.

Por lo tanto, a partir del rango de caudales y valores de velocidad proyectados, se procedió a dimensionar cada uno de los componentes que conforman los diferentes sistemas que en conjunto, constituyen en su totalidad a la instalación experimental. Enseguida se detallarán las consideraciones tomadas en cuenta y los cálculos realizados para la adquisición de los elementos requeridos para su construcción.

3.3.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE AGUA

Tamaño de tubería

Debido a limitaciones espaciales, se optó por elegir una tubería de diámetro interno de media pulgada. Por otro lado, es sabido que en el diseño de los sistemas hidráulicos, es deseable minimizar las pérdidas de energía debidas a la fricción causada por el movimiento del fluido. Para ello, el desplazamiento de dicho fluido debe ser suave y ordenado, es decir, laminar.

El número de Reynolds, es el parámetro del cual depende el modo en el que se llevará a cabo el movimiento de las partículas del fluido. Este parámetro se calcula mediante la Ecuación (3.1).

$$Re = \frac{\rho V \phi}{\mu} \quad (3.1)$$

donde: ρ es la densidad del agua, V es la velocidad promedio del agua dentro de la tubería, ϕ es el diámetro interno del tubo, y μ es la viscosidad dinámica del agua.

Para flujos dentro de tuberías, los distintos regímenes del número de Reynolds

ocurren bajo las siguientes tres condiciones:

1. Si $Re < 2000$, el flujo es laminar.
2. Si $Re > 4000$, el flujo es turbulento.
3. Si $2000 < Re < 4000$, el fluido se encuentra en un régimen de transición entre laminar y turbulento. Sin embargo, para efectos prácticos, en esta situación el flujo se considera turbulento.

Con el objetivo de conocer los regímenes de flujo de agua a través de la tubería, se calcularon los números de Reynolds tanto para el caso del caudal mínimo elegido, $\dot{Q}_{min} = 1$ L/min, como para el máximo $\dot{Q}_{max} = 3$ L/min. Por consiguiente, considerando las siguientes condiciones:

- $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$
- $\phi = 1/2 \text{ pulg} = 0.0127 \text{ m}$
- $V_{min} = 0.078 \text{ m/s}$
- $V_{max} = 0.394 \text{ m/s}$
- $\mu = 0.895 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$

El número de Reynolds para el caso del caudal mínimo, dio un resultado de $Re_{min} = 1,106.81$, lo que indica que se encuentra en un régimen laminar, mientras que para el caudal máximo se obtuvo $Re_{max} = 5,590.83$, lo cual significa que está en régimen turbulento.

Boquillas de aspersión

Para la selección de las boquillas de aspersión, se decidió que era apropiado que por seguridad, al igual que los caudales bajos, las presiones del sistema durante el enfriamiento también debían mantenerse a bajos niveles. Por lo anterior, se eligió un

tamaño de toberas de aspersión cuyo rango de caudal comienza desde $0.38 L/min$, hasta $6 L/min$ en un rango de presiones bajo ($0.7-7$ bar).

El tipo de boquillas elegido para el estudio fueron aquellas de aspersión de cono hueco, esto con el objetivo de obtener tamaños de gota entre pequeñas y medianas.

Válvulas reguladora de flujo y solenoide

Se seleccionaron las capacidades de la válvula reguladora del flujo con base en el diámetro de la tubería ($1/2$ pulgada) y en los flujos máximo y mínimo ($3 L/min$ y $0.6 L/min$, respectivamente).

Manómetros

Con el fin de obtener los caudales deseados en las toberas, las presiones del sistema oscilan entre 1 y 3 Bar durante el periodo de temple. Por lo tanto, se optó por elegir manómetros con capacidad de medición de hasta 7 Bar.

Flujómetro o medidor de caudal

Este elemento se seleccionó a partir del diámetro de la tubería, el líquido de trabajo y los rangos de flujos volumétricos. De entre los diferentes tipos de flujómetros, el tipo vortex brindaba las mejores prestaciones en cuanto simplicidad, funcionalidad y robustez, a un costo relativamente bajo, en comparación con los otros tipos.

Sensor de presión

El sensor de presión, al igual que los manómetros, se adquirió en base a las presiones de trabajo del sistema.

3.3.2 DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES DE LA ZONA DE ENFRIAMIENTO

Ventilador

Para lograr velocidades similares a aquellas en las cuales está basado el presente estudio, se calculó la velocidad promedio que tendría lugar, utilizando la Ecuación

(3.2).

$$V = \frac{\dot{Q}}{A_{trans}} \quad (3.2)$$

donde: V es la velocidad promedio generada por el ventilador, \dot{Q} es el flujo volumétrico de aire y A_{trans} es la sección transversal de conducto.

Para este cálculo se consideró un conducto de geometría cuadrangular de 45 *cm* de lado, que corresponde a las medidas de un ventilador de flujo axial, el cual genera un flujo volumétrico de 5600 *cfm* = 2.64 m^3/s . Como resultado, la velocidad teórica promedio lograda sería de 13 *m/s*.

Variador de frecuencia

El variador de frecuencia se eligió con base las características del motor del ventilador. Dicho motor es de tipo monofásico y cuenta con una potencia máxima de 124 Watts.

3.3.3 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Compact RIO

Para poder llevar a cabo las pruebas de enfriamiento es necesario contar con un sistema de control y adquisición de datos lo suficientemente robusto para poder controlar la apertura y cierre de las válvulas solenoides, además de ser capaz de recibir y almacenar datos de todas las variables que involucre el proceso experimental. Por estas razones, se optó por utilizar un Compact RIO con capacidad de albergar 4 módulos correspondientes a adquisición de señales de 4 a 20 mA, señales analógicas de termopares, y envío de señales digitales de 24 V. Dichos módulos se eligieron con base en componentes como el medidor de flujo, el sensor de presión, las

electro-válvulas y el uso de termopares.

3.3.4 ZONA DE CALENTAMIENTO

Mufla

Se requirió el uso de una mufla de laboratorio a fin de calentar los especímenes de aluminio hasta los 500 °C. Dicho aparato debía poseer dimensiones acorde a las longitudes de las piezas de aluminio, las cuales miden 16.5 cm de largo, 9.9 cm de ancho y una pulgada de grosor.

3.4 CONSTRUCCIÓN

Posteriormente de haber efectuado la etapa de dimensionamiento de la instalación experimental, se procedió a construir y montar todos los componentes que conforman cada sistema de ésta. A continuación, se describirán las especificaciones de dichos componentes. En la Figura 3.2 se muestra el acomodo de los principales componentes de los cuales está formada la instalación experimental. En la imagen a), se observan la zona de enfriamiento y el sistema de suministro de agua, mientras que la imagen b), el sistema de control y adquisición de datos.

3.4.1 INSTRUMENTOS

- Bomba hidráulica.

El sistema hidráulico precisó de una bomba de la marca Munich, modelo Jets100, con capacidad de 1 HP que condujera el agua desde un contenedor en donde se almacenó, hasta una tobera de aspersion que se encuentra dentro de la sección de prueba de la zona de enfriamiento.

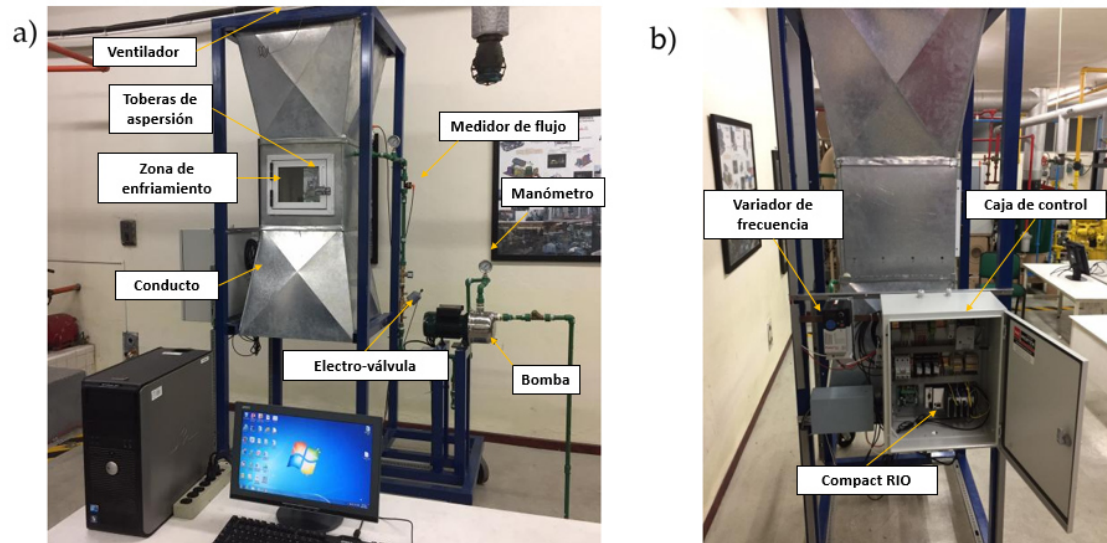


Figura 3.2: Imagen que muestra fotografías de la instalación experimental. a) Zona de enfriamiento y sistema de suministro de agua, b) Sistema de control y adquisición de datos.

- Manómetro de aguja.

Con el fin de conocer la presión del sistema se instalaron dos manómetros de aguja, marca Dewit, con un rango de medición de 0 a 10 bares, localizados uno a la salida de la bomba y otro instalado antes de la boquilla de aspersión, esto debido a que el flujo volumétrico de agua proveniente de la boquilla de aspersión es dependiente de la presión a la salida de ella.

- Electro-válvula reguladora de flujo.

La misión de este componente es la de variar el caudal de agua que llega a la boquilla de aspersión. Contiene un motor a pasos que mueve un vástago para permitir o bloquear el paso del líquido a través de ella. Este componente, de la firma Parker-Sporlan, controla un caudal desde 0.5 hasta 3 L/min gracias a que es posible posicionar el vástago en 2500 posiciones diferentes.

- Válvula solenoide.

La válvula solenoide de la firma Parker-Sporlan, controla el paso del agua regulada a la boquilla de aspersión. Se encuentra normalmente cerrada y tiene

solamente dos posiciones.

- Medidor de flujo.

Se utilizó un medidor de flujo tipo vortex de la firma IFM efector, con un rango de medida de 0.5 hasta 10 L/min . Gracias a él se conoce el flujo de agua instantáneo que fluye a través de la tubería del prototipo. Dicha información es útil para alimentar el control PID que acciona la posición del motor a pasos de la electro-válvula para regular a un caudal deseado por el usuario.

- Sensor de presión.

Se instaló un transductor de presión de la marca IFM efector, para medir la presión del sistema hidráulico a la entrada de la boquilla de aspersión. Las lecturas adquiridas por el instrumento son enviadas en una señal de de 4-20 mA hacia el sistema de adquisición de datos.

- Boquillas de aspersión.

Se utilizaron 2 toberas de aspersión de cono hueco de la firma Spraying Systems, con el fin de atomizar el agua desde 1 L/min hasta 3 L/min. El agua que llega a ellas se expulsa con un ángulo de 45° hacia el sistema de ventilación para formar las mezclas de agua y aire durante la experimentación.

- Ventilador.

Con este componente se generó un flujo de aire de 5600 cfm, según datos del fabricante (Air Master), en el interior del conducto. La velocidad de la corriente de aire se varió mediante la modificación de la frecuencia de giro del motor del ventilador.

- Conducto de acero galvanizado.

Este componente consta de tres secciones: tobera, sección rectangular y difusor, montados en orientación vertical al suelo. Dentro de la sección de prueba se lleva a cabo el enfriamiento de las placas de aluminio. En la figura 3.3 se observa un esquema del sistema de ventilación y la sección de prueba donde se coloca el espécimen a enfriar.

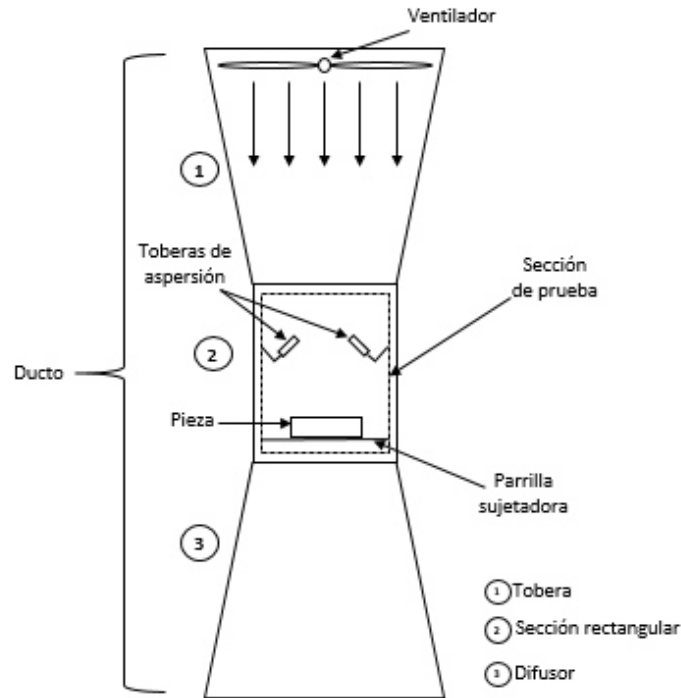


Figura 3.3: Esquema del subsistema de ventilación que muestra las tres secciones del que está compuesto, además de los dispositivos principales que se encuentran en él.

- Variador de frecuencia.

Como se mencionó anteriormente en la descripción del ventilador, un variador de frecuencia de la firma *Allen Bradley*, fue utilizado para cambiar la velocidad media dentro de la sección de prueba del conducto rectangular donde se realizaron las pruebas de enfriamiento a distintas proporciones de mezcla.

- Compact RIO 9076 de *National Instruments*

Con este instrumento fue posible tanto controlar algunos componentes de los diferentes sistemas del prototipo, como adquirir y almacenar datos durante los experimentos. Las funciones del Compact RIO antes mencionadas son posibles llevarlas a cabo mediante módulos que contienen integrados acondicionamiento de señales. Para la realización de éste estudio se trabajó con los siguientes

módulos:

1. Módulo de señal analógica con entrada para termopares.
2. Módulo de señal analógica con entrada de 4-20 mA.
3. Módulo de señal digital con salida de 24 VDC.

■ Software.

La programación del algoritmo de control se realizó en el software comercial *LabView* de *National Instruments*, instalado en un ordenador perteneciente al Grupo en Energías Térmica y Renovable. Gracias a una interfaz gráfica creada en dicho software, el usuario es capaz de interactuar con el programa y efectuar las acciones pertinentes durante las pruebas de enfriamiento. En la figura 3.4 se aprecia el diseño de la interfaz gráfica.

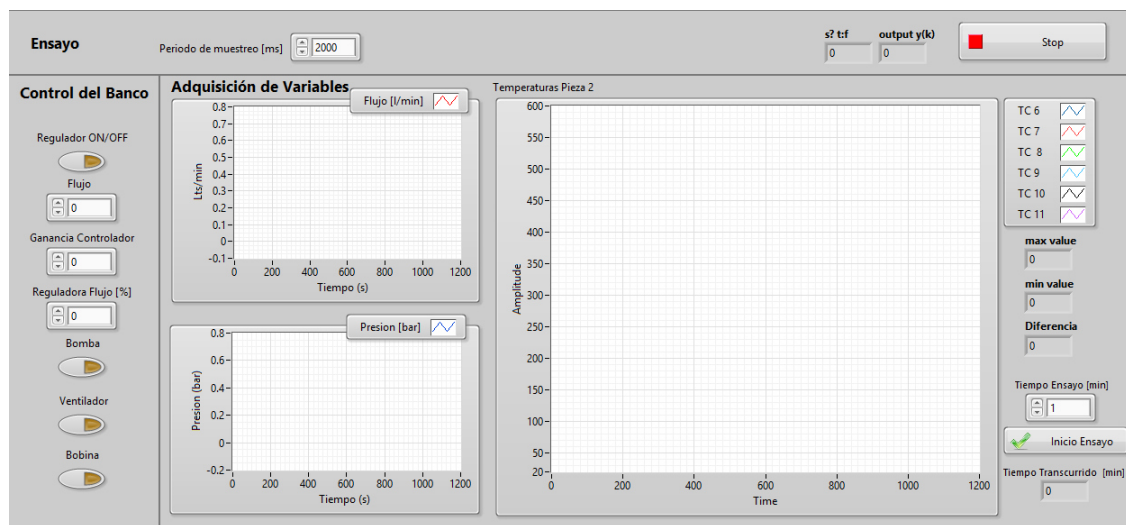


Figura 3.4: Interfaz gráfica desarrollada en LabView para el control y adquisición de datos durante las pruebas experimentales.

La Figura 3.5, muestra el dibujo en tres dimensiones de las dos secciones, pertenecientes a la instalación experimental, que influyen en forma directa sobre las condiciones de operación, (caudal de agua y velocidad de aire), durante el proceso de temple. Específicamente, dichas secciones son: la zona de enfriamiento y el

sistema de suministro de agua. En esta figura, se observa el acomodo de los componentes pertenecientes a estas secciones, lo cual será de utilidad para llevar a cabo su adecuado dimensionamiento. De ello se hablará en la siguiente sección.

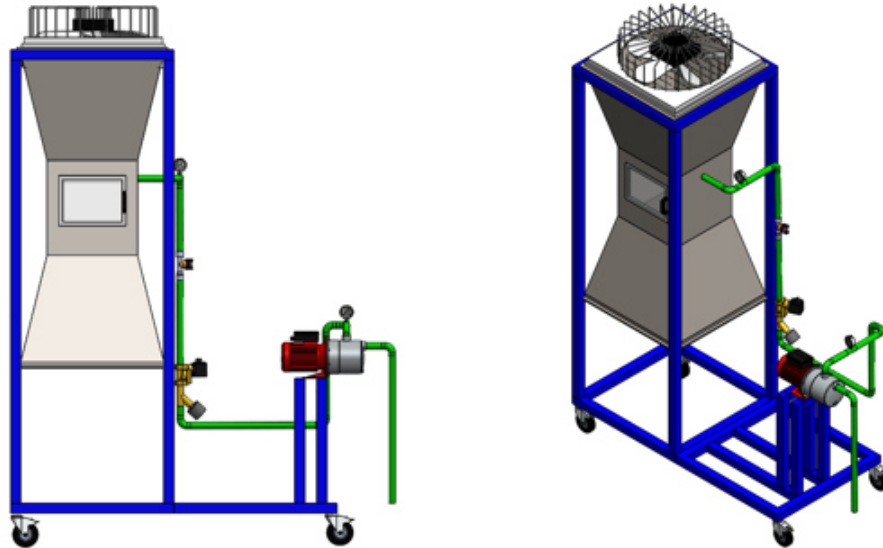


Figura 3.5: Dibujo 3D de algunas secciones de la instalación experimental: Zona de enfriamiento y sistema de suministro de agua.

3.4.2 POSICIÓN DE LAS BOQUILLAS DE ASPERSIÓN

En la Figura 3.6 se muestra un esquema de la sección de pruebas de la zona de enfriamiento. Dentro de esta zona se encuentran montadas las toberas de aspersión. Al no existir estudios en la literatura sobre los efectos de la inclinación de las toberas en este tipo de aplicaciones, se optó por posicionarlas a 45° dirigidas en contra de la corriente de aire, ya que al contar con patrones de cono hueco, el chorro actúa como una envolvente que atrapa las partículas de aire. Con esto, sumado a la naturaleza turbulenta del flujo, se pretende que haya una mejor difusión de las gotas de agua en toda la corriente de aire, a fin de obtener mezclas más homogéneas en toda la sección de prueba.

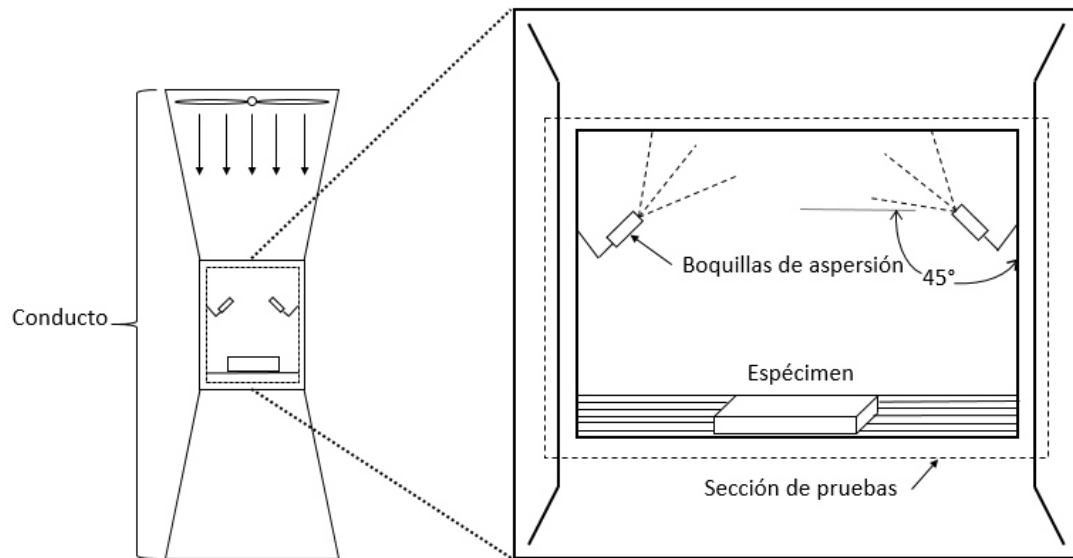


Figura 3.6: Esquema que muestra la posición de las boquillas de aspersión en la sección de pruebas del conducto.

3.5 CARACTERIZACIÓN DE LA VELOCIDAD PROMEDIO DEL AIRE

3.5.1 INTRODUCCIÓN

El propósito de esta sección es el de dar a conocer el procedimiento que se llevó a cabo, con el fin de determinar el valor promedio de la velocidad del aire dentro del conducto perteneciente a la zona de enfriamiento.

Como ya se ha mencionado anteriormente, a manera de generar una corriente de aire que, junto a las gotas de agua, enfríe los especímenes de aluminio, se instaló un ventilador de flujo axial sobre la parte superior del túnel, el cual mueve un caudal de aire de 5600 cfm , según datos del fabricante. No obstante, es necesario conocer la velocidad promedio de la corriente de aire en la sección de pruebas del conducto,

ya que es en esta zona donde ocurre el enfriamiento de la pieza metálica.

Como consecuencia de la necesidad anterior, se procedió a realizar mediciones de la velocidad instantánea de la corriente de aire, dentro de la sección de pruebas del túnel, a distintos valores de frecuencia de giro del ventilador, con la finalidad de obtener la correspondiente velocidad promedio generada.

3.5.2 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

Para medir la velocidad instantánea de la corriente de aire, se utilizó un medidor de velocidad tipo termo-anemómetro, modelo VelociCalc de la firma TSI, el cual es capaz de medir, además de la velocidad, la temperatura y la humedad relativa del aire.

Como se observa en la Figura 3.7, el termo-anemómetro consta de tres sensores (velocidad, temperatura y humedad relativa), montados en una sonda al final del brazo expansible del instrumento. Los valores de dichas variables se muestran en la pantalla del medidor.

Este tipo de instrumento emplea el principio de que la cantidad de calor transferida a una corriente de aire, la cual se hace circular a través de un objeto calentado, es función de la velocidad de dicha corriente. El sensor de velocidad trabaja a una temperatura constante por encima de aquella del ambiente. La energía para lograr dicho valor de temperatura, es suministrada y controlada por un amplificador alimentado con baterías, el cual está incluido en el circuito electrónico del aparato. La intensidad de corriente necesaria para mantener la temperatura constante del sensor, brinda una señal eléctrica que es proporcional a la velocidad de aire, la cual se muestra en un indicador analógico o digital. En la Tabla 3.1, se muestran las principales características de este instrumento.



Figura 3.7: Medidor de velocidad instantánea. (1) pantalla, (2) brazo expansible, (3) sensores de velocidad, temperatura y humedad relativa.

3.5.3 METODOLOGÍA PARA LA DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD PROMEDIO

La metodología para la determinación de la velocidad promedio del aire, se realizó a partir de lo establecido en [28], para el cálculo de la velocidad en conductos. Dicho procedimiento se muestra esquemáticamente en la Figura 3.8.

Tabla 3.1: Especificaciones técnicas del medidor de velocidad

Medidor de velocidad	
Tipo	Termo-anemómetro
Marca	VELOCICALC
Modelo	9535
Alimentación	4 baterías AA o adaptador de CA a 9 VDC
Rango de velocidad	1 a 35 m/s
Exactitud	$\pm 3\%$ o 0.015 m/s
Resolución	0.01 m/s
Rango de temperatura	-18 a 93 °C

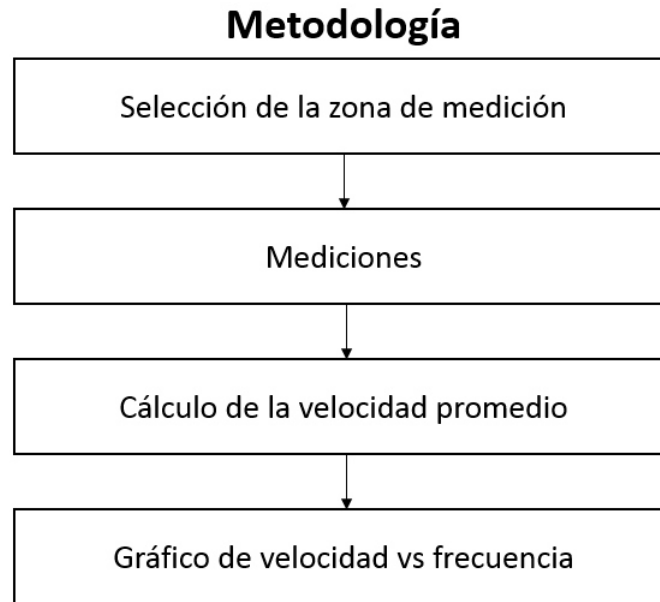


Figura 3.8: Esquema de la metodología para la determinación de la velocidad promedio en conductos.

A continuación, se detallarán cada uno de los apartados que conforman este procedimiento.

3.5.3.1 SELECCIÓN DE LA ZONA DE MEDICIÓN

Según lo establecido en el manual de ventilación industrial [28], para conductos de geometría rectangular, es necesario dividir un plano de sección transversal dentro del conducto, de entre 16 y 64 regiones iguales, esto con la finalidad de llevar a cabo mediciones en el centro de cada una de éstas y obtener un barrido de velocidad de área total. La Figura 3.9 muestra que la sección transversal del túnel utilizado en este estudio posee dimensiones de 45 *cm* de lado, sin embargo, la zona de medición de interés solo comprende el espacio que será ocupado por el espécimen durante el temple. Por lo tanto, se optó por dividir un plano de sección transversal de 18 *cm* de lado, el cual es concéntrico al plano del túnel.

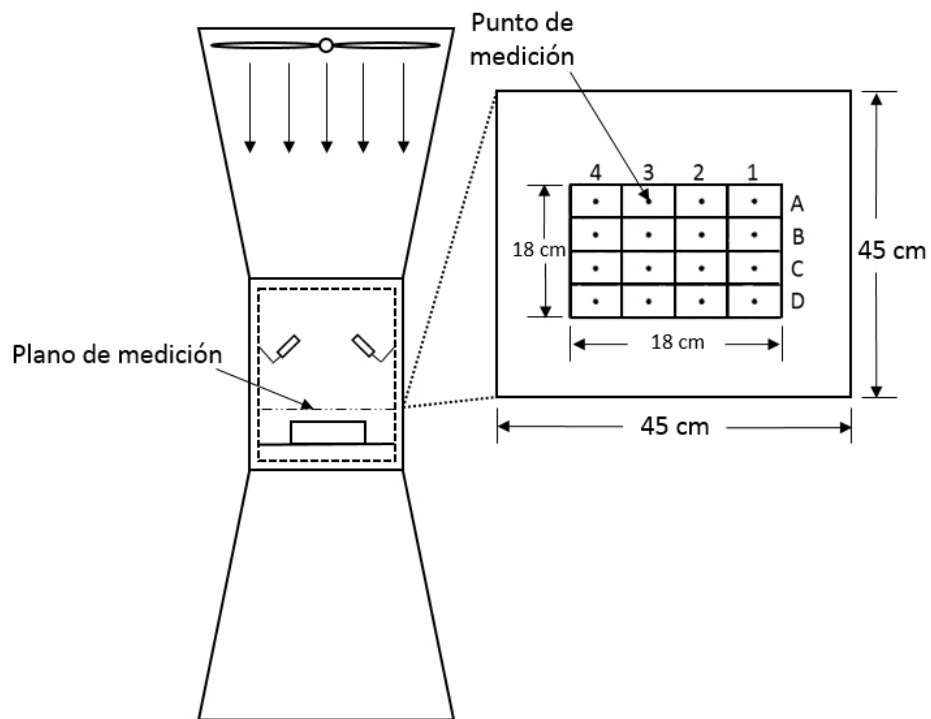


Figura 3.9: Diagrama de conducto que muestra la zona de medición, así como a las 16 regiones donde midió la velocidad instantánea del aire.

3.5.3.2 MEDICIONES

Como primer paso, se identificó cada una de las dieciséis regiones, asignándoles una letra y un número, correspondientes a la fila y la columna en la que se sitúan, respectivamente. Por ejemplo, se puede elegir medir la velocidad en la región A3, ubicada en la parte superior del plano de medición, como se observa en la Figura 3.1.

Una vez hecho lo anterior, se procedió a realizar las mediciones de la velocidad instantánea, cuidando que la posición del sensor se encontrara siempre a la misma altura del plano y en el centro de cada una de las regiones. Con el fin de conseguir un barrido de velocidades a distintas velocidades de giro del ventilador, se efectuaron mediciones a 10, 20, 30, 40, 50 y 60 Hz, suministrados por el variador de frecuencia.

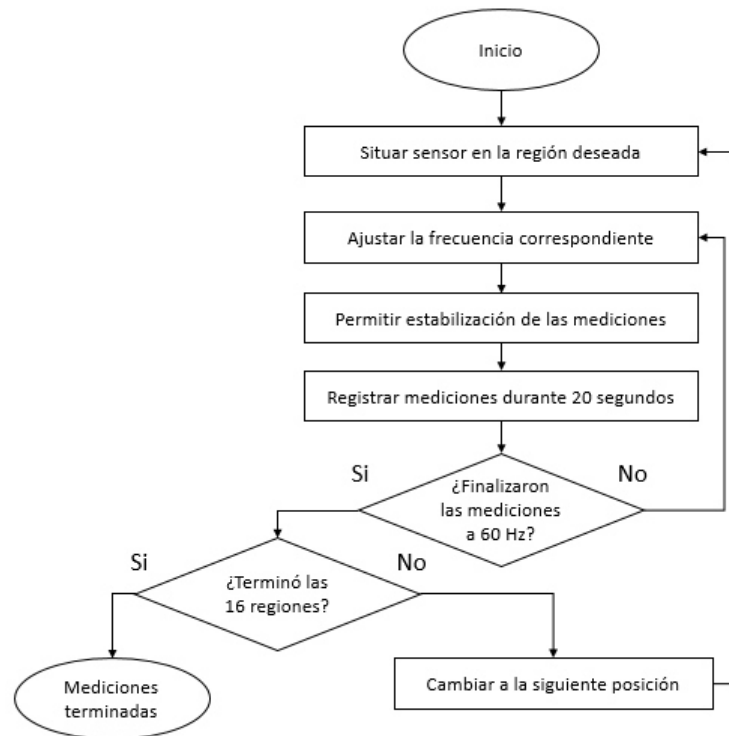


Figura 3.10: Diagrama de flujo de la metodología para efectuar las mediciones de velocidad instantánea.

La Figura 3.10 muestra el procedimiento que se siguió para obtener los diferentes barridos de velocidades instantáneas a distintas frecuencias de giro del motor del ventilador. Como primer paso se situó el sensor en el centro de la región A1, cuidando que se encontrará de manera perpendicular a la corriente de aire. La frecuencia suministrada por el variador se ajustó a 10 Hz y, posteriormente, se permitió que los valores de las mediciones se estabilizaran. El muestreo se llevó a cabo durante un periodo de 20 segundos. Una vez terminadas las mediciones en la región A1, se realizó procedimiento mencionado anteriormente para las regiones pertenecientes a la fila A, después a aquellas de la fila B, luego las de C, y por último las correspondientes a la fila D.

3.5.3.3 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD PROMEDIO

El primer paso para calcular la velocidad media dentro de la sección de pruebas del conducto, es determinar el promedio estadístico u_{prom} , de las velocidades instantáneas de cada una de las regiones, utilizando la Ecuación (3.3).

$$u_{i,j,prom} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n u'_k \quad (3.3)$$

donde: i y j representan las filas y las columnas del área total de interés, respectivamente, u' es la velocidad instantánea, y n es el número total de mediciones registradas durante el tiempo de muestreo.

Posteriormente, se obtuvo un promedio de la velocidad ponderada con el área del plano V_{prom} , utilizando la Ecuación (3.4).

$$V_{prom} = \frac{1}{A_T} \sum_{i=1}^p u_{i,prom} A_i \quad (3.4)$$

donde: A_T es el área total del plano, $u_{i,prom}$ es la velocidad promedio local, y A_i es el área correspondiente a cada región.

3.5.3.4 RESULTADOS

Al momento de efectuar las mediciones de velocidad instantánea, se observó que éstas presentaban fluctuaciones en sus valores. Dichas fluctuaciones podrían poner en duda la veracidad de los resultados obtenidos. Por consiguiente, con el fin de caracterizar el error generado a causa de dichas fluctuaciones, se determinó el régimen de flujo de la corriente de aire, mediante el cálculo del número de Reynolds, Ecuación (3.1), y se llevó a cabo una comparación de las velocidades promedio considerando los efectos en las paredes del conducto.

Se efectuó el cálculo del número de Reynolds tanto para la velocidad promedio mínima obtenida, como para la máxima, considerando los valores de densidad, viscosidad dinámica y longitud de diámetro hidráulico que se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2: Parámetros tomados en cuenta para el cálculo de Re . Valores de ρ y μ @ $T = 30\text{ }^{\circ}C$. Diámetro hidráulico para conducto cuadrangular $D_h = L$.

Parámetros considerados para el cálculo del Re		
Densidad	1164	Kg/m^3
Viscosidad dinámica	1.86×10^{-5}	$N * s/m^2$
Diámetro hidráulico	45	cm
Velocidad mínima	1.023	m/s
Velocidad máxima	4.32	m/s

Para el caso de la velocidad mínima se obtuvo un $Re = 28,809$, mientras que para la velocidad máxima, el número de Reynolds fue igual a $Re = 121,656$. Los resultados anteriores demuestran claramente que para los dos casos, el régimen de flujo del aire es puramente turbulento. Sin embargo, al llevar a cabo la comparación de las velocidades tomadas en el área alejada de las paredes y aquellas obtenidas considerando la totalidad del área del conducto, Figura 3.11, se observa que las velocidades promedio, medidas en el plano alejado de las paredes, se encuentran dentro del 10% de dispersión de los valores de aquellas tomadas considerando los efectos físicos del conducto. Por lo tanto, los valores de velocidad calculados a distintas frecuencias, se toman como aceptables, a pesar del régimen turbulento del flujo y los efectos de no deslizamiento provocados por las paredes.

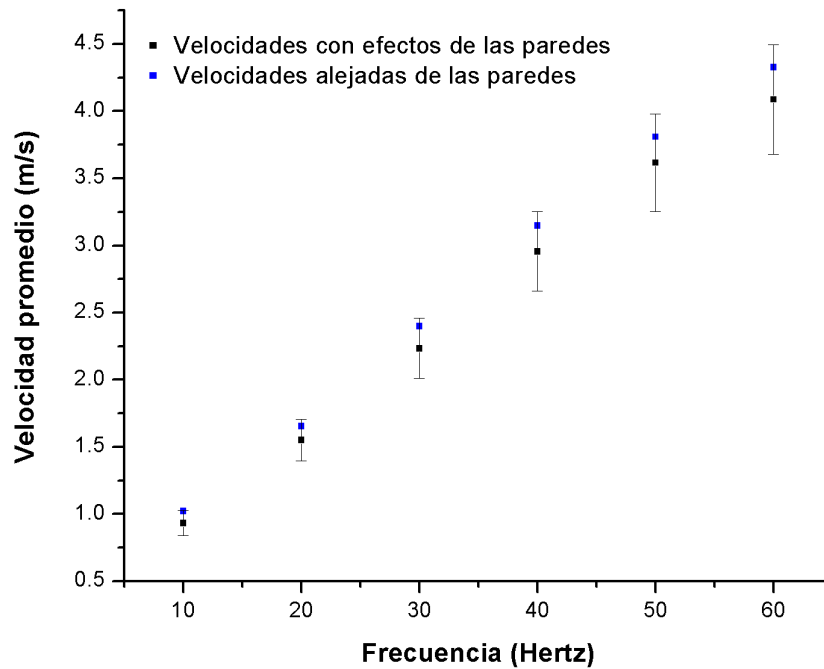


Figura 3.11: Gráfica que muestra la dispersión entre las velocidades promedio obtenidas cerca de las paredes y lo suficientemente alejadas de ellas. Barras de error del 10 %.

3.6 CARACTERIZACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE MASA DE AGUA

3.6.1 INTRODUCCIÓN

El factor que posee una mayor influencia sobre la transferencia de calor, después de la temperatura superficial de la pieza ΔT , es la cantidad de masa de agua que impacta sobre la superficie de la placa [21]. Dependiendo del valor de éste, se obtiene una curva de enfriamiento con comportamientos distintos.

Debido a la relevancia de dicho parámetro, se llevaron a cabo pruebas, a dife-

rentes combinaciones de velocidades promedio de aire y flujos volumétricos de agua, con el fin de caracterizar el comportamiento de este factor.

En las siguientes subsecciones, se detallarán aspectos importantes de la caracterización llevada a cabo, como la descripción del instrumento para medir la masa de agua, la metodología de la prueba, y los cálculos efectuados para obtener la distribución del agua.

3.6.2 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

Con el motivo de recolectar las muestras de masa de las gotas de agua, sobre el área que ocupa el espécimen de pruebas, dentro la sección de enfriamiento durante el proceso de temple, se construyó un dispositivo mecánico simple, conocido con el nombre de "*patternator*", el cual ha sido utilizado en los trabajos de diversos autores, con el fin de estudiar los efectos que provoca la variación de la cantidad de masa de agua, sobre la transferencia de calor en la superficie de piezas metálicas a alta temperatura, que son sometidas a un posterior enfriamiento por aspersion [29, 30, 31].

En la Figura 3.12, se observan los diferentes componentes que conforman al *patternator*. Básicamente, este dispositivo consta de una serie de 36 tubos contenedores de iguales dimensiones, dispuestos a lo largo y ancho de un área de interés, la cual en este estudio corresponde a aquella que ocupa el espécimen de pruebas durante el periodo de enfriamiento, y de una rendija cuya función es la brindar el soporte a los tubos. Cada uno de ellos tiene un diámetro de 1.03 cm , y están separados entre sí por una distancia de 2.9 cm .

Además del dispositivo anterior, también se utilizó una balanza gravimétrica de la firma *A&D Weighing*, cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 3.3, a fin de determinar la cantidad de agua contenida en los tubos del *patternator* al final de las pruebas de caracterización. Dicha balanza posee una resolución de 0.0001 g y

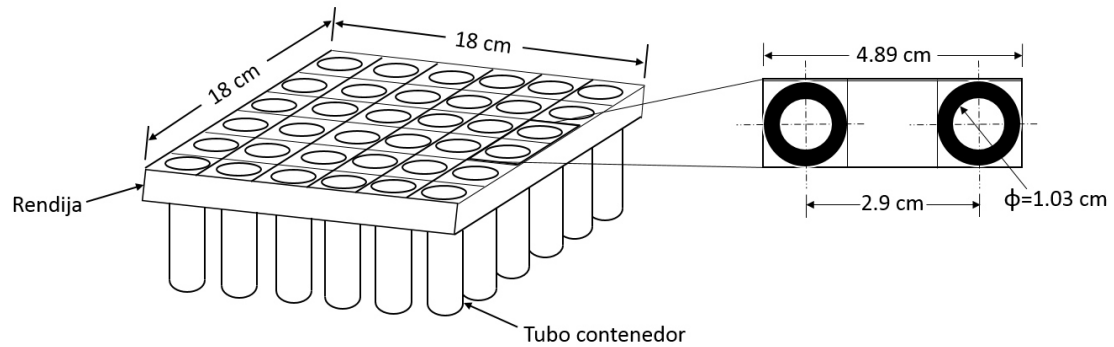


Figura 3.12: Figura que muestra un dibujo esquemático del patternator, instrumento cuya función es recolectar las muestras de masa de las gotas de agua.

permite medir hasta 60 gramos.

Tabla 3.3: Especificaciones técnicas de la balanza gravimétrica.

Especificaciones de la balanza gravimétrica	
Marca	A&D Weighing
Modelo	HR-60
Alimentación	120 VAC, 60 Hz
Valor máximo de medición	60 g
Resolución	0.0001g

3.6.3 METODOLOGÍA DE LA PRUEBA

La Figura 3.13, muestra un esquema de la metodología seguida para el desarrollo de las mediciones de la masa de las gotas de agua, utilizando el patternator. Enseguida, se detallarán cada uno de los pasos que comprenden dicha metodología.

3.6.3.1 SELECCIÓN DE LA ZONA DE MEDICIÓN

Al igual que en la caracterización de la velocidad del aire, se optó por llevar a cabo las mediciones de masa de agua en la zona que ocupa el espécimen de pruebas

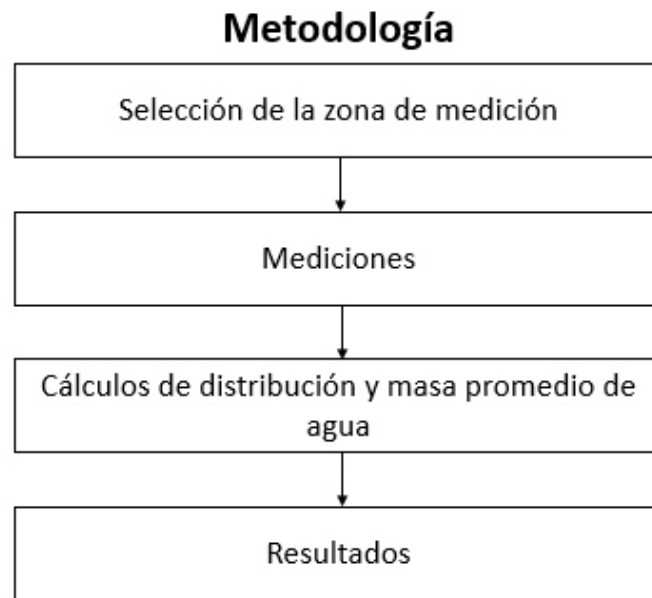


Figura 3.13: Diagrama que muestra los pasos que comprenden la metodología para la determinación de la distribución y masa promedio de agua.

durante el proceso de temple. Esto debido a que es precisamente sobre esta región, en donde ocurren los fenómenos de transferencia de calor sobre la pieza sometida al enfriamiento. Como consecuencia, es necesario conocer la distribución del líquido sobre el plano de medición, con el fin de determinar los efectos que tiene dicha distribución sobre el flujo de calor removido.

Esta zona tiene dimensiones de 18 *cm* de cada lado y se colocaron los 36 tubos contenedores que conforman al patternator, a lo largo y ancho de la región de medición. La Figura 3.14, muestra una fotografía en la cual se observa lo anterior mencionado.

3.6.3.2 MEDICIONES

Primeramente, se diseñó una serie de pruebas a distintas condiciones de operación del proceso de temple, las cuales se muestran en la Tabla 3.4. Los valores

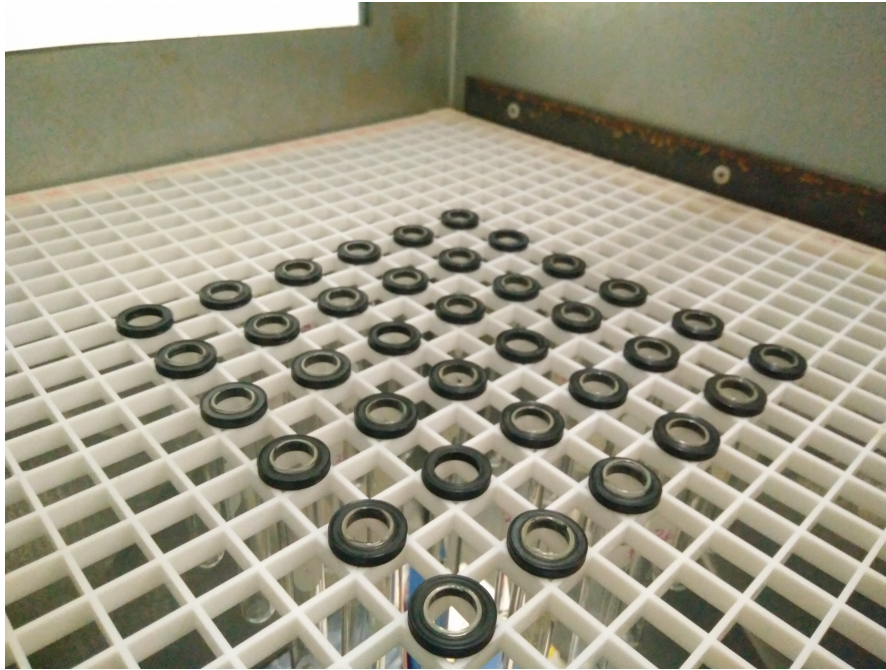


Figura 3.14: Fotografía del acomodo del patternator sobre la zona de medición dentro de la sección de pruebas del conducto.

observados en dicha tabla, cubren todo el rango de trabajo de la instalación, tanto de la velocidad aire, como del flujo de agua suministrado, tomando en cuenta para cada caso, los valores mínimos y máximos, así como también un valor medio entre dichos extremos. Como resultado de lo anterior, se obtuvieron nueve combinaciones de condiciones de velocidad y caudal, identificados cada uno por una letra, empezando por la *A*, y terminando con la *I*.

Posteriormente, se identificó cada tubo con un número único del 1 al 36. Además, se etiquetó cada una de las posiciones de la rendija del patternator, con una letra y un número, los cuales corresponden a una fila y una columna, respectivamente. Esto se hizo con el objetivo de asegurar que el acomodo de los tubos no variara a lo largo de la realización de las pruebas.

En la Figura 3.15, se observa un diagrama de flujo que muestra los pasos que conformaron el desarrollo de las mediciones de la masa de agua, a distintas condiciones de operación, usando el patternator. Previo al montaje de éste, fue necesario

Tabla 3.4: Condiciones de operación del proceso de temple a las que se llevaron a cabo las mediciones de distribución de masa de agua.

Pruebas de distribución de masa de agua		
Condiciones	Velocidad aire (m/s)	Flujo de agua (L/min)
A	1	1
B	2	1
C	4	1
D	1	2
E	2	2
F	4	2
G	1	3
H	2	3
I	4	3

medir el peso de cada una de los tubos vacíos, ya identificados, utilizando la balanza gravimétrica. Una vez hecho esto, se montó el dispositivo medidor dentro de la sección de prueba del conducto, y se le colocó un pedazo de lámina con el fin de que no ingresara líquido mientras se estabilizaban la velocidad de aire y flujo de agua, correspondientes al primer par de condiciones establecido, marcado con la letra A.

Cuando las condiciones experimentales lograban un carácter estable, se procedía a retirar la lámina para dar inicio a la prueba. Durante un periodo de 10 minutos, las gotas de agua acarreadas por la corriente de aire, ingresaban a los tubos contenedores dispuestos dentro de la sección de pruebas. Al terminar el tiempo de muestreo, se bloqueaba el paso del flujo de agua por el sistema de suministro, utilizando la válvula solenoide, y se apagaba el motor del ventilador.

Al termino de la prueba, se volvía a medir el peso de cada uno de los tubos, ahora conteniendo agua, a fin de determinar la cantidad de líquido que se recolectó dentro de cada uno, $m_A = W_f - W_0$, donde W_f y W_0 son los pesos de cada tubo con agua y sin ella, respectivamente.

Una vez terminado el primer par de condiciones de operación, se procedió a seguir con aquellas restantes marcadas como B,C,D,E,F,G,H e I. Se llevaron a cabo

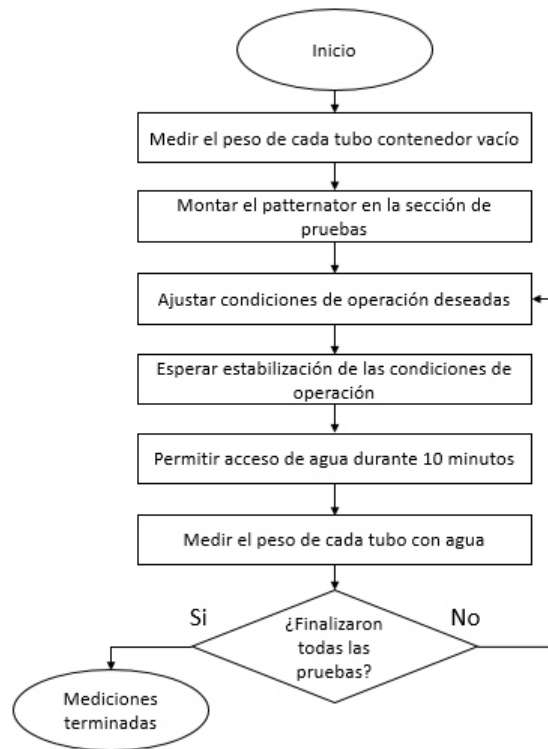


Figura 3.15: Diagrama de flujo que muestra el desarrollo de las mediciones de la cantidad de masa de agua.

tres repeticiones de cada par de condiciones de operación.

3.6.3.3 CÁLCULO DE LA MASA DE AGUA PROMEDIO

Una vez completadas todas las pruebas de recolección de masa de agua, se procedió a realizar un análisis estadístico simple sobre la cantidad de masa recolectada durante las pruebas a las distintas condiciones de operación.

A fin de obtener el valor promedio de los datos de masa de agua recolectados por el patternator, así como también su respectiva desviación típica, se analizó el comportamiento estadístico de la masa en comparación a una distribución de datos normal. Dichas comparaciones se muestran en las Figuras de la 3.16 a la 3.24.

Examinando visualmente los histogramas, es complicado asegurar que los datos

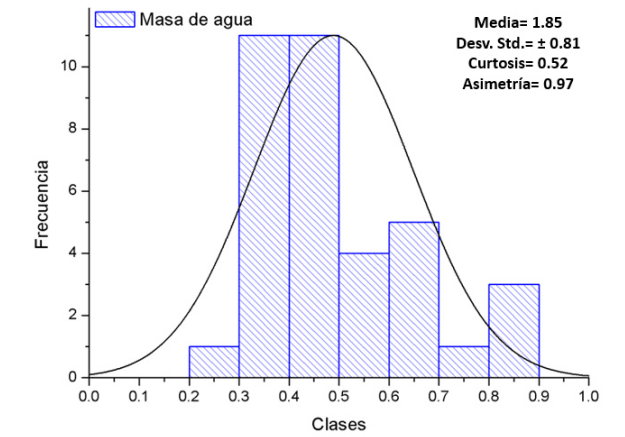


Figura 3.16: Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 1 \text{ m/s}$, $\dot{Q}=1L/min$.

de masa de agua siguen un comportamiento normal, esto debido a que el tamaño de las muestras no es lo suficientemente extenso. Por consiguiente, se calcularon la curtosis y el coeficiente de asimetría de los datos, cuyos valores característicos en una distribución de campana de Gauss son igual a cero. Puesto que los valores de dichos parámetros para cada par de condiciones, mostrados a partir de la Figura 3.16 a la Figura 3.24, se encuentran dentro del rango de -2 , y 2 , es aceptable describir a las muestras en términos de la media y la desviación estándar, ya que su comportamiento se aproxima al de una distribución normal.

3.6.4 PROPORCIONES MÁSCAS DE LAS MEZCLAS

A manera de conocer los efectos que provoca la adición de las gotas de agua en distintas proporciones a las corrientes de aire, es necesario conocer la relación de masa de aire entre los gramos de agua que impactan sobre la superficie del espécimen, al momento de llevar a cabo el proceso de temple. Por ello, a partir de conocer la masa de agua promedio en cada par de condiciones experimentales, se calculó el flujo másico de agua \dot{m}_{H_2O} , dividiendo la masa promedio de agua m_{H_2O} , entre el tiempo de duración de la recolección de muestras $t = 600s$. Por su parte, el flujo másico de

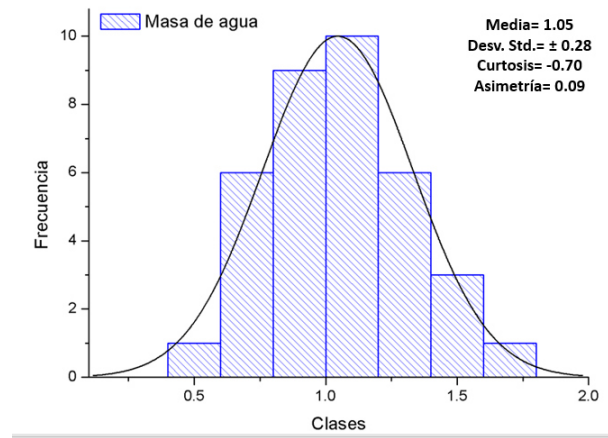


Figura 3.17: Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V = 2 \text{ m/s}$, $\dot{Q} = 1 \text{ L/min}$.

aire \dot{m}_{aire} , se calculó utilizando la ecuación (3.5).

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho_{\text{aire}} V A \quad (3.5)$$

donde: ρ_{aire} es la densidad del aire a condiciones estándar, V es la velocidad promedio de la corriente de aire en dirección perpendicular al plano de interés, y A es el área que ocupa la pieza de prueba durante el enfriamiento.

En la Tabla 3.5, se muestra los valores resultantes de flujos de masa de aire y agua, así como también las proporciones entre ellas para cada par de condiciones experimentales.

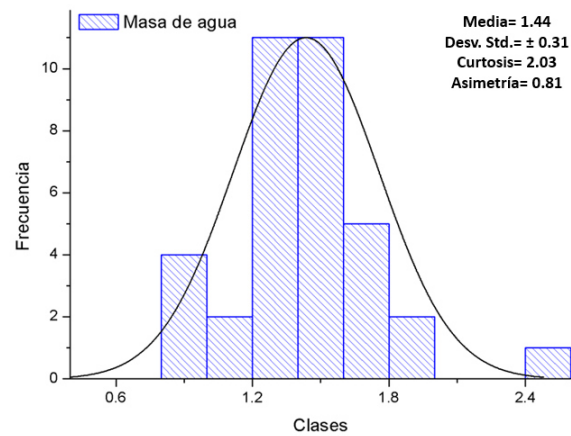


Figura 3.18: Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 4 \text{ m/s}$, $\dot{Q} = 1L/min$.

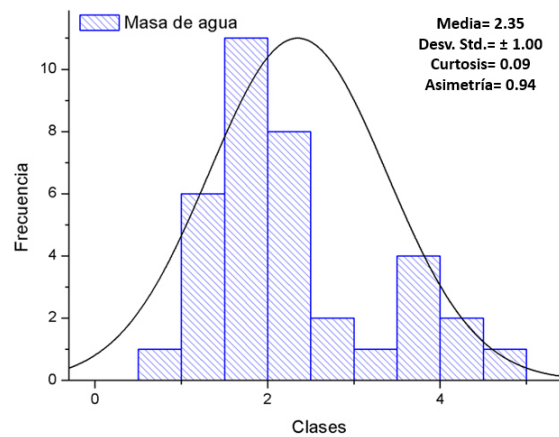


Figura 3.19: Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 1 \text{ m/s}$, $\dot{Q} = 2L/min$.

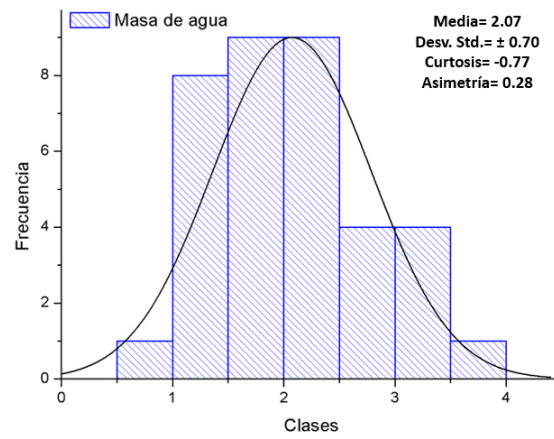


Figura 3.20: Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 2 \text{ m/s}$, $\dot{Q} = 2L/min$.

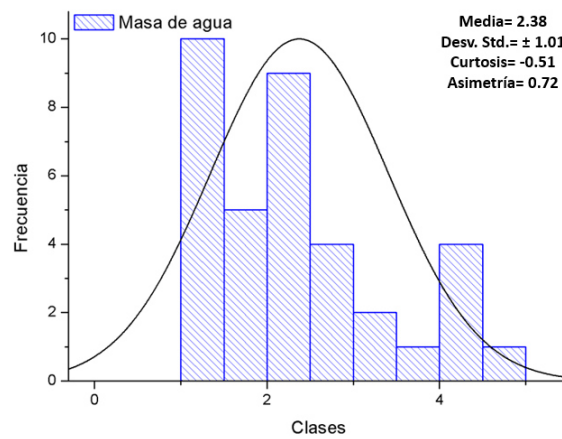


Figura 3.21: Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 4 \text{ m/s}$, $\dot{Q} = 2L/min$.

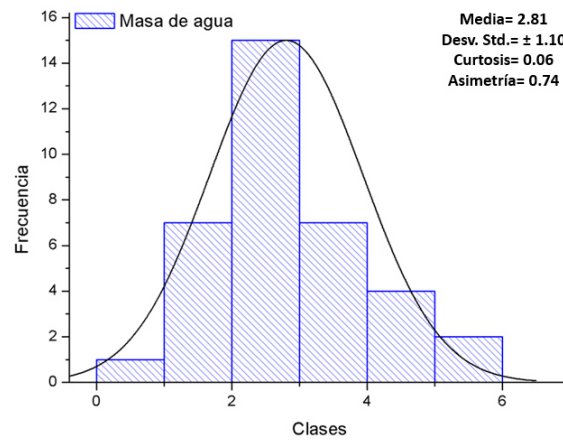


Figura 3.22: Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 1 \text{ m/s}$, $\dot{Q}=3L/min$.

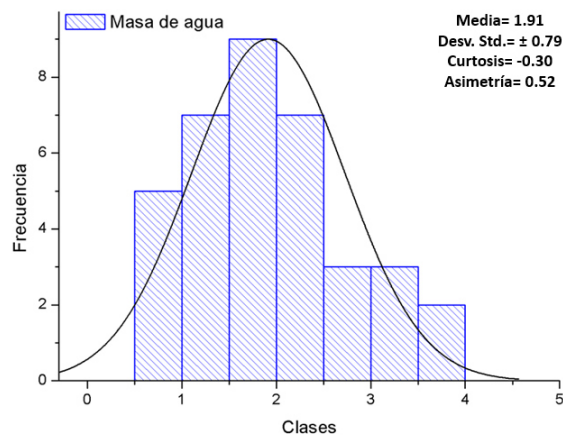


Figura 3.23: Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 2 \text{ m/s}$, $\dot{Q}=3L/min$.

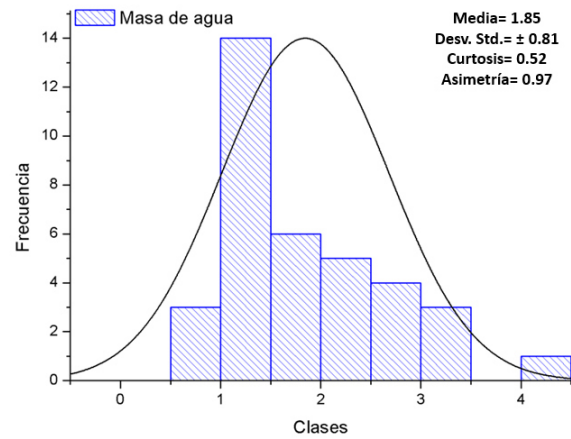


Figura 3.24: Figura que muestra la comparación entre la curva normal y el histograma generado por las muestras de masa de agua. $V= 4 \text{ m/s}$, $\dot{Q}=3\text{L}/\text{min}$

Tabla 3.5: Resultados de flujos máscicos de aire y agua, y proporciones de mezcla para todos los pares de condiciones experimentales de caudal y velocidad.

Condición	\dot{Q} (L/min)	V (m/s)	\dot{m}_{H_2O} (Kg/s)	\dot{m}_{aire} (Kg/s)	$\dot{m}_{aire}/\dot{m}_{H_2O}$
A	1	1	8.14x10-4	4.06	50
B	1	2	1.74x10-3	7.93	46
C	1	4	2.39	1.58	66
D	2	1	3.91	4.6	10
E	2	2	3.45	7.93	23
F	2	4	3.95	1.58	40
G	3	1	9.35	4.6	4
H	3	2	6.38	7.93	12
I	3	4	6.15	1.58	26

CAPÍTULO 4

METODOLOGÍA

4.1 ESPECÍMENES

A fin de simplificar el problema de conducción inversa, se eligió llevar a cabo las pruebas de enfriamiento utilizando especímenes de geometría rectangular, como el que se muestra en la Figura 4.1. Dichos especímenes poseen dimensiones de 16.5 cm de largo, por 10 cm de ancho y una pulgada de espesor.

Para efectos prácticos, se consideró conducción de calor uni-dimensional a lo largo del eje del espesor de la pieza. Lo anterior es válido solo para la región alejada de los bordes. Además, se instaló fibra de vidrio en la parte inferior de las placas como material aislante, esto con miras a que el flujo de calor fluya solamente en la dirección X positiva.

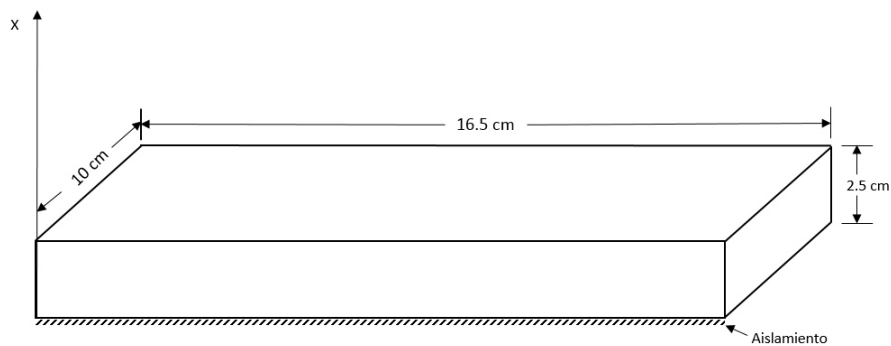


Figura 4.1: Dimensiones del espécimen usado en el proceso de temple.

Por otro lado, el material del cual están hechos los especímenes de pruebas, es una aleación de aluminio A-319, cuyas propiedades termo-físicas C_p , K , ρ , dependientes de la temperatura, se muestran en las gráficas de las Figuras 4.2, 4.3 y 4.4 .

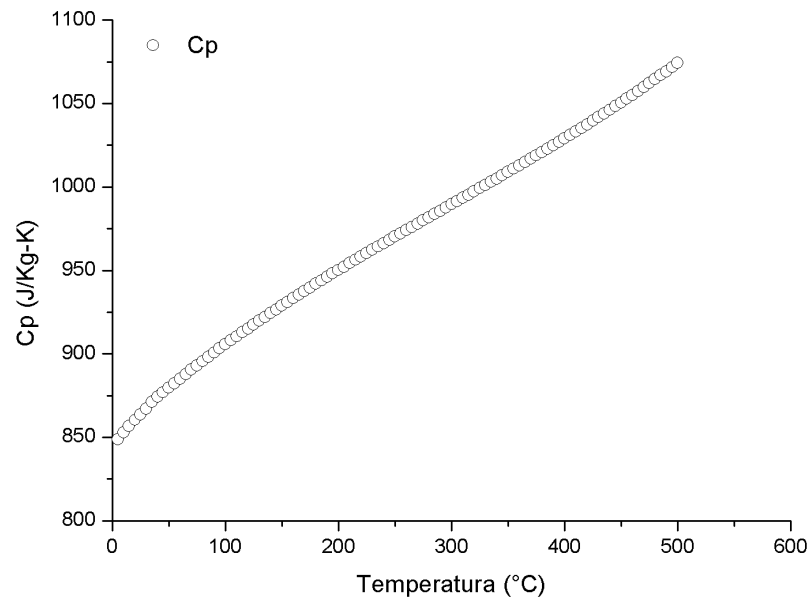


Figura 4.2: Valores de calor específico de la aleación 319 en función de la temperatura.

4.2 INSTRUMENTACIÓN DE LAS PIEZAS

Como se ha mencionado anteriormente, los problemas de conducción inversa son muy sensibles a errores de medición por parte de los termopares. Ante esto, fue necesario llevar a cabo una revisión bibliográfica a fin de establecer la ubicación más adecuada para posicionar dicho medidor.

Ozisik [32], menciona que para ser capaces de estimar el flujo de calor de manera correcta, es preciso situar el sensor de temperatura a una cierta profundidad dentro de la pieza, de forma que la amplitud de las oscilaciones de la temperatura resulten mucho mayores que los errores de medición.

Por otro lado, en el trabajo de Zhang et al. [33], los autores efectuaron un análisis inverso de transferencia de calor para estimar el coeficiente de transferencia de calor superficial en un elemento de fundición, registrando la temperatura de la pieza a distintas profundidades. Sus resultados sugieren que los termopares no deben

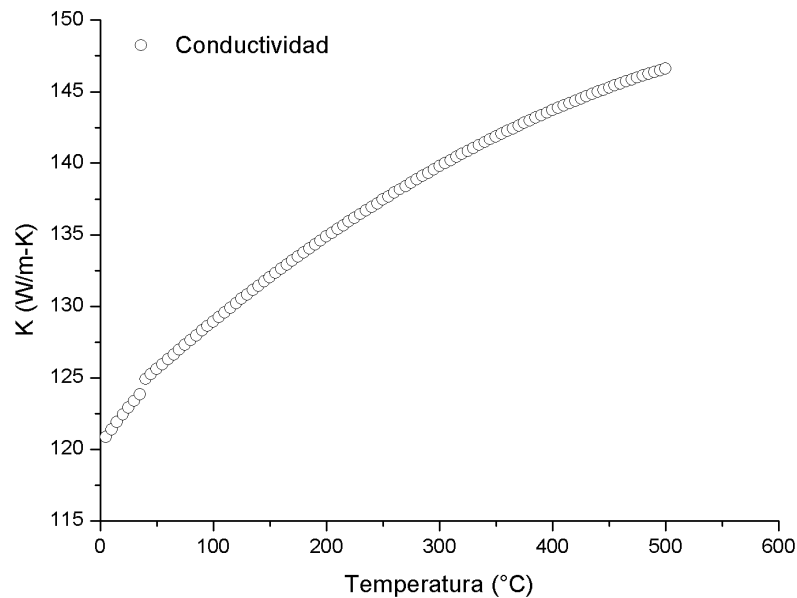


Figura 4.3: Valores de la conductividad térmica de la aleación 319 en función de la temperatura.

situarse a más de 2mm por debajo de la superficie.

Dou et al. [34], llevaron a cabo una investigación de la transferencia de calor sobre una placa de acero inoxidable usando el método inverso de conducción de calor en una dimensión. Con motivo de evaluar la exactitud de los resultados del problema inverso, los autores colocaron tres termopares en distintas posiciones de la pieza, como se muestra en la Figura 4.5. Como resultado, se observó que el error relativo entre la temperatura calculada y aquella experimental, medidas en la posición (3), era menor al 8 %, mientras que en la ubicación (1) se encontró que el error fue menor al 1 %, como se aprecia en la gráfica de la Figura 4.6.

Las razones que explican los autores, responsables del error relativo más alto en la posición (3) que en la (1), se deben principalmente a que la ubicación de dicho primer medidor se encuentra más alejada de la superficie de la pieza que aquella perteneciente a la posición (1), por lo que el considerar conducción de calor en una

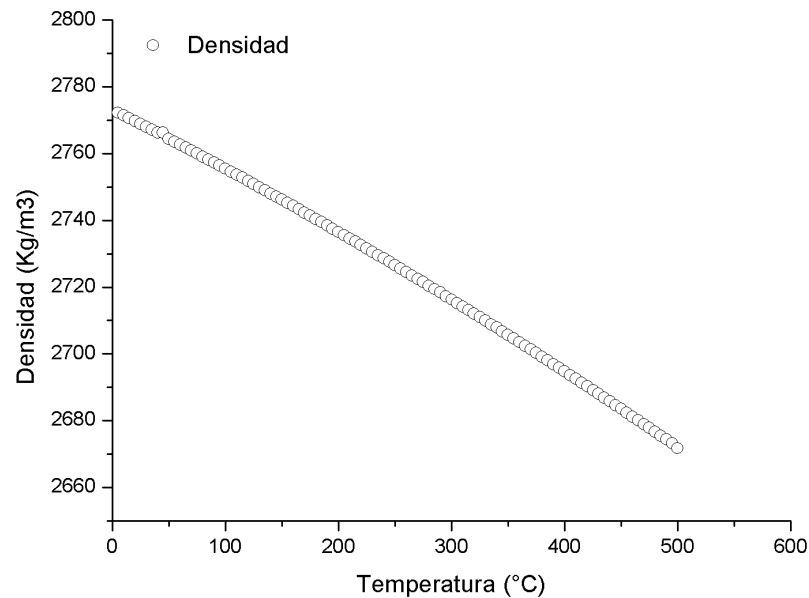


Figura 4.4: Valores de la densidad de la aleación 319 en función de la temperatura.

sola dimensión introduce errores teóricos. Argumentan además, que la adición de un material aislante en la parte inferior del espécimen no garantiza una condición perfectamente adiabática, por lo que asumir lo anterior también aporta un incremento en la magnitud de dicho error.

Por las razones anteriores, se optó por posicionar el termopar tipo K, mostrado en la Figura 4.7, a dos milímetros de la superficie de enfriamiento, esto para obtener una mayor precisión al momento de calcular las temperaturas numéricas y sus respectivos flujos de calor.

4.3 DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Como se mencionó en el Capítulo 3, las condiciones de operación de la instalación experimental fueron elegidas para funcionar a bajas velocidades y bajos caudales. Específicamente, dichos rangos van de 1-4.5 m/s y 0.5-10 L/min, para las

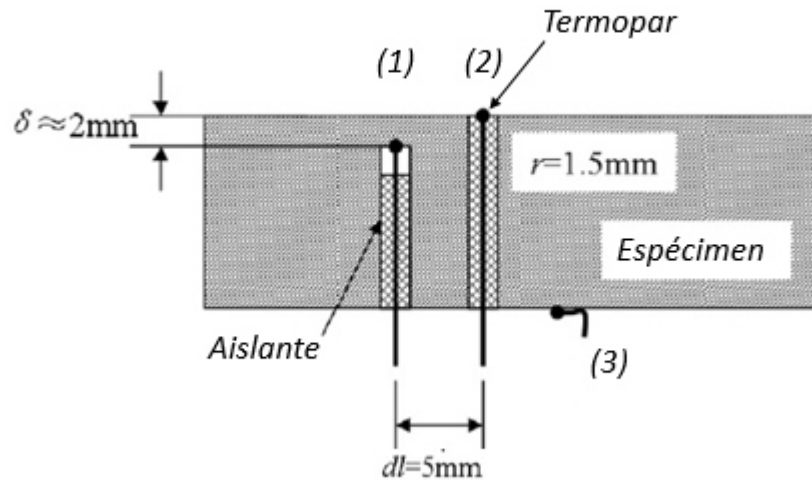


Figura 4.5: Posicionamiento de los termopares en el espécimen de acero.

velocidades de la corriente de aire y los flujos volumétricos de agua, respectivamente. A partir de lo anterior, se planteó un diseño de experimentos con el fin de observar los efectos provocados por la adición de agua en distintas proporciones de la mezcla sobre la rapidez de enfriamiento, así como también en el comportamiento del coeficiente de convección. En la Figura 4.8 se observan las combinaciones de las variables de velocidad de aire y flujos de agua para lograr lo anterior.

donde: $V_1 = 1\text{ m/s}$, $V_2 = 2\text{ m/s}$, $V_3 = 4\text{ m/s}$, $\dot{Q}_1 = 1\text{ L/min}$, $\dot{Q}_2 = 2\text{ L/min}$ y $\dot{Q}_3 = 3\text{ L/min}$.

4.4 METODOLOGÍA DE LA PRUEBA DE TEMPLE

A continuación, se detallará paso por paso el procedimiento experimental del temple por mezclas de aire y agua.

1. Encender la mufla y establecer la temperatura de consigna alrededor de los $500\text{ }^\circ\text{C}$.

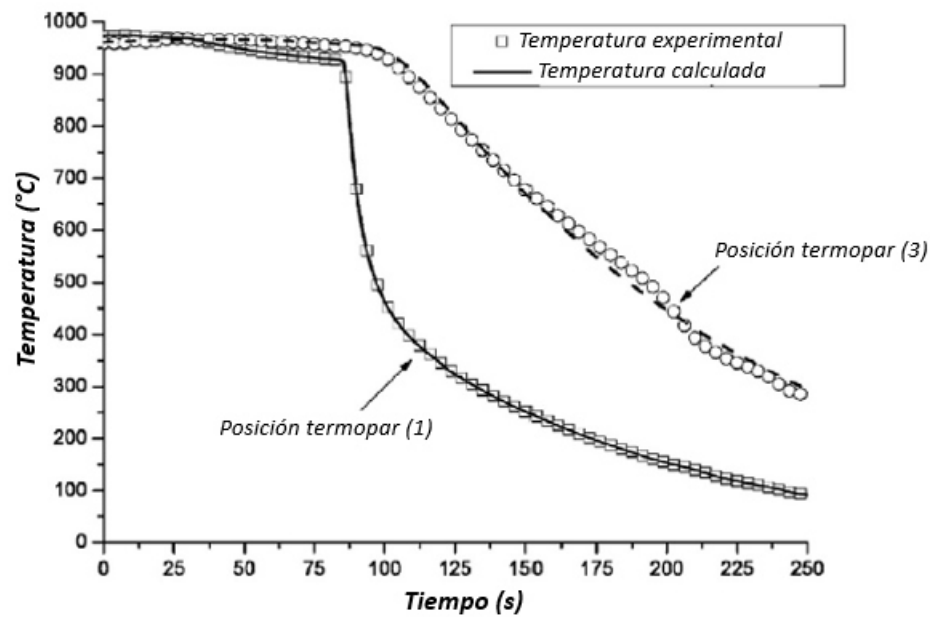


Figura 4.6: Temperaturas experimentales y calculadas típicas obtenidas en distintas posiciones de la pieza. Figura tomada del estudio realizado por Ruifeng Dou et al. [35].

2. Una vez alcanzada la temperatura de consigna de la mufia, introducir la placa de aluminio ya instrumentada.
3. Ajustar la condiciones de operación deseadas en la interfaz del programa de control de la instalación experimental.
4. Energizar la válvula solenoide, encender el ventilador y poner en marcha la bomba junto con el regulador de caudal.

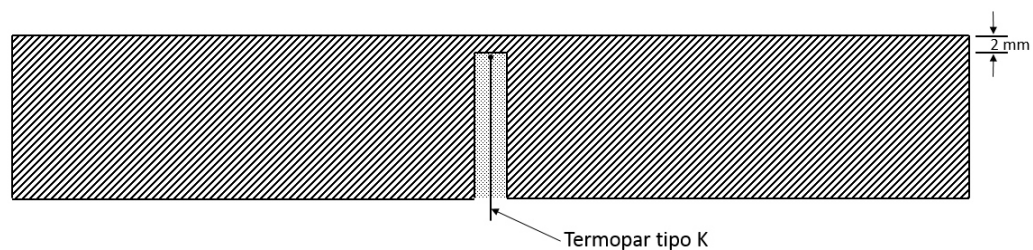


Figura 4.7: Posición del termopar dentro de la pieza de aluminio.

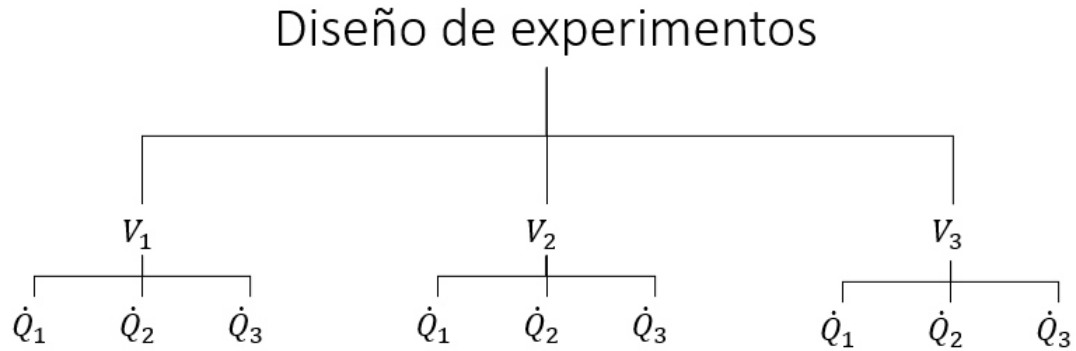


Figura 4.8: Diseño de experimentos propuesto para el desarrollo de las pruebas experimentales.

5. Permitir que el regulador logre mantener un flujo de agua constante.
6. Una vez que la temperatura medida por el termopar ronde los $500\text{ }^{\circ}\text{C}$, trasladar la pieza del interior de la mufla hacia la zona de enfriamiento.
7. Adquirir los valores de temperatura durante el proceso de enfriamiento, a una frecuencia de muestreo adecuada a fin de conseguir una buena resolución del fenómeno, en función del tiempo característico.
8. Permitir que la temperatura de la pieza descienda por debajo de los $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.
9. Posterior al experimento, detener la adquisición de datos, desactivar el controlador de flujo, apagar la bomba hidráulica y el ventilador, y desenergizar la válvula solenoide para obstruir el paso del agua hacia las toberas de aspersión.

4.5 CÓDIGO NUMÉRICO

4.5.1 INTRODUCCIÓN

Para estimar el flujo de calor superficial ocurrido durante el periodo de temple, fue necesario desarrollar un código numérico, el cual fuese capaz de recobrar la transferencia de calor de forma precisa. Se optó por utilizar el lenguaje de programación en FORTRAN 95, ya que es una poderosa herramienta que permite efectuar numerosas operaciones y procesos numéricos de manera versátil y sin consumir muchos recursos computacionales.

La idea básica detrás del código es sencilla: el programa debe de resolver la ecuación de difusión de carácter transitorio en una dimensión, imponiendo un flujo de calor como condición de frontera, a lo largo de un paso de tiempo determinado y en una de las caras de la pieza, a fin de determinar la distribución de temperatura dentro de ésta, y compararla con la obtenida experimentalmente, hasta que el error entre estas dos sea mínimo. Por consiguiente, el programa debe modificar dicho flujo de calor de forma iterativa hasta que logre su cometido.

La situación descrita anteriormente corresponde a un problema inverso de conducción de calor, en el cual se estima una condición de frontera. Además, como se explico en el capítulo 2, este tipo de problemas inversos son muy susceptibles a los errores de medición de la temperatura, llevando a múltiples soluciones de la ecuación de difusión. Por lo tanto, fue necesario suavizar dichos datos por medio de un método de filtrado el cual se detallará en la siguiente subsección.

4.5.2 FILTRADO DE LOS DATOS CRUDOS DE TEMPERATURA

La Figura 4.9 muestra un ejemplo de las curvas de enfriamiento obtenidas del proceso de temple con mezclas de aire y agua a 1 m/s y 1 L/min. En dicha figura se alcanzan a apreciar pequeñas fluctuaciones en los datos de la temperatura, así como también puntos de inflexión al principio del enfriamiento y en el tiempo igual a 160 segundos.

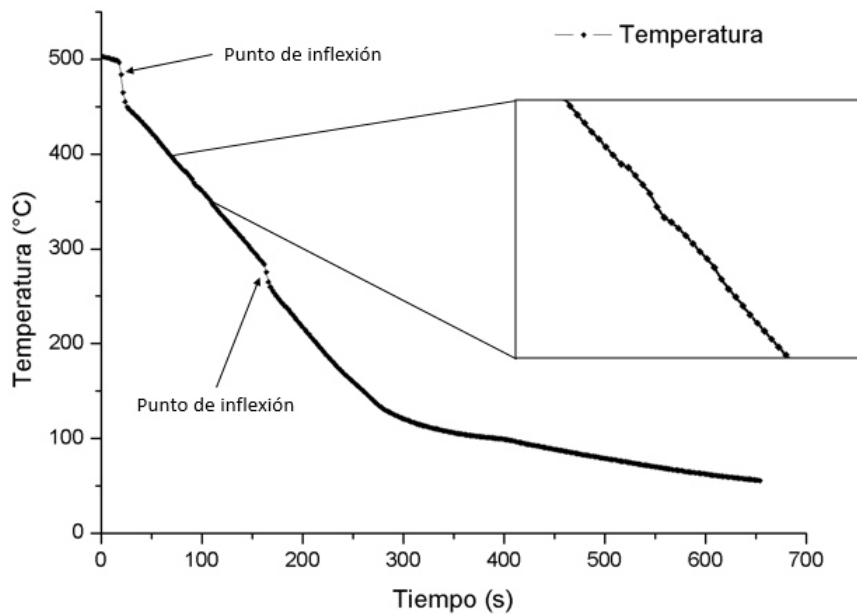


Figura 4.9: Gráfica que muestra los datos crudos de la evolución temporal de la temperatura experimental obtenidos del temple. $V=1$ m/s, $\dot{Q} = 1$ L/min.

A fin de disminuir los efectos de las oscilaciones medidas en el termopar, fue necesario llevar a cabo un suavizado de los datos experimentales mediante la implementación de la Ecuación (4.1) [35], la cual es una media móvil en la que se requieren once datos de temperatura del rango $(n - 5)$ a $(n + 5)$, donde n , que es un entero, denota el tiempo en donde se toma una muestra.

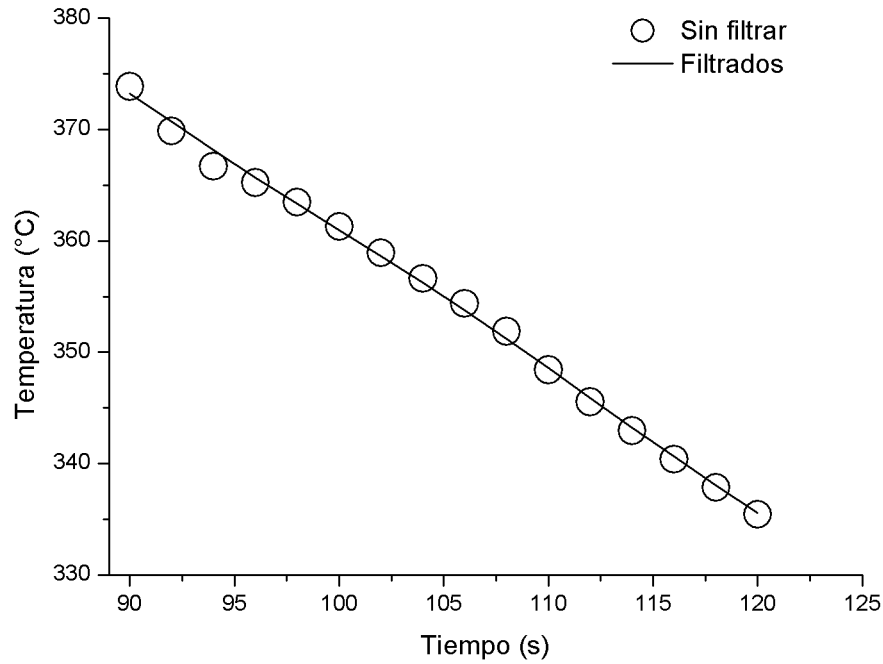


Figura 4.10: Efecto del método de filtrado sobre los datos de temperatura experimentales.

$$T_{filtrada} = \frac{[0.2(T_{n-5} + T_{n+5}) + 0.4(T_{n-4} + T_{n+4}) + 0.6(T_{n-3} + T_{n+3})]}{6.8} + \frac{[0.8(T_{n-2} + T_{n+2}) + 0.9(T_{n-1} + T_{n+1}) + 1.0T_n]}{6.8} \quad (4.1)$$

De manera ilustrativa, en la Figura 4.10, se muestra el efecto de aplicar el método de filtrado sobre un rango de datos de la temperatura obtenido durante el enfriamiento de las placas de aluminio.

MODELADO MATEMÁTICO DEL PROBLEMA DIRECTO

Considérese conducción de calor unidimensional y transitorio a través de una placa plana como la que se muestra en la Figura 4.11, la cual se encuentra inicialmente a una temperatura uniforme de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$. Una de las caras de la placa, ubicada en $X = 0$, se mantiene aislada, mientras que la otra superficie, $X = L$, se somete a

un flujo de calor que sale de la pieza. Además, se toman las propiedades térmicas del material en función de la temperatura.

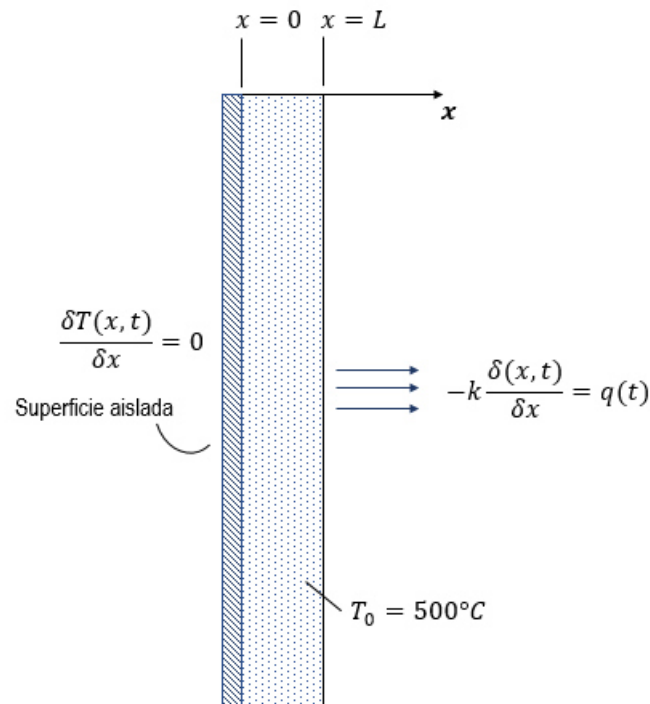


Figura 4.11: Placa unidimensional con condiciones de frontera.

El problema anterior está descrito por las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{en } 0 < x < L, \quad \text{para } t > 0 \quad (4.2)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} = q(t) \quad \text{en } x = L, \quad \text{para } t > 0 \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{en } x = 0, \quad \text{para } t > 0 \quad (4.4)$$

$$T = T_0 \quad \text{para } t = 0, \quad \text{en } 0 < x < L \quad (4.5)$$

donde:

T =Temperatura de la pieza

x = Coordenada espacial

k = Conductividad térmica dependiente de la temperatura

ρ =Densidad del material

C_p = Calor específico del aluminio

$q(t)$ =Flujo de calor en la dirección x

4.5.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA INVERSO

El problema inverso está relacionado con la determinación del flujo de calor en $x = L$, el cual es desconocido. A fin de estimar dicho flujo de calor $q(t)$, se utilizan las temperaturas medidas experimentalmente $Y(x_m, t_i)$, las cuales fueron tomadas en x_m durante el periodo de tiempo $0 < t < t_f$. El modelo matemático del problema inverso está dado por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{en } 0 < x < L, \quad \text{para } t > 0 \quad (4.6)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} = q(t) = \text{desconocido} \quad \text{en } x = L, \quad \text{para } t > 0 \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{en } x = 0, \quad \text{para } t > 0 \quad (4.8)$$

$$T = T_0 \quad \text{para } t = 0, \quad \text{en } 0 < x < L \quad (4.9)$$

Mientras que las mediciones de temperatura en un punto en el interior x_m en distintos tiempos t_i están dados por:

$$T(x_m, t_i) = Y_i \quad \text{en } x = x_m, \quad \text{para } t = t_i (i = 1, 2, \dots, I) \quad (4.10)$$

4.5.4 LÓGICA DEL PROGRAMA

La Figura 4.12 muestra un diagrama de flujo que describe la lógica del código numérico que se siguió con el objetivo de estimar el flujo de calor superficial que tuvo lugar durante los experimentos de temple. En primer lugar se planteará el propósito del programa y posteriormente se describirá cada uno de los pasos que conforman el diagrama de flujo.

Planteamiento del problema

Desarrollar un programa el cual modifique de forma iterativa el valor del flujo de calor que sale de la superficie de la placa, utilizando el método de bisección, hasta encontrar la solución numérica de la distribución de temperatura real, dentro de la pieza, la cual resultó de las pruebas de temple.

Variables de entrada

Para poder trabajar el código necesita que el usuario especifique ciertas variables de entrada como el grosor de la placa L , la posición del termopar dentro de la pieza x_m , el número total de pasos de tiempo de las temperaturas experimentales, así como también brindar un flujo de calor inicial q_0 con el que empezará a resolver la ecuación de difusión en estado transitorio y una dimensión.

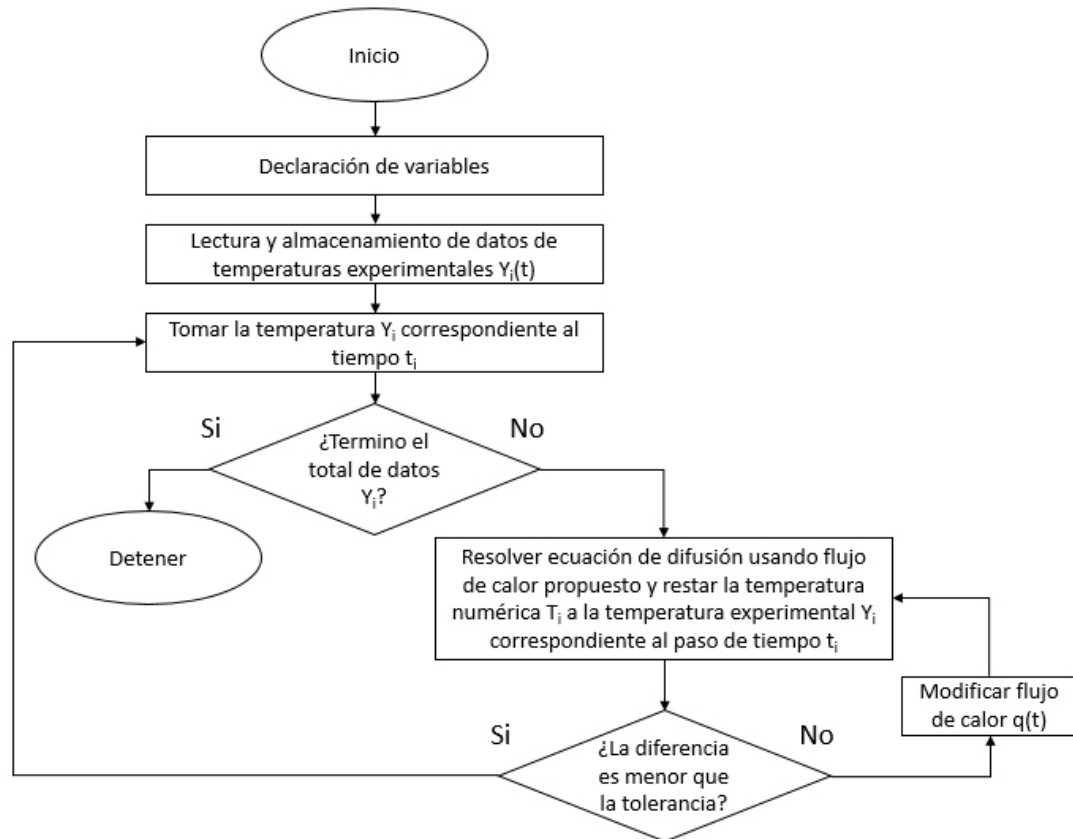


Figura 4.12: Diagrama de flujo que muestra la lógica del programa para la estimación de flujo de calor durante el temple de la placa de aluminio.

Lectura y almacenamiento de datos de temperatura experimental

Previo a la importación de las temperaturas, éstas deben ser filtradas con el método de filtrado descrito en la subsección 4.5.2. Una vez hecho esto, con el motivo de refinar la solución del problema inverso, se generaron valores intermedios de temperatura a partir de recrear una línea recta entre cada par de datos experimentales registrados cada dos segundos durante el enfriamiento, como se muestra en la Figura 4.13.

Solución del problema directo

Para encontrar la solución del problema directo de conducción de calor transitorio y en una dimensión, se utilizó un programa para solucionar ecuaciones dife-

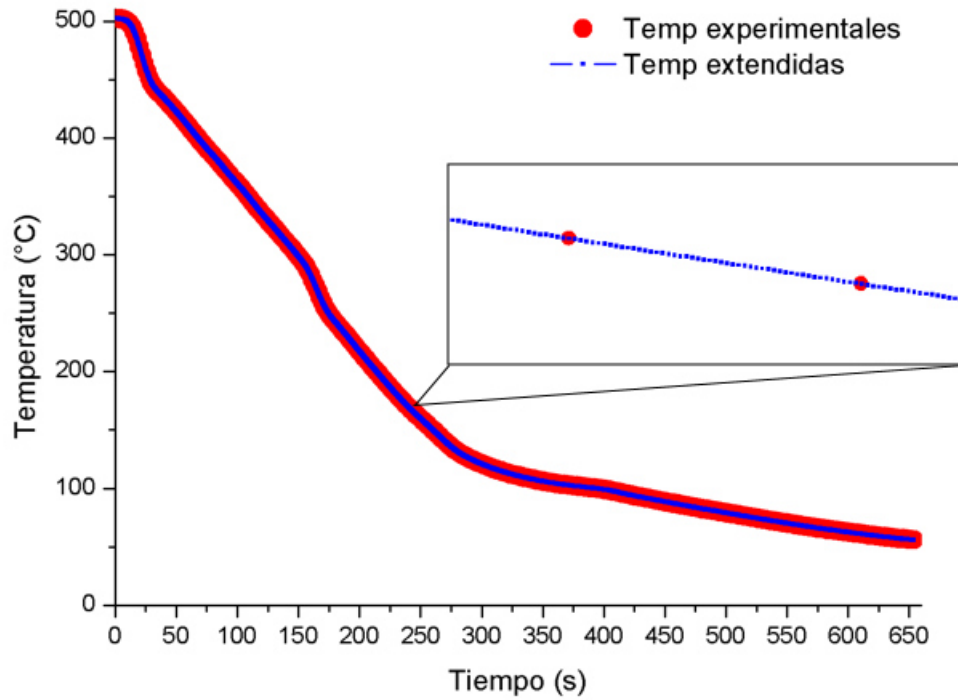


Figura 4.13: Ejemplo de la generación de temperaturas intermedias entre las temperaturas obtenidas experimentalmente.

renciales por el método de volúmenes finitos (Para saber más acerca de este método puede consultar los libros [36, 37]).

Con el objetivo de validar la solución del problema directo mediante el uso del código numérico, se compararon las curvas de temperatura calculadas con el solver de ecuaciones diferenciales, contra la solución analítica a la ecuación de difusión, Ecuación (4.11), la cual se obtuvo mediante el método de variación de parámetros [38].

$$T(x, t) = T_0 + \frac{\alpha}{LK} \int_0^t q(\tau) d\tau + \sum_{i=1}^{\infty} \left[\frac{2\alpha}{LK} (-1)^n \int_0^t e^{-\lambda_n^2 \alpha (t-\tau)} q(\tau) d\tau \right] \cos(\lambda_n x_0) \quad (4.11)$$

donde: T_0 es la temperatura inicial, α es la difusividad térmica del aluminio, L es el grosor de la placa, K es la conductividad térmica, $q(\tau)$ es el flujo de calor, x es la posición del termopar, t es el tiempo y λ_n son los valores característicos de la ecuación definidos como $\lambda_n = n\pi/L$, con $n=1,2,\dots,\infty$.

Para lo anterior, se consideraron las siguientes condiciones:

- Estado transitorio
- Unidimensional
- Propiedades térmicas constantes
- Flujo de calor de incremento lineal, $q(t) = q_0t$;
- $q_0 = \text{constante}$
- $x_0 =$ posición del termopar a dos milímetros de la superficie de la pieza.

Sustituyendo $q(t) = q_0t$ en la Ecuación (4.11) y efectuando las integrales correspondientes, la solución analítica a la ecuación de difusión de calor resulta en la Ecuación (4.12).

$$T(x, t) = T_0 + \frac{\alpha}{LK} \left(\frac{q_0 t^2}{2} \right) + \sum_{i=1}^{\infty} \left[\frac{2\alpha}{LK} (-1)^n \left(\frac{t}{\lambda_n^2 \alpha} - \frac{t}{\lambda_n^2 \alpha} e^{-\lambda_n^2 \alpha t} - \frac{1}{\lambda_n^4 \alpha^2} + \frac{1}{\lambda_n^4 \alpha^2} e^{-\lambda_n^2 \alpha t} \right) \right] \cos(\lambda_n x_0) \quad (4.12)$$

Al analizar las curvas que aparecen en la Figura 4.14, se observa que tanto la solución analítica como la numérica llevan a los mismos resultados.

Por otro lado, las propiedades térmicas del material usadas al momento de resolver el problema directo se calcularon mediante las ecuaciones 4.13, 4.14 y 4.15, las cuales se obtuvieron a partir de ajustar las curvas que aparecen en las Figuras 4.15, 4.16, 4.17.

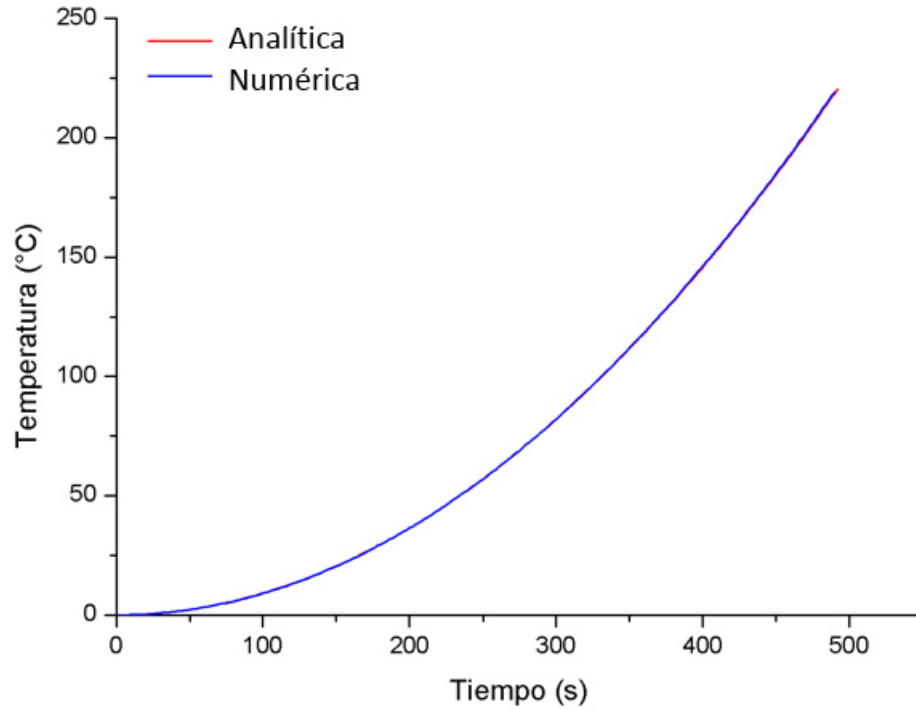


Figura 4.14: Comparación de la temperatura calculada usando el solver de ecuaciones diferenciales contra la temperatura obtenida analíticamente a dos milímetros de la superficie de la pieza. $q(t) = q_0 t$

$$\rho(T) = -6 \times 10^{-5} T(t)^2 - 0.1713 T(t) + 2773.3 \quad (4.13)$$

$$C_p(T) = 0.4176 T(t) + 864.1 \quad (4.14)$$

$$K(T) = -5 \times 10^{-5} T(t)^2 + 0.0742 T(t) + 122.02 \quad (4.15)$$

Comparación de la temperatura calculada contra la temperatura experimental

Durante este paso del programa se estima el flujo de calor superficial que ocurrió durante el proceso de temple. Para ello, se minimizó el error relativo $Y_i(t_i) -$

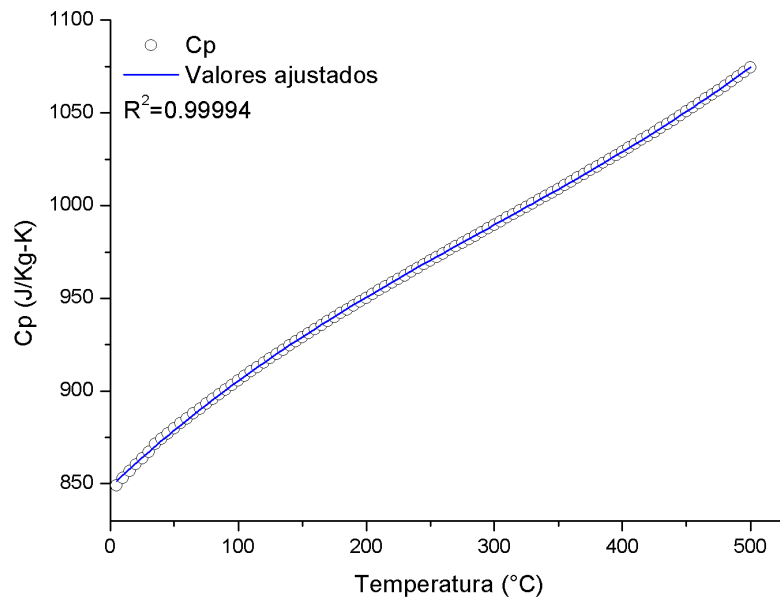


Figura 4.15: Curva de ajuste polinomial a los datos experimentales del calor específico de la aleación de aluminio 319 en función de la temperatura.

$T_i(t_i)/Y_i(t_i)$, entre las temperaturas reales y las calculadas mediante el método de bisección.

La Figura 4.18 muestra una comparación de las temperaturas experimentales y calculadas durante la prueba de temple. A través de esta gráfica es posible observar la efectividad del procedimiento inverso de transferencia de calor usando el método de bisección.

Otro punto importante que es necesario abordar, es el grado de validez de la solución numérica al considerar conducción solamente en la dirección normal a la superficie de la placa. Así pues, se llevó a cabo un análisis de escala aplicado sobre la ecuación de difusión bidimensional en estado transitorio, Ecuación (4.16), con base en el espécimen mostrado en la Figura 4.19.

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4.16)$$

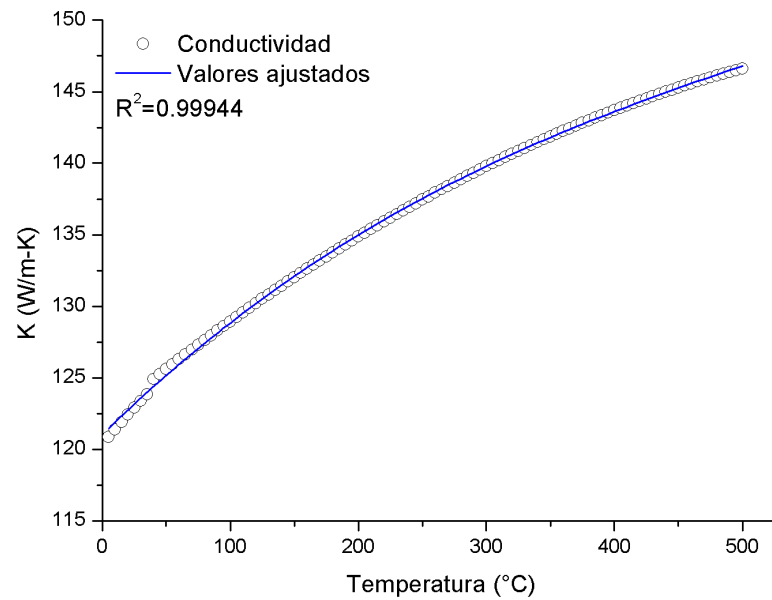


Figura 4.16: Curva de ajuste polinómica a los datos experimentales de la conductividad térmica de la aleación de aluminio 319 en función de la temperatura.

donde:

α =Difusividad térmica

T =Temperatura

t =Tiempo

x =Dirección x

y =Dirección y

Adimensionalizando la Ecuación (4.16), resulta:

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} = \frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{L^2}{h^2} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (4.17)$$

donde:

T^* = Temperatura adimensional

t^* = Tiempo adimensional

x^* = Dirección x adimensional

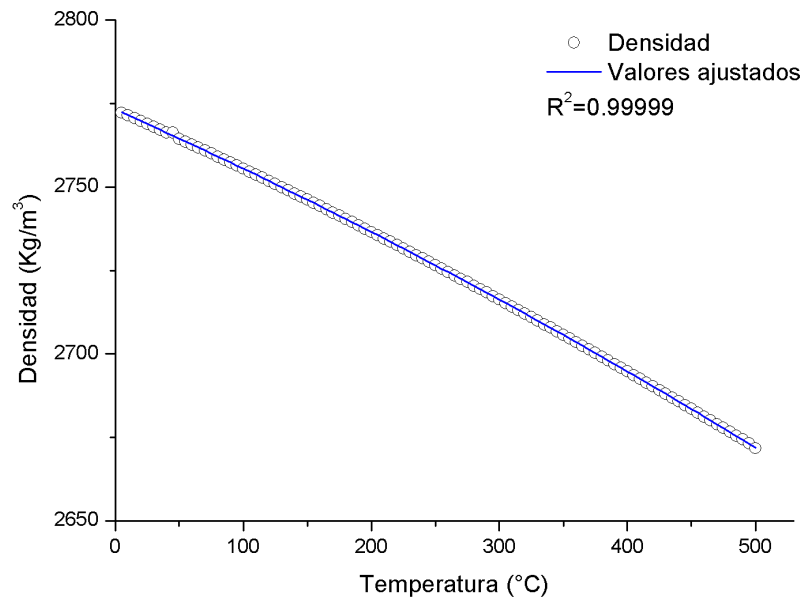


Figura 4.17: Curva de ajuste polinómica a los datos experimentales de la densidad de la aleación de aluminio 319 en función de la temperatura.

y^* = Dirección y adimensional

L = Longitud característica en la dirección x

h = Longitud característica en la dirección y

Para este caso, $\frac{L^2}{h^2} \gg 1$, lo cual resulta en valor muy pequeño que, multiplicado por la derivada de la temperatura con respecto a la dirección y , $\frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}}$, da un valor igualmente pequeño. Por lo tanto, los cambios en la temperatura durante todo el periodo de enfriamiento serán del orden de los cambios de temperatura en x , Ecuación (4.18).

$$\frac{\Delta T}{t} \sim \frac{\Delta T}{\Delta x^2} \quad (4.18)$$

De igual forma, se efectuó el mismo procedimiento para evaluar los cambios de la temperatura en la dirección z , resultando de nueva cuenta que los cambios en la temperatura serán del orden de los cambios de temperatura en x , Ecuación (4.18),

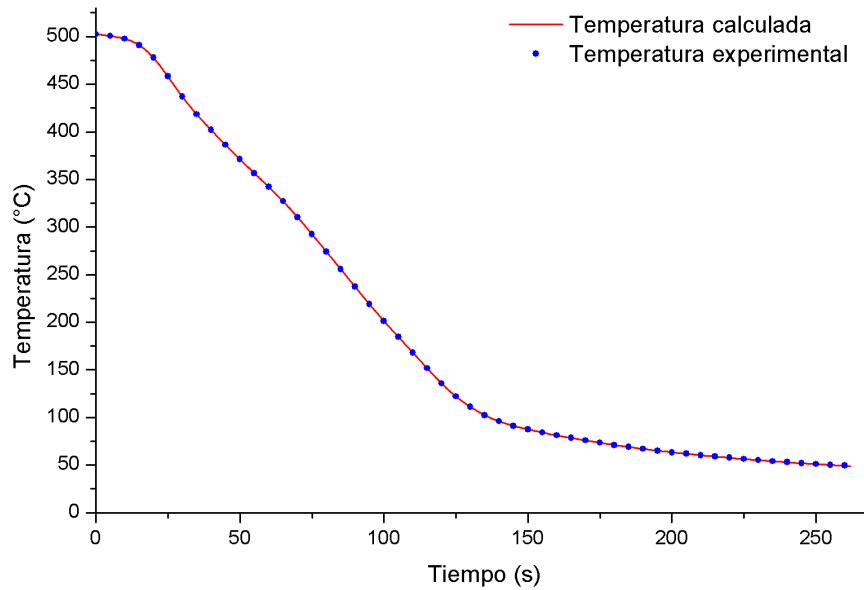


Figura 4.18: Gráfica que muestra una comparativa de las curvas de enfriamiento experimental y calculada. $\dot{Q} = 3 \text{ L/min}$, $V = 1 \text{ m/s}$.

debido a que $\frac{L^2}{w^2} \gg 1$, donde w es la longitud característica en la dirección z .

La Figura 4.20 muestra una comparación entre la energía total transferida de cada una de las pruebas experimentales efectuadas, obtenidas al realizar la integración del calor transferido q , con respecto al tiempo, Ecuación (4.19), contra la energía transferida calculada de forma analítica, mediante la Ecuación (4.20), derivada de llevar a cabo un balance de energía, considerando que toda la energía contenida en la pieza caliente se transfiere al fluido circundante. Del análisis de dicha figura se observa que el error relativo entre los balances de energía numéricos y experimentales son menores al 2%.

$$\Delta E = \int_{T_0}^{T_f} q dt \quad (4.19)$$

donde: ΔE es el cambio en la energía, T_0 y T_f son las temperaturas inicial y final del espécimen, respectivamente, q es el calor transferido y se obtiene de multiplicar

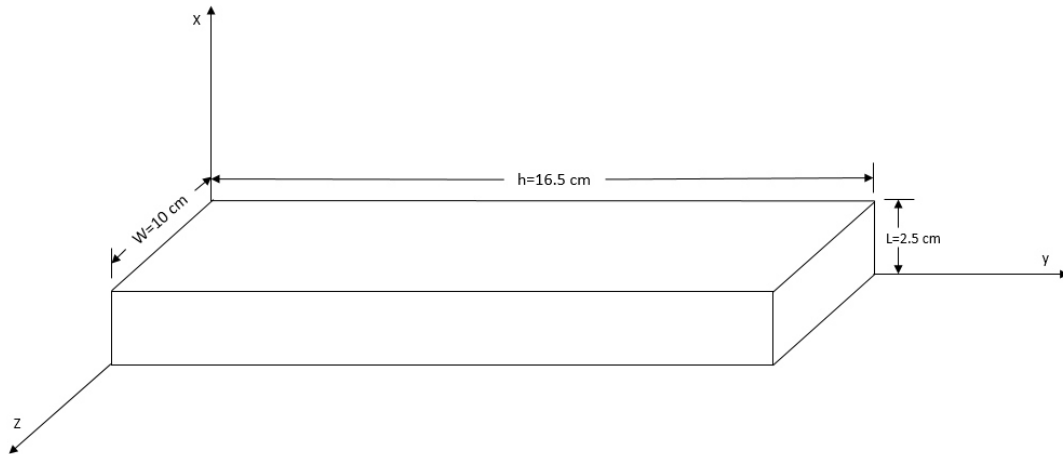


Figura 4.19: Dimensiones del espécimen de pruebas.

el área superficial de la placa A , por el flujo de calor en función del tiempo $q''(t)$.

$$\Delta E = m_{Al} C_p (T_0 - T_\infty) \quad (4.20)$$

donde: ΔE es la energía total transferido desde la pieza al fluido circundante, m_{Al} es la masa de la placa de aluminio, C_p es el calor específico promedio del aluminio, T_0 es la temperatura inicial del espécimen, y T_∞ es la temperatura del fluido al que se le transfiere el calor contenido en la pieza.

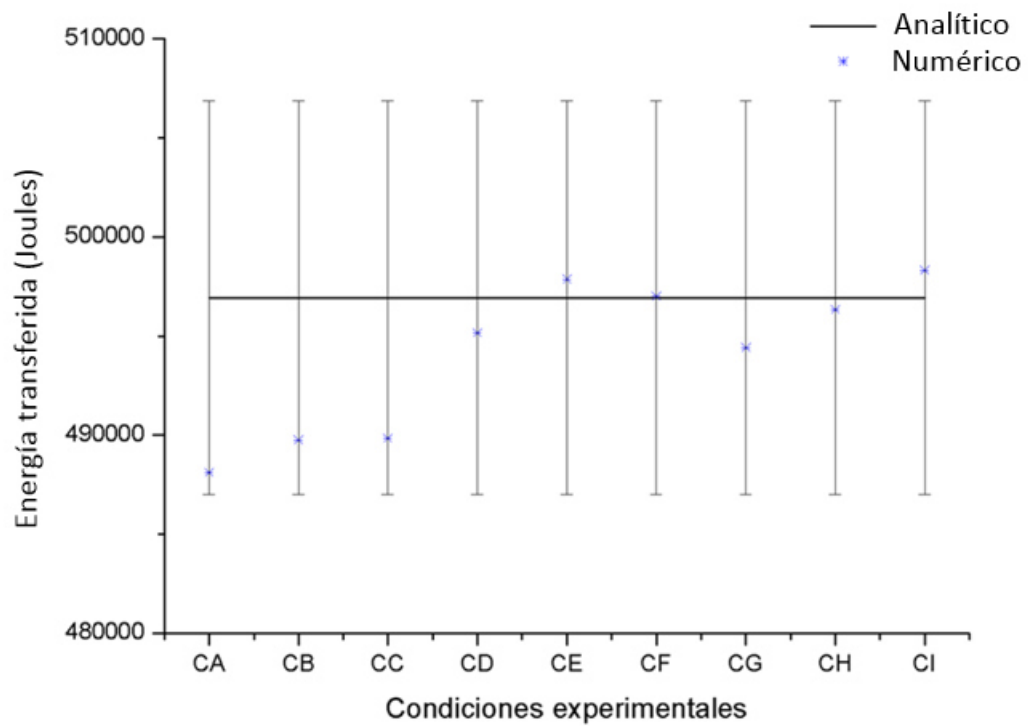


Figura 4.20: Gráfico que compara la energía total transferida desde la pieza caliente hacia el medio circundante, obtenidas para cada una de las condiciones de operación de las pruebas de temple, contra la energía disipada calculada analíticamente.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1 ANÁLISIS DE LOS REGÍMENES DE EBULLICIÓN

Generalmente, la transferencia de calor durante el enfriamiento por rociado obedece a cuatro regímenes de ebullición, como se observa en la Figura 5.1. El proceso de temple comienza en la región de ebullición de película, en la cual aparece una capa delgada de vapor que evita el contacto directo entre la superficie caliente de la pieza y las gotas de agua, llevando a una pobre capacidad para remover calor. Con el constante descenso de la temperatura de superficie esta capa de vapor empieza a colapsar justo en el punto de Leidenfrost (mínimo flujo de calor). A medida que continúa disminuyendo la temperatura superficial, empieza a incrementarse el número de zonas que no presentan la existencia de la capa de vapor, causando el aumento del flujo de calor en la región de transición, la cual se caracteriza por el contacto directo del agua con la superficie del espécimen. Posteriormente, el número de zonas sin la capa de vapor sigue incrementándose hasta que el flujo de calor alcanza un valor máximo (punto de flujo de calor crítico). Más allá de este punto, en la región de ebullición nucleada, mejora la eficacia del flujo de calor debido a la generación de burbujas de vapor y a la nucleación de éstas. Eventualmente, se presentan valores bajos del flujo de calor en el régimen de convección, como consecuencia de haber disminuido la temperatura por debajo de la temperatura de ebullición del agua a presión ambiente.

En la Figura 5.2 se muestra una curva típica del flujo de calor en función de la temperatura de exceso $\Delta T_e = T_s - T_{sat}$, donde T_s es la temperatura de superficie de la placa y T_{sat} , es la temperatura de saturación del agua a presión atmosférica, obtenida después de aplicado el proceso de temple por medio de mezclas de aire y agua. Como se observa en dicha gráfica, se hacen presentes los regímenes de ebullición de pre-película, de película, en transición, nucleada y ebullición en convección.

Del análisis del comportamiento de la curva de la Figura 5.2, se observa como al principio del enfriamiento en la región denotada con la letra E , ($\Delta T_e=400\text{ }^\circ C$), la

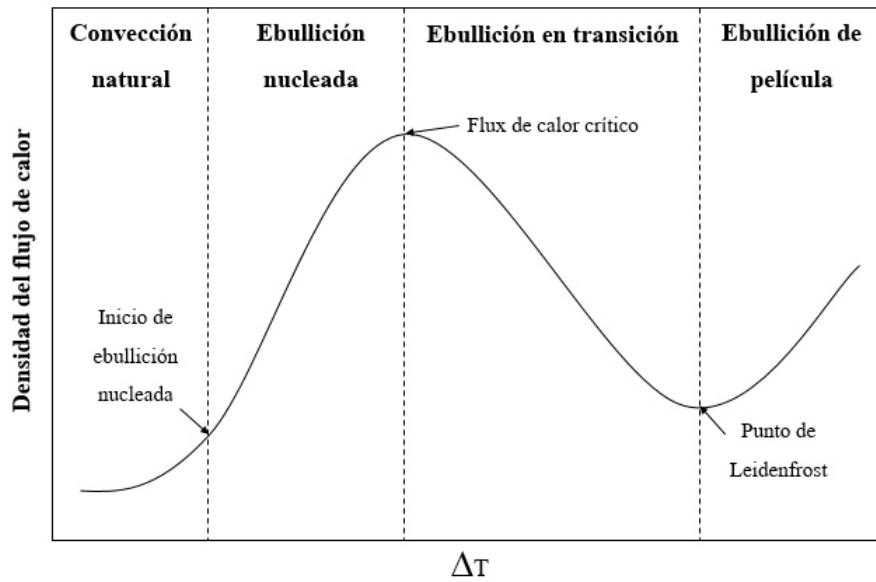


Figura 5.1: Curva de ebullición típica (*boiling curve*) durante enfriamiento por rociado.

magnitud del flujo de calor empieza a incrementar debido a los efectos combinados de convección forzada y la evaporación de las gotas de agua al impactar la superficie caliente de la placa. Este periodo se caracteriza por el desarrollo de una capa de vapor de agua, producto del cambio de fase de las gotas, hasta que ésta queda completamente formada, al momento que el flujo de calor alcanza el primer punto máximo, denotado como *flujo de calor de sobrecalentamiento*. A partir de ahí, empieza el régimen de ebullición de película (*D*), en el cual disminuye el flujo de calor debido a la capa de vapor que actúa como un aislante, ya que posee valores bajos de conductividad térmica, y además evita el contacto directo entre la superficie del espécimen y las gotas.

Posteriormente, aproximadamente a $\Delta T_e = 275\text{ }^\circ\text{C}$, el flujo de calor presenta un valor mínimo, conocido como *punto de Leidenfrost*, durante el cual las gotas son capaces de penetrar la capa de vapor e indica el comienzo del régimen de transición (*C*).

A medida que sigue disminuyendo la temperatura de exceso, T_e , el flujo de calor aumenta en la región de transición debido a que no existe suficiente energía para mantener estable la capa aislante de vapor. De esta manera, las gotas entran en contacto directo con la pieza y, nuevamente, se alcanza un segundo punto máximo llamado *flujo de calor crítico*. Este punto límite marca el inicio tanto del régimen de ebullición nucleada (B), como del completo desvanecimiento de la capa de vapor.

Durante el régimen de ebullición nucleada y conforme ΔT_e decrece, el flujo de calor también reduce su valor hasta que entra en el régimen de ebullición por convección (A), en el cual irá disminuyendo paulatinamente hasta que la temperatura de la superficie de la placa logre equilibrar la temperatura de la mezcla de aire y agua. En este último periodo, los efectos del cambio de fase de las gotas desaparecen, como consecuencia de haber disminuido la temperatura de superficie por debajo de la temperatura de ebullición del agua a presión atmosférica.

5.2 EVOLUCIÓN TEMPORAL DEL FLUJO DE CALOR

Las gráficas mostradas en las Figuras 5.3, 5.4 y 5.5, describen el comportamiento temporal del flujo de calor para diferentes caudales de agua a tres velocidades de aire constantes. De manera similar que en los resultados de Wendelstorf et al. [21], Ruichao Guo et al. [25], y Ruifeng Dou et al. [35], entre otros, de las gráficas se observa que entre mayor sea la cantidad de agua que impacta sobre la superficie de la placa, incrementa el máximo flujo de calor alcanzado durante el primer minuto del proceso de temple.

De las Figuras 5.3, 5.4 y 5.5, se aprecia que a medida que se incrementa la velocidad media de la corriente de aire, el valor del tercer punto límite, denotado como *flujo de calor crítico*, disminuye para todas las curvas a los distintos caudales. Dicho de otro modo, la forma de la segunda cresta de todas las curvas que aparecen en las Figuras 5.3, 5.4 y 5.5, se achata conforme se aumenta la velocidad del flujo

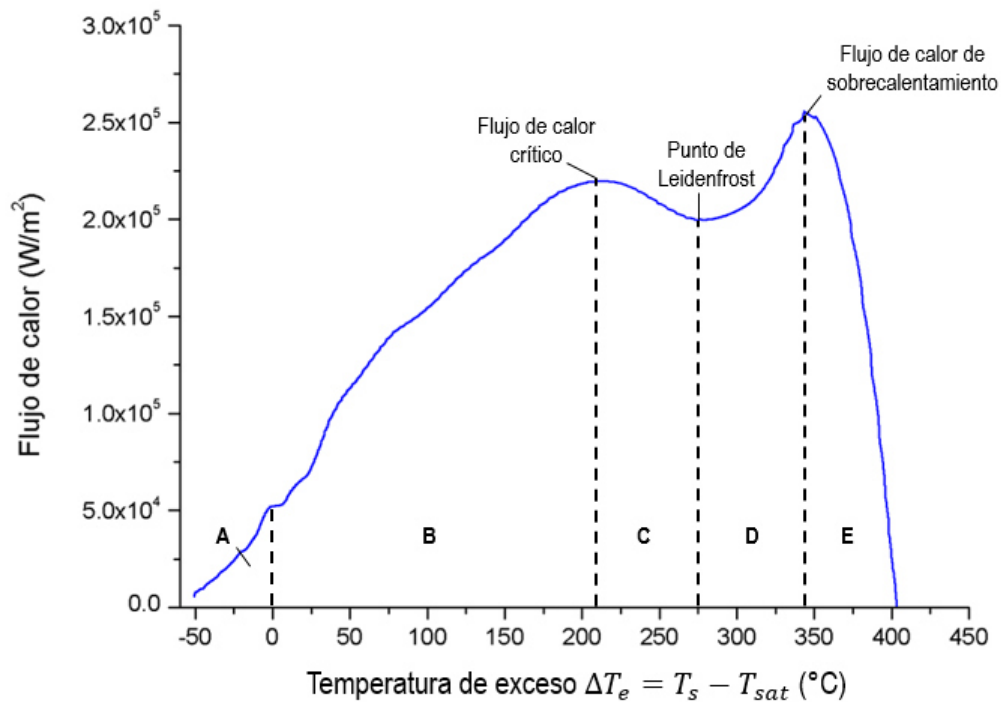


Figura 5.2: Regímenes de transferencia de calor por ebullición ocurridos durante el proceso de temple. (A) régimen ebullición por convección, (B) régimen ebullición nucleada, (C) régimen ebullición de transición, (D) régimen ebullición de película, (E) régimen ebullición de pre-película. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s, Caudal de agua = 2 L/min.

de aire. Este comportamiento podría deberse a la ausencia de sitios de nucleación de gotas de agua sobre la superficie de la placa, ya que conforme la corriente de aire adquiere mayor velocidad, poseerá mayor fuerza para remover e impedir que se establezca completamente una capa de agua, la cual promueva la formación de burbujas y sitios de nucleación.

Por otro lado, solamente se observa un cambio significativo, del orden de 40%, en los valores máximos de flujo de calor para la curva correspondiente al caudal de $\dot{Q} = 1 \text{ L/min}$, con respecto al aumento de la velocidad de la corriente de aire. Mientras que para los dos flujos de agua restantes los cambios en los valores máximos son menores al 10%.

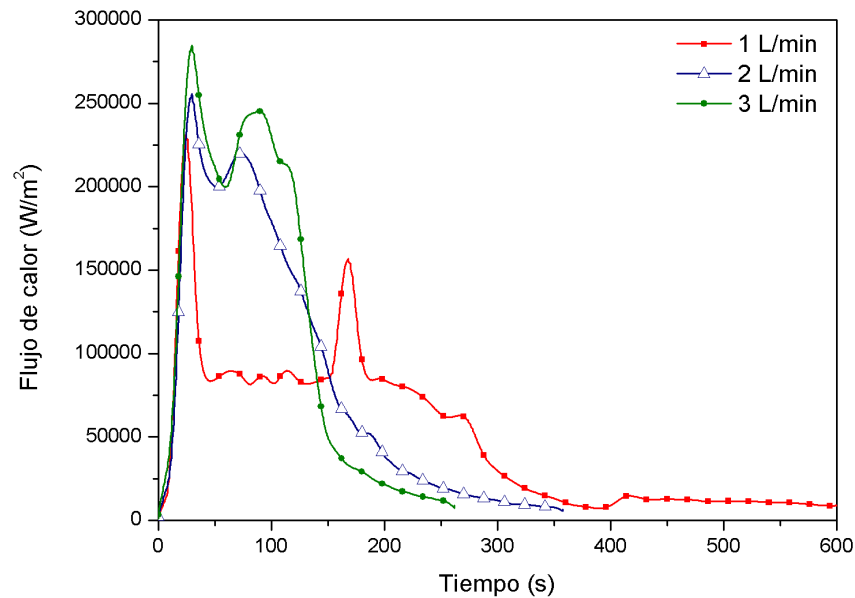


Figura 5.3: Efecto de la cantidad de agua sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s.

5.3 FLUJO DE CALOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE SUPERFICIE

Las gráficas que se muestran en las Figuras 5.6, 5.7 y 5.8, muestran el comportamiento del flujo de calor superficial con respecto al cambio de la temperatura de la superficie de enfriamiento del espécimen. Se aprecia como en los primeros momentos del proceso de temple el flujo de calor aumenta hasta alcanzar un valor máximo (flujo de calor de sobrecalentamiento), el cual siempre sucede entre los 430-460 °C para todos los caudales y todas las velocidades usadas en el experimento. A partir de ese momento, el flujo de calor empieza a disminuir conforme lo hace de igual manera la temperatura superficial y sigue la forma de la curva de la Figura 5.2, mientras experimenta todos los regímenes del fenómeno de ebullición. Este tipo de comportamiento es característico de los procesos donde se lleven a cabo la evaporación de

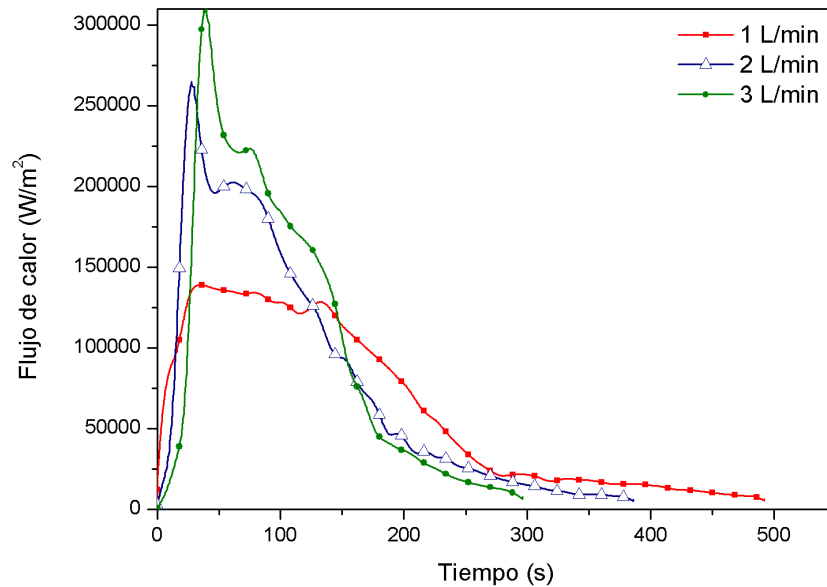


Figura 5.4: Efecto de la cantidad de agua sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 2 m/s.

líquido que se encuentre en contacto directo con superficies con alta temperatura.

5.4 COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA SUPERFICIAL

En las gráficas mostradas en las Figuras 5.9, 5.10 y 5.11, se observa el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor calculado utilizando la Ecuación (5.1), a partir del flujo de calor q'' y la diferencia entre las temperaturas de superficie T_s , y del fluido circundante, $T_\infty = 25^\circ C$, para todas los distintos pares de condiciones experimentales.

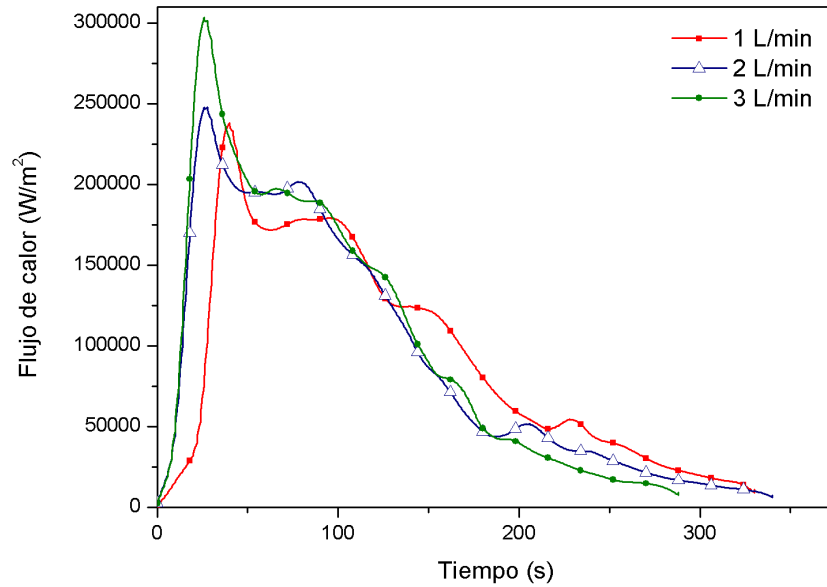


Figura 5.5: Efecto de la cantidad de agua sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 4 m/s.

$$h = \frac{q''}{T_s - T_\infty} \quad (5.1)$$

Del análisis de estas gráficas es posible notar como con el aumento de la velocidad de la corriente de aire, comienzan a disminuir los valores máximos alcanzados por la curvas de las Figuras 5.9, 5.10 y 5.11, sin embargo, es más apreciable en aquella correspondiente al caudal $\dot{Q} = 3 \text{ L/min}$. Lo anterior indica que conforme incrementa la velocidad de la corriente de aire, disminuyen los efectos producidos por la masa de agua sobre el coeficiente de convección. Esto va acorde a lo mencionado en la subsección anterior, en la cual se observó que los valores del flujo de calor crítico también disminuían, como posible consecuencia de la ausencia de sitios de nucleación, ya que el aumento de la velocidad de la corriente de aire posiblemente evita la formación de capas de agua sobre la superficie de la pieza.

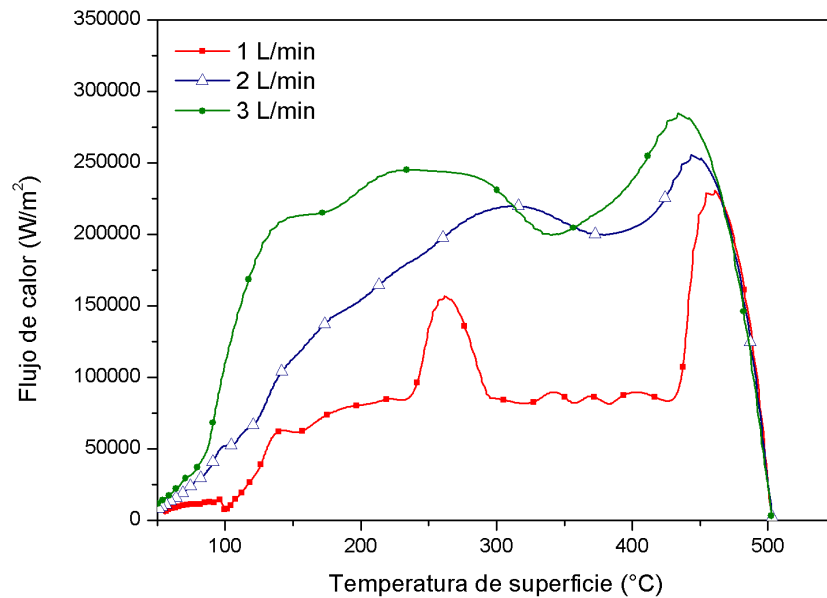


Figura 5.6: Efecto del cambio de la temperatura de superficie de la placa sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s.

5.5 RAPIDEZES DE ENFRIAMIENTO DEL PROCESO DE TEMPLE POR MEZCLAS DE AIRE Y AGUA

En la investigación de Deiters y Mudawar [39], se establece que la rapidez de enfriamiento debe ser lo suficientemente alta para evitar la formación de precipitados después de aplicado el tratamiento de solución, pero menor a una velocidad de enfriamiento máxima, ya que si ésta es superada, comenzarían a generarse deformaciones plásticas en el material. Por consiguiente, lo ideal sería que el proceso de temple se llevara a cabo entre estos dos límites durante la mayor parte del enfriamiento, en especial, en el rango de temperaturas en el cual sucede la precipitación de las partículas disueltas en el aluminio (temperatura de *solvus* hasta temperatura ambiente). Adicionalmente a lo anterior, según los resultados de Milkereit et al. autores del reporte técnico sobre la determinación de la rapidez de enfriamiento crítica en aleaciones

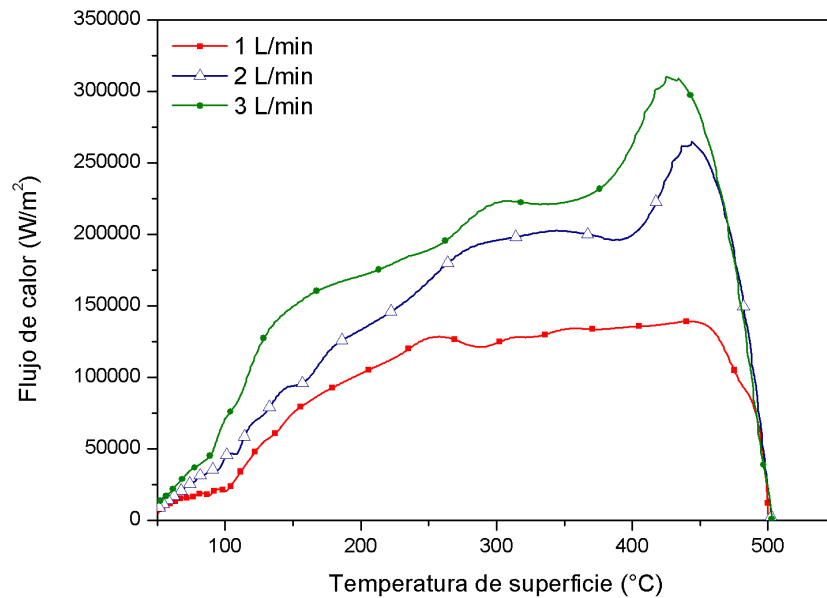


Figura 5.7: Efecto del cambio de la temperatura de superficie de la placa sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 2 m/s.

de aluminio, perteneciente a la Firma Perkin Elmer [40], el proceso de temple debe realizarse solo justo por encima de aquella rapidez de enfriamiento crítica, a fin de suprimir por completo la formación de precipitados, sin generar esfuerzos internos excesivos. En dicha investigación se menciona que para la mayoría de las aleaciones de aluminio la rapidez crítica es alrededor de los $100^{\circ}C/min$ aproximadamente.

En las Figuras 5.12, 5.13 y 5.14 se muestran las rapidezces de enfriamiento obtenidas a las distintas condiciones de operación durante las pruebas de temple por aire y agua. A partir de examinar dichas curvas, es notorio que durante los primeros segundos de la mayoría de las pruebas, incrementa el valor de las rapidezces de enfriado hasta lograr valores de hasta $270^{\circ}C/min$, aproximadamente. Esto es ocasionado por la rápida evaporación de las gotas que entran en contacto directo con la superficie de la pieza, durante el periodo de ebullición de pre-película, y en el cual los valores máximos coinciden con el punto de flujo de calor de sobrecalentamiento de las curvas de las Figuras 5.3, 5.4 y 5.5. Sin embargo, desde el punto de vista

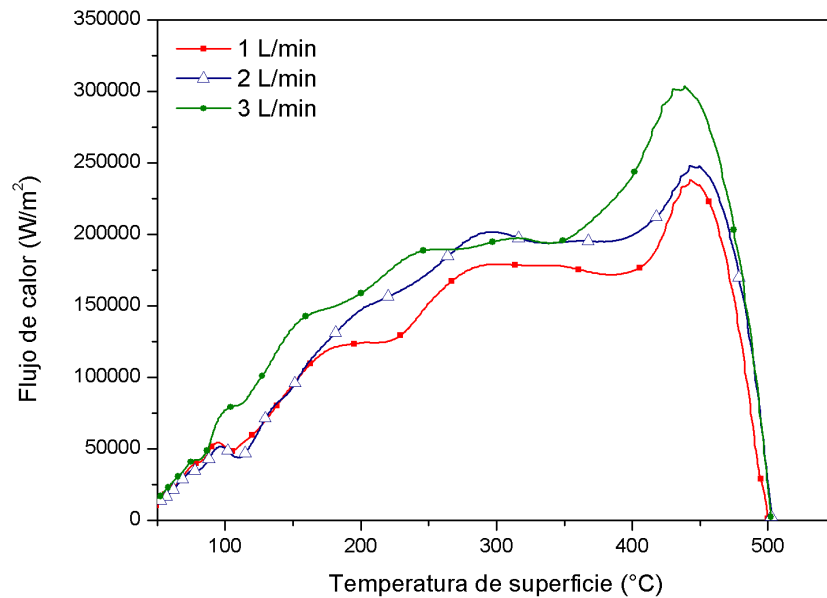


Figura 5.8: Efecto del cambio de la temperatura de superficie de la placa sobre el flujo de calor. Velocidad del flujo de aire = 4 m/s.

de los gradientes de temperatura internos que se generan durante el enfriamiento, lo anterior no es deseable que suceda. Esto debido a que la diferencia de tiempos característicos entre la superficie de la placa y la parte inferior de ésta, los cuales rondan las siete centésimas de segundo y los 12 segundos, respectivamente, provocan gradientes de temperatura muy intensos.

Por otro lado, de la Figura 5.13, se observa que la curva, cuyo caudal corresponde a 1 L/min , muestra un comportamiento de enfriamiento constante, aproximadamente a $120\text{ }^{\circ}C/min$, durante la mayor parte del proceso. Considerando que la rapidez mínima necesaria para mantener las propiedades mecánicas mejoradas ronda los $100^{\circ}C/min$ para el tipo de aleación usada en este estudio, los valores de rapidez correspondientes a dicha curva se encuentran cerca del límite inferior, lo que asegura que se cumpla con el propósito del tratamiento térmico, generando tanto menores niveles de distorsión en la pieza, como generando gradientes de temperatura no tan intensos. No obstante lo anterior, ya en aplicaciones específicas, es

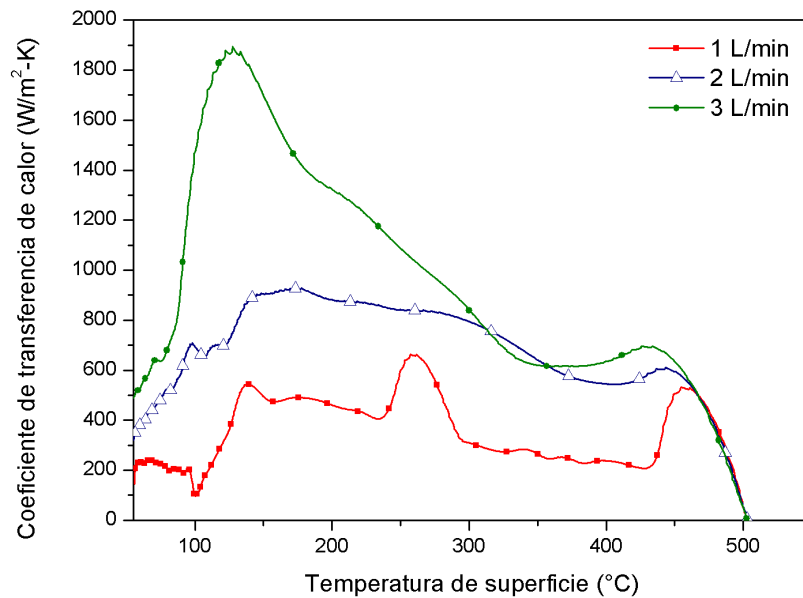


Figura 5.9: Comportamiento del coeficiente de convección con respecto a la temperatura superficial a distintos caudales. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s.

conveniente validar dicha afirmación midiendo la distorsión y los esfuerzos residuales generados después de aplicado el temple por mezclas de aire y agua a las condiciones adecuadas.

Para lograr replicar la curva de la gráfica mostrada en la Figura 5.13, cuyo caudal corresponde a 1 L/min, según la Tabla 3.5, es necesaria una proporción de alrededor de 46 veces más masa de aire que de agua.

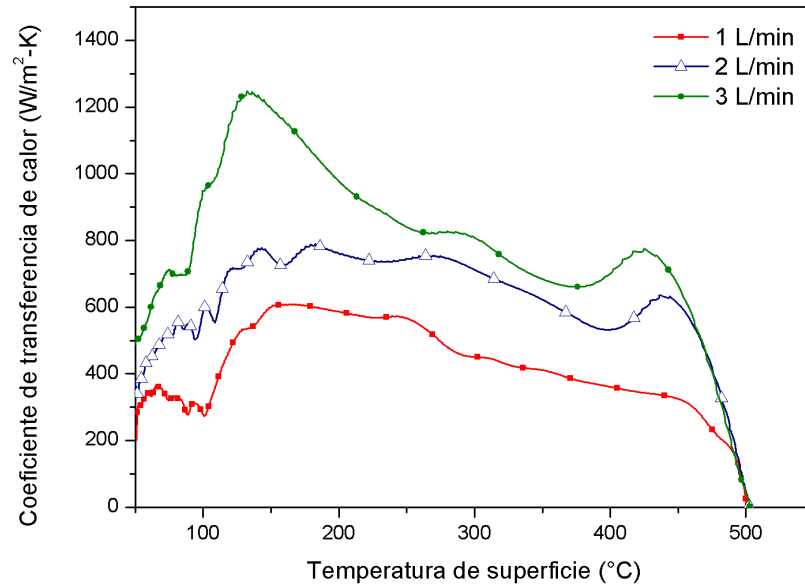


Figura 5.10: Comportamiento del coeficiente de convección con respecto a la temperatura superficial a distintos caudales. Velocidad del flujo de aire = 2 m/s.

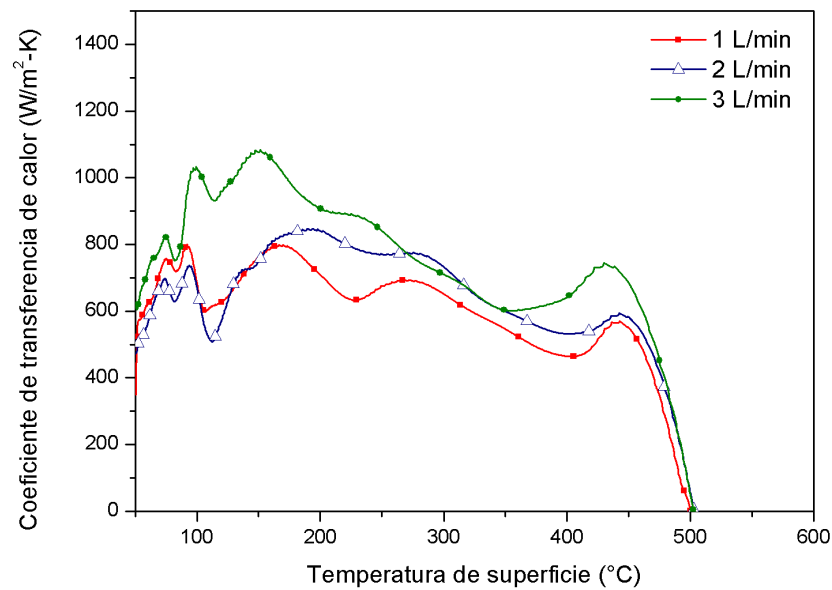


Figura 5.11: Comportamiento del coeficiente de convección con respecto a la temperatura superficial a distintos caudales. Velocidad del flujo de aire = 4 m/s.

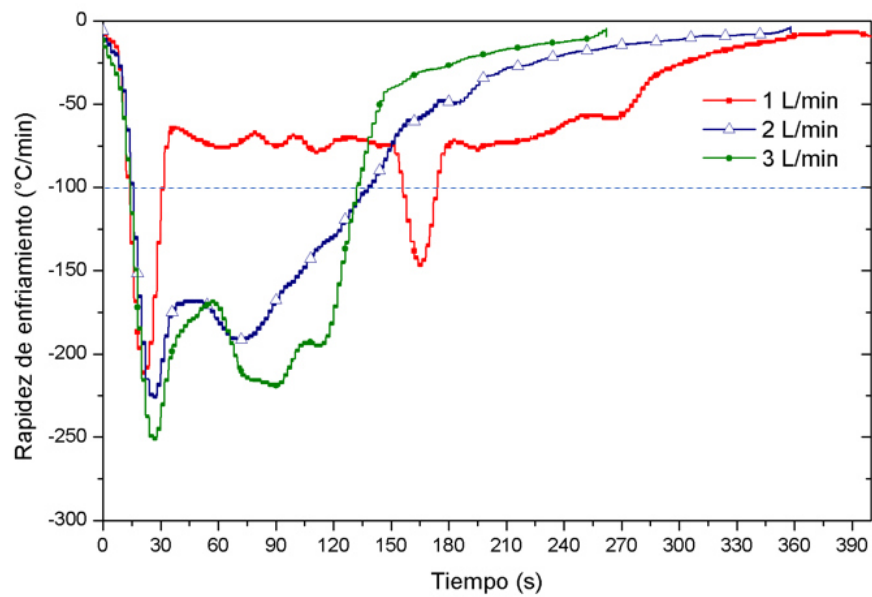


Figura 5.12: Rapideces de enfriamiento a distintos flujos de agua. Velocidad del flujo de aire = 1 m/s.

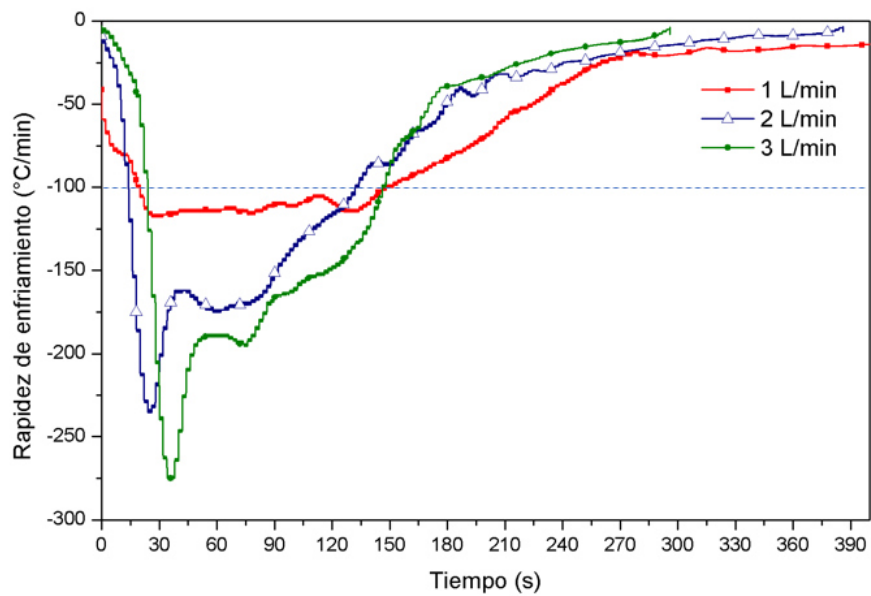


Figura 5.13: Rapideces de enfriamiento a distintos flujos de agua. Velocidad del flujo de aire = 2 m/s.

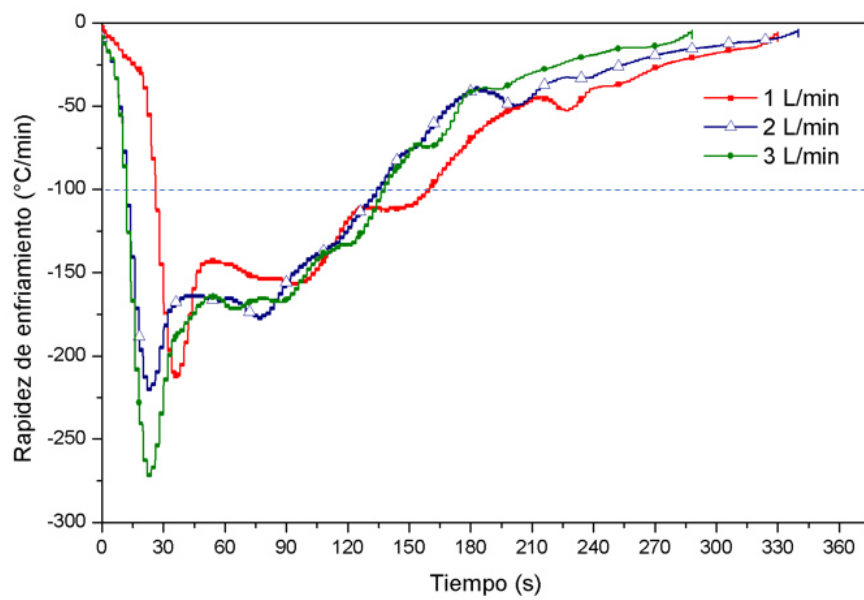


Figura 5.14: Rapideces de enfriamiento a distintos flujos de agua. Velocidad del flujo de aire = 4 m/s.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES

6.1 CONCLUSIONES FINALES

Se llevaron a cabo pruebas experimentales de temple por medio de mezclas de aire y agua a distintas proporciones en una instalación experimental construida en los laboratorios LIITE, con el objetivo de reducir el consumo energético del proceso de temple por convección forzada, ya que su implementación implica altos gastos energéticos y económicos.

Por otro lado, fue posible estimar el flujo de calor ocurrido durante los proceso de temple, mediante la solución al problema inverso de conducción de calor de carácter transitorio y en una dimensión, usando los métodos de volúmenes finitos y de bisección.

Respecto a la llamada curva de ebullición (*boiling curve*), fue posible identificar los regímenes de ebullición de pre-película, ebullición de película, ebullición en transición, ebullición nucleada y ebullición en convección. Además, se observó que con el aumento de la velocidad de la corriente de aire, se presentaba una disminución del valor del punto de flujo de calor crítico, el cual indica el inicio del régimen de ebullición nucleada, de todas las curvas de ebullición a las distintas condiciones de operación a las que se llevaron a cabo las pruebas experimentales. Esto podría deberse a la falta de formación de sitios de nucleación de gotas de agua, ya que conforme la corriente de aire adquiere mayor velocidad, remueve e impide el establecimiento de capas de agua sobre la superficie de impacto del espécimen.

A partir de los resultados obtenidos, se observó que existe una relación entre la cantidad de agua empleada en las pruebas y la intensidad del flujo de calor que se extrae del espécimen sometido al enfriamiento. Esto se debe al efecto de la evaporación de la masa de agua que impacta en la superficie de la pieza. Por otro lado, los efectos de la corriente de aire solo son significativos, del orden del 40 %, para caudales pequeños (1 L/min).

Los resultados anteriores implican que, para lograr los requerimientos de rapidez de enfriamiento para los procesos de temple usando mezclas de aire y agua, no es necesario el uso de altos caudales de agua, sino el poder establecer una proporción alrededor de 46 veces más masa de aire que de agua, a una velocidad de corriente de aire de 2 m/s. Con lo anterior, es posible disminuir los consumos de agua, energético y económico, resultantes del proceso de temple por convección forzada, sin perder la capacidad enfriadora necesaria en los tratamientos térmicos.

Por último, la información concerniente a la transferencia de calor, generada durante este estudio, es potencialmente de gran relevancia para las aplicaciones de temple de componentes metálicos, ya que es el primer paso para llevar a cabo simulaciones computacionales que predigan el enfriamiento de estos. Usando el historial de los parámetros obtenidos, por ejemplo el coeficiente de convección en función de la temperatura de superficie, como condición de frontera durante el desarrollo de dichas simulaciones, sería posible conocer tanto la distribución de temperatura, como la distribución de gradientes térmicos dentro de los componentes a fin de poder detectar las zonas más propensas a presentar fallas o deformaciones.

6.2 TRABAJOS FUTUROS

Con el objetivo de mejorar los alcances de este trabajo, se propone que se lleven a cabo las siguientes actividades a futuro:

- Medir y caracterizar la distribución, tanto de la velocidad, como del tamaño de gotas generadas durante el enfriamiento en la instalación experimental, usando posiblemente PDA. Esto a fin de caracterizar de mejor manera el fenómeno de transferencia de calor, ya que estos parámetros, junto con la cantidad de agua y la temperatura de superficie, son las variables que ejercen las influencias más significativas al momento del enfriado.
- Llevar a cabo pruebas experimentales variando el acomodo y el tipo de toberas

de aspersión para mejorar la homogeneidad de la mezcla de aire y agua.

- Medir los niveles de esfuerzos residuales derivados de las pruebas de enfriamiento a las condiciones de operación de la instalación, que luzcan como potenciales candidatas a generar bajos gradientes de temperatura.
- Trabajar en el diseño de procesos de temple controlados desarrollando condiciones en las que cambie la proporción de agua y aire, de tal forma que se pueda promover una razón de enfriamiento sostenida que asegure un tratamiento térmico adecuado con el uso racionado de energía y agua, en la búsqueda de procesos industriales más eficientes y económicos.

REFERENCIAS

- [1] Intergovernmental Panel on Climate Change. *Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change*, volume 3. Cambridge University Press, 2015.
- [2] European Commission. Air pollutants from road transport. <http://ec.europa.eu/environment/air/transport/road.htm>.
- [3] United States Environmental Protection Agency. Regulations for Greenhouse Gas Emissions from Passenger Cars and Trucks. <https://www.epa.gov/regulations-emissions-vehicles-and-engines/regulations-greenhouse-gas-emissions-passenger-cars-and>.
- [4] Elaheh Ghassemieh. *Materials in automotive application, state of the art and prospects*. INTECH Open Access Publisher, 2011.
- [5] Jürgen Hirsch. Aluminium in innovative light-weight car design. *Materials Transactions*, 52(5):818–824, 2011.
- [6] Shen-lan Li, Zhi-qi Huang, Wei-ping Chen, Zhi-ming Liu, and Wen-jun Qi. Quench sensitivity of 6351 aluminum alloy. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 23(1):46–52, 2013.
- [7] GP Dolan and JS Robinson. Residual stress reduction in 7175-t73, 6061-t6 and 2017a-t4 aluminium alloys using quench factor analysis. *Journal of materials processing technology*, 153:346–351, 2004.
- [8] Bowang Xiao, Qigui Wang, Parag Jadhav, and Keyu Li. An experimental study

- of heat transfer in aluminum castings during water quenching. *Journal of Materials Processing Technology*, 210(14):2023–2028, 2010.
- [9] A Rose, O Kessler, F Hoffmann, and H-W Zoch. Quenching distortion of aluminium castings—improvement by gas cooling. *Materialwissenschaft Und Werkstofftechnik*, 37(1):116–121, 2006.
- [10] Bowang Xiao, Gang Wang, Qigui Wang, Mohammed Maniruzzaman, Richard D Sisson, and Yiming Rong. An experimental study of heat transfer during forced air convection. *Journal of materials engineering and performance*, 20(7):1264–1270, 2011.
- [11] RA Wallis, R Garwood, J Ward, and Q Xia. Quenching using air-water mixtures. In *2nd International Conference on Quenching and the Control of Distortion, Cleveland, USA*, 1996.
- [12] The Aluminum Association. Aluminum alloys 101 = <http://www.aluminum.org/resources/industry-standards/aluminum-alloys-101>.
- [13] William F Smith, Javad Hashemi, Gabriel Nagore Cázares, and Pedro Alejandro González-Caver. *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. McGraw-Hill, 2006.
- [14] Bozidar Liscic, Hans M Tensi, Lauralice CF Canale, and George E Totten. *Quenching theory and technology*. CRC Press, 2010.
- [15] ASM International. Handbook Committee. *ASM handbook: Heat treating*, volume 4. Asm Intl, 1991.
- [16] Ampere A Tseng, Miroslav Raudensky, and Tae-Woo Lee. Liquid sprays for heat transfer enhancements: A review. *Heat Transfer Engineering*, 37(16):1401–1417, 2016.
- [17] Theodore L Bergman and Frank P Incropera. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011.

- [18] Yunus A Cengel and AJ Ghajar. Heat and mass transfer (a practical approach, si version), 2011.
- [19] Shiro Nukiyama. The maximum and minimum values of the heat q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 9(12):1419–1433, 1966.
- [20] Zhen Zhang, Pei-Xue Jiang, Xiao-Long Ouyang, Jian-Nan Chen, and David M Christopher. Experimental investigation of spray cooling on smooth and micro-structured surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 76:366–375, 2014.
- [21] J Wendelstorf, K-H Spitzer, and R Wendelstorf. Spray water cooling heat transfer at high temperatures and liquid mass fluxes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(19):4902–4910, 2008.
- [22] Xiong Zhang, Zhi Wen, Ruifeng Dou, Gang Zhou, and Fan Zhang. Experimental study of the air-atomized spray cooling of high-temperature metal. *Applied Thermal Engineering*, 71(1):43–55, 2014.
- [23] Ruichao Guo, Jianjun Wu, Weiping Liu, Zengkun Zhang, Mingzhi Wang, and Shaochang Guo. Investigation of heat transfer on 2024 aluminum alloy thin sheets by water spray quenching. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 72:249–257, 2016.
- [24] A Buczek and T Telejko. Investigation of heat transfer coefficient during quenching in various cooling agents. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 44:358–364, 2013.
- [25] Ruichao Guo, Jianjun Wu, He Fan, and Xuepeng Zhan. The effects of spray characteristic on heat transfer during spray quenching of aluminum alloy 2024. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 76:211–220, 2016.
- [26] Satya V Ravikumar, Jay M Jha, AM Tiara, Surjya K Pal, and Sudipto Chakraborty. Experimental investigation of air-atomized spray with aqueous polymer

- additive for high heat flux applications. *International journal of heat and mass transfer*, 72:362–377, 2014.
- [27] Nianyong Zhou, Fujiang Chen, Yuchun Cao, Mengmeng Chen, and Yu Wang. Experimental investigation on the performance of a water spray cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 112:1117–1128, 2017.
- [28] DE TREBALL I AFERS SOCIALS CONSELLERIA. Generalitat de valència, ventilación industrial: Manual de recomendaciones practicas para la prevención de riesgos laborales, conselleria de treball i afers socials. *GENERALITAT DE VALÈNCIA*, 1992.
- [29] Frank Puschmann and Eckehard Specht. Transient measurement of heat transfer in metal quenching with atomized sprays. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28(6):607–615, 2004.
- [30] Frank Puschmann and Eckehard Specht. Atomized spray quenching as an alternative quenching method for defined adjustment of heat transfer. *steel research international*, 75(4):283–288, 2004.
- [31] Santosh Kumar Nayak, Purna Chandra Mishra, and Sujay Kumar Singh Parashar. Influence of spray characteristics on heat flux in dual phase spray impingement cooling of hot surface. *Alexandria Engineering Journal*, 55(3):1995–2004, 2016.
- [32] M Necat Ozisik. *Inverse heat transfer: fundamentals and applications*. CRC Press, 2000.
- [33] Liqiang Zhang, Carl Reilly, Luoxing Li, Steve Cockcroft, and Lu Yao. Development of an inverse heat conduction model and its application to determination of heat transfer coefficient during casting solidification. *Heat and Mass Transfer*, 50(7):945–955, 2014.
- [34] Ruifeng Dou, Zhi Wen, Gang Zhou, Xunliang Liu, and Xiaohong Feng. Experimental study on heat-transfer characteristics of circular water jet impinging on

- high-temperature stainless steel plate. *Applied Thermal Engineering*, 62(2):738–746, 2014.
- [35] Ruifeng Dou, Zhi Wen, and Gang Zhou. Heat transfer characteristics of water spray impinging on high temperature stainless steel plate with finite thickness. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90:376–387, 2015.
- [36] TJ Chung. *Computational fluid dynamics*. Cambridge university press, 2010.
- [37] Henk Kaarle Versteeg and Weeratunge Malalasekera. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. Pearson Education, 2007.
- [38] A. S. A. Alghamdi. Inverse estimation of boundary heat flux for heat conduction model. *Journal of King Abdulaziz University: Engineering Sciences*, 21(1):73–95, 2010.
- [39] TA Deiters and I Mudawar. Optimization of spray quenching for aluminum extrusion, forging, or continuous casting. *Journal of Heat Treating*, 7(1):9–18, 1989.
- [40] Benjamin Milkereit, Olaf Kessler, and Christoph Schick. Determination of critical cooling rate for hardening aluminum alloys using hyperdsc, 2010.